Conditions d’utilisation des contenus du Conservatoire numérique

1- Le Conservatoire numérique communément appelé le Cnum constitue une base de données, produite par le Conservatoire national des arts et métiers et protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle. La conception graphique du présent site a été réalisée par Eclydre (www.eclydre.fr).

2- Les contenus accessibles sur le site du Cnum sont majoritairement des reproductions numériques d’œuvres tombées dans le domaine public, provenant des collections patrimoniales imprimées du Cnam.

Leur réutilisation s’inscrit dans le cadre de la loi nº 78-753 du 17 juillet 1978 :

- **la réutilisation non commerciale de ces contenus est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur ; la mention de source doit être maintenue (Cnum - Conservatoire numérique des Arts et Métiers - http://cnum.cnam.fr)**
- **la réutilisation commerciale de ces contenus doit faire l’objet d’une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service.**

3- Certains documents sont soumis à un régime de réutilisation particulier :

- **les reproductions de documents protégés par le droit d’auteur, uniquement consultables dans l’enceinte de la bibliothèque centrale du Cnam. Ces reproductions ne peuvent être réutilisées, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l’autorisation préalable du titulaire des droits.**

4- Pour obtenir la reproduction numérique d’un document du Cnum en haute définition, contacter cnum(at)cnam.fr

5- L’utilisateur s’engage à respecter les présentes conditions d’utilisation ainsi que la législation en vigueur. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d’une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

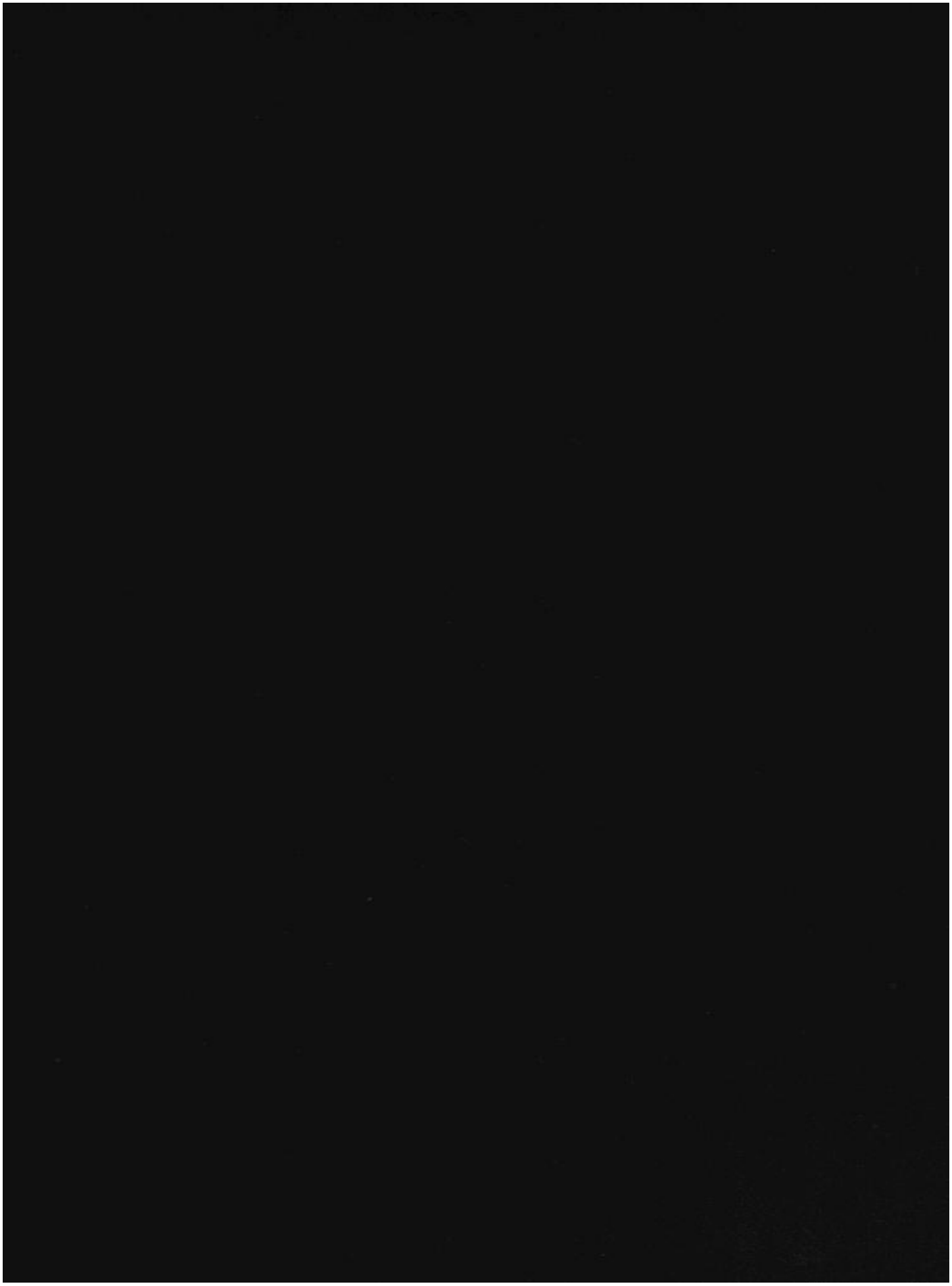
6- Les présentes conditions d’utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

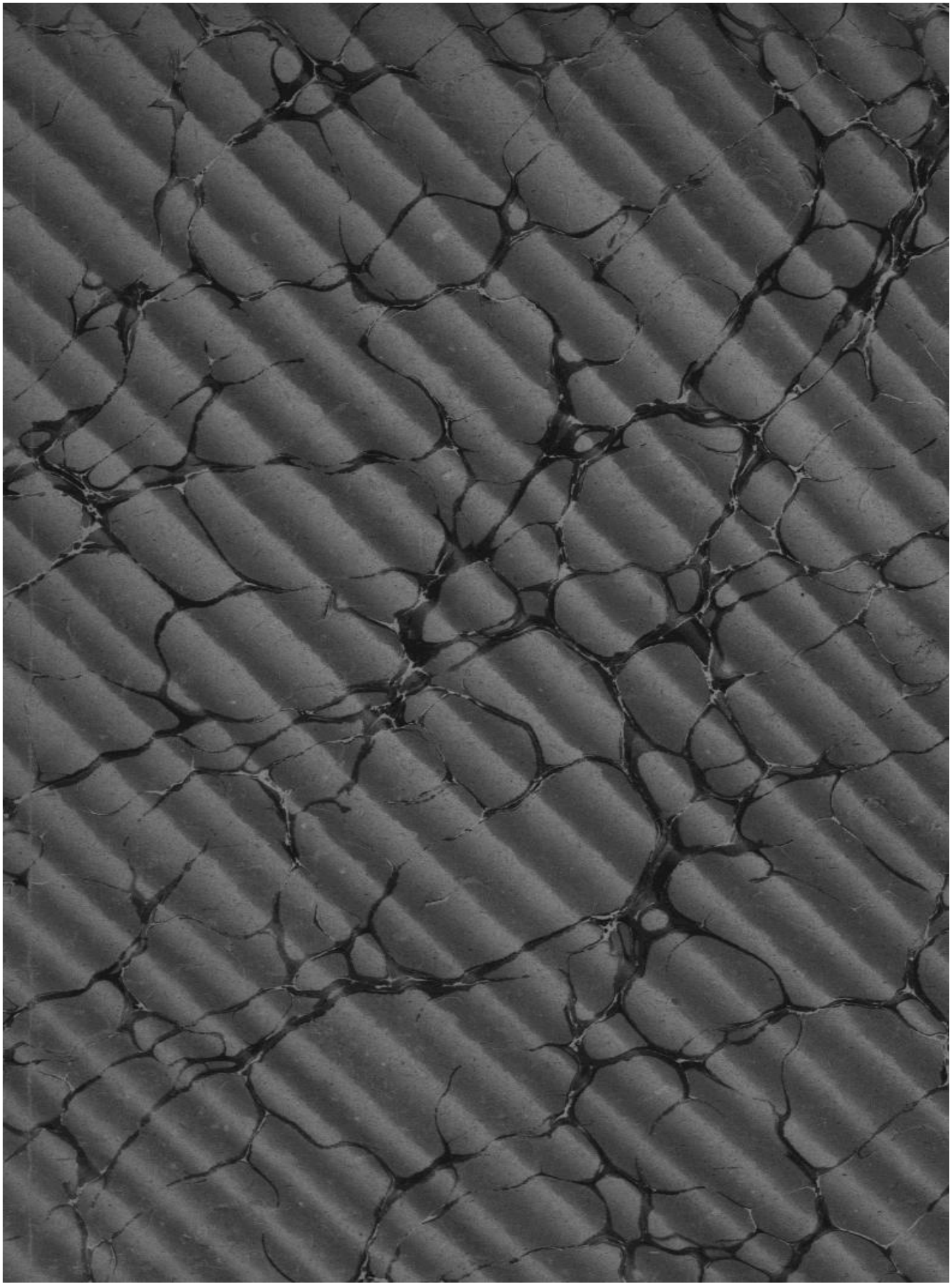
NOTICE DE LA GRANDE MONOGRAPHIE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Jullien, Charles-Édouard
Auteur(s)	Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Auteur(s) secondaire(s)	Bataille, Martial-Eugène (1814-1878)
Titre	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Adresse	Paris : Librairie scientifique-industrielle L. Mathias (Augustin), 1847-49
Collation	4 vol.
Nombre de volumes	4
Cote	CNAM-BIB 4 De 20 (2)
Sujet(s)	Génie mécanique Machines à vapeur Chaudières à vapeur Navigation à vapeur Locomotives à vapeur
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DE20.2
LISTE DES VOLUMES	Première section. De la machine à vapeur en général. Texte
	Première section. De la machine à vapeur en général. Atlas
	Deuxième section. Construction des machines à vapeur. Texte
	Deuxième section. Construction des machines à vapeur. Atlas

NOTICE DU VOLUME	
Auteur(s) volume	Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Auteur(s) secondaire(s) volume	Bataille, Martial-Eugène (1814-1878)
Titre	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Volume	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Adresse	Paris : Librairie scientifique-industrielle L. Mathias (Augustin), 1847-49
Collation	1 vol. (V-608 p.) ; 27 cm
Nombre de vues	626
Cote	CNAM-BIB 4 De 20 (2-1)
Sujet(s)	Génie mécanique Machines à vapeur Chaudières à vapeur Navigation à vapeur Locomotives à vapeur
Thématique(s)	Construction Machines & instrumentation scientifique Transports
Typologie	Ouvrage

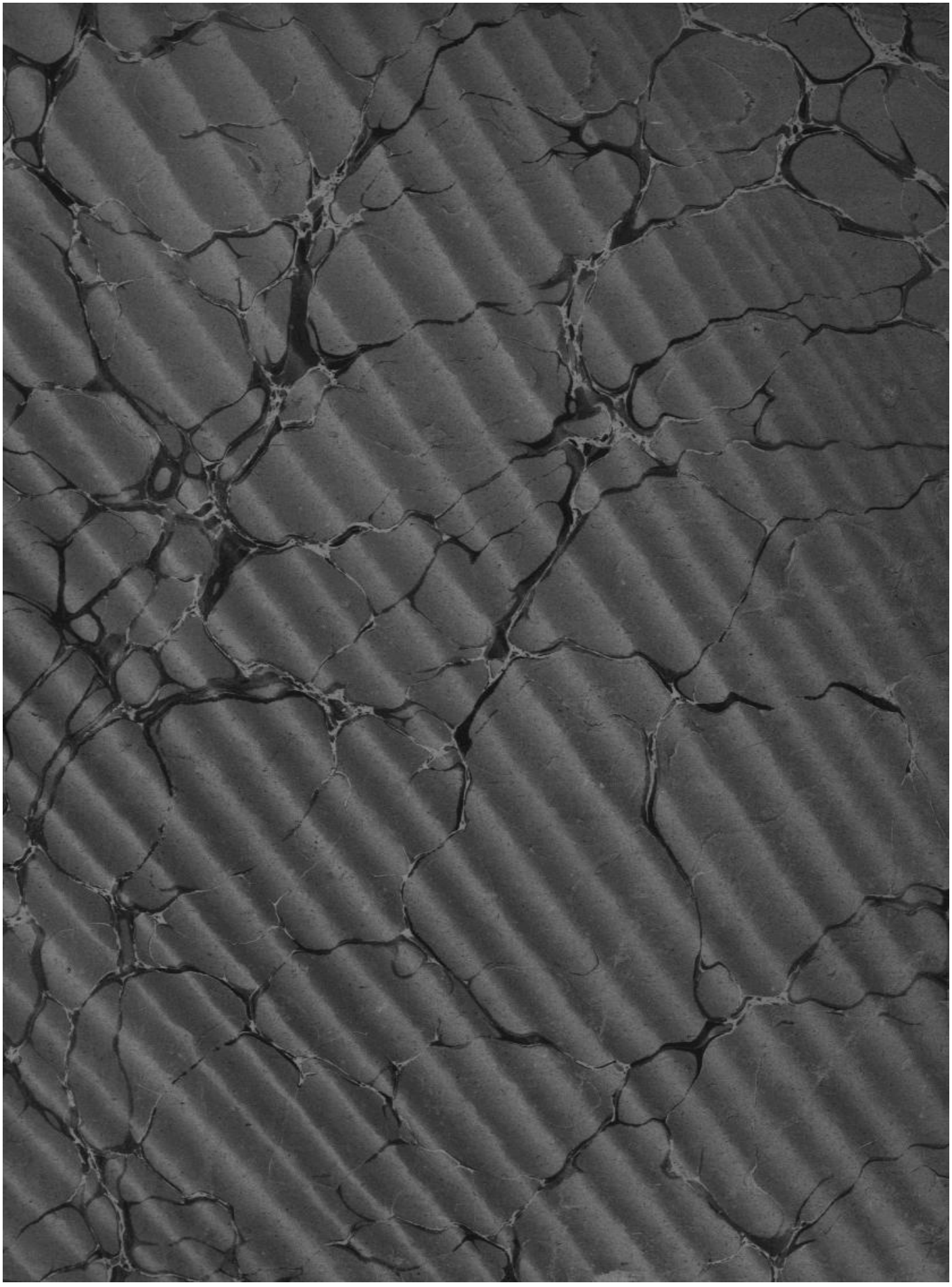
Langue	**Français**
Date de mise en ligne	**18/07/2018**
Date de génération du PDF	**24/02/2022**
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DE20.2-1



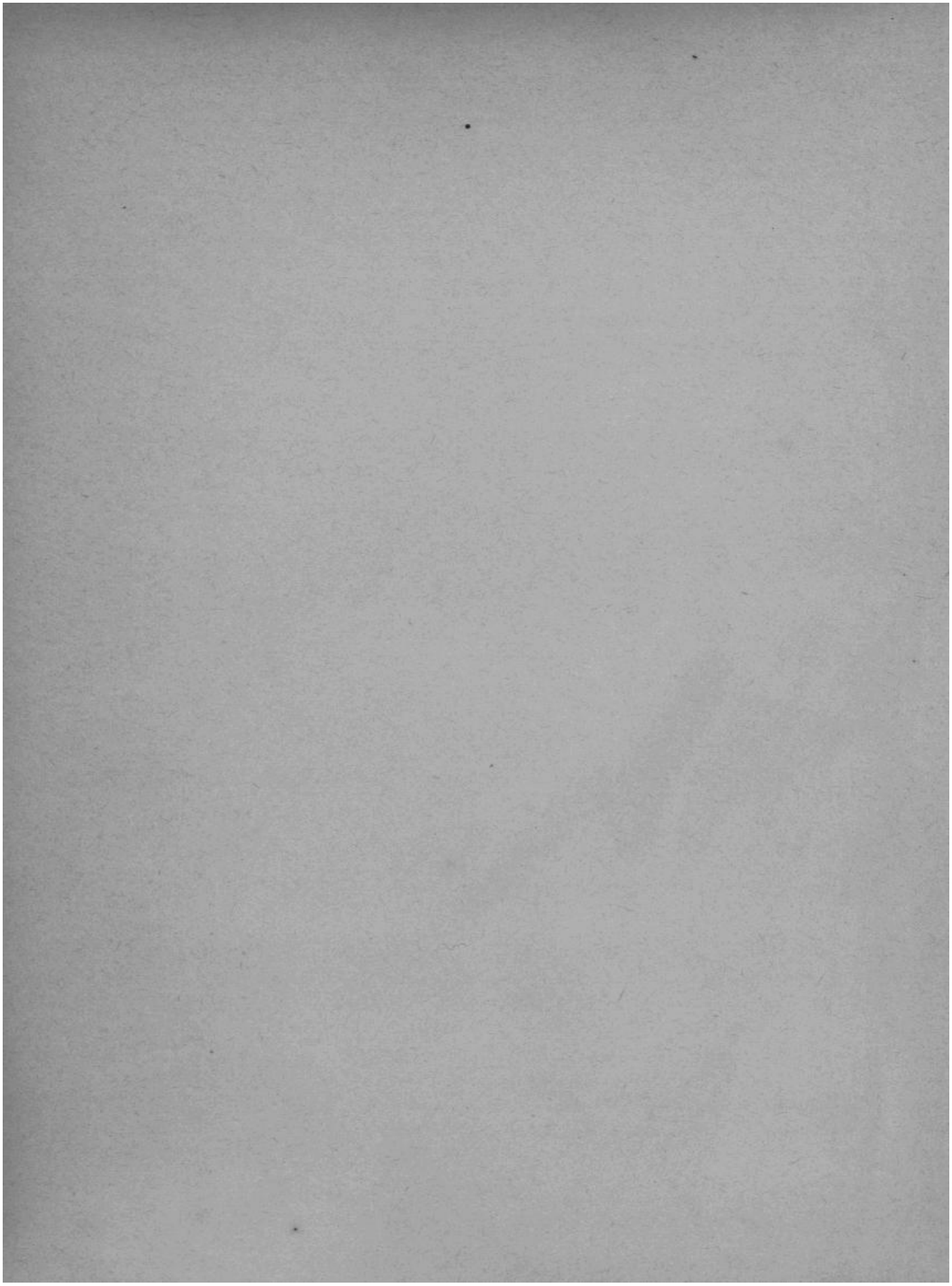
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



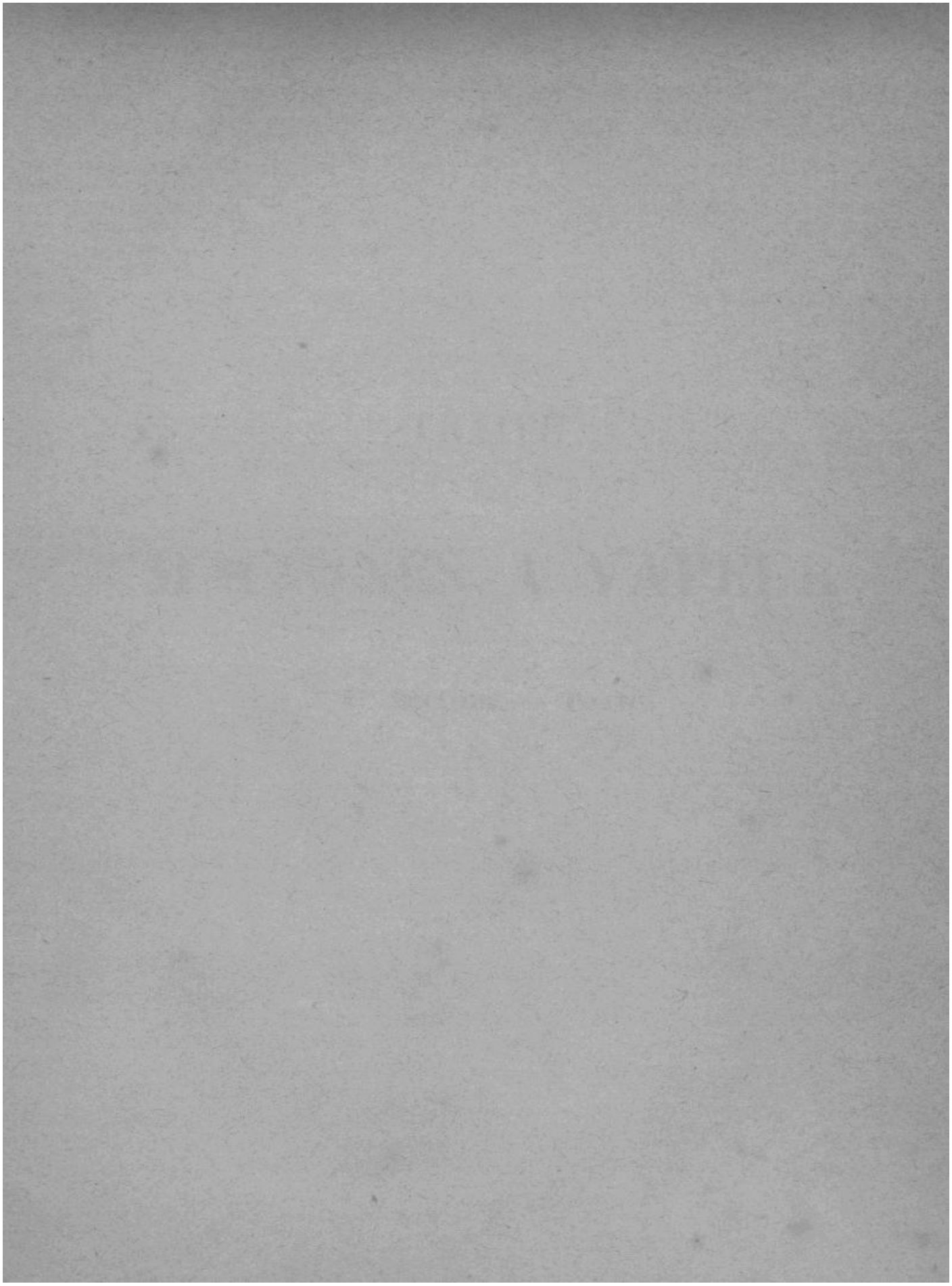
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° De 20. (2)

TRAITÉ

DES

MACHINES A VAPEUR

1re Section. — Texte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

IMPRIMERIE DE GUSTAVE GRATIOT, RUE DE LA MONNAIE, 11.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4e De 20 (2)
(MFIL 16)
4 De 20.2-1

TRAITÉ

DES

MACHINES A VAPEUR

OUVRAGE DIVISÉ EN DEUX GRANDES SECTIONS

1re SECTION. — De la Machine à vapeur en général

Comprenant tout ce qui est relatif à l'*histoire*, la *théorie*, la *description* et l'*application* des machines à vapeur, depuis les temps les plus anciens jusqu'à nos jours; cette section contient la traduction complète de l'ouvrage anglais publié à Londres sous le patronage du gouvernement par une société de mécaniciens *(Artizan-Club)*;
par E.-M. BATAILLE, ingénieur, ancien élève de l'École polytechnique.

2e SECTION. — Construction des Machines à vapeur

Comprenant l'examen technique des matériaux de construction, la *composition*, l'*exécution*, et les *devis* de ces machines pour toutes les espèces, tous les genres et tous les systèmes connus depuis les plus petites forces jusqu'aux plus grandes;
par C.-E. JULLIEN, ex-ingénieur de l'Atelier de construction du Creuzot, ancien élève de l'École centrale des Arts et Manufactures.

Accompagné d'un grand nombre de planches tirées à part, et de gravures sur bois intercalées dans le texte.

1re Section

PAR E.-M. BATAILLE.

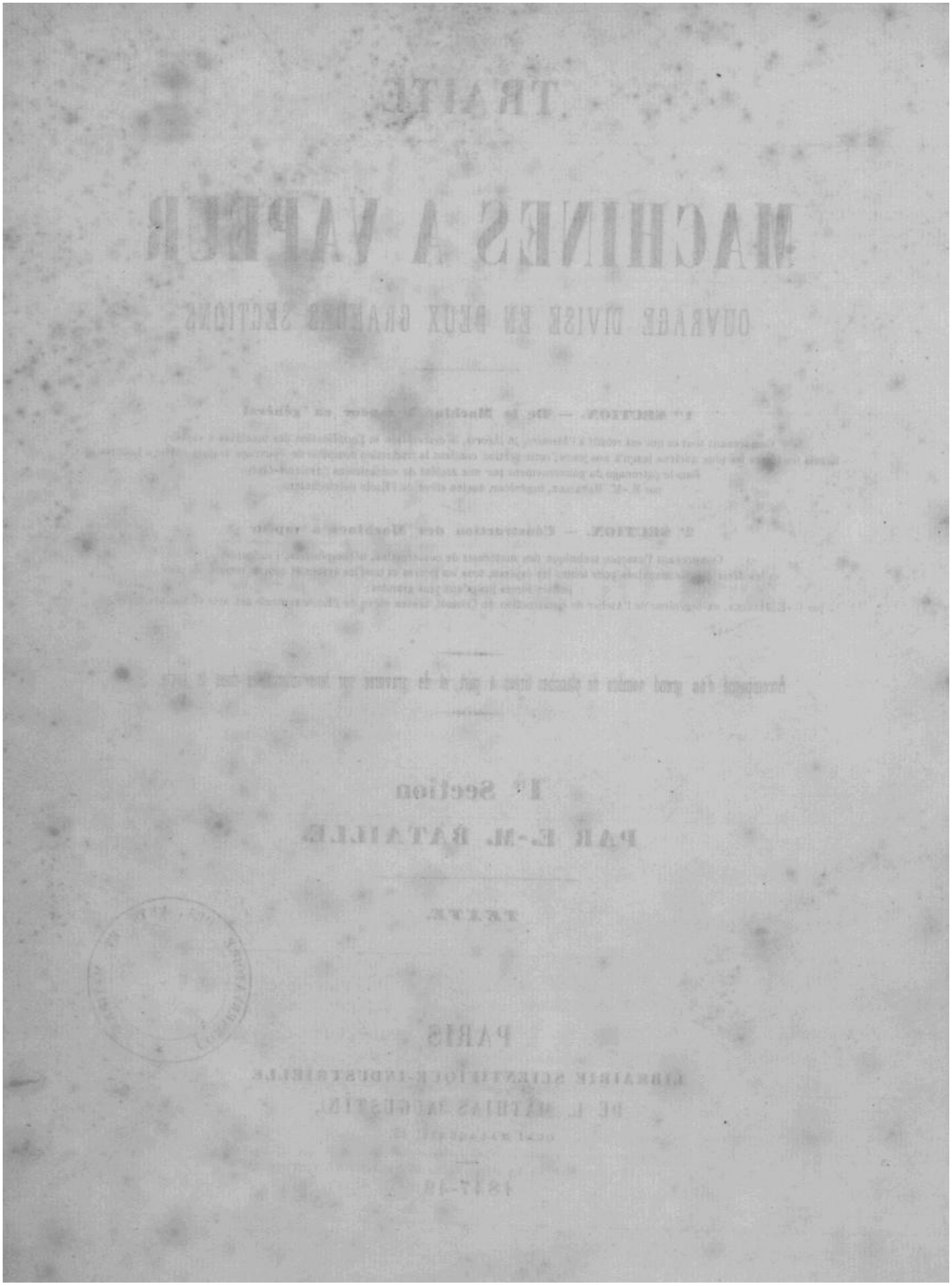
TEXTE.

CONSERVATOIRE DES ARTS ET METIERS

PARIS
LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE
DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),
QUAI MALAQUAIS, 15.

1847-49

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

AVANT-PROPOS.

Quoiqu'il existe déjà plusieurs traités sur les machines à vapeur, il est certain qu'il n'y a encore aujourd'hui aucun ouvrage de ce genre capable de satisfaire aux besoins des praticiens et aux études de tous ceux qui veulent approfondir cette matière. Les ouvrages qui ont été publiés jusqu'à présent, aussi bien en France qu'en Angleterre, ont été le plus souvent de savantes dissertations sur la théorie de la vapeur et des machines qu'elle fait fonctionner; et lorsque ces ouvrages sont entrés dans l'application, ils n'ont considéré d'une manière spéciale que tel ou tel détail de cette vaste science.

En Angleterre, où les développements plus rapides des machines à vapeur ont excité, plus que chez nous, l'attention des savants et des ingénieurs, de nombreux ouvrages ont été publiés sur la théorie et l'application de ces machines. Mais les uns, comme ceux de Tredgold et de Farey, sont plutôt des rapports académiques que des traités spéciaux; et les autres, comme celui du docteur Lardner, ne vont pas au delà des premiers éléments de la science. C'est pour combler cette lacune, qu'une réunion d'ingénieurs et de mécaniciens, sous le nom d'Artizan-Club, fait paraître, en ce moment même, à Londres, sous le patronage du gouvernement, un nouveau traité de la machine à vapeur, comprenant tout ce qui est relatif à l'*histoire*, la *théorie*, la *description* et l'*application* des machines à vapeur, depuis les temps les plus anciens jusqu'à nos jours. Cet ouvrage, qui est publié par livraisons mensuelles, obtient un immense succès, et compte parmi ses souscripteurs tous les savants et les ingénieurs éminents de l'Angleterre. Cependant, le traité de l'Artizan-Club, tout en venant combler la lacune importante que nous avons signalée, ne s'occupe d'une manière complète, comme nous l'avons déjà dit, que de ce qui concerne l'*histoire*, la *théorie*, la *description* et l'*application* des machines à vapeur. Une partie, qui est aujourd'hui du plus grand

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

intérêt, la *construction* des machines à vapeur, n'y est pas examinée d'une manière générale et spéciale à la fois.

Les auteurs de la publication française s'étant proposé de réunir dans un seul ouvrage tout ce qui a rapport à l'emploi de la vapeur d'eau, comme force motrice, ont divisé leur travail en deux sections, dont l'une traite de la machine à vapeur en général, et l'autre de la construction des machines. Nous n'avons pas à nous occuper de la SECONDE SECTION, qui est comprise dans le second volume du présent ouvrage.

La PREMIÈRE SECTION, qui forme le premier volume, et dont nous voulons donner ici une idée générale, est empruntée en grande partie à l'ouvrage anglais de l'ARTIZAN-CLUB, que nous venons de citer. Sous le rapport scientifique, la France n'a rien à envier à l'Angleterre; de ce côté, elle est plus riche que sa rivale; mais il n'en est point de même dans le domaine de l'application industrielle des données de la science; et c'est une conséquence toute naturelle des circonstances comparatives de production et de consommation dans les deux pays.

Nous commençons, il est vrai, à donner un développement remarquable à toutes les industries qui dépendent de la merveilleuse puissance de la vapeur; mais, depuis longtemps, d'innombrables machines de tout genre couvrent le sol de la Grande-Bretagne; et il est hors de doute que les ingénieurs anglais, qui ont ces machines sous les yeux, qui les font eux-mêmes fonctionner, dans des circonstances si diverses, sont plus aptes que nous à en présenter une *description* complète. Ce n'est que lorsque tous les faits, concernant les machines à vapeur actuellement existantes, seront parfaitement bien connus, que l'esprit français, éminemment positif et supérieur dans les résumés et les vues d'ensemble, pourra synthétiser toutes les lois qui régissent la matière, et ouvrir aux progrès ultérieurs une voie féconde, s'appuyant à la fois sur la théorie et la pratique.

On a évité, dans la traduction, de reproduire certains développements théoriques par trop diffus; nous n'avons pas, en effet, besoin de recourir à nos voisins pour tout ce qui concerne la *méthode*. Ainsi, cette PREMIÈRE SECTION, bien que traduction de l'ouvrage anglais, est loin d'en être une reproduction servile, et les auteurs n'ont pas hésité à y effectuer tous changements, additions et suppressions, n'altérant point cependant l'esprit et la portée d'un livre remarquable. Ils ont même préféré, dans certains cas, ajouter des notes distinctes à la fin des pages, pour ne point nuire à l'ordre de l'ouvrage anglais et à la manière dont les faits sont présentés.

L'ouvrage commence par un précis historique sur la machine à vapeur. La naissance et les progrès de l'invention y sont présentés avec ordre et concision. Ainsi, on a évité de reproduire ces développements fastidieux et interminables sur d'anciennes machines de Savery, Newcomen et autres, qui ont été répétés déjà tant de fois, et qui n'intéressent plus personne maintenant. On a préféré s'étendre un peu plus sur les améliorations apportées aux machines à vapeur par la pratique moderne. Il entre nécessai-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rement un peu de description dans cette partie historique, ce système étant plus conforme à la nature même et à l'ordre des faits.

On expose ensuite les propriétés de la vapeur, les effets de la chaleur, les lois du repos et du mouvement, la nature des forces centrales, et en général les principes de mécanique, de chimie, et de physique, qui concernent plus spécialement la théorie de la machine à vapeur, et qu'il est important de bien posséder pour acquérir une connaissance parfaite de la matière. Cette exposition ne saurait offrir beaucoup d'aperçus nouveaux ; mais il était nécessaire de rappeler au début certains principes élémentaires, auxquels on peut avoir recours, comme à des axiomes, dans les parties plus avancées de l'ouvrage. On évite ainsi le double inconvénient de répéter continuellement des vérités élémentaires, ou de présenter comme évidentes des considérations au delà de la portée de certains esprits.

L'ouvrage continue par la description des variétés les plus célèbres de la machine à vapeur, telle qu'elle est appliquée aux épuisements, et l'on y trouve les dessins complets et très soignés des meilleures machines d'épuisement qui aient été construites jusqu'à présent.

On traite ensuite des machines à rotation, à haute et à basse pression, telles qu'elles sont appliquées dans les fabriques et les manufactures. Puis, on donne la description complète des meilleures espèces de machines de bateaux à vapeur et des locomotives les plus perfectionnées de la Grande-Bretagne et des autres pays. Chacun de ces exemples est suivi de l'exposition de la méthode, d'après laquelle les proportions de chaque variété de machine doivent être déterminées, ainsi que des tableaux, dressés avec le plus grand soin, des dimensions adoptées par différents ingénieurs dans la pratique. D'après ces données, on établit des règles pratiques, les plus simples possibles, pour déterminer les dimensions de chacune des parties de toutes les espèces de machines ; de sorte que, le diamètre du cylindre et la pression de la vapeur sur le piston étant donnés, les dimensions exactes de chacune des autres parties puissent en être immédiatement déduites.

Les méthodes pour élever les machines dans les ateliers, pour les établir à bord des navires, pour disposer les tiroirs et les soupapes, pour ajuster les parallélogrammes articulés, etc., sont développées de la manière la plus complète ; et l'on indique les détails de construction les plus utiles et les meilleures dispositions de travail. La partie des chaudières est aussi traitée avec le plus grand soin ; et l'on donne les règles à suivre et les précautions à prendre pour prévenir les accidents et déterminer, à l'avance, les effets de certains modes de construction.

On voit que le cadre que se sont proposé de remplir les auteurs de la publication de l'Artizan-Club est assez vaste ; et, si l'on considère l'aptitude spéciale des auteurs, pour remplir une telle tâche, ainsi que les circonstances particulières, qui en assuraient le succès, tout le monde conviendra que cet ouvrage est un événement dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'histoire des progrès, accomplis ou à venir, de l'application de la vapeur.

Enfin, nous dirons que toutes les mesures anglaises ont été transformées en mesures françaises, en ramenant, bien entendu, les résultats numériques du texte anglais aux résultats numériques équivalents, obtenus en prenant pour base les unités ordinairement employées en France.

Cette traduction de chiffres, trop souvent négligée, est aussi nécessaire que celle de l'ouvrage lui-même. Elle a été faite avec un grand soin, et l'on n'a reproduit les mesures anglaises que dans quelques cas importants, afin qu'on pût s'assurer de la fidélité de la transformation.

Les chemins de fer sont à la veille de prendre en France un développement considérable, en rapport avec la grandeur du pays et l'importance des intérêts qu'ils sont appelés à créer plus encore qu'à desservir. Il est digne de remarque, qu'outre les nombreuses machines à vapeur que ces routes nécessitent, la fourniture de leur matériel est la source d'immenses travaux métallurgiques exécutés dans les usines à fer. La vapeur est, comme on le sait, l'élément puissant qui donne la vie à ces vastes établissements, dont le nombre augmente tous les jours. La publication de l'ouvrage qui nous occupe devra donc, sans aucun doute, être accueillie favorablement; et tout le monde avouera que, si une publication analogue est opportune en Angleterre, elle l'est bien davantage dans notre pays.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRAITÉ

SUR LES

MACHINES A VAPEUR.

PREMIÈRE SECTION.

DE LA MACHINE A VAPEUR EN GÉNÉRAL.

CHAPITRE PREMIER.

HISTOIRE DE LA MACHINE A VAPEUR DEPUIS LES TEMPS LES PLUS ANCIENS JUSQU'A NOS JOURS.

Un traité sur la machine à vapeur ne serait point, suivant nous, réellement méthodique, s'il ne commençait par un aperçu des travaux de Savery, Papin et des autres pères de la science dont les noms figurent dans l'histoire de l'invention de la vapeur. Les découvertes de ces hommes illustres ont, il est vrai, fort peu de rapport avec la machine à vapeur de nos jours; c'est à peine si elles peuvent donner une vague idée de sa structure et de ses moyens d'action; mais ce fut, sans aucun doute, de ces premières recherches qu'est sortie la machine à vapeur moderne, et elles tirent de cette alliance un intérêt suffisant pour les rendre dignes d'une juste curiosité. Nous pensons donc qu'une esquisse rapide des moyens en usage dans les premiers temps des progrès de la vapeur est une introduction rationnelle à un pareil ouvrage et en forme le complément indispensable. Mais nous craignons que nos lumières ne soient impuissantes à s'acquitter de cette tâche; car des ébauches de cette nature veulent un pinceau gracieux et facile, sous peine de paraître fastidieuses. Le grand art consiste à dire juste ce qu'il faut et rien de plus. Et, en effet, l'histoire de la machine à vapeur est la partie la moins importante d'un traité sur ce sujet, et ne mérite qu'une place en rapport avec son peu d'intérêt. Si l'on y consacre des développements inutiles, ou si l'on donne de l'importance à des essais ridicules, la suite naturelle des choses disparaît, et les nuances principales qui constituent la beauté du tableau ne se distinguent plus.

Ajoutons encore qu'à l'époque industrielle où nous vivons, on n'a ni le temps, ni le goût de suivre d'interminables descriptions de projets avortés; on désire bien connaître quelque chose de la nature de toutes ces recherches, pourvu que l'histoire en soit présentée en quelques mots; mais on ne tient nullement à ces discussions banales qui, par exemple, tendent à résoudre des questions comme celles-ci : Quelle est la première personne qui souleva l'eau par la force élastique de la vapeur? Quelle est celle qui la fit monter dans un vide partiel? Pour être francs, nous devons avouer que de telles recherches nous paraissent tout aussi importantes que celles de ces savants grammairiens qui passent leur vie à rétablir un cas

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

au datif, ou à préciser une mesure ou un accent. La tâche, que nous pourrions prendre de résoudre ces problèmes frivoles, serait tout aussi insignifiante que celle de ces savants personnages; car, après avoir remonté dans l'histoire, par une marche fatigante, jusqu'au premier homme coupable d'avoir troublé la tranquillité de l'eau par la force élastique de la vapeur, nous pourrions voir s'élever, avec des preuves d'une antiquité encore plus reculée, l'ombre de quelque savant ignoré, florissant autrefois en Chine ou au Japon. L'idole, jusque-là universellement adorée, serait donc rejetée dans la poussière devant cette nouvelle autorité, destinée elle-même à être bientôt renversée par d'autres découvertes plus récentes. Ce qui est vraisemblable, c'est que la puissance de la vapeur, pour élever l'eau au-dessus de son niveau, était connue dans les temps les plus reculés; elle paraît même avoir été employée quelquefois, par les Grecs et les Égyptiens, dans un but ridicule ou frivole. Mais ce fut seulement dans les temps modernes que l'on appliqua la vapeur à des travaux d'utilité générale; et l'histoire des machines à vapeur ne commence réellement qu'à dater de ces applications.

Nous allons commencer par relever une erreur dans laquelle, suivant nous, sont tombés la plupart des commentateurs. Ils ont attaché une trop grande importance aux travaux et découvertes des individus; et, en même temps, ils ont apprécié trop peu les connaissances générales du siècle, dont ces hommes si vantés ne sont, après tout, que les représentants. Attribuant les premiers progrès des machines à vapeur uniquement à la perspicacité et aux découvertes de quelques rêveurs isolés, ces commentateurs n'ont pas remarqué qu'une large part en est raisonnablement due à l'état des connaissances et de l'instruction générales de l'époque. La conséquence de cette fausse appréciation est de faire briller d'un vif éclat de nombreux faiseurs de projets, dont les travaux tombent dans l'insignifiance, lorsqu'on consulte l'opinion publique des contemporains. On peut, il est vrai, les regarder comme formant l'avant-garde du progrès; mais est-il juste de ne considérer le degré de lumières de la société à cette époque que comme un piédestal sur lequel on les érige?

Quant à nous, il nous paraît absurde de leur assigner un trop haut rang. Nous ne voyons en eux que des hommes d'une assiduité et d'une intelligence ordinaires, comme chaque siècle en produit par milliers; les progrès de la science sont dus plutôt au cours naturel des événements qu'à des éclairs de génie. Ajoutons qu'il est encore plus déplacé de présenter l'un de ces personnages comme l'*inventeur* de la machine à vapeur. Les grandes découvertes sont nécessairement longues à éclore, et elles sont rarement le résultat de recherches individuelles; il faut du temps et de l'expérience, autant que du génie, pour les amener à maturité; et, dans le fait, les progrès les plus rapides sont souvent l'effet du hasard. Dans le monde intellectuel, comme dans le monde matériel, les plus précieuses productions sont celles qui ne peuvent arriver à la perfection du premier coup. On ne demande pas à quelle pluie bienfaisante ou à quel rayon de soleil il faut attribuer la grandeur d'un chêne majestueux; est-il plus raisonnable de demander à quelle intelligence individuelle nous sommes redevables de la création de notre machine à vapeur moderne? Les efforts des différents esprits sont simplement les agents, qui ont heureusement conduit au résultat général, et il serait aussi juste d'attribuer l'invention de nos vaisseaux de ligne à Jason que la découverte de la machine à vapeur à Savery ou à de Causs.

Quelle que soit d'ailleurs la reconnaissance que l'on doive à ces noms historiques, elle n'est, suivant nous, méritée que par ceux de ces savants dont les travaux ont eu pour conséquence un résultat d'utilité pratique. Les hommes de pure spéculation, qui ont suggéré des moyens d'action, sans jamais les exécuter par eux-mêmes, ne doivent pas être mis au même rang que ceux qui ont opéré réellement, dans une circonstance qui ne présente d'autre difficulté que l'exécution pratique. Sans discuter, d'ailleurs, le mérite de ces personnes, on ne peut les mettre au nombre des inventeurs réels de la machine à vapeur; et leurs titres ne doivent être considérés, en toute justice, que comme ceux d'une classe tout à fait à part de savants. Mais, nous le répétons, ce mérite ne saurait être bien considérable; car rien n'est plus facile que d'émettre de vagues idées de perfectionnement, tandis qu'il est généralement fort difficile de faire

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de ces idées une utile application. Néanmoins, M. Arago, et ses admirateurs, à ce qu'il paraît, considèrent la machine à vapeur comme une invention toute française, parce que Salomon de Causs eut, le premier, l'idée d'appliquer la vapeur comme force motrice, et que Papin suggéra celle du cylindre et du piston. Il serait tout aussi raisonnable, suivant nous, de présenter la bataille de Waterloo comme une victoire française, parce que Napoléon eut l'idée de livrer cette bataille. Car, dans toutes les questions de cette nature, on ne s'inquiète pas de la personne qui a conçu un résultat idéal, mais bien de celle qui a fait entrer ce résultat dans le domaine des choses[1].

Ne nous arrêtons point à ces discussions oiseuses. La machine à vapeur est, sans aucun doute, depuis le commencement jusqu'à la fin, une invention anglaise; mais ce fait, nous en convenons, doit être moins attribué à la supériorité du génie du peuple anglais, qu'à la force des circonstances, qui ont rendu un instrument tel que la machine à vapeur plus indispensable à l'Angleterre qu'à tout autre pays. Si la France eût possédé d'importantes mines, gisant sous l'eau, en même temps qu'une grande quantité de charbon pour en faire un instrument de travail, il y a toute raison de supposer que la machine à vapeur eût été une invention française; et l'aveu que nous faisons, que toute notre gloire est le simple résultat du hasard, devrait réconcilier ce peuple si intelligent avec l'idée d'une priorité qu'il est inutile de contester. Aucune nation ne peut espérer d'en surpasser une autre, d'une puissance et d'une intelligence égales, dans toute espèce de matières; et s'il est vrai, comme nous voulons bien l'admettre, que les Français nous soient supérieurs en certains points, ils doivent nous accorder la palme en certains autres, et notamment en tout ce qui concerne la machine à vapeur : mais, comme toutes ces discussions sont sans issue, qu'elles n'ont aucun attrait, et, nous le craignons, qu'elles ne peuvent convaincre, nous allons procéder immédiatement à l'histoire de l'invention.

L'histoire de la machine à vapeur se divise en cinq grandes époques. La *première* s'étend depuis les âges les plus reculés jusqu'à la première application efficace de la chaudière, qui paraît avoir été accomplie par le marquis de Worcester, circonstance qui rendit les vagues projets de Heron et de Salomon de Causs susceptibles d'application. La *seconde époque* se distingue par l'emploi du vide, comme aide à la simple pression de la vapeur. La *troisième* se rapporte à l'application successive du cylindre; la *quatrième* à la condensation de la vapeur par injection, à la mise en jeu des tiroirs par la machine elle-même et aux divers perfectionnements de détail qui furent apportés par Smeaton. Enfin, la *cinquième époque* est remarquable par l'application du condenseur et par les autres perfectionnements et inventions de Watt, qui amènent l'histoire de ces machines jusqu'à nos jours; car, depuis que la machine à vapeur est sortie des mains de Watt, elle n'a reçu aucune amélioration d'une véritable importance. Nous allons jeter un coup d'œil rapide sur chacune de ces cinq époques caractéristiques.

PREMIÈRE ÉPOQUE.

DEPUIS LES TEMPS LES PLUS ANCIENS JUSQU'A L'INTRODUCTION DE LA PREMIÈRE MACHINE A VAPEUR EFFECTIVE.

Les anciens paraissent n'avoir eu que des notions très vagues sur la nature de la vapeur. Ils ne croyaient à l'existence que de quatre éléments : le feu, l'air, la terre et l'eau; et ils supposaient que l'eau se changeait en air par l'évaporation. Platon s'énonce ainsi : Ce qu'aujourd'hui nous appelons de l'eau deviendra

[1] Nous ne suivrons pas les auteurs anglais dans de longues récriminations, dont l'injustice a été déjà souvent démontrée, et qu'ils reproduisent ici contre le précis historique sur la machine à vapeur publié par M. Arago. Ces récriminations conservent cet esprit de partialité et de patriotisme étroit que dénote cette première phrase, amenée, on ne sait comment, sur la bataille de Waterloo.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un solide, une pierre; mais, par l'expansion et la diffusion, cette eau peut devenir aussi un gaz, de l'air. Pendant plusieurs siècles encore, on pensa généralement que la chaleur faisait passer l'eau à l'état d'air. La conséquence de cette erreur est qu'il est fort difficile pour nous de savoir si c'est la vapeur ou l'air qui joue le rôle de moteur dans les recherches pneumatiques des anciens. Il n'en existe pas moins des preuves évidentes que la vapeur et l'air dilaté par la chaleur ont été souvent employés par eux comme force motrice, et quelques-unes des machines qui ont été faites dans ce but sont d'une grande élégance. Dans un ouvrage, dont on a souvent parlé, intitulé *Spiritalia seu pneumatica,* Heron, philosophe d'Alexandrie, donnait, 130 ans avant l'ère chrétienne, la description des moyens employés pour élever les liquides et produire un mouvement rotatoire à l'aide de l'air et de la vapeur.

L'instrument employé pour produire un mouvement rotatoire indique une grande sagacité et offre, à part les dimensions, toutes les qualités d'une véritable machine à vapeur[1]. Cet instrument, appelé éolipyle, et d'autres encore, que décrit Heron, servaient aux prêtres pour répandre et maintenir parmi les peuples les idées religieuses, ou de superstition, en faisant parler et agir leurs statues. On conçoit dès lors que les écrits de Heron, en venant divulguer ces pieuses fraudes, durent produire bien du scandale à cette époque.

A la renaissance des études classiques dans l'Europe gothique, l'ouvrage de Heron excita une vive attention et plusieurs traductions en furent faites. Les mécanismes employés par les anciens reçurent une assez grande publicité, et il est probable que ce fut l'un d'eux qu'employa, en 1543, un capitaine de navire espagnol, Blasco de Garay, pour la propulsion des vaisseaux. Sans vouloir apprécier la nature réelle de l'expérience faite par Blasco de Garay, il paraît qu'elle eut un plein succès. Les commissaires nommés par l'empereur Charles V, constatèrent, à Barcelone, le 17 juin 1543, qu'un navire de 200 tonneaux environ, fut propulsé par la machine avec une vitesse de trois milles à l'heure. On ne connaît aucun détail sur cet essai, sinon que le navire était mû par des roues à palettes, et que la force motrice provenait d'une chaudière contenant de l'eau, et susceptible, à ce qu'on disait, de faire explosion. Il est incontestable d'ailleurs que, malgré l'heureux résultat de l'expérience, il n'y fut donné aucune suite. Garay fut récompensé par l'empereur, qui l'éleva à de hautes dignités, mais sa découverte ne reçut aucune application pratique[2].

Les différents ouvrages de mécanique, publiés à la fin du seizième siècle, contiennent les descriptions d'une foule d'expédients pour élever l'eau, semblables, moins l'élégance, à ceux présentés par Heron. En 1601, Baptista Porta fit paraître, à Naples, un livre où il relate des expériences curieuses qu'il fit pour mesurer les volumes relatifs de l'eau et de la vapeur d'eau. Un ingénieur français, Salomon de Causs, publia, à Francfort, en 1615, et à Paris, en 1623, un ouvrage dont le titre était le suivant : *Les raisons des forces mouvantes, avec diverses machines tant utiles que plaisantes.* Cet ouvrage, daté

[1] La machine de Heron est du genre des machines dites roues à réaction, dans lesquelles le mouvement rotatif est produit par la réaction de la vapeur s'échappant tangentiellement à la circonférence de la roue. Le principal inconvénient de ces machines est de comporter une vitesse excessive et d'exiger une dépense considérable de combustible. La fig. A, ci-jointe, représente, d'ailleurs, la machine, dite allemande, copiée sur l'éolipyle de Heron, pour produire un mouvement rotatoire par la réaction de la vapeur. On introduit dans le globe x une petite quantité d'eau, qui se résout en vapeur par l'effet du feu placé au-dessous. La vapeur sort par les becs a et b disposés tangentiellement à la circonférence que tendent à décrire les extrémités du diamètre où ils sont percés, et il se produit ainsi, par suite de la réaction de la vapeur, un mouvement de rotation continu autour de l'axe cc.

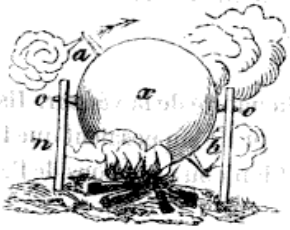


FIG. A. — Éolipyle.

[2] Cette prétendue expérience de Blasco de Garay paraît n'être rien moins qu'apocryphe. Elle fut publiée pour la première fois par un journal espagnol, qui prétendait en avoir extrait les détails des archives de l'histoire du royaume : mais, malgré toutes les recherches qui ont été faites depuis, on n'a jamais pu trouver aucune trace de cette circonstance.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de Heidelberg, parmi des théorèmes d'une égale insignifiance [1], contient celui-ci : « Soit un ballon de « cuivre bien soudé tout à l'entour ; à la paroi supérieure il se trouve un soupirail pour recevoir l'eau, ainsi « qu'un tube, soudé à cette même paroi, qu'il traverse pour s'approcher tout près du fond, mais sans y « toucher. Après avoir rempli le ballon avec de l'eau au moyen du soupirail, il faut le reboucher et le « mettre sur le feu. La chaleur donnant alors contre le ballon forcera toute l'eau à monter par le tube [2]. »

Salomon de Causs décrit aussi de la manière suivante les effets de la force explosive de la vapeur : « Soit « une balle de cuivre de un ou deux pieds de diamètre, et épaisse d'un pouce. Si l'on remplit cette balle « d'eau par un petit trou, bouché ensuite hermétiquement avec un clou, de manière à ne laisser passage ni « à l'eau, ni à l'air, il est certain qu'en exposant cette balle à un grand feu, capable de la chauffer forte- « ment, il se produira une compression tellement violente que la balle éclatera en pièces. »

Le premier nom qui se présente à nous maintenant est celui du marquis de Worcester. En 1663, il publia un opuscule adressé au roi Charles II et au parlement anglais, ayant pour titre : *Centurie de titres et de descriptions d'inventions du marquis de Worcester*. Parmi un grand nombre de découvertes quelquefois ingénieuses, quelquefois impraticables, ou déjà connues, nous avons de lui une pompe à feu qu'il décrit ainsi :

« Moyen admirable et puissant pour élever l'eau par le feu, et non pour la tirer de bas en haut par « aspiration ; car ce dernier moyen ne peut avoir lieu, comme disent les physiciens, que *infra sphœram* « *activitatis*, c'est-à-dire seulement à une certaine distance. Ma méthode n'a aucune limite si les vases « sont assez forts ; car, ayant pris un canon dont la volée avait été brisée, je le remplis d'eau aux trois « quarts, et après avoir fermé à vis la bouche ainsi que la lumière, je le plaçai au-dessus d'un feu actif « et bien entretenu ; au bout de 24 heures, il creva avec un grand fracas. Ayant un moyen de faire mes « vases assez forts pour résister à la pression intérieure, et de les remplir l'un après l'autre, j'ai vu l'eau « s'élever à 40 pieds de hauteur et jaillir en jet continu : un vase d'eau raréfiée par le feu en enlève 40 « d'eau froide. La personne qui dirige la machine n'a qu'à tourner deux robinets, afin qu'un vase étant « épuisé, un autre recommence à agir et à se remplir de nouveau d'eau froide, et ainsi de suite, pourvu « que le feu soit toujours maintenu à un haut degré d'activité, tâche que la même personne peut remplir « pendant les intervalles de son service pour tourner lesdits robinets. »

Telle est la description du premier moyen sérieux, que nous trouvons dans l'histoire, pour élever l'eau par la puissance de la vapeur. C'est, sans aucun doute, à la conception du marquis de Worcester que nous devons rapporter l'origine des machines à vapeur susceptibles d'application [3].

[1] On reconnaît, au contraire, que le théorème de Salomon de Causs, cité par l'auteur anglais, donne une exposition très nette de l'idée d'élever l'eau au moyen de la force élastique de la vapeur.

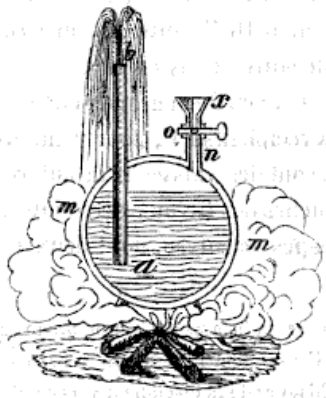


FIG. B. — Machine de Salomon de Causs.

[2] Nous ne reproduirons point les reproches que l'auteur anglais fait à cette description et à celle qui suit, de n'être qu'une copie de faits connus anciennement, et expliqués par Heron. Il n'est pas douteux que l'auteur veut réserver ici, contre toute évidence, au marquis de Worcester, l'honneur d'avoir donné la première machine à vapeur effective. La fig. B représente la machine qui résulterait de la conception de Salomon de Causs. Au-dessous du ballon ou du vase sphérique *mm* se trouve du feu. L'eau, versée dans l'entonnoir *x*, pénètre par le tuyau *n* dans le ballon, lorsque le robinet *o* est ouvert. Bientôt il se forme de la vapeur au-dessus du niveau de l'eau dans le ballon ; cette vapeur, dont la tension augmente de plus en plus, comprime l'eau, qui s'échappe alors par le tuyau *ab*, disposé dans le vase sphérique ; comme l'explique Salomon de Causs lui-même.

[3] On n'a jamais pu parvenir à s'entendre sur la machine qui résulterait de la description si confuse du marquis de Wor-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME ÉPOQUE.

DEPUIS L'INTRODUCTION DE LA PREMIÈRE MACHINE A VAPEUR EFFICACE JUSQU'A L'APPLICATION DU PRINCIPE DU VIDE.

Le plus grand nombre des savants de l'antiquité admettaient que l'existence du vide était une chose impossible et que la nature en avait horreur. Galilée fut le premier qui soupçonna cette prétendue horreur de la nature pour le vide de n'être qu'imaginaire, ou de n'exister du moins qu'entre des limites fort restreintes. Lors de l'application d'une pompe à un puits d'une très grande profondeur, qu'avait fait creuser à Florence le grand duc de Toscane, on reconnut que l'eau ne pouvait s'élever à plus de 32 pieds de hauteur, la partie supérieure du tuyau restant vide; Galilée conclut de là que cette grande horreur de la nature pour le vide n'allait pas au-delà de 32 pieds. Les recherches de Galilée furent continuées, après sa mort, par son élève Torricelli, qui, en 1643, découvrit que l'effort de tout fluide exposé à l'atmosphère, pour pénétrer dans un espace vide, est dû à la pression de l'air sur les corps, à la surface de la terre. Cette découverte donna une grande impulsion aux études mécaniques, et l'on présenta bientôt plusieurs projets pour convertir ce nouvel agent en puissance motrice. Le premier de tous ces projets qui paraisse avoir quelque importance, est celui du capitaine Thomas Savery. Dans la machine à feu de Savery le vide est produit par la condensation de la vapeur dans des vases fermés, et ainsi obtenu, il est appliqué à l'élévation de l'eau.

Savery obtint des lettres patentes de Guillaume III en 1698[1]; et, durant plusieurs années, il chercha à introduire dans la pratique l'usage de sa machine. En 1702, il publia une brochure, sous le titre de *l'Ami du Mineur*, dans laquelle il fit la description de sa machine et de son mode d'action. Le dessin complet que nous donnons ci-dessus de la machine à feu de Savery suffira, avec les détails qui suivent, pour en faire bien comprendre toute l'importance.

AA (fig. 1), sont les fourneaux qui contiennent les chaudières; B_1, B_2, les deux foyers; C, est la cheminée commune aux deux fourneaux. Dans ces deux fourneaux sont placés deux vaisseaux en cuivre, ou chaudières; l'une de ces chaudières, L, est beaucoup plus grande que l'autre, D. E, tuyau et robinet pour faire entrer l'eau froide dans la petite chaudière et la remplir; F, vis destinée à bien fixer le tuyau E sur le haut de la petite chaudière; G, petit robinet d'épreuve au haut d'un tuyau descendant jusqu'à 8 pouces du fond de la petite chaudière; H, tuyau plus grand, allant jusqu'à la même profondeur; I, clapet ou soupape au sommet du tuyau H, s'ouvrant de bas en haut; K, tuyau se rendant de la boîte au-dessus de ladite soupape dans la grande chaudière, en y pénétrant d'un pouce environ; LL, grande chaudière contenue dans l'autre fourneau; M, régulateur à vis, mû par la manette Z, ouvrant ou fermant les ouvertures par lesquelles la vapeur sort de la grande chaudière pour entrer dans les tuyaux à vapeur O,O; N, petit robinet d'épreuve, au haut d'un tuyau descendant jusqu'au milieu de la grande chaudière; O_1, O_2, tuyaux à vapeur, vissés d'un bout au régulateur, et de l'autre aux récipients PP, pour conduire la vapeur de la grande chaudière dans ces récipients; ces récipients, P_1, P_2, sont des vaisseaux de cuivre qui doivent recevoir l'eau à élever; Q,Q, jointures à vis, par lesquelles les branches des tuyaux de conduite d'eau sont reliées avec le fond des récipients; R_1, R_2, R_3, R_4, clapets ou soupapes en cuivre, dont deux au-dessus des

cester. Les commentateurs anglais veulent absolument y voir la description de ce qu'ils appellent la première machine à vapeur effective; mais il est incontestable que ce mérite doit rester à Salomon de Causs, dont l'invention est présentée, d'ailleurs, avec la plus grande clarté. Voyez, pour tout ce qui concerne cette partie de l'histoire de la machine à vapeur, l'ouvrage de R. Stuart (*A descriptive history of the steam engine*), dont la traduction française se trouve à la librairie de L. Mathias (Augustin).

[1] Ce fut le premier exemple de patente donnée pour une machine à vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

branches Q,Q, et deux au-dessous ; ces soupapes laissent monter l'eau dans les tuyaux, mais l'empêchent de descendre ; S, tuyau de force par où monte l'eau quand elle est repoussée des récipients par la pression de

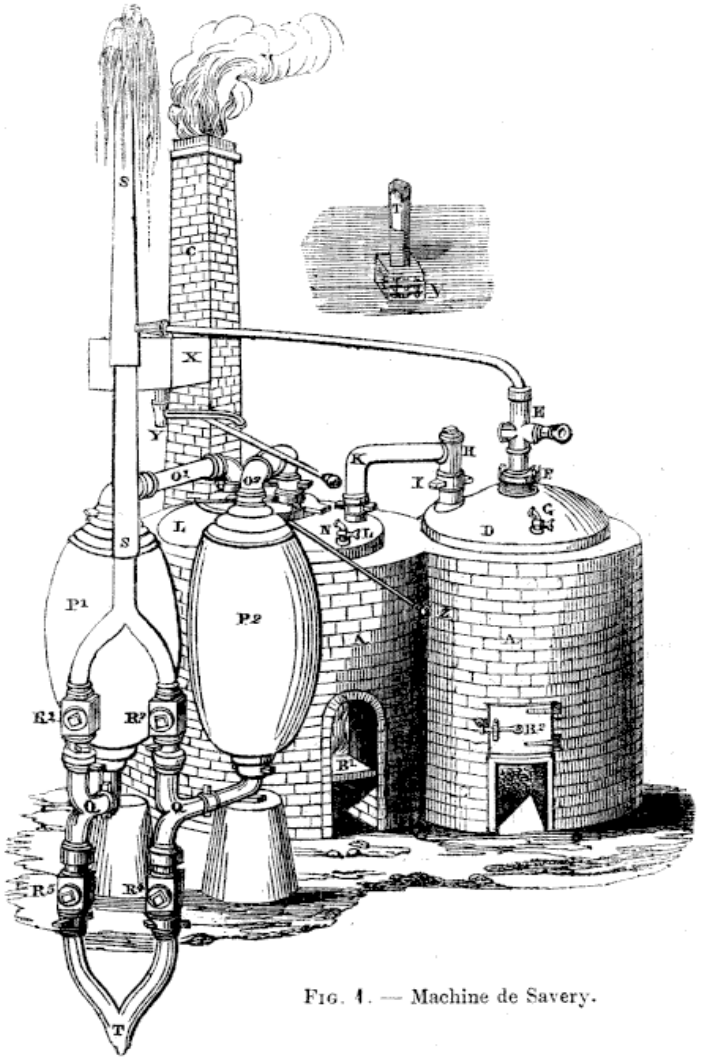


FIG. 1. — Machine de Savery.

la vapeur ; T, tuyau d'aspiration, par où passe l'eau qui monte dans les récipients, par aspiration, du fond de la fosse à épuiser ; V, boîte carrée en bois à l'extrémité du tuyau d'aspiration avec des trous tout à l'entour, pour prévenir les engorgements du tuyau ; X, cuvette, avec un flotteur à robinet, communiquant avec le tuyau de force, à l'effet de tenir la cuvette constamment pleine d'eau froide ; Y, tuyau à robinet, fixé au fond de ladite cuvette, avec un syphon pour laisser tomber l'eau froide sur chacun des deux récipients P,P.

Sans nous arrêter à décrire le mode d'action de cette machine, qu'il est aisé, d'ailleurs, de comprendre d'après la description qui précède, nous ferons remarquer que l'un des deux récipients P_1, P_2, étant rempli de vapeur, on pouvait former un vide partiel au moyen d'une projection d'eau froide provenant de la cuvette X. Dès lors, on conçoit que l'eau, s'élevant par aspiration dans le tuyau T, finissait par monter jusque dans le récipient, et que, de là, elle était refoulée par la pression de la vapeur dans le tuyau S. La petite chaudière contiguë servait à chauffer l'eau à l'usage de la grande, afin de prévenir la perte de temps qui aurait eu lieu au moment de remplir celle-ci d'eau froide.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Beaucoup de machines ont été construites sur le modèle de celle de Savery, et toujours avec assez de succès quand il ne fallait qu'une élévation d'eau de 12 mètres ; car la grande pression de la vapeur, nécessitée par une plus haute colonne d'eau, eût été dangereuse dans un temps où les chaudières étaient loin d'offrir une solidité suffisante. Cet inconvénient paraît avoir été la principale cause qui fit abandonner la machine de Savery pour celle de Newcomen. Cependant, il faut reconnaître que nous devons à Savery la première machine qui ait produit un effet utile. Le mérite d'avoir exécuté cette machine est plus grand à nos yeux que celui d'en être le simple inventeur, et soit que Savery ait eu, ou non, connaissance des projets antérieurs, un juste tribut de reconnaissance ne lui en est pas moins dû.

TROISIÈME ÉPOQUE.

DEPUIS L'APPLICATION DU PRINCIPE DE LA PRESSION ATMOSPHÉRIQUE JUSQU'A L'INTRODUCTION DU CYLINDRE.

Sept ans, environ, après la découverte de la pression de l'atmosphère par Torricelli, un magistrat de Magdebourg, nommé Otto de Guéricke, qui n'avait aucune connaissance de ce qu'avait fait Torricelli, parvint à obtenir un vide partiel dans un vase au moyen d'une pompe à air. Plusieurs des appareils pneumatiques qu'il découvrit sont fort ingénieux ; les uns ont pour but d'élever l'eau dans un tuyau au moyen d'un récipient vissé à sa partie supérieure ; d'autres de soulever de lourds fardeaux au moyen d'un cylindre muni d'un piston au-dessous duquel se fait le vide, tandis que la pression atmosphérique agit sur sa surface supérieure. La manière dont il opéra, dans ce dernier cas, se comprend aisément à la seule inspection de la figure ci-jointe, dans laquelle A est un cylindre muni d'un piston, à la tige duquel est attachée une corde qui s'enroule sur les poulies B et C et qui supporte un plateau D chargé de poids assez considérables. Une petite pompe vissée au bas du cylindre permettait de faire le vide dans ce cylindre, et le piston, en descendant par l'effet de la pression atmosphérique, soulevait les fardeaux.

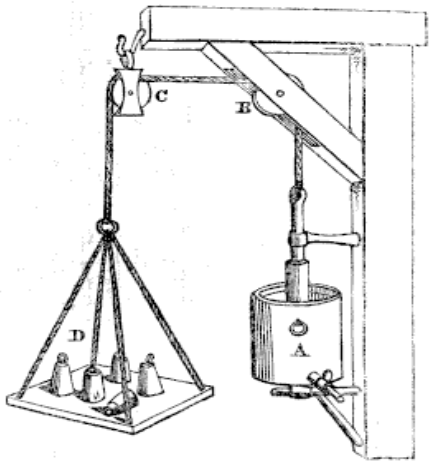


FIG. 2.

Nous trouvons, dans cette ingénieuse application, les mêmes dispositions mécaniques que celles employées plus tard par Savery et Papin. La seule différence réelle entre le cylindre que nous venons de décrire et la machine à vapeur atmosphérique, consiste en ce que, dans le premier cas, le vide est produit par le moyen d'une pompe, et, dans le second, par la condensation de la vapeur. C'est donc dans la production du vide par le moyen de la vapeur qu'il faut faire consister tout le mérite de la machine à vapeur atmosphérique ; car on ne peut prétendre qu'après les expériences de Guericke on ignorât l'emploi du vide, une fois produit, à l'élévation des fardeaux ou à la production de tout autre effet mécanique.

Nous touchons ici aux découvertes de Papin, dont nous allons tracer l'histoire en quelques mots. Denis Papin naquit à Blois, en France. Ses parents le destinèrent à la médecine. Comme il était protestant, il fut forcé de quitter la France, à la révocation de l'édit de Nantes, et il vint s'établir à Londres, où il aida M. Boyle dans ses expériences de la pompe à air. Il fut nommé membre de la Société royale en 1680. Pendant cet intervalle, il inventa l'ustensile de cuisine connu sous le nom de marmite de Papin, dont il publia une description en 1682. En 1687, il fut nommé professeur de mathématiques à Marbourg, en Allemagne; et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en 1690, il proposa un projet, dans les *Acta eruditorum* de Leipsick, pour produire le vide dans le cylindre d'Otto de Guéricke, par le moyen de la vapeur. AA (fig. 3), est un cylindre en métal, à parois minces, muni d'un piston B; la tige du piston H porte une entaille latérale dans laquelle vient s'appliquer un loquet E, pour prévenir la descente du piston, tant que ce loquet s'y trouve adapté. Une corde, L, est attachée à la tige du piston, et, passant sur les poulies T, T, précisément comme dans le projet de Guéricke, elle peut servir ainsi à soulever des fardeaux lors de la descente du piston. On introduit de l'eau au-dessous du piston par un trou fermé ensuite au moyen de la tige M, qui s'y visse, et on fait du feu sous le cylindre. L'eau se vaporise et force le piston à monter, le loquet s'appliquant dans l'entaille de la tige du piston, aussitôt que le piston s'est élevé suffisamment. On retire alors le feu de dessous le cylindre; et, au bout d'un certain temps, la vapeur venant à se condenser, on soulève le loquet, et le piston est forcé de redescendre par la pression de l'atmosphère. Il est facile de voir que ce procédé n'est point susceptible d'être appliqué dans la pratique; car, l'obligation de mettre et de retirer le feu à chaque instant, l'action nuisible du feu sur le cylindre, et l'absence de tout expédient pour faciliter le refroidissement, sont autant de barrières infranchissables pour une application utile.

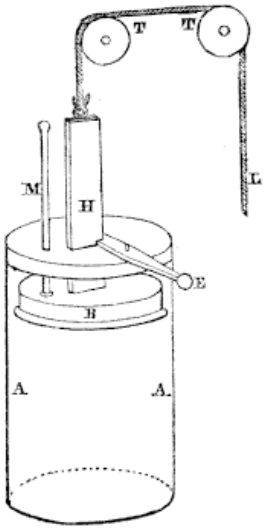


FIG. 3.

La première machine applicable, opérant au moyen du cylindre et du piston, fut inventée par Thomas Newcomen, forgeron de Dartmouth, et John Cawley, vitrier de la même ville, vers l'année 1710. Le but de Newcomen paraît avoir été, non pas tant d'obtenir une machine plus efficace et plus économique que celle de Savery, que d'éviter l'obligation d'employer la vapeur à une forte tension, lorsque l'eau devait être élevée à une grande hauteur. Nous croyons que Newcomen dut avoir connaissance du projet de Papin à l'époque où il introduisit sa machine dans la pratique, aussi bien que de l'abandon que fit plus tard l'ingénieur français de son système, pour adopter celui de Savery; mais cette circonstance n'ôte rien au mérite de Newcomen, car il ne fut point un imitateur de Papin, et il est de toute évidence que la découverte de ce dernier n'influença en rien ses recherches. C'est donc à Newcomen que nous devons le cylindre des machines à vapeur, et non à Papin, dont le projet n'était point susceptible d'application [1]. On peut même ajouter que, dans l'année 1682, sir Samuel Morland avait imaginé des cylindres pour élever l'eau par la puissance de la vapeur. Mais il n'y a aucune raison de croire que sir Morland ait réalisé pratiquement son idée qui, d'ailleurs, est décrite d'une manière très confuse dans ses *Principes de la nouvelle force du feu*. Cependant il paraît que Newcomen lui-même ne prévoyait pas tous les avantages de son mode de construction, et qu'il ne visait qu'à obtenir l'amélioration résultant de l'emploi de la vapeur à une basse pression. Dans le fait, sa machine n'aurait guères mieux valu que celle de Savery, du moins pour des hauteurs ordinaires, sans les perfectionnements qu'y apportèrent de nouveaux inventeurs. C'est de ces perfectionnements que nous allons maintenant nous occuper.

[1] Il est incontestable que la machine à cylindre de Papin a été perfectionnée par Newcomen et par bien d'autres; mais il n'est pas moins certain que Papin fut le premier qui introduisit ce cylindre dans les machines à vapeur. C'est donc à lui, et non à Newcomen, que doit revenir la gloire de cette invention.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

QUATRIÈME ÉPOQUE.

DEPUIS L'APPLICATION DU CYLINDRE JUSQU'A LA DÉCOUVERTE DU MODE DE CONDENSATION PAR INJECTION, LA MISE EN JEU DES SOUPAPES PAR LA MACHINE ELLE-MÊME, ET JUSQU'AUX PERFECTIONNEMENTS APPORTÉS PAR SMEATON.

La machine de Newcomen, telle qu'elle fut d'abord construite par lui, était pourvue d'un étui enveloppant le cylindre, pour contenir de l'eau froide, à l'effet d'accélérer la condensation de la vapeur, et la surface du piston était recouverte d'eau pour empêcher le passage de l'air. La vapeur sortait de la chaudière par l'ouverture d'une soupape ou régulateur, comme dans la machine de Savery ; ce régulateur était mû à la main. Lorsque le cylindre était rempli de vapeur, on introduisait l'eau dans l'étui ou enveloppe de ce cylindre ; la vapeur se condensait, et le piston descendait sous le poids de l'atmosphère. Tout ceci, comme on voit, présentait un travail fort ennuyeux et exigeait une surveillance continuelle. La machine de Newcomen ne fut réellement applicable que lorsqu'on conçut l'idée de condenser la vapeur par injection d'eau froide, et qu'on fit jouer la soupape par la machine elle-même. Voici comment furent découverts ces perfectionnements, d'une haute importance dans l'histoire de la machine à vapeur.

Vers la fin de l'année 1711, Newcomen et Cawley proposèrent d'épuiser l'eau d'une mine de charbon de terre de Griff, dans le comté de Warwick, en se servant des nouvelles machines. Les propriétaires de cette mine employaient 500 chevaux aux travaux d'épuisement, ce qui faisait une dépense de 900 livres sterling par an (22,500 francs environ). Leurs propositions n'ayant point reçu l'accueil qu'ils espéraient, ils s'engagèrent, peu de temps après, avec M. Back, de Wolverhampton, pour faire un épuisement analogue. Après un grand nombre d'essais laborieux, ils finirent par faire travailler leur machine, mais ce ne fut qu'au hasard qu'ils durent la découverte des moyens d'action qu'ils cherchaient.

Un jour que la machine fonctionnait, on fut fort surpris de voir le piston donner plusieurs coups de suite, et cela avec une grande vitesse. Après bien des recherches, on trouva que le piston était percé d'un trou. C'était en tombant par ce trou, de la partie supérieure du piston, que l'eau froide avait condensé rapidement la vapeur dans l'intérieur même du cylindre. Tel fut le germe de la découverte de la condensation de la vapeur par injection. La machine de Newcomen put dès lors donner six, huit ou dix coups à la minute, à l'aide d'une soupape que l'on ouvrait lorsque le piston était au haut de sa course et qui laissait tomber l'eau froide de condensation. Bientôt après cette première application, en 1713, un jeune ouvrier, Humphrey Potter, qui était chargé de suivre la marche de la machine, pour ouvrir et fermer les soupapes, conçut l'idée de faire faire ce service par le balancier même de la machine, et il obtint ce résultat par des liaisons qu'il sut établir avec le balancier au moyen d'un crampon et d'une ficelle. La première application de cette ingénieuse idée fit obtenir 15 ou 16 coups de piston à la minute. On ne tarda point à améliorer le système de crampons et de ficelles du jeune Potter; et, en 1718, Henry Beighton établit une machine, à Newcastle-sur-Tyne, avec les perfectionnements qu'exigeait la mise en jeu des soupapes par le balancier de la machine.

En 1720, Leupold construisit une machine très élégante, à haute pression ; et il en fit la description dans son *theatrum machinarum*. On comprendra immédiatement la disposition de cette machine à l'inspection de la figure ci-jointe (fig. 4). A est la chaudière ; E et C sont les cylindres ; en F se trouve l'issue de la vapeur qui, après avoir servi, s'échappe par un robinet à quatre ouvertures. Dans cette machine, apparaît, pour la première fois, le robinet à quatre ouvertures, et la découverte est assez ingénieuse pour n'être point indigne de Watt et de ses successeurs. Le jeu simultané des deux cylindres juxtaposés donne identiquement le même résultat qu'une machine à double effet ; et la disposition est, sans contredit, la plus simple et la plus ingénieuse de toutes celles qui avaient paru jusqu'à ce jour. Cependant, l'emploi de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la vapeur à une haute pression ne pouvait manquer d'être considéré comme une grave objection, à une époque où la fabrication des chaudières était si grossière et si incertaine. C'est pour ce motif, sans nul doute, que les systèmes à haute pression n'ont été adoptés que tout récemment. La voûte des chaudières, employées par Newcomen, était généralement en plomb; les parties inférieures étaient en cuivre. Ce ne fut que plusieurs années après l'application des machines à vapeur à des usages pratiques que l'on vit paraître des chaudières composées entièrement de plaques de fer ou tôles, rivées les unes sur les autres, et que l'on parvint à une assez grande perfection dans l'art de la construction des chaudières, pour pouvoir les soumettre sans danger à une haute pression.

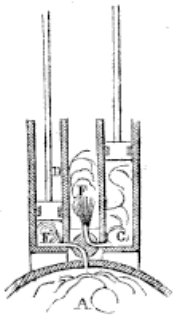


FIG. 4.

Depuis les perfectionnements apportés dans le jeu de la soupape par Beighton, en 1718, la machine atmosphérique ne paraît avoir subi que des changements de peu d'importance jusqu'au temps de Smeaton. Brindley introduisit bien, à la vérité, le flotteur des chaudières, pour régulariser l'admission de l'eau d'alimentation; il proposa même de faire les chaudières en bois ou en pierre; en disposant intérieurement le fourneau et les tuyaux ou carneaux conduisant à la cheminée; mais son attention se porta bientôt des machines à vapeur vers d'autres sujets, et il ne résulta de ses idées ingénieuses que de bien faibles améliorations. En 1767, Smeaton fut chargé par la compagnie de New-River de la construction d'une machine dans laquelle il résolut d'introduire plusieurs changements. Supposant qu'une grande partie de la force était perdue dans le double et rapide mouvement de va-et-vient, qu'effectuait le balancier, ainsi que dans les chocs qui se communiquaient à l'eau des pompes, il se décida à faire travailler la machine à une vitesse moindre, à employer des pompes plus grandes et à charger le piston de 7 $\frac{1}{2}$ hectogrammes environ, par centimètre carré, au lieu de 5 hectogrammes, comme c'était l'usage. Pour en venir à ce but, il écarta le centre de rotation du balancier de son milieu pour le rapprocher du point extrême de suspension des tiges de pompes, et donna plus de hauteur aux cylindres, en diminuant leur diamètre, ce qui devait, d'après lui, rendre plus rapide la condensation de la vapeur et nécessiter une injection d'eau beaucoup moindre.

« J'avais une entière confiance, dit Smeaton, dans l'efficacité de ces perfectionnements; mais quel « ne fut pas mon désappointement, lorsqu'au lieu d'obtenir une économie, je vis que la pompe d'injec- « tion, toute disposée qu'elle était pour fournir autant d'eau qu'auparavant, eu égard à la section du « cylindre, et même avec un excédant pour être utilisé au besoin, que cette pompe, dis-je, était incapable « d'entretenir la machine, et qu'il fallut avoir recours à deux personnes pour activer à la main l'injection « de l'eau, afin de conserver à la machine son mouvement. Le cylindre restait ainsi tellement froid que « je pouvais y appliquer la main, en quelque endroit que ce fût, et que je pouvais même la tenir plongée « un instant dans l'eau qui avait servi à condenser la vapeur. Heureusement, la machine accomplit le « travail auquel elle était destinée, celui d'élever l'eau, mais la quantité de combustible qui fut nécessaire « trompa tous mes calculs. En augmentant les dimensions de la pompe à injection, je rendis la machine « plus à même d'accomplir sa tâche; mais toutes les expériences que je fis ne me conduisirent à aucun « résultat utile, jusqu'à ce que je me fusse décidé à déplacer le point d'appui du balancier, assez pour « réduire le poids sur le piston de 7 $\frac{1}{2}$ hectogrammes, par centimètre carré, à 5 $\frac{3}{4}$. Sous cette charge, et « malgré la diminution de parcours de la tige de la pompe, la machine alla beaucoup mieux; et non seule- « ment elle éleva une quantité d'eau plus grande, mais elle consomma moins de charbon et nécessita moins « d'eau d'injection. Le cylindre s'échauffa alors, et la température de l'eau d'injection, après sa sortie du « cylindre, fut de 82 degrés centigrades. Enfin, le jeu de la machine, sous tous les rapports, devint bien « supérieur, non seulement pour le travail, mais encore pour l'élégance. J'en conclus immédiatement

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« qu'une quantité considérable de vapeur se condensait en entrant dans le cylindre, et qu'ainsi j'avais « plus perdu par le refroidissement du cylindre, que je n'avais gagné par l'accroissement du poids. En un « mot, cette simple modification paraissait avoir délié la machine. Mais comment avait lieu cette con- « densation? dans quelle proportion? sous quelles circonstances de température? en quel point devait être « fixé le centre de rotation pour arriver au meilleur résultat? Toutes ces questions n'étaient point encore « résolues. Je pris alors la résolution de me rendre complétement maître du sujet, et je me mis immédia- « tement à établir chez moi une petite machine à feu, à laquelle je pus faire subir toutes les transfor- « mations nécessaires à mes expériences, et qui se trouva en mesure de fonctionner dans l'hiver de « l'année 1769. »

Cette machine fut établie à Austhorpe; ce fut sur elle que Smeaton étudia la marche de la machine à vapeur, en adoptant, dans son examen, la même méthode expérimentale qu'il avait déjà suivie dans ses études sur les roues hydrauliques et les moulins à vent. Le diamètre du cylindre était de 25 centimètres environ; la longueur de course du piston, de 9 décimètres; le nombre de coups, 17 $\frac{1}{2}$ par minute; enfin la charge sur le piston était de 554 grammes par centimètre carré. En calculant la force de la machine d'après ces données, on n'obtient pas tout à fait la force d'un *cheval-vapeur* [1].

La consommation de charbon par heure était de 25 kilogrammes. Ainsi, un hectolitre de charbon, correspondant à environ 105 kilogrammes [2], devait suffire à l'entretien de la machine pendant 4 heures 12 minutes, en produisant un travail de 1 million 79,568 kilogrammes élevés à 1 mètre de hauteur [3]. La quantité d'eau d'injection nécessaire fut évaluée à $1^{lit.}$, 554 par coup de piston, et la quantité d'eau vaporisée à $0^{lit.}$, 145; de sorte que la quantité d'eau nécessaire à l'injection était environ dix fois plus considérable que celle nécessaire à l'alimentation de la chaudière, bien que cette proportion dût naturellement varier un peu avec la température de l'atmosphère.

Cette machine devait perdre à peu près la moitié de son efficacité par la condensation dans le cylindre, car $0^{lit.}$,145 d'eau produisent environ 250 litres de vapeur [4] consommés à chaque coup de piston, ce qui correspond à peu près au double de la capacité du cylindre, y compris les espaces laissés libres par le jeu du piston. Cependant, une grande partie de la chaleur ainsi perdue devait être attribuée au rayonnement qui avait lieu à la surface du cylindre, car on ne constata guère que les deux tiers de la chaleur totale dans

[1] En effet, si, pour avoir l'effet dynamique de la machine, on multiplie la charge sur le piston par l'espace parcouru dans une seconde de temps, et qu'on divise le résultat par l'expression numérique d'un cheval-vapeur, 75 kilogrammètres (ou 75 kilogrammes élevés à 1 mètre dans une seconde), on obtient pour cet effet, N, exprimé en chevaux-vapeur ;

$$N = \frac{\pi\left(\frac{2^{d}5}{2}\right)^{2} \times 0^{k},554 \times \frac{0^{m},9 \times 17,5}{60}}{75} = 0,95$$

Nous donnerons plus loin, lorsque nous en serons aux principes mécaniques, les développements que comportent les définitions de la puissance, de l'effet dynamique, et, en général, du travail d'une machine, ainsi que les méthodes de calcul qui s'y rapportent.

[2] Cette évaluation du poids de l'hectolitre de charbon est déduite des mesures anglaises. Ainsi, l'auteur anglais fait correspondre un *bushel*, ou 36 litres environ, à 84 lbs. ou 38 kil., ce qui donne pour le poids de l'hectolitre 105 kil. Cette évaluation est loin d'être conforme à l'évaluation ordinaire, puisque le poids du mètre cube de charbon de terre en fragments n'est en moyenne que de 850 kil., ce qui met le poids de l'hectolitre à 85 kil. Il est probable que c'est en prenant la mesure *comble* qu'on arrive à l'évaluation précédente. Il y a, en effet, une différence d'environ $\frac{1}{5}$ entre la mesure *comble* et la mesure *rase*, différence qui se trouve être à peu près égale à celle des deux nombres 85 et 105.

[3] En effet, la charge sur le piston étant de $\pi\left(\frac{2^{d}5}{2}\right)^{2} \times 0^{k},554 = 272$ kil. et l'espace parcouru par le piston, pendant une minute, de $17,5 \times 0^{m},9 = 15^{m},75$, nous aurons pour le travail, T, de la machine pendant 4 heures 12 minutes, ou 252'

$$T = 272^{k} \times 15^{m},75 \times 252 = 1,079,568 \text{ kilogrammètres.}$$

[4] Cette évaluation résulte du rapport de la densité de l'eau à celle de la vapeur, qui est égal, à peu de chose près, à 1700.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le réservoir de l'eau qui avait servi à la condensation, et qui n'avait que 55 $\frac{1}{2}$ degrés centigrades, lorsque l'eau d'injection était à 20 ou 21 degrés. On changeait, dans les expériences, la charge sur le piston, au moyen de poids additionnels que l'on ajoutait ou retranchait à volonté, et on reconnut que la charge de 547 grammes par centimètre carré, sur le piston, était la plus avantageuse sous les deux rapports de la quantité de travail effectué et de la consommation de combustible. Quand la charge était réduite à 464 grammes, l'efficacité, ou, en d'autres termes, l'effet utile de la machine, estimé d'abord à 100, descendait à 94; et lorsque cette charge n'était plus que de 387 grammes, l'effet produit était représenté par 80. Si, au contraire, on portait le poids de 547 grammes à 618, le travail accompli était seulement élevé de 100 à 107, quoique la consommation du charbon s'accrût dans une proportion bien plus rapide; enfin, avec un nouvel accroissement de 640 grammes, l'efficacité diminuait de 100 à 96, malgré une augmentation nouvelle dans la dépense du combustible.

On éprouva également, dans ces expériences, l'efficacité relative des différentes espèces de charbons. Le charbon en fragments fut reconnu supérieur au charbon en poussière, dit *menu*, dans le rapport de 100 à 80. Le coke avait à peu près la même efficacité que le charbon en poussière. Le charbon de Newcastle, nommé *Team Top*, fut reconnu supérieur au charbon de Halton, ou charbon ordinaire du comté d'York, dans la proportion de 120 à 100, et le charbon connu sous le nom de *Cannel*, dans la proportion de 133 à 100.

Smeaton continua ses expériences avec cette machine, durant quatre années, et il en consigna les résultats dans un livre de tables qui lui servit de guide dans ses travaux ultérieurs. En 1772, il fut chargé de la construction d'une machine pour une mine de charbon de Long-Benton, près de Newcastle, et il introduisit les différents perfectionnements que ses expériences lui avaient suggérés. Cette machine fut presque en tous points semblable aux machines précédemment construites par Beighton; mais elle se distingua de tout ce qui avait été fait jusqu'alors par une plus grande justesse de proportions et une plus parfaite exactitude de détails. Ces dernières innovations devinrent d'un immense avantage dans la pratique. Smeaton considéra la machine de Long-Benton comme son plus bel ouvrage; mais il réalisa bientôt de plus grands perfectionnements dans la machine de Chase-Water, qu'il construisit en 1775, dans l'une des mines du Cornouailles. Nous allons essayer de donner une description abrégée de ces machines.

Le diamètre du cylindre de la machine de Long-Benton était de $1^{m},32$; la longueur de course, de $2^{m},13$; la charge sur le piston, de 527 grammes par centimètre carré; le nombre de coups, de 12 par minute; ce qui donnait une puissance d'environ 41 chevaux [1].

La consommation de combustible, par heure, était de 3,1 hectolitres de charbon de Newcastle, ce qui, à raison de 105 kilogrammes l'hectolitre [2], donnait 326 kilogrammes par heure, ou 8^{k} environ pour un cheval-vapeur. 1 hectolitre, ou mieux, 105 kilogrammes produisaient donc un travail de 3 $\frac{1}{2}$ millions de kilogrammes élevés à 1 mètre de hauteur [3]. La quantité d'eau vaporisée par les chaudières était, par heure, de 2544 litres, qui étaient ainsi obtenus par 326 kilogrammes de charbon. Chaque kilogramme produisait donc la vaporisation de 7,8 litres d'eau. Si l'on suppose la vapeur, contenue dans la chaudière, 1700 fois moins dense que l'eau, ce qui est à peu près exact, il en résulte une production de 72 mètres cubes, environ, de vapeur, par minute; mais c'est tout au plus si la moitié de cette vapeur est utilisée;

[1] En effet, on a pour l'expression de la puissance, N, de la machine en chevaux-vapeur :

$$N = \frac{\pi\left(\frac{1,32}{2}\right)^{2} \times 0^{k},527 \times \frac{2^{m},13 \times 12}{60}}{75} = 40,96$$

[2] Même remarque qu'à la note 2 de la page 12.

[3] C'est, en effet, le chiffre que l'on obtient par un calcul semblable à celui qui a été développé à la note 3 de la page 12. La charge sur le piston étant de $\pi\left(\frac{1,32}{2}\right) \times 0^{k},527 = 7208$ kil., et l'espace parcouru par le piston, pendant 1 heure, de $2^{m},13 \times 12 \times 60 = 1534$ mètres, on a un travail total de $7208^{k} \times 1534^{m} = 11,054,160$ kilogrammètres pour 3,1 hectolitres de charbon, ce qui donne 3 $\frac{1}{2}$ millions pour 1 hectolitre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

car, l'espace intérieur du cylindre, dans lequel se meut le piston, est seulement de 2,92 mètres cubes, qui, multipliés par le nombre de coups de piston par minute, donnent seulement 35,04 mètres cubes, ce qui ne représente pas la moitié du volume de la vapeur engendrée. Le reste a donc été perdu par les fuites, par la condensation, et par l'espace laissé libre entre le piston et le fond du cylindre. Cet espace est la cause d'une perte d'environ 10,2 mètres cubes par minute; il reste ainsi une perte de près de 27 mètres cubes qui doit être attribuée aux fuites et à la condensation, ou, plutôt, à la condensation seule, car les fuites sont inappréciables.

La construction et la disposition de la machine de Chase-Water étaient entièrement semblables à celles de la machine de Long-Benton. Cependant la machine de Chase-Water avait une bien plus grande puissance. Le diamètre du cylindre était de $1^m,83$; la longueur de course, de $2^m,74$; le nombre de coups, de 9 par minute, ce qui donnait un espace de $24^m,66$ parcouru dans une minute; la charge sur le piston était de 538 grammes par centimètre carré. Il résultait de ces données une puissance de 77 $\frac{1}{2}$ chevaux environ [1].

La disposition de cette machine se concevra aisément à l'inspection de la figure 5. A,B est le cylindre. Le

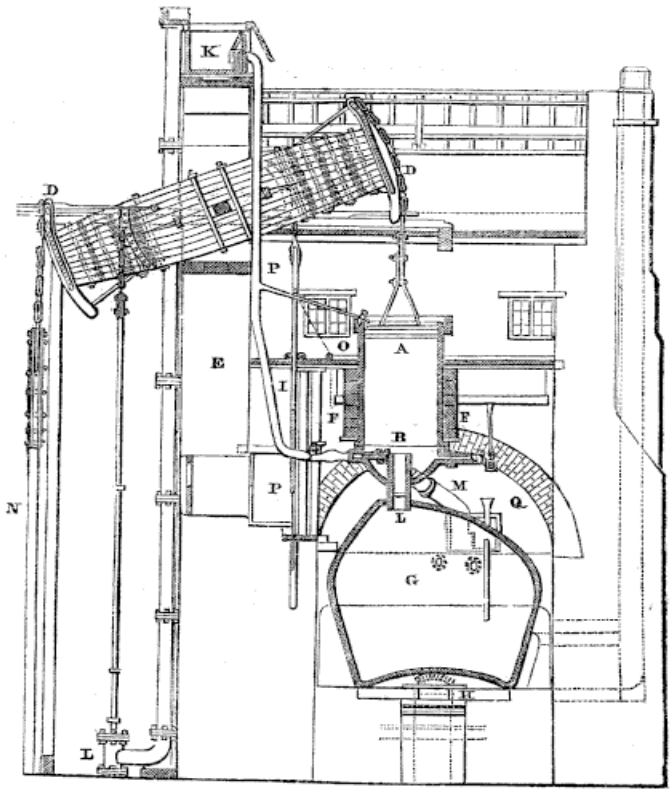


FIG. 5. — Machine de Chase-Water.

piston est en fer, et il est recouvert en dessous d'une planche d'orme, assujettie au piston par des vis taraudées. Un morceau de flanelle goudronnée est interposé entre le bois et le fer du piston, pour retarder la transmission de la chaleur et diminuer ainsi la condensation intérieurement au cylindre. D est le balancier,

[1] En effet, si l'on désigne par N la puissance de la machine en chevaux-vapeur, on a :

$$N = \frac{\pi\left(\frac{1^m,83}{2}\right)^2 \times 0^k,538 \times \frac{2^m,74 \times 9}{60}}{75} = 77,56$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

long de 8m,33 et formé de 20 pièces de sapin, dont 4, celles qui sont le plus près du centre, présentent un écarrissage de 30 centimètres sur 30, et les 16 autres, de 30 sur 15. Ces pièces de bois sont préservées du frottement l'une sur l'autre, au moyen de chevilles en chêne chassées dans des mortaises, préparées pour les recevoir ; elles sont de plus maintenues par 32 boulons en fer de 2 ½ centimètres de diamètre qui traversent le levier dans toute son épaisseur. L'axe du balancier, au point où il traverse le bois, a 76 centimètres de largeur sur 13 d'épaisseur. Les supports ou tourillons ont 21 ½ centimètres de diamètre, et reposent sur des coussinets en cuivre fixés dans des massifs en bois, qui sont établis dans l'intérieur du mur. La longueur de l'axe entre les tourillons est de 1m,07 ; l'épaisseur du balancier de 0m,61 ; sa hauteur au centre, de 1m,88, et aux extrémités de 1m,52 ; E est le mur qui porte le levier ; F,F sont les poutrelles qui supportent le cylindre, ou plutôt qui le maintiennent, et qui sont elles-mêmes scellées dans les murs du bâtiment ; G est la chaudière ; H, le fourneau ; L, le tuyau à vapeur ; I, le tuyau d'injection terminé par un bec en bois resserré entre le tuyau à vapeur et le bord du cylindre. Le bois est employé comme substance non conductrice dans le but de diminuer la condensation ; K est la bâche ou le réservoir de l'eau d'injection ; ce réservoir est à une certaine hauteur pour mieux faire jaillir l'eau à l'état de pluie, par suite de la grande force avec laquelle elle se précipite dans le cylindre ; I est une pompe pour élever l'eau d'injection dans le réservoir ; M est le tuyau de décharge, qui vient se jeter dans la cuve de l'eau chaude de condensation ; ce tuyau est muni à son extrémité d'une soupape pour empêcher l'eau de remonter ; N est la tige de la pompe d'épuisement ; O, une bande ou courroie portant sur la cataracte ; PP, la tige à taquets qui fait jouer l'appareil de la soupape. Le tuyau à vapeur a 30,5 centimètres de diamètre ; le tuyau de décharge, 20,3 centimètres ; les deux petits tuyaux du robinet d'injection et de la soupape reniflante ont 15,2 centimètres de diamètre. Ils sont tous coulés en une seule pièce s'adaptant à la partie inférieure du cylindre et prenant en ce point une forme hémisphérique. La soupape reniflante se compose d'un tampon de buis enchâssé avec force dans le tuyau et pourvu à son extrémité d'un clapet circulaire ; au-dessus de cette soupape se trouve fixé un petit tuyau conique, avec un robinet à un bout, afin de régler à volonté l'effet de la soupape.

« Le tuyau vertical d'alimentation Q, dit Smeaton, doit remplir l'office d'un tube de sûreté et d'un robinet « d'épreuve. Il est percé vers le bas de deux ou trois petits trous qui se trouvent ainsi au niveau le moins « élevé de l'eau qu'il est convenable d'avoir dans la chaudière ; 7 ½ centimètres environ, au-dessous, le tuyau « est encore percé d'un trou de 1,3 centimètres de diamètre ; et, enfin, à 7 ½ centimètres plus bas, le tuyau « s'arrête. Par suite de ces dispositions, si le niveau de l'eau devient trop bas dans la chaudière, les trois « petits trous du tuyau d'alimentation laissent échapper la vapeur, ce dont on est averti par un sifflement « aigu ; si, cependant, on laisse ce niveau s'abaisser encore, la vapeur s'échappera en plus grande quantité « par le trou de 1,3 centimètres, et le bruit, cette fois, sera plus considérable ; enfin, si le niveau baisse « de manière à se trouver au-dessous de l'extrémité du tuyau, l'eau et la vapeur sortiront en produisant « un tel bruit que le machiniste sera rappelé à son devoir, lors même qu'il se serait endormi. »

Tels sont les principaux détails de cette célèbre machine atmosphérique ; il nous reste maintenant à expliquer, en quelques mots, la manière dont elle fonctionne. Quand la machine est à l'état de repos, l'extrémité du balancier, qui porte la tige de la pompe, est toujours inclinée vers le bas. On a donné à cette extrémité un excès de poids afin de faire prendre spontanément au balancier cette position sans le secours de la vapeur et malgré le frottement et l'inertie de la matière. La première chose à faire, pour mettre en marche la machine, est d'ouvrir le régulateur ou la soupape qui ferme la communication entre la chaudière et le cylindre. Le cylindre se charge immédiatement de vapeur, qui se condense d'abord très rapidement au contact du métal froid ; la vapeur continue ainsi à se condenser jusqu'à ce que le cylindre soit devenu aussi chaud qu'elle-même. Dès que cet effet est produit, la vapeur, par sa pression, ouvre la soupape reniflante et chasse l'air qui remplissait le cylindre : on reconnaît que l'air est complétement expulsé à la couleur transparente que prend dans ce cas la vapeur, en s'échappant par la soupape. On ouvre alors, au moyen d'une corde, une soupape qui tient fermé le tuyau d'injection dans le réservoir même placé tout au haut

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du bâtiment; on relève, en même temps, la manette qui avait été abaissée pour ouvrir le régulateur. La communication entre la chaudière et le cylindre est ainsi supprimée, et le robinet d'injection se trouve ouvert; le vide se produit alors instantanément par le jet d'eau froide, et la machine donne un coup de piston. La tige à taquets, dans sa descente, frappe, par une saillie ou un taquet, contre le levier de la manette qui vient d'être relevé; le robinet d'injection se ferme, et le régulateur s'ouvre. Comme la pression exercée par la vapeur est à peu près égale à celle de l'atmosphère, le piston monte, entraîné qu'il est par le poids plus considérable de l'autre extrémité du levier. La tige, en remontant, et vers la fin du coup, frappe de bas en haut contre le même levier, au moyen d'un autre taquet. Le passage de la vapeur se trouve donc de nouveau fermé, et celui de l'eau d'injection ouvert. Le piston donne ainsi un nouveau coup, et le même effet se continue tant que la machine est entretenue avec de la vapeur et de l'eau froide.

L'eau chaude, provenant de la condensation de la vapeur, sort du cylindre par le tuyau d'échappement pour descendre dans la bâche, d'où une partie se rend dans la chaudière, pour remplacer l'eau qui s'est vaporisée. Un petit tube, partant du tuyau d'injection, déverse de l'eau sur la surface supérieure du piston pour empêcher le passage de l'air. Si, néanmoins, une certaine quantité d'air vient à s'introduire, soit avec la vapeur, soit de toute autre manière, ce qui finirait par arrêter le mouvement de la machine, cet air est expulsé à chaque coup de piston par la soupape reniflante. Cependant, l'introduction d'une petite quantité d'air est avantageuse, en ce qu'elle diminue de beaucoup la condensation de la vapeur. En effet, l'air, se répandant également dans la vapeur, forme une espèce de nuage contre les parois du cylindre, ce qui garantit la vapeur du contact immédiat du fer nu, et la préserve d'un refroidissement subit. Après les perfectionnements introduits par Smeaton dans le travail des machines, on s'aperçut que les machines construites antérieurement étaient trop hermétiquement fermées, et l'on eut alors recours à un robinet à air pour régulariser l'admission de l'air dans la proportion qui avait été trouvée la plus avantageuse.

Smeaton, avant d'avoir apporté ses perfectionnements dans la machine à vapeur, étudia avec beaucoup de soin le travail d'un certain nombre des machines existant alors. Sur 15 machines de Newcastle, il trouva que la meilleure élevait environ 2 millions 850 mille kilogrammes à une hauteur de 1 mètre par hectolitre de charbon, et que la plus mauvaise n'en élevait que 1 million 197 mille. La machine qu'il construisit depuis à Long-Benton, et dans laquelle il apporta tous ses perfectionnements, élevait, comme nous croyons l'avoir déjà dit, 3 $\frac{1}{2}$ millions environ de kilogrammes. Il y avait ainsi moins de différence entre le travail de la meilleure des machines ordinaires et celui des machines perfectionnées de Smeaton, qu'entre le travail des machines ordinaires elles-mêmes.

Les perfectionnements introduits par Smeaton consistent principalement dans le grand soin apporté à la construction des machines, et dans les meilleures proportions et dispositions qu'il sut donner à la chaudière. Ces améliorations ne découlent point d'un principe nouveau, ni d'un bien grand effort de génie. Avant le temps de Smeaton, la fabrication des machines se trouvait entre les mains de mécaniciens fort ignorants, qui confondaient l'effet dynamique d'une force avec la force elle-même. On cherchait, avant tout, à faire agir le piston avec une grande force, sans se préoccuper de la vitesse de mouvement nécessaire pour obtenir l'effet le plus avantageux. Il était très rare de voir une machine suffisamment entretenue de vapeur; et, quand la machine se trouvait incapable de remplir son office, par suite de cette insuffisance de vapeur, on y pourvoyait généralement par un cylindre plus grand, ce qui ne faisait qu'augmenter le mal. Les cylindres étaient alors mal alésés, et la condensation produite par l'eau qui se trouvait au-dessus du piston, aussi bien que par celle qui s'échappait entre les parois du cylindre et les bords du piston, était très considérable. En même temps, le piston ne parcourait que fort rarement une distance suffisante dans le cylindre, et il se perdait à chaque coup une grande quantité de vapeur qui remplissait l'espace laissé libre par le jeu du piston. Enfin, les chaudières, outre qu'elles étaient trop petites, s'établissaient généralement fort mal, et le foyer était placé beaucoup trop en dessous du fond

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la chaudière. L'appareil de la soupape était aussi disposé de telle manière, que le régulateur ne pouvait l'ouvrir entièrement, étranglant ainsi le passage de la vapeur.

Smeaton sut remédier à tous ces inconvénients. En doublant avec une planche en bois le dessous du piston, il arrêta d'une manière notable la condensation produite par l'eau placée au dessus. Vers cette même époque, l'emploi des cylindres mieux alésés, sortis de l'établissement métallurgique de Carron, empêcha la condensation provenant de l'eau qui se glissait entre les parois du piston et celles du cylindre. Les chaudières de Smeaton furent aussi d'un effet très satisfaisant. La figure ci-jointe représente un de ses modes favoris de construction pour les chaudières en fonte. Trois de ces chaudières, ayant environ 3 mètres de diamètre, et 5 mètres de haut, furent établies pour une machine dont le cylindre avait $1^{m},68$ de diamètre, la longueur de course étant de $2^{m},59$. Cette machine avait été construite par Smeaton, pour l'épuisement des docks de Cronstadt, en Russie. A est le foyer; B, le fourneau; C,C, la voûte hémisphérique de la chaudière; *c*,*c*, un cylindre relié à la voûte au moyen de pattes à vis. L'adjonction de cette portion de cylindre a pour but d'augmenter la capacité de la chambre à vapeur; *b*,*b* et *d*,*d* sont des pièces coniques reliées aussi entre elles ainsi qu'au cylindre supérieur par des pattes à vis. Ces différentes pièces complètent, avec le fond, l'ensemble de la chaudière; D,D sont les tuyaux ou carneaux que la fumée traverse avant de sortir par la cheminée.

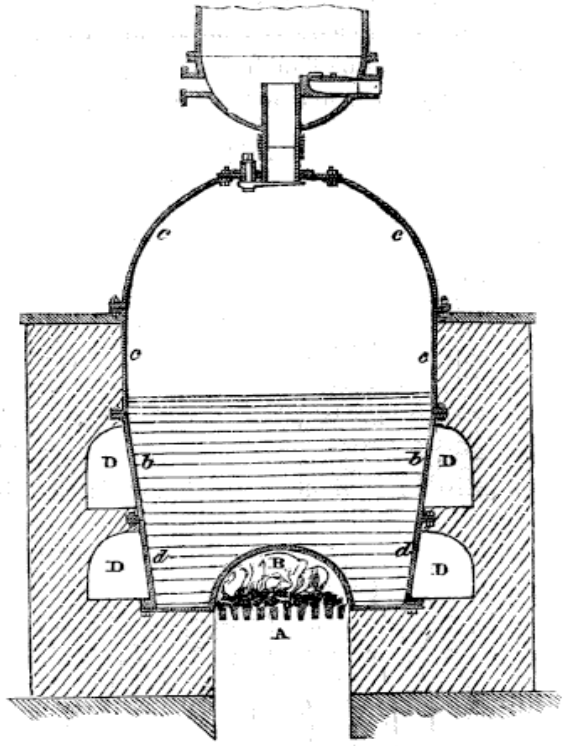


FIG. 6. — Chaudière de Smeaton.

Lorsque l'eau employée à l'injection pouvait, par sa qualité, attaquer la chaudière, ce qui avait souvent lieu quand on se servait de l'eau des mines, Smeaton avait soin de n'employer que de l'eau de pluie, ou toute autre n'ayant point d'effet nuisible sur les chaudières. Cette eau se trouvait chauffée, avant d'arriver dans la chaudière, en passant par un serpentin placé dans la cuve à eau chaude.

Quand il fallait faire varier la quantité de travail à effectuer par la machine, on y parvenait au moyen d'un appareil appelé *cataracte*. Cet appareil consiste simplement en un petit robinet Z, par le moyen duquel l'eau d'une gouttière peut se déverser dans un vase Y, placé dans la boîte *z*,*z*, et disposé de manière à tourner autour d'un centre, en même temps que le levier U, avec lequel il est solidaire. Le levier U fera remonter le vase Y, lorsque ce vase sera vide, et sera, au contraire, entraîné dans la position qu'indiquent les lignes ponctuées, lorsque ce vase sera plein. Dans ce second cas, le levier soulève le loquet 18 au moyen de la chaîne 22; le vase Y se vide alors, et reprend ensuite sa première position sous l'action du

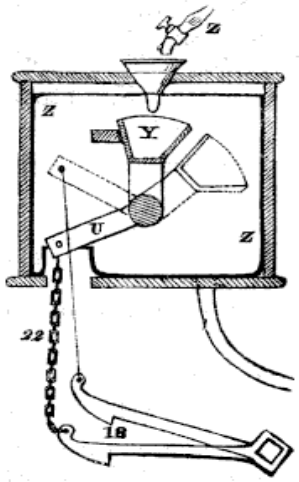


FIG. 7. — Cataracte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

levier U. L'eau s'écoule de la boîte *zz*, qui est garnie de plomb, après qu'elle a servi à soulever le loquet; celui-ci, quand il est soulevé, laisse tomber un poids qui ouvre la soupape d'injection et la machine donne un coup de piston. Le nombre des révolutions de la cataracte détermine donc le nombre des coups de piston accomplis par la machine, de sorte que la vitesse est ainsi réglée par le degré d'ouverture donné au robinet Z, lequel varie suivant la quantité d'eau à élever. La découverte de la cataracte n'est pas due à Smeaton; on l'employait avant lui dans les machines du Cornouailles. La cataracte dont on se sert actuellement est de beaucoup supérieure à celle que nous venons de décrire. Nous verrons plus tard les modifications qu'elle a reçues.

La grande dépense de charbon qu'exigeait l'entretien des machines du Cornouailles fut l'origine d'une foule d'essais, que l'on fit dans ce pays, pour perfectionner les chaudières. Ces essais remontent à une époque déjà ancienne de l'histoire des progrès de la vapeur. Entre autres variétés de chaudières, on en construisit en granit, qui étaient traversées par des tuyaux ou carneaux intérieurs; mais ces chaudières ne paraissent pas avoir eu un grand succès, leur principal inconvénient provenant, sans doute, de l'insuffisance de la surface totale de chauffe. La meilleure chaudière de cette époque, que nous connaissions, est celle qui fut établie à York-Buildings, à Londres, vers le milieu du siècle dernier, et dont nous donnons ici un dessin. A est le cendrier; B, le fourneau; C,C, le corps de la chaudière; *c*, le tuyau à vapeur; *a*, *b*, *d*, *e* sont les carneaux, contournés en spirale, et entrant dans la cheminée en *f*.

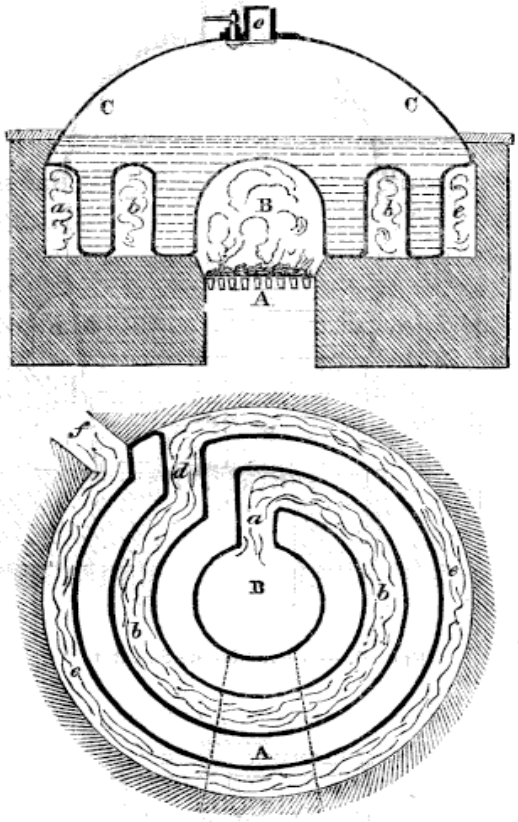


Fig. 8. — Chaudière de York-Buildings. 1750.

Nous nous sommes, peut-être, un peu longuement étendus sur ces anciennes découvertes, et particulièrement sur celles de Smeaton. Nous avouons qu'elles ne sont plus, aujourd'hui, que d'un bien faible intérêt pour la plupart des lecteurs. Cependant, on nous pardonnera l'extension que nous avons donnée à cette première partie de notre travail, en considérant que la machine atmosphérique est encore employée dans les localités où le charbon est à bon marché. Nous voulions, d'ailleurs, donner une juste idée des conditions de la machine à vapeur avant l'arrivée de Watt, afin qu'on pût apprécier les immenses progrès réalisés par cet illustre mécanicien.

CINQUIÈME ÉPOQUE.

DEPUIS LES DERNIERS PERFECTIONNEMENTS DE SMEATON JUSQU'A NOS JOURS.

La machine à vapeur, telle que la laissa Smeaton, était une simple pompe, mise en jeu par la force du feu; et même ne pouvait-elle servir avantageusement à cet objet unique d'élever l'eau, que dans les pays où le prix du charbon n'était pas trop considérable. Ce fut de ce grossier instrument que Watt sut tirer la machine à vapeur moderne, et certes l'histoire ne présente aucun autre exemple d'une si magnifique transformation accomplie par le génie d'un seul homme. La plupart du temps, les améliorations sont le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fruit des longs et pénibles essais de l'expérience, ou bien des faits nouveaux mis au jour par le progrès de la science. Les découvertes de Watt n'ont pris naissance que dans sa fertile imagination, et c'est à sa persévérance et à sa sagacité seules que nous sommes redevables du degré de perfection où nous voyons aujourd'hui nos machines à vapeur.

En 1763, Watt était fabricant d'instruments de physique à Glasgow. Le professeur Anderson, qui occupait alors la chaire de physique de cette ville, et qui est connu comme le fondateur de l'institution Anderson, origine de toutes les institutions modernes pour la mécanique, envoya à Watt un petit modèle d'une machine de Newcomen pour le mettre en état de fonctionner. Le cylindre de ce modèle avait 5,08 centimètres de diamètre, la longueur de course était de 15,24 centimètres, et la chaudière avait proportionnellement des dimensions beaucoup plus grandes que celles des machines employées dans l'industrie. Cependant, Watt reconnut que la chaudière ne suffisait pas à l'entretien de la machine; et, dans le but d'en tirer tout le parti possible, il crut devoir réduire la charge sur le piston en diminuant la hauteur de la colonne d'eau dans les pompes. Il n'y avait que deux manières d'expliquer cette anomalie : ou bien la chaudière était mauvaise; ou bien un petit cylindre consommait proportionnellement plus de vapeur qu'un grand, à cause de la perte produite par la condensation sur une surface de refroidissement relativement plus considérable. On reconnut que cette dernière explication était la véritable. La perte due à la condensation provenait évidemment de deux motifs : le rayonnement de la chaleur à la surface du cylindre, et le refroidissement produit par l'injection d'eau froide. Dans le but de déterminer l'importance relative de ces deux causes, Watt construisit d'abord une petite machine avec un cylindre en bois, ce qui empêchait le refroidissement occasionné par la transmission de la chaleur à travers le cylindre. Mais ce nouveau genre de cylindre ne présentait qu'un bien faible avantage pour l'objet qu'on se proposait d'atteindre, tandis que, dans les circonstances ordinaires, il était bien inférieur aux cylindres métalliques. La plus grande perte paraissait donc due à l'échauffement et au refroidissement successifs du cylindre. Afin de constater la valeur précise de cette perte, Watt commença par s'assurer, au moyen d'un certain nombre d'expériences, des volumes relatifs des mêmes poids d'eau et de vapeur. Il trouva que le cylindre de sa petite machine consommait, à chaque coup de piston, trois ou quatre fois la quantité de vapeur qui aurait suffi à l'emplir. Il devenait donc évident qu'on obtiendrait une grande économie de combustible en évitant de chauffer et de refroidir alternativement le cylindre. Ce résultat ne pouvait être atteint qu'en effectuant la condensation de la vapeur dans un vaisseau séparé, que l'on maintenait toujours froid, tandis que le cylindre demeurait constamment aussi chaud que possible. Une difficulté se présentait, cependant : c'était l'accumulation, dans le vaisseau, de l'eau qui avait servi à condenser la vapeur, et qui ne pouvait pas être enlevée, à chaque coup de piston, par la soupape reniflante, comme dans la machine primitive, à moins de faire perdre tout l'avantage résultant du vaisseau séparé. Il fallait de plus trouver un moyen de se débarrasser de l'air qui parvenait à entrer, soit par les fuites, soit avec la vapeur, et c'est à quoi l'on arriva au moyen d'une pompe, dite pompe à air, mue par le balancier. Cette pompe, plongeant jusqu'au fond du condenseur, pouvait aussi servir à enlever l'eau, et remplir ainsi le double but qu'il s'agissait d'atteindre.

Watt paraît avoir conçu ces idées générales, déjà si fécondes, vers l'année 1765, à l'âge de trente-neuf ans. La première chose qu'il fit, ce fut de constater expérimentalement la portée réelle de ces idées. Dans ce but, il construisit une petite machine à laquelle il appliqua les diverses modifications qu'il venait d'imaginer, et le résultat dépassa toutes ses espérances. Cependant il se présenta de grandes difficultés, lorsqu'on voulut faire appliquer en grand une machine construite sur des bases si nouvelles, et il s'écoula trois années avant qu'elle ne fût adoptée dans la pratique. Dans cet intervalle, Watt abandonna sa profession de fabricant d'instruments de mathématiques pour celle d'ingénieur civil, et ses talents furent alors utilisés par le docteur Roebuck, qui avait établi les forges de Carron. M. Roebuck, en apprenant la nature des perfectionnements apportés par Watt à la machine à vapeur, lui offrit de s'adjoindre à lui pour ob-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tenir une patente et établir une fabrique de nouvelles machines, en lui réservant un tiers dans les profits. Watt accepta ces conditions ; et, en 1769, il prit une patente qu'il décrivit ainsi :

« Ma méthode pour diminuer la consommation de la vapeur, et par suite la dépense de combustible « dans les machines à feu, consiste dans les principes suivants :

« *Premièrement.* Le vase dans lequel la force de la vapeur doit être employée pour faire marcher la ma- « chine, vase appelé cylindre dans les machines à feu ordinaires, et auquel je donne le nom de vase à « vapeur, doit, pendant tout le temps que la machine est en mouvement, être maintenu au même degré de « chaleur que la vapeur qui s'y introduit. A cet effet, je l'enferme d'abord dans une enveloppe en bois, ou « dans toute autre matière qui ne transmet que lentement la chaleur, puis je l'entoure de vapeur ou d'un « autre corps chaud ; enfin, je ne laisse entrer ni même approcher, pendant ce temps, soit de l'eau, soit « toute autre substance plus froide que la vapeur.

« *Secondement.* Dans les machines qui doivent être mues, soit en totalité, soit en partie, en employant « la condensation de la vapeur, ce fluide doit être condensé dans des vases séparés des cylindres à va- « peur, mais qui au besoin peuvent communiquer ensemble. J'appelle ces vases condenseurs. Pendant que « les machines fonctionnent, il faut tâcher de tenir ces condenseurs aussi froids au moins que l'air am- « biant, et cela, au moyen d'eau ou d'autres corps froids.

« *Troisièmement.* La portion d'air, ou tout autre gaz qui n'est pas condensé par l'action du conden- « seur, et qui peut être un obstacle au mouvement de la machine, doit être expulsé des vases ou conden- « seurs, à l'aide de pompes mues par les machines mêmes, ou par tout autre moyen.

« *Quatrièmement.* Je me propose d'employer, dans plusieurs cas, la force expansive de la vapeur pour « agir sur les pistons, ou sur ce qui peut être employé à leur place, de la même manière que l'on se sert « aujourd'hui de la pression atmosphérique pour les machines à feu ordinaires. Dans les cas où l'on ne « peut se procurer toute l'eau nécessaire, les machines peuvent être mises en mouvement par la force de « la vapeur seule, en laissant échapper la vapeur dans l'air, après qu'elle a fonctionné.

« *Cinquièmement.* Enfin, au lieu d'employer l'eau pour empêcher l'air et la vapeur de passer par les « joints du piston ou des autres parties de la machine, je me sers d'huile, de cire, de corps résineux, de « graisses d'animaux, de vif-argent, et d'autres métaux à l'état liquide.

« Et le même James Watt, dans une note ajoutée à la spécification ci-dessus, déclare qu'il n'a pas l'in- « tention d'appliquer ce qui est compris sous l'article 4 aux machines où l'eau que l'on veut élever entre, « soit dans le vase à vapeur même, soit dans un autre vase avec lequel il est en communication. »

A peu près à l'époque où il obtint sa patente, Watt commença la construction de sa première machine. Cette machine, dont le cylindre avait environ 4 $\frac{1}{2}$ décimètres, et dont les détails de construction présentèrent des difficultés sans nombre, fut amenée par Watt à un état de perfection remarquable. Le mauvais alésement du cylindre, et la difficulté d'obtenir une substance capable de maintenir, sans un frottement considérable, les bords du piston parfaitement étanches, tout en résistant à l'action de la vapeur, furent pour Watt les causes de laborieuses et pénibles recherches. L'emploi d'une tige de piston, fonctionnant à travers une boîte garnie d'étoupes, était à cette époque une innovation complète dans les machines à vapeur et demandait une grande justesse d'exécution. Pendant que Watt cherchait à surmonter tous ces obstacles, M. Roebuck ayant fait de mauvaises affaires, disposa, en 1773, de sa part d'intérêt dans la patente, en faveur de M. Boulton, de Soho, près de Birmingham, dont l'établissement métallurgique était déjà le plus célèbre d'Angleterre. On demanda au parlement une prolongation au terme de quarante années, obtenu primitivement pour la patente. Le parlement, par un édit rendu en 1775, accorda vingt-cinq années de prorogation, en considération du mérite éminent de l'invention. Un traité fut alors conclu entre Boulton et Watt, et une partie de l'établissement de Soho fut mise à la disposition de ce dernier pour la construction de ses machines. Les progrès devinrent alors rapides ; et, en 1778, Watt établit plusieurs machines excellentes dans les comtés voisins, une entre autres à Stratford, près de Lon-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dres. Dans ces premières machines, il paraît avoir employé la méthode de condensation extérieure, méthode dans laquelle il persista jusqu'à ce que la dépense de construction et l'inconvénient du volume d'un pareil condenseur, dans les machines à grandes dimensions, contre-balancèrent et au-delà la dépense de force nécessaire pour extraire du vide l'eau d'injection.

La figure 9 donne les dispositions générales des machines ordinaires d'épuisement, dans l'état de per-

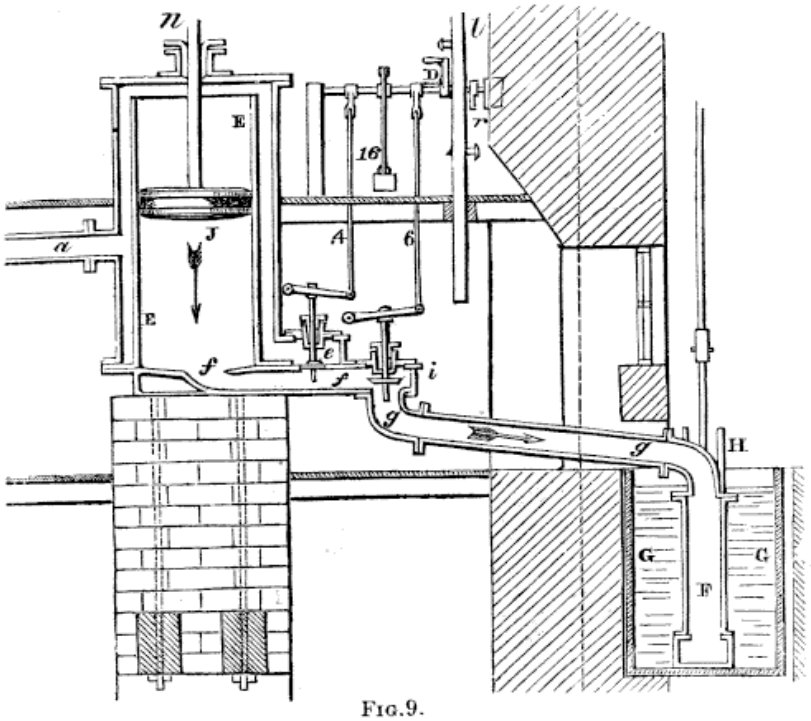


FIG. 9.

fectionnement auquel Watt les avait amenées à cette époque de notre histoire. Les modifications ne portaient que sur le cylindre et ses accessoires, et n'altéraient en rien le balancier, les chaînes, les pompes, et les autres parties de la machine.

E, E est le cylindre entouré d'une enveloppe ou chemise à vapeur, dans laquelle se rend la vapeur par le tuyau a; J est le piston, chargé d'un poids de 0,70 à 0,77 kilogrammes par centimètre carré, au lieu de 0,50 comme dans les machines primitives; n est la tige du piston traversant une petite boîte cylindrique adaptée au couvercle du cylindre et appelée la boîte à étoupes; cette boîte est maintenant fondue d'une seule pièce avec le couvercle; f,f est l'entrée dans le cylindre; e, la soupape à vapeur; i, la soupape de décharge; g,g, le tuyau de décharge; F, le condenseur, consistant en plusieurs cylindres de cuivre d'un petit diamètre, disposés verticalement dans le réservoir d'eau froide G,G; H, la pompe, par laquelle une partie de la vapeur condensée est extraite du condenseur et renvoyée dans la chaudière; l, la tige à taquets, qui porte deux saillies ou taquets, pour frapper, à l'instant convenable, contre les petits leviers D et r, et communiquer ainsi le mouvement nécessaire aux deux soupapes à vapeur et de décharge, par le moyen des tiges 4 et 6 qui leur sont adaptées; 16 est un poids oscillant servant à régulariser les mouvements imprimés à l'appareil des soupapes par la tige à taquets.

Dans une machine ainsi construite, la chemise à vapeur est évidemment une partie intégrante de la machine; mais on trouva à cette disposition quelques inconvénients; et, en 1778, Watt parvint à les éviter, en donnant une seconde entrée dans le cylindre à sa partie supérieure, comme on le voit fig. 10. E et J sont le cylindre et le piston; a est le tuyau à vapeur; b, la soupape régulatrice; c, l'entrée de la vapeur dans le cylindre au-dessus du piston, et f, l'entrée au-dessous; d, le prolongement du tuyau à vapeur jus-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qu'à l'entrée inférieure; *e*, la soupape d'équilibre qui égalise, en s'ouvrant, les pressions au-dessus et en dessous du piston; *i*, la soupape de décharge, et *g*, le tuyau de décharge conduisant au condenseur. Dans la figure, on suppose le piston dans sa course ascendante, entraîné par le poids plus considérable de l'autre extrémité du balancier; la vapeur abandonne l'espace qui est au-dessus du piston pour occuper celui qui est en dessous. Quand le piston est arrivé au haut du cylindre, la soupape d'équilibre, *e*, est fermée, et la soupape de décharge, *i*, est ouverte; la vapeur se précipite alors, de l'espace qu'elle occupait sous le piston, dans le condenseur, mais comme la partie supérieure du piston reçoit encore la pression de la vapeur, le piston descend avec une force correspondante à la différence entre les deux pressions supérieure et inférieure.

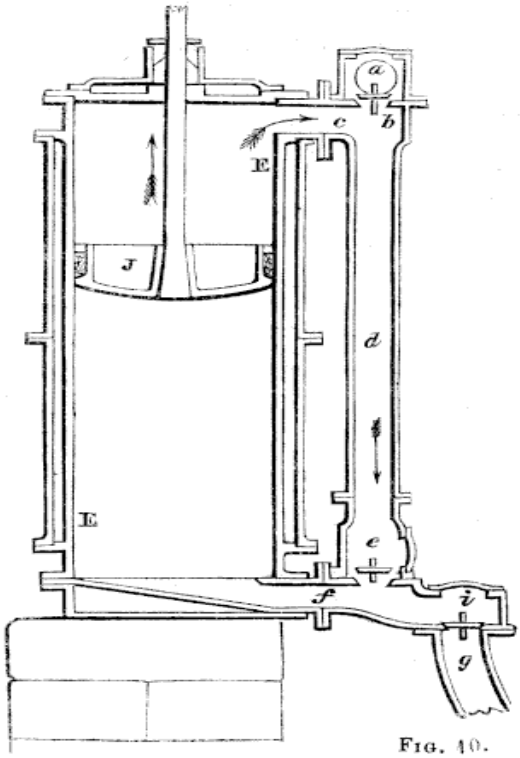


FIG. 10.

Dans cette espèce de machine, il y a toujours de la vapeur au-dessus du piston; et, en dessous, la vapeur et le vide se succèdent alternativement. Vers l'année 1780, Watt eut l'idée que la condensation pourrait s'effectuer d'une manière plus parfaite, et qu'on arriverait d'ailleurs à un résultat plus satisfaisant, en renversant ces conditions et en conservant un vide perpétuel au-dessous du piston, tandis qu'au-dessus se succéderaient alternativement la pression de la vapeur et le vide. Dans le premier cas, le piston remontait avec de la vapeur à égale tension sur ces deux faces; et, dans le second, avec un vide partiel d'intensité égale; mais, dans ce second cas, le coup de piston était produit par l'admission de la vapeur au-dessus du piston, et, dans le premier, par l'enlèvement de cette vapeur au-dessous. Les dispositions adoptées pour réaliser ces idées sont reproduites dans la figure ci-jointe. E, E est le cylindre, et J, le piston; *a*, est le tuyau à vapeur; *b*, la soupape régulatrice; *e*, la soupape de décharge et d'équilibre, car ici, une seule soupape remplit l'office de deux; *c*, l'entrée dans le cylindre au-dessus du piston, et *f*, l'entrée au dessous; *d*, *j*, *g*, le tuyau de décharge par lequel s'échappe la vapeur, en sortant de la partie supérieure du cylindre, à chaque nouveau coup, pour se rendre dans le condenseur. Un vide perpétuel existe au-dessous du piston.

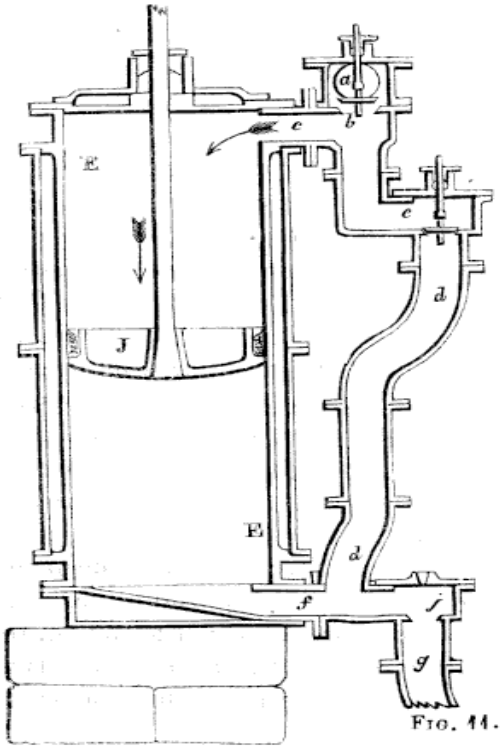


FIG. 11.

On ne trouva aucun avantage réel dans l'application de cette ingénieuse transformation. Le contraire même arriva. Et, en effet, quoiqu'on prolongeât ainsi

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le temps pendant lequel la condensation s'accomplissait, cette prolongation était de faible importance, eu égard au peu de temps qu'il faut pour la condensation de la vapeur. Encore, cet avantage, quel qu'il fût, n'avait-il lieu qu'aux dépens du travail de la machine ; car il fallait, dans cette nouvelle disposition, avoir recours à un contre-poids plus pesant pour racheter la différence entre le vide inférieur, qui était constant, et le vide supérieur au piston, différence qui pouvait être le résultat d'un manque de rapidité dans la condensation. Il y avait aussi, dans cette espèce de machine, des fuites d'air plus considérables par la boîte à étoupes et tout autour du couvercle du cylindre. De plus, la force élastique de la petite quantité de vapeur, qui restait dans le cylindre, après qu'on y avait fait le vide, était augmentée par la chaleur que lui communiquait l'enveloppe à vapeur ou chemise du cylindre. La résistance opposée au piston en devenait plus grande ; et d'ailleurs, cette circonstance faisait perdre à la vapeur effective une partie de sa chaleur. Tous ces inconvénients, considérés isolément, pouvaient paraître assez futiles ; ils étaient cependant assez importants, dans leur ensemble, pour assigner à ce genre de machines un rang inférieur à celui des machines ordinaires. Aussi ne furent-elles point généralement adoptées.

Vers cette époque, Boulton et Watt prirent pour base de leurs bénéfices l'économie de combustible résultant de l'emploi de leurs machines. Le tiers de la somme ainsi économisée devait leur être payée annuellement, jusqu'à l'expiration de leur patente ; cette obligation pouvait aussi se racheter par une annuité payable en dix ans. Ils se proposaient d'élever 8484 mètres cubes d'eau, ou environ 8 $\frac{1}{2}$ millions de kilogrammes, à 1 mètre de hauteur, pour une consommation de 100 kilogrammes de charbon de Wednesbury. Leurs premières machines, cependant, n'allèrent pas jusque-là ; car deux d'entre elles, essayées par Smeaton, ne soulevèrent que 6 à 6 $\frac{1}{2}$ millions de kilogrammes à 1 mètre de hauteur par 100 kilogrammes de charbon ; mais c'étaient de petites machines. Les plus grandes paraissent avoir accompli un travail d'environ 7 millions ; de sorte que la règle suivante, donnée par Boulton, en 1778, exprime assez approximativement les effets des plus grandes machines construites à cette époque par Boulton et Watt :

Calculer le volume, en décimètres cubes, de l'espace parcouru par coup de piston, et multiplier ce volume par la charge, en kilogrammes, sur chaque centimètre carré du piston : le produit, multiplié par le coefficient 0,23, *sera le nombre de kilogrammes de charbon nécessaire pour faire accomplir* 1800 *coups à la machine.*

Cette mesure équivaut à 7,85 millions de kilogrammes élevés à 1 mètre par 100 kilogrammes de charbon[1].

Nous arrivons maintenant à la modification importante apportée dans l'économie des machines par

[1] Cette formule empirique a été donnée par Boulton pour évaluer les effets produits par les meilleures machines à vapeur de Watt et Boulton, avant que l'on n'eût introduit dans l'économie de ces machines le principe de l'expansion ou de la détente de la vapeur. Voici cette formule, telle qu'elle est donnée par Boulton, avec les unités anglaises :

« *Calculer le volume, en pieds cubes, de l'espace parcouru par coup de piston, et multiplier ce volume par la charge, en livres « avoir-du-poids, sur chaque pouce carré du piston : le produit sera le nombre de livres de charbon nécessaire pour faire accomplir « 1800 coups à la machine.* Cette mesure équivaut à environ 21 $\frac{3}{4}$ millions de livres élevées à 1 pied de hauteur par un *bushel* « ou 84 livres de charbon. »

Pour éclaircir cette règle par un exemple, nous supposerons :

La surface du piston... = 2 pieds carrés ou 288 pouces carrés ;

La longueur de la course... = 6 pieds ;

Enfin, le poids de la masse d'eau soulevée à chaque coup dans le corps de la pompe d'épuisement... = 2880 livres.

De ces chiffres on déduit les deux nombres 12 et 10 pour exprimer : l'un, le volume en pieds cubes de l'espace parcouru par le piston, et l'autre, la charge en livres sur chaque pouce carré du piston.

Le produit de ces deux nombres, ou 120, exprime donc, d'après la règle de Boulton, le nombre de livres de charbon nécessaire pour faire accomplir 1800 coups à la machine.

D'un autre côté, il est facile de voir que 120 livres de charbon produisant un travail mécanique égal à

$$2880 \text{ livres} \times 6 \text{ pieds} \times 1800$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'application du principe de l'expansion ou de la détente de la vapeur. Cette méthode consiste à arrêter le flux de la vapeur dans le cylindre à un certain point de la course du piston, lequel accomplit alors la fin de son parcours en vertu de l'effort de la vapeur qui, étant renfermée dans le cylindre, tend à occuper un plus grand volume. La puissance de la machine est naturellement diminuée ; car le piston, ne se trouvant plus soumis qu'à la pression de la vapeur dilatée, descendra nécessairement avec moins de force que lorsque cette vapeur agissait sur lui, avec toute son intensité, jusqu'à la fin du coup. Mais l'économie de vapeur, c'est-à-dire l'économie de combustible, qui en est la conséquence, est plus grande, proportionnellement, que la diminution qu'éprouve la puissance de la machine ; de sorte que le principe d'expansion augmente, et même d'une manière notable, l'efficacité réelle du combustible. Dans le fait, l'effet produit par la vapeur, agissant par détente, quelque faible qu'il soit, est obtenu sans la moindre dépense ; car, si la soupape à vapeur du cylindre vient à se fermer, quand le piston a accompli la moitié de sa course, il n'y aura seulement que la moitié de la vapeur consommée ; et, si cette vapeur, renfermée dans le cylindre, agit sur le piston, avec une force variable, jusqu'à la fin du coup, il est évident que l'effet ainsi obtenu l'a été sans aucune dépense. Nous croyons que ce perfectionnement ne dut son origine qu'au désir de modérer la force du coup de piston, vers la fin de sa course, dans les machines simples ; et, en effet, le professeur Robison qui, grâce à son intimité avec Watt, était en position d'être parfaitement renseigné sur les circonstances de cette découverte, dit positivement qu'il en fut ainsi. Dans les machines de Newcomen, le moment d'impulsion du piston pouvait aisément être diminué en fermant plus promptement le robinet d'injection, ou en ne l'ouvrant pas entièrement. On évitait ainsi des chocs dangereux. Mais, dans les machines à condenseur, on arrive bien mieux à ce résultat, en fermant la soupape à vapeur à un instant convenable pour empêcher la tête du piston d'être frappée violemment. On ne comptait donc pas sur le résultat qu'on obtint, par l'emploi de la méthode de détente, d'une augmentation de force pour une quantité donnée de vapeur ; mais Watt vit immédiatement l'importance de l'application de ce principe, qu'il annonce comme capable de doubler l'effet de la vapeur, dans une lettre adressée de Glasgow, en 1769, au docteur Small, de Birmingham. Cependant, les soins, que lui occasionnaient d'autres recherches, semblent l'avoir empêché de mettre en pratique le principe de la détente de la vapeur, jusqu'en 1776, époque à laquelle il l'essaya sur une machine de Soho. Ce ne fut qu'en 1778 qu'il en fit l'application sur une machine à élever l'eau, établie à Shadwell. En 1782, Watt prit une patente pour ses perfectionnements sur la machine à vapeur ; le principe d'expansion en formait la base principale. Il est probable que Watt fut poussé à cette détermination à cause d'une patente, prise par Hornblower,

un *bushel* (ou 84 livres) de charbon, donnera un travail de

$$\frac{2880 \text{ livres} \times 6 \text{ pieds} \times 1800 \times 84}{120} = 21,772,800$$

ou environ $21\frac{3}{4}$ millions de livres élevées à 1 pied de hauteur, conformément à l'énoncé du texte anglais.

Un calcul entièrement semblable fait avec les chiffres, exprimés en unités métriques, comme dans le texte de la traduction française, conduit à un résultat analogue.

Ainsi, en supposant :

La surface du piston... = 60 décimètres carrés ;

La longueur de la course... = 8 décimètres ;

Et la pression par centimètre carré du piston... = 0,60 kilogrammes.

$$\text{On a : } 60 \times 8 \times 0,60 \times 0,23 = 66$$

pour le nombre de kilogrammes de charbon correspondant à 1800 coups de la machine ;

$$\text{et } \frac{3600^{k} \times 8^{dec.} \times 1800 \times 100}{66} = 78,500,000$$

pour le nombre de kilogrammes élevés à 1 décimètre, ou 7,85 millions de kilogrammes élevés à 1 mètre, pour 100 kilogrammes de charbon.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en 1781, pour faire remplir à la vapeur un double emploi dans les machines. La vapeur poussait d'abord un petit piston, en fonctionnant à haute pression, suivant la méthode proposée par Leupold; puis, on utilisait cette vapeur, en la faisant passer dans un cylindre plus grand, où elle venait agir avec une tension évidemment moindre sur un piston d'un plus grand diamètre. Ce projet est identique, en principe, à celui de faire travailler la vapeur par expansion; car, il est constant qu'on obtiendra le même effet avec un cylindre long et étroit qu'avec un cylindre court et large, pourvu qu'ils aient la même capacité; et si nous supposons qu'on diminue la longueur du cylindre à haute pression de Hornblower, en même temps qu'on augmente son diamètre, et qu'on le place au bout de son grand cylindre, nous aurons un cylindre unique opérant par la méthode d'expansion. Or, il est bien évident que cette transformation n'influe en rien sur l'effet obtenu.

Le principe de l'expansion des gaz est un sujet à la fois si important et si peu connu des personnes qui n'ont que de vagues notions sur les propriétés physiques des gaz et des vapeurs, qu'il serait impardonnable d'aller plus loin sans donner quelques explications, aussi claires que possible, pour faire bien comprendre ce principe. Ces explications viendront ici beaucoup plus naturellement que dans une partie plus avancée de l'ouvrage.

On sait, d'après la loi de Mariotte, que la pression exercée par les fluides élastiques varie en raison inverse des espaces occupés par ces fluides. Par exemple, si 1 mètre cube d'air, à la densité de l'atmosphère, est comprimé dans un espace de $\frac{1}{2}$ mètre cube, sa tension, ou force élastique, sera augmentée de 1 à 2 kilogrammes par centimètre carré; de même, si le volume occupé par l'air est porté à 2 mètres cubes, sa force élastique descendra à $\frac{1}{2}$ kilogramme, c'est-à-dire à la moitié de ce qu'elle était auparavant. La même loi se maintient quand ces proportions changent; elle a lieu pour tous les autres gaz et vapeurs [1], pourvu que leur température ne soit pas altérée; de sorte que si la soupape à vapeur d'une machine vient à être fermée quand le piston est descendu du quart de son parcours, la vapeur contenue dans le cylindre exercera, à la fin du coup, une pression égale au quart de sa pression initiale.

Ainsi, soit E un cylindre; J, le piston; a, le tuyau à vapeur; b, la soupage à vapeur; c, l'entrée ou lumière du haut du cylindre; f, celle du bas; d, le tuyau à vapeur se prolongeant jusqu'à la soupape d'équilibre e; g, la soupape de décharge; M, l'enveloppe de vapeur ou chemise du cylindre; N, le dessus du cylindre; O, la boîte à étoupes; n, la tige du piston; P, le fond du cylindre. Supposons le cylindre divisé, dans le sens de sa longueur, en un certain nombre de parties égales, en 20 parties, par exemple; et convenons de représenter par le diamètre du cylindre la pression exercée par la vapeur, que nous supposerons, pour plus de simplicité, de 10 kilogrammes, de sorte que le diamètre puisse être partagé en 10 parties égales. Si, maintenant, on suppose que le piston, en descendant, parcoure 5 des 20 divisions, et que la soupape à vapeur soit alors fermée, la pression exercée à chacune des positions suivantes du piston sera représentée par une série de nombres conformes aux lois de la pneumatique; ainsi, si l'on représente par 1 la pression initiale, la pression au milieu du coup sera représentée par 0,50, et celle à la fin du coup par 0,25, comme on le voit fig. 12. Si l'on porte sur les lignes horizontales, menées par chaque point de division, des distances proportionnelles à ces nombres, on obtient une hyperbole; et l'aire de la surface extérieure à cette courbe représente l'efficacité totale du coup de piston, tandis que celle de la surface intérieure représente la diminution dans l'efficacité du coup, quand la vapeur est arrêtée au quart de la course du piston. Les petits espaces carrés de la figure, situés au-dessus du point où la vapeur est arrêtée, et qui sont au nombre de 50, représentent avec ceux qui sont au-dessous de ce point, au nombre de 57 environ, la pression totale exercée par la vapeur. Ainsi, tandis qu'une quantité de puissance, représentée par 50, est produite au moyen d'une dépense de vapeur occupant un volume égal au quart du cylindre, on obtient

[1] Lorsque ces vapeurs ne sont pas en contact avec les liquides qui les ont formées.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un autre effet, représenté par 57, sans la moindre dépense de vapeur, en permettant seulement à la vapeur, déjà utilisée, d'occuper un espace quatre fois aussi considérable que son volume primitif.

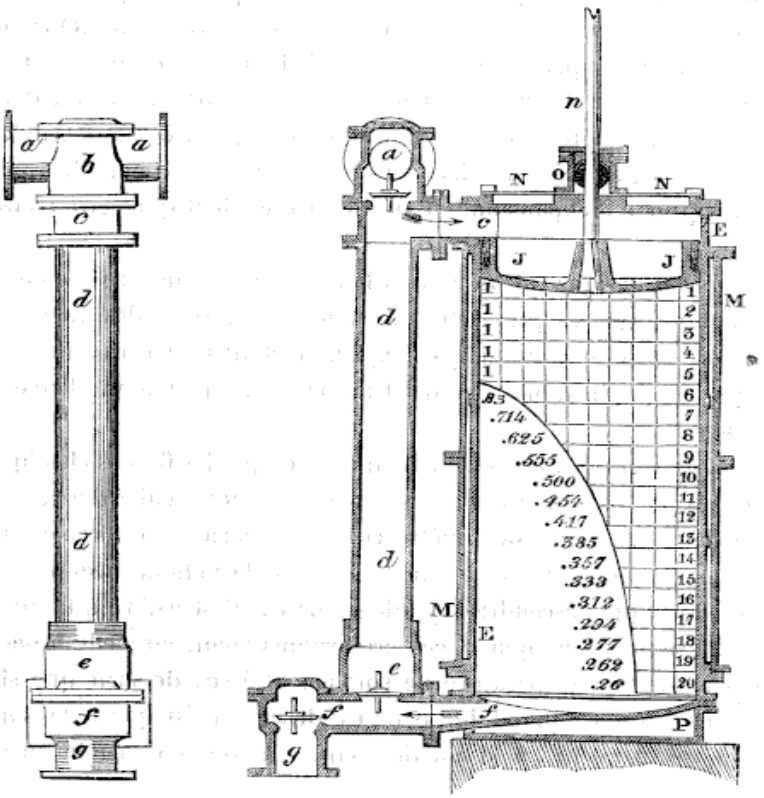


Fig. 12.

L'efficacité d'une quantité donnée de vapeur est donc plus que doublée par une augmentation de 1 à 4 dans le volume qu'elle occupe, tandis que l'effet de chaque coup de piston, pris isolément, est diminué à peu près de moitié, comme il est aisé de le voir sur la figure. Par conséquent, pour faire entrer dans la pratique le principe de la détente de la vapeur, il faut augmenter la capacité ordinaire des cylindres proportionnellement au degré de l'expansion. Il est facile de calculer la pression finale de la vapeur dans un cylindre, lorsqu'on connaît la pression initiale et le point où la vapeur a été arrêtée; on peut, tout aussi aisément, trouver chacune des pressions intermédiaires. En prenant la moyenne entre un certain nombre de pressions ainsi déterminées, on arrive à obtenir, à un degré d'exactitude suffisant, la mesure de l'effet de la détente. Cependant, nous donnerons plus loin les règles pratiques à l'aide desquelles on détermine cet effet à tel point que l'on veut de la détente. Quant à présent nous ne voulons que donner une idée générale du sujet à ceux pour lesquels de semblables recherches ne sont point familières, et nous nous bornerons à reproduire les quelques exemples suivants des effets les plus remarquables obtenus avec une quantité donnée de vapeur, lorsqu'on applique le principe de l'expansion.

En supposant que l'entrée de la vapeur dans le cylindre soit fermée quand le piston est au milieu de sa course, l'effet utile de cette vapeur est augmenté dans le rapport de 1 à 1,7; si le piston est au tiers de sa course, l'effet utile croît dans le rapport de 1 à 2,1; enfin, si le piston est à $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{7}$, ou $\frac{1}{8}$ de sa course, les effets de la vapeur seront respectivement augmentés dans les rapports : de 1 à 2,4; de 1 à 2,6; de 1 à 2,8; de 1 à 3; de 1 à 3,2.

Une machine de la force de 40 chevaux, construite par Watt, à peu près à l'époque de l'introduction du principe d'expansion, consommait environ 3,85 kilogrammes de charbon, par heure et par force de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cheval, quand elle fonctionnait sans détente. Cette consommation n'était plus que de 2,83 kilogrammes lorsqu'on faisait occuper à la vapeur, par expansion, un volume 1,518 fois plus grand que son volume primitif. L'eau vaporisée de la chaudière était, dans le premier cas, de 19 litres par minute, et, dans le second, de 14 litres. La quantité d'eau d'injection, qui était primitivement de 546 litres par minute, à la température de 11 degrés centigrades, n'était plus que de 406 litres, lorsqu'on appliquait le principe de l'expansion.

Avant l'introduction de la machine de Boulton et de Watt dans le Cornouailles, M. Jonathan Hornblower était l'un des principaux constructeurs de machines dans ce district, et il paraît qu'il mit la plus grande activité à ne point se laisser dépouiller d'un monopole aussi avantageux. En 1781, il prit une patente, comme nous croyons l'avoir déjà dit, pour une machine à double cylindre, qu'il prétendit avoir découverte dès l'année 1776. La disposition de cette machine se comprendra aisément au moyen de la figure ci-jointe. A et B sont deux cylindres, le premier étant plus grand que le second ; C et D sont leurs tiges de piston respectives ; G, tuyau mettant en communication le petit cylindre avec la vapeur sortant de la

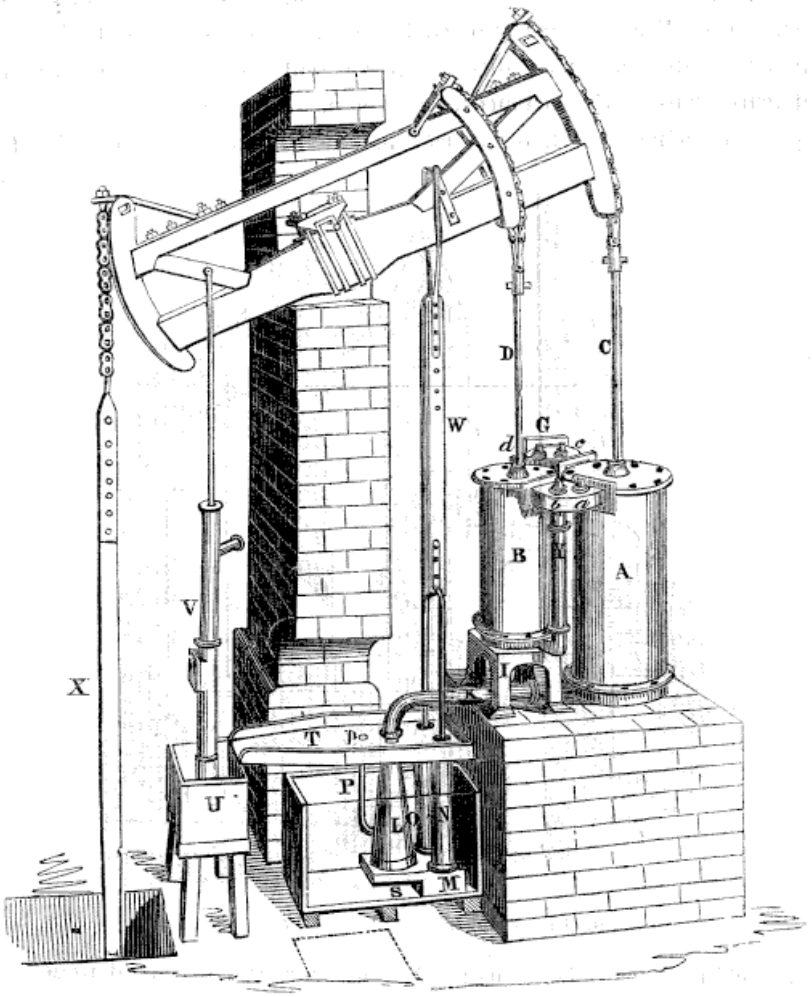


Fig. 43. — Machine de Hornblower.

chaudière ; K, tuyau de décharge conduisant au condenseur L. Le condenseur est fixé sur la boîte M, et il est muni de deux pompes, à eau et à air, O et N ; P est un réservoir d'eau froide dans lequel se trouve le condenseur ; U est la cuve qui reçoit l'eau chaude de condensation, chassée par les pompes du conden-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

seur dans le déversoir T; la pompe alimentaire V plonge dans cette cuve, pour y prendre la quantité d'eau chaude nécessaire à l'alimentation de la chaudière; X est la tige de la pompe de la mine; en S se trouve une soupape qui laisse entrer l'eau froide dans le condenseur; *p* est un tuyau faisant communiquer le condenseur avec le déversoir T, et muni à son extrémité d'une soupape laissant dégorger l'eau; *a, b, c, d* sont des robinets ayant, deux par deux, une action réciproque, afin d'établir successivement les communications convenables entre la chaudière et les cylindres. Lorsque *d* et *a* sont ouverts, *b* et *c* étant fermés, la vapeur de la chaudière entre, par *d*, dans le cylindre B, au-dessus du piston, et la vapeur, qui est au-dessous, pénètre dans le cylindre A, au-dessus du piston, par le robinet ouvert *a*; en même temps, la soupape du tuyau de décharge est ouverte, et la machine donne un coup. Lorsque les robinets *b* et *c*, au contraire, sont ouverts, *d* et *a* étant fermés, la vapeur est mise en communication avec les deux autres faces des pistons. Les pressions se font alors équilibre et les pistons s'élèvent par suite de l'excédant de poids de l'extrémité du balancier qui porte la tige de la pompe d'épuisement.

On reconnaît dans cette machine les traces d'un plagiat manifeste. Le condenseur et la pompe à air, les couvercles des cylindres avec leurs boîtes à étoupes, et, en réalité, toutes les bonnes dispositions de cette machine, sont empruntés à Watt, à l'exception seulement des deux cylindres. Encore faut-il ajouter que Watt avait obtenu un résultat tout aussi efficace avec son seul cylindre. L'emploi de deux cylindres est quelquefois avantageux, dans les circonstances, par exemple, qui demandent une grande égalité de mouvement, ou lorsque le principe de l'expansion est appliqué sur une grande échelle. Le moment d'im-

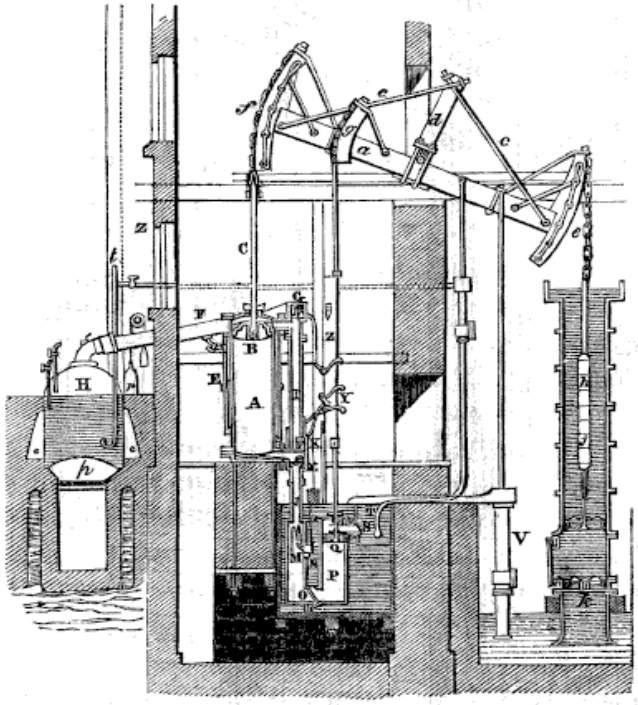


Fig. 14. — Machine de Watt à simple effet.

pulsion initiale est, en effet, moins violent, lorsque l'expansion peut avoir lieu dans deux cylindres au lieu d'un seul, tandis que la quantité de mouvement reste la même. La machine a ainsi moins de tendance à prendre une marche irrégulière, et il y a moins de risque de rupture. Plusieurs excellentes machines d'épuisement, à deux cylindres, ont été construites dans le Cornouailles; et nous savons qu'en ce moment même on en établit encore quelques-unes, dans le but, nous le supposons du moins, d'appliquer en grand le principe de l'expansion, sans avoir recours à la nécessité d'augmenter considérablement la force des différentes

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

parties de la machine. Cependant, nous pensons que le même effet peut être obtenu tout aussi avantageusement et avec beaucoup plus de simplicité, en augmentant la longueur de course du piston; et d'ailleurs, la parfaite régularité du mouvement est de peu d'importance dans une machine d'épuisement.

La fig. 14 représente les dispositions générales réalisées par Watt, dans une machine à simple effet, à l'époque où nous sommes arrivés de ce précis historique. A est le cylindre; B, le piston; C, la tige du piston; E, la chemise du cylindre; F, le tuyau à vapeur; G, la soupape ouvrant ou fermant la communication de la vapeur avec l'intérieur du cylindre; H, la chaudière; I, prolongement du tuyau à vapeur jusqu'à la soupape d'équilibre K; L, soupape de décharge; M, condenseur; J, tuyau de décharge; N, robinet d'injection; O, soupape du bas du condenseur; P, pompe à air; Q, piston de la pompe à air; S, soupape de décharge de l'eau de condensation dans la cuve à eau chaude; T, tuyau d'aspiration de la pompe alimentaire; V, pompe à eau froide pour entretenir le réservoir d'eau d'injection; Y, petits leviers des soupapes, dont la mise en jeu se produit au moyen des taquets de la tige Z, qui, s'élevant et s'abaissant avec le balancier, sert en même temps de tige au piston de la pompe à air. Enfin, h et j sont des contre-poids ajoutés à la tige de la pompe pour surcharger l'extrémité correspondante du balancier; k est la soupape d'aspiration de la pompe. La chaudière est entourée intérieurement par des carneaux o, o, et au-dessous se trouve le fourneau p.

Il est facile de voir comment cette machine opère. Ici, comme dans la machine atmosphérique, lorsque la marche est arrêtée, le piston se tient nécessairement au haut du cylindre, par suite de l'excédant de poids de l'extrémité du balancier qui porte la tige de la pompe. La première chose à faire, pour mettre en marche la machine, est donc de chasser l'air qui remplit l'espace au-dessous du piston. On arrive à ce résultat en dégageant de leurs taquets les petits leviers des soupapes de vapeur, d'équilibre et de décharge. Ces soupapes s'ouvrent alors sous l'action de poids qui font vivement pirouetter les leviers, et la vapeur pénètre dans toutes les parties intérieures de la machine. D'abord, elle est rapidement condensée au contact du métal froid; mais bientôt le fer s'échauffe, et la vapeur, chassant l'air devant elle, remplit tout l'espace qui lui est ouvert, et sort par la soupape reniflante, située à la partie inférieure de la pompe à air ou du condenseur. On ferme alors les soupapes, et le vide se produit par la condensation de la vapeur dans l'intérieur de la machine. On répète cette opération deux ou trois fois afin de chasser tout l'air; et l'on reconnaît que l'expulsion est complète au sifflement aigu que produit alors la vapeur en s'élançant par la soupape reniflante. L'air étant ainsi chassé, on ouvre les soupapes de vapeur et de décharge, la soupape d'équilibre restant fermée. La vapeur ne peut alors arriver qu'au-dessus du piston, et si l'on ouvre le robinet d'injection, la condensation au-dessous est complète, et le vide est formé. Le piston s'abaisse donc sous la pression de la vapeur. La tige à taquets, dans sa descente, ferme les soupapes de vapeur et de décharge, et ouvre la soupape d'équilibre. Il y a alors égalité de pression au-dessus et en dessous, et le piston se relève sous l'action du balancier. Enfin, la tige à taquets ferme la soupape d'équilibre en remontant, et le mouvement de la machine doit ainsi se continuer. L'eau fournie par le robinet d'injection, et celle provenant de la condensation de la vapeur, sont déversées par la pompe P dans la cuve à eau chaude S, où la petite pompe alimentaire vient puiser pour l'alimentation de la chaudière.

Depuis que la machine à simple effet, ou machine d'épuisement, telle que nous venons de la décrire, est sortie des mains de Watt, on peut dire qu'elle n'a reçu, quant à son principe, aucune modification réelle. Il est vrai qu'aujourd'hui le balancier est en fonte au lieu d'être en bois; il est vrai que les parallélogrammes articulés remplacent les têtes circulaires de ces balanciers avec leurs chaînes, et que des perfectionnements ont eu lieu dans l'appareil des soupapes. Mais ces perfectionnements, tout en rendant l'instrument plus élégant, ne l'ont pas rendu beaucoup plus efficace; et une machine, qui serait copiée exactement sur le type original de la machine à simple effet de Watt, produirait, à peu de chose près, la même quantité de travail que la meilleure de nos machines modernes.

Il n'était point dans les habitudes de Boulton et de Watt de faire valoir les droits de leurs brevets pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'exécution même de leurs machines. Ils se réservaient seulement de participer aux profits résultant de l'emploi de ces machines, et, comme nous l'avons déjà dit, ils avaient fixé cette participation au tiers des économies réalisées dans la dépense de combustible. On peut juger de l'importance de ces économies, d'après ce fait que les propriétaires des mines de Chase-Water offrirent de payer aux inventeurs 2,400 livres sterl. (60,000 francs) par an, pour s'affranchir de tout partage. Mais, bientôt, les propriétaires de mines trouvèrent ces payements intolérables, malgré les immenses profits que leur faisait réaliser l'emploi des nouvelles machines. Il se forma dans le Cornouailles une ligue puissante pour attaquer, par tous les moyens imaginables, la portée des inventions et des brevets de J. Watt; et, chose triste à dire, ce ne fut qu'après de longs efforts que Watt parvint à faire valider, par les cours de justice, des droits incontestables. Cette lutte déloyale, loin de fatiguer le courage de Watt, donna un nouvel essor à son génie; car, ce fut, selon toute probabilité, pour ôter tout prétexte aux attaques de l'envie et de la cupidité, que Watt conçut l'idée de construire une machine pour la production d'un mouvement de rotation. Nous allons dire quelques mots relativement à l'histoire de cette invention.

Savery et Papin avaient essayé de produire un mouvement rotatif à l'aide de leurs machines, et, en 1736, Jonathan Hulls avait proposé de faire marcher un bateau par le moyen de roues à aubes, mues

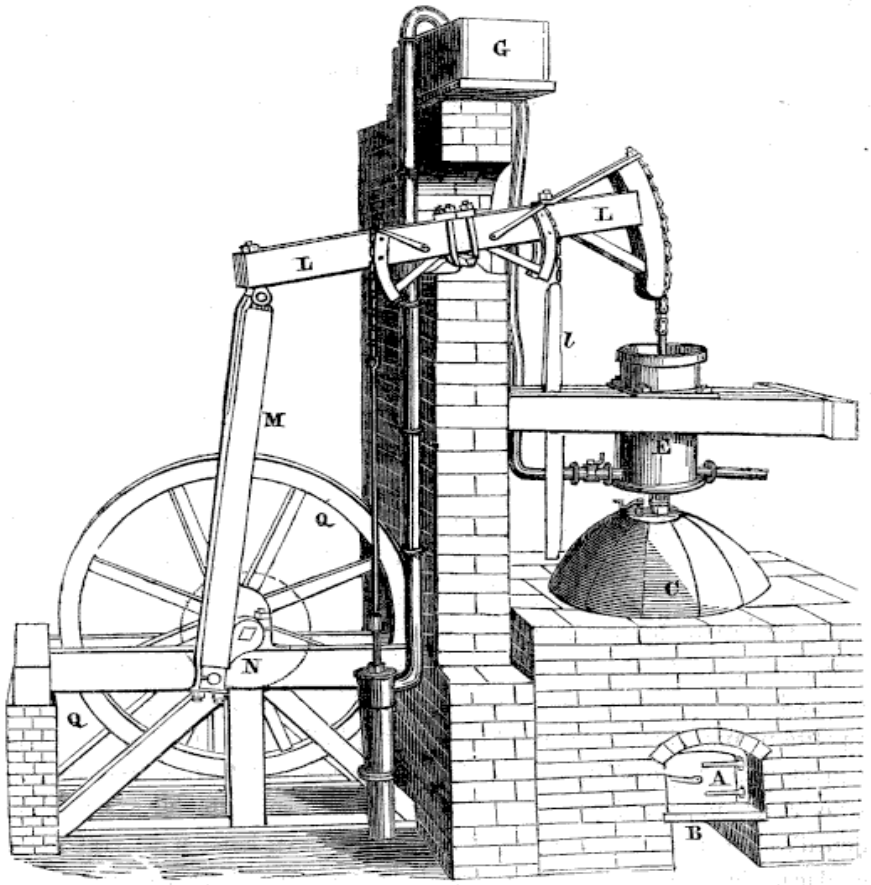


FIG. 15. — Machine atmosphérique avec manivelle et volant. — 1780.

par une machine de Newcomen. En 1759, Kean Fitzgerald voulut renouveler l'air des mines en se servant d'une espèce de vanne de moulin, mise en jeu par une machine de Newcomen, pour propulser l'air dans la mine. En 1777, John Stewart décrivit, dans une séance de la Société Royale, un système pour convertir les mouvements rectilignes en mouvements circulaires; il alla même jusqu'à parler de l'action

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'une manivelle, mais en rejetant cette idée comme étant d'une application impossible. Enfin, Washbrough, en 1779, prit une patente pour la production d'un mouvement rotatif à l'aide d'un système de roues à rochets. Ce ne fut qu'en 1780 qu'une patente fut prise par Pickard, pour produire ce mouvement à l'aide d'une manivelle. La machine n'est point représentée dans la spécification de cette patente, mais la figure 15, ci-contre, fera concevoir la manière dont la manivelle fut appliquée par Pickard à la machine atmosphérique ordinaire.

A est le fourneau ; B, le cendrier ; C, la chaudière ; E, le cylindre ; L, le balancier ; G, le réservoir d'eau d'injection ; M, la tige de jonction ou *bielle* ; N, la manivelle ; Q, le volant ; *l*, la tige d'encliquetage des soupapes. Il est évident que cette machine ne peut imprimer un mouvement d'impulsion au volant que pendant la descente du piston ; mais le volant continuera à se mouvoir, en vertu de l'inertie, lorsque le piston remontera ; et cela, avec d'autant plus d'uniformité que la masse de ce volant sera plus grande.

Pour ajouter à la régularité du mouvement, dans le cas de l'application d'une manivelle à la machine atmosphérique, Francis Thompson, du comté de Derby, fit l'épreuve, vers l'année 1793, d'un système de deux cylindres combinés, de manière à produire une double action. La figure ci-contre représente l'ensemble des dispositions qu'il adopta. E est le cylindre ordinaire, et F est un cylindre renversé placé au-dessus du premier de manière à laisser un certain intervalle *n* entre les deux cylindres, pour per-

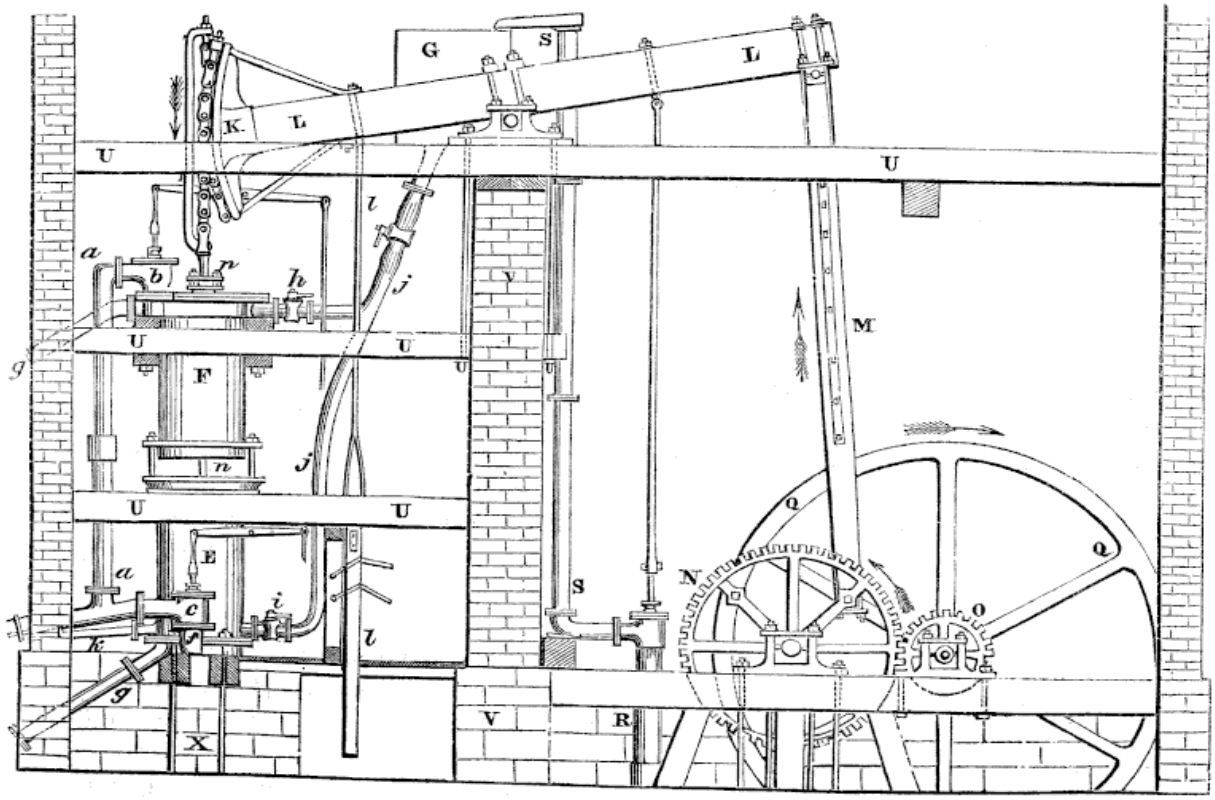


FIG. 16.— Machine atmosphérique à double effet de Thompson. — 1793.

mettre à la pression atmosphérique de s'exercer sur les deux pistons. LL est le balancier, et K, la tête circulaire de ce balancier, reliée à la tige du piston par un système de chaînes à double action, pour agir pendant la montée et pendant la descente du piston. Il y a en tout trois chaînes : deux pour faire descendre le balancier, et une pour le faire monter. G est le réservoir de l'eau froide d'injection. Ce réser-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

voir est alimenté par la pompe R qui chasse l'eau dans le tuyau de conduite S. V est le mur qui porte le balancier; U U, U U sont de grosses solives faisant l'office d'entraits; X est un fort massif en maçonnerie qui porte le cylindre inférieur. La tige de jonction ou bielle M fait tourner la roue N qui s'engrène sur le pignon O, adapté à l'arbre du volant Q, lequel reçoit ainsi un mouvement beaucoup plus rapide; *a* est le tuyau à vapeur; *b* et *c*, les soupapes à vapeur; *f*, un passage conduisant de la soupape à vapeur *c* au cylindre inférieur; *g*, *g*, tuyaux de décharge; *h*, *i*, robinets d'injection; *j*, tuyau d'injection; *k*, soupape reniflante adaptée au cylindre inférieur. Il y a aussi une soupape semblable adaptée au cylindre supérieur, mais que l'on ne voit pas dans la figure; *l* est la tige d'encliquetage des diverses soupapes; elle est munie de taquets qui font jouer les leviers des soupapes, pour régler l'entrée et la sortie de la vapeur.

Une grande machine fut établie, d'après ce système, par Thompson à Arnold, près de Nottingham, pour le service d'une filature. Cette machine remplit assez bien, pendant plusieurs années, le but auquel elle était destinée, mais avec une grande consommation de charbon. Les cylindres avaient 1 mètre de diamètre; la longueur de la course était de $1^{m},80$, et le nombre de coups était de 18 par minute. Cependant, depuis cette époque, on a établi bien peu de machines semblables à celle que nous venons de décrire, attendu qu'elles étaient tout aussi difficiles à conduire et à régler que les machines les plus perfectionnées de Boulton et Watt et qu'elles nécessitaient une dépense de combustible beaucoup plus considérable.

Une autre machine atmosphérique à double effet, d'une construction différente, fut établie à Manchester, vers 1794, par MM. Sherrats. Cette machine fut également employée dans une filature de coton. L'idée du mécanisme à double effet de cette machine a été tirée, évidemment, de la pompe à air à double action, telle qu'elle était construite par les fabricants d'instruments de physique. Quant aux autres dispositions, elles ne sont, en grande partie, qu'un plagiat des mécanismes de Watt. E,E sont les cylindres ouverts par le haut; J,J, les pistons; K,K, les tiges de piston à crémaillères qui font tourner la roue dentée LL. Cette roue remplace le balancier. *l*, *l* sont les petites tiges des pompes à air; elles sont aussi à crémallières et sont mues par la petite roue 7, adaptée à l'arbre de la grande roue L. P est un levier fixé aussi sur le même axe *p*, et qui, par le moyen de la bielle M, communique le mouvement à la manivelle N, adaptée à l'arbre du volant Q; *a* est le tuyau à vapeur avec un conduit intermédiaire *d*, descendant par une direction inclinée vers la boîte où se trouvent les soupapes à vapeur *f*, *f*. Au-dessous, il y a deux soupapes de décharge communiquant avec le tuyau de dégagement *g*. F est le condenseur; *k*, la soupape du fond; H,H, les pompes à air; I I, la cuve à eau chaude; GG, la bâche à eau froide. U,U sont de fortes solives qui supportent l'arbre de la roue L; XX est un bâti en charpente portant les cylindres; Z, soupape a gorge adaptée au conduit intermédiaire *d*, du tuyau à vapeur, afin de régler l'entrée de la vapeur. Les cylindres de cette machine avaient 9 décimètres de diamètre, et la longueur de la course était de $1^{m},20$. Elle fut employée pendant trente années, mais les propriétaires avaient à payer une certaine somme annuelle à Boulton et Watt, en raison des perfectionnements qu'ils leur avaient empruntés.

La seule machine dont nous ayons à nous occuper, avant d'arriver à la description de la machine à rotation de Watt, est la machine, brevetée en 1797, d'Edmond Cartwright. Les améliorations réalisées par cette machine sont décrites dans la spécification même de la patente :

« *Premièrement*. L'eau, ou tout autre liquide employé pour produire la vapeur, doit circuler intérieu-
« rement à la machine, sans avoir aucune communication avec l'air extérieur, et sans pouvoir se mélan-
« ger avec aucun autre fluide.

« *Deuxièmement*. La partie inférieure du cylindre doit être constamment en communication avec le
« condenseur, et la condensation doit s'accomplir à chaque coup du piston, la pression de la vapeur n'a-
« gissant que d'un côté. Il n'y a que deux soupapes, l'une au haut du cylindre, et l'autre dans le piston.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Ces soupapes sont ouvertes et fermées, à des instants convenables, par le mouvement du piston lui-
« même.

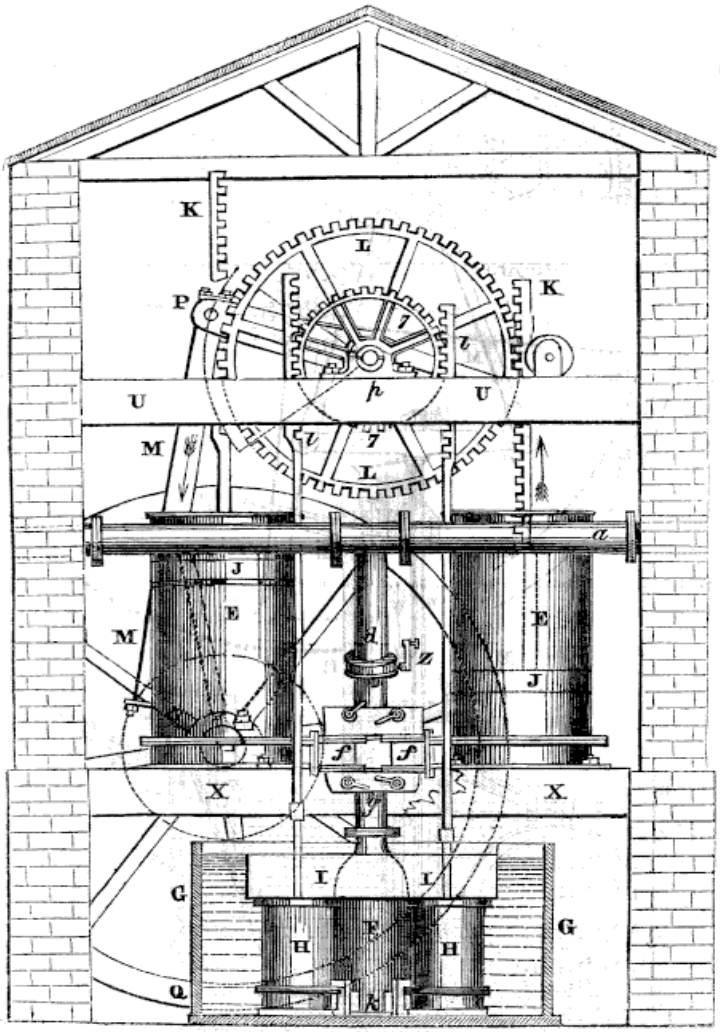


FIG. 17. — Machine atmosphérique à double effet. — 1794.

« *Troisièmement.* La condensation s'effectue dans un vaisseau séparé par le contact seul de l'eau
« froide sur la surface extérieure de ce vaisseau, et non par l'injection d'eau froide dans l'intérieur. Le
« condenseur est composé de deux cylindres, d'un métal très mince, fixés l'un dans l'autre, de manière à
« ne laisser qu'un espace très étroit entre eux pour la vapeur. Ce condenseur est plongé dans l'eau froide
« qui entoure complétement la surface extérieure du grand cylindre et la surface intérieure du petit, de
« manière à ce que la vapeur soit exposée à une grande surface de refroidissement. Le liquide condensé
« qui s'accumule au fond du condenseur doit être enlevé par une pompe convenablement disposée; et
« une partie de ce liquide, quand elle a été bien purgée de l'air qu'elle pouvait contenir, sert à l'alimen-
« tation de la chaudière.

« *Quatrièmement.* Le piston doit être fait entièrement de métal, sans aucune garniture de chanvre.
« Enfin, la chaudière doit être alimentée avec de l'eau distillée au lieu d'eau ordinaire, pour produire
« la vapeur qui sert au travail de la machine. »

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les dispositions de cette machine sont représentées dans la figure 18. E E est le cylindre; J J, le piston qui est représenté dans sa descente; *c*, soupape à vapeur adaptée au couvercle du cylindre et renfermée

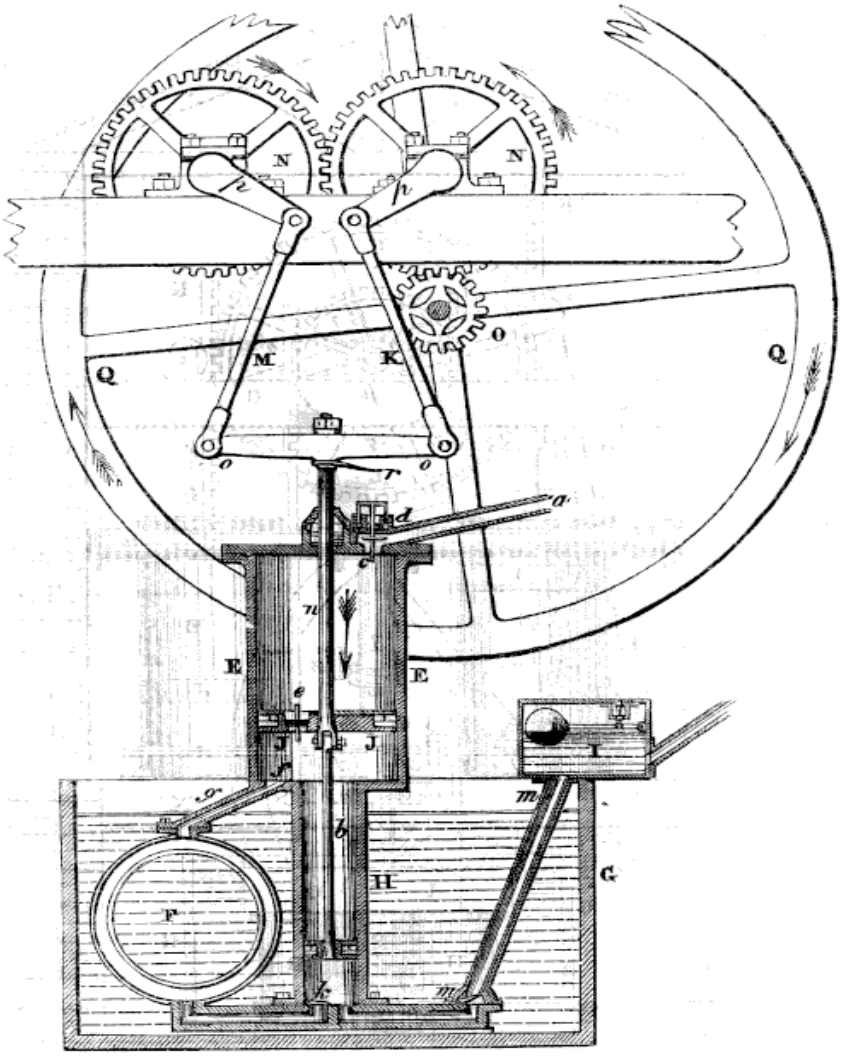


Fig. 18. — Machine de Cartwright. — 1797.

dans la boîte *d*; F, condenseur; H, pompe à air; G, bâche à eau froide; O, pignon adapté à l'arbre du volant QQ, et mû par le système des roues dentées N,N. Aux axes de ces roues sont attachées les manivelles *p*,*p*, reliées à articulations avec la traverse *oo* par les bielles M et K. *a* est le tuyau à vapeur; *r* est un petit ressort fixé au haut de la tige du piston, pour fermer la soupape à vapeur, lorsque le piston a descendu suffisamment; *n*, tige du piston; *fg*, tuyau de décharge; *k*, clapet du fond; *m*, soupape et *m m*, tuyau, par lesquels la vapeur condensée, qui entre dans la pompe à air pendant la montée du piston, est chassée dans la cuvette à eau chaude I. Un flotteur est disposé dans cette cuvette avec une petite soupape qui est solidaire avec lui. Si quelques fuites d'air viennent à se manifester dans la machine, cet air, en s'accumulant dans la cuvette I, fera baisser le niveau de l'eau, et, par suite, le flotteur. La petite soupape s'ouvrira alors, et l'air s'échappera. T est le tuyau qui conduit à la chaudière l'eau chaude de la cuvette. La soupape du piston s'ouvre lorsqu'une petite tige *e*, qui le traverse, porte contre le fond du cylindre. Cette soupape et la soupape à vapeur sont d'ailleurs maintenues par des ressorts dans les positions qui leur conviennent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette machine de Cartwright présente des dispositions fort ingénieuses, mais plutôt sous le rapport de l'élégance que de l'utilité, et les machines qui ont été construites sur ce plan n'ont pas fonctionné avec succès. La surface de refroidissement du condenseur n'est pas assez grande; l'air s'accumule au dessous du piston de la pompe à air, et le vide ne peut ainsi se produire complétement. Un autre inconvénient, qui frappe à la première vue, c'est que la pression de la vapeur dans la chaudière se communique au piston de la pompe à air, dès que la soupape de décharge vient à s'ouvrir, et produit ainsi une contre-pression d'autant plus considérable que la tension de la vapeur dans la chaudière est plus grande. Les pistons métalliques ont été depuis généralement adoptés; mais l'idée première de cette modification paraît être due à Watt. En résumé, cette machine ne présente aucun perfectionnement bien réel, puisque tous les essais qui en ont été faits n'ont point donné de résultat satisfaisant. Mais, n'insistons point davantage sur toutes ces tentatives plus ou moins ingénieuses, et arrivons à la description des procédés employés par Watt, procédés qui laissent bien loin derrière eux les recherches imparfaites que nous venons de rappeler. C'est, en effet, à son génie seul que nous devons la machine à vapeur à double effet telle que nous la voyons fonctionner aujourd'hui. Nous ne pouvons mieux faire que de laisser Watt lui-même décrire les diverses phases de sa découverte.

« Depuis longtemps je m'étais préoccupé de l'idée d'obtenir un mouvement de rotation continu autour « d'un axe. On peut voir, en se reportant à ma première spécification de 1769, que j'avais donné la description d'une roue, mue par la force élastique de la vapeur agissant dans un anneau creux ou canal « circulaire, d'un côté contre une soupape, et de l'autre contre une colonne de mercure ou tout autre fluide « métallique [1]. Cette roue à vapeur fut exécutée sur une échelle d'environ 18 $\frac{1}{2}$ décimètres de diamètre, à « Soho; mais après avoir fonctionné à plusieurs reprises, elle fut abandonnée, à cause des inconvénients « qu'elle présentait dans la pratique. Les mêmes inconvénients se reproduisirent dans d'autres machines « rotatives établies soit par moi, soit par d'autres mécaniciens, absolument comme dans les machines « qui produisent des mouvements rotatoires, au moyen de roues à rochets. Après être parvenu à établir « un mouvement très régulier dans mes machines à mouvement alternatif, je cherchai le meilleur moyen « d'en déduire le mouvement rotatoire; et, parmi les différents procédés entre lesquels il me fut donné « de choisir, ou qui me vinrent à l'idée, aucun ne me parut remplir aussi heureusement cet objet que la « manivelle telle qu'elle est appliquée au tour ordinaire (invention d'un grand mérite, et dont l'humble « auteur n'est pas même connu). Dans la machine à tourner, le mouvement rotatoire est uniquement pro- « duit par l'impulsion communiquée à la manivelle, lors de la descente du pied, au moyen de la pres- « sion qu'il exerce, et ce mouvement se continue par la force d'inertie de la roue, qui agit comme un

[1] Par cette expression peu correcte de *fluide métallique*, Watt veut désigner probablement un corps ou alliage très pesant, mais à l'état liquide. Voici, d'ailleurs, le paragraphe de la spécification de 1769, dont il est ici question, et qui n'est point reproduit dans l'ouvrage anglais :

« Lorsqu'on a besoin d'un mouvement rotatif autour d'un axe, je donne aux vases à vapeur la forme d'anneaux creux ou « de canaux circulaires, pourvus d'entrées et de sorties pour la vapeur, et montés sur des axes horizontaux, comme les roues « hydrauliques: en dedans de ces anneaux, se trouve un certain nombre de soupapes, qui ne s'ouvrent que dans une direc- « tion. Dans l'intérieur de ces canaux, des poids sont disposés de manière à former points d'arrêt, tout en pouvant glisser « contre les parois intérieures. Quand la vapeur est introduite dans ces machines, entre les poids et les soupapes, elle agit « également sur tous les deux, de sorte que, d'un côté de la roue, elle fait élever les poids, et que, par la réaction succes- « sive sur les soupapes, elle donne un mouvement circulaire à la roue, les soupapes s'ouvrant dans la direction dans laquelle « les poids sont poussés, mais non pas dans le sens opposé. A mesure que le vase à vapeur tourne, il reçoit de la vapeur de « la chaudière, et celle qui a fait son office peut être évacuée dans le condenseur ou dans l'atmosphère. »

Nous voyons que Watt, en 1782, parle de colonne de mercure ou de tout autre liquide très pesant pour former points d'arrêt dans sa roue à vapeur, et non plus des poids, dont le mode d'emploi est expliqué d'une manière assez confuse dans sa spécification de 1769, que nous venons de reproduire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« volant. Mais, comme je voulais éviter de charger ma machine d'un volant assez pesant pour lui faire « continuer sa marche durant la montée du piston, je résolus d'employer deux machines agissant sur « deux manivelles, fixées sur le même axe, et faisant entre elles un angle de cent vingt degrés, et de pla- « cer un poids sur la circonférence du volant, à la même distance angulaire des deux manivelles, c'est-à- « dire, à 120 degrés, de telle sorte que le mouvement pût devenir presque complétement uniforme, en « n'ayant recours qu'à un volant très léger. Ces idées m'étaient venues à l'esprit depuis longtemps; mais « ce ne fut que vers l'année 1779, lorsque M. Washbrough établit une de ses machines à rochets, à Bir- « mingham, que je me déterminai à construire un petit modèle pour faire un essai de ma méthode. J'avais « négligé de prendre une patente, et un ouvrier, employé à la construction de ma machine, révéla l'inven- « tion à M. Washbrough, qui prit, conjointement avec lui, une patente pour l'application de la manivelle « aux machines à vapeur. L'ouvrier avoua la fraude; mais l'ingénieur, qui dirigeait les travaux, tout en « convenant du fait, prétendit que l'idée d'appliquer la manivelle aux machines à vapeur lui était déjà « venue, avant qu'il n'eût connaissance de mon procédé; que même, antérieurement, il avait fait à ce « sujet un petit modèle. Cette allégation pouvait être vraie; car l'idée de l'emploi d'une simple manivelle « se présentait assez naturellement à l'esprit par elle-même. Dans ces circonstances, je pensai qu'il valait « mieux chercher à arriver par d'autres moyens au même résultat, plutôt que d'en faire l'objet d'une « contestation, et je me proposai d'annuler l'effet de la patente de M. Washbrough, en rendant pu- « blique l'application de ma découverte. En conséquence, dans l'année 1781, je pris une patente pour « différents modes de production de mouvements rotatifs à l'aide des mouvements alternatifs du balan- « cier. Parmi ces méthodes se trouve celle des deux roues dites *planétaire* et du *soleil*.

« Ce système fut appliqué dans un grand nombre de machines. Son grand avantage était de communi- « quer une vitesse double au volant, mais il y avait peut-être plus à craindre l'usure et la rupture des « pièces que dans l'emploi de la manivelle, dont l'usage est aujourd'hui beaucoup plus répandu, quoi- « qu'elle nécessite un volant quatre fois plus pesant. »

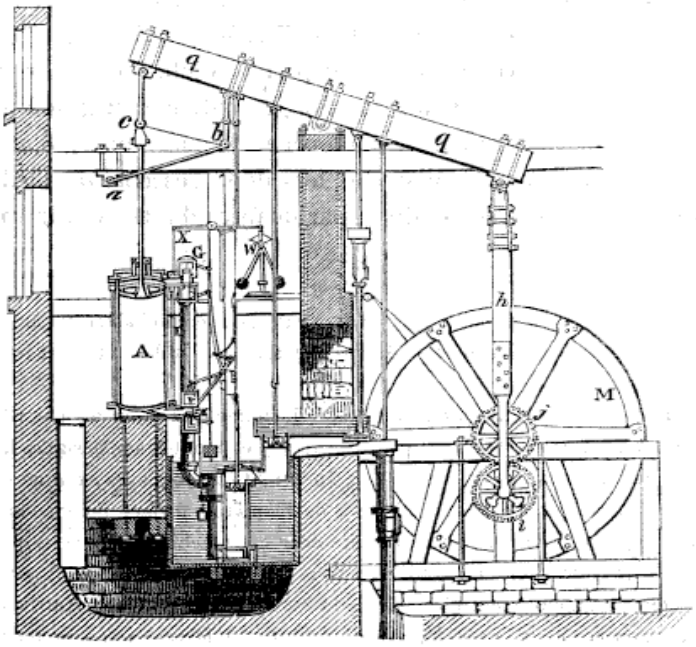


FIG. 19. — Machine à roue planétaire de Watt.

La figure 19 représente une coupe verticale de l'une des machines, dites *machines des moulins d'Albion*. Cette machine est à double effet; c'est-à-dire que la vapeur entre dans le cylindre A au dessus et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en dessous du piston, par des soupapes qui se trouvent fixées dans les chambres G et K, ces chambres elles-mêmes étant mises alternativement en communication avec la vapeur, par le tuyau à vapeur I, et avec le condenseur, par le tuyau de décharge J. La vapeur arrive de la chaudière à la chambre supérieure G, par un tuyau transversal, et à la chambre inférieure K, par le tuyau vertical I. Lorsque le piston est au haut du cylindre, la chambre G doit être mise en communication avec le tuyau de vapeur, et la chambre inférieure K, avec le tuyau de décharge; puis, le volant M est tourné à la main d'un huitième de tour, ou plus, dans le sens suivant lequel on veut produire le mouvement; alors la vapeur qui se trouve dans le cylindre, au dessous du piston, étant condensée, le piston s'abaisse sous la pression de la vapeur qui est au dessus, entraînant avec lui l'extrémité correspondante du balancier *qq*. L'autre extrémité du balancier s'élève en même temps avec la bielle *h*. La roue planétaire *i* étant fixée à la bielle de manière à ne pouvoir tourner sur son axe comme centre unique, et ses dents étant engagées dans celles de la roue centrale *j*, la première de ces deux roues prendra un double mouvement de rotation sur elle-même et de translation autour de la roue centrale, à laquelle elle imprimera un mouvement de rotation, ainsi qu'au volant M, qui est fixé sur le même arbre. Lorsque le piston descend, un système d'encliquetage perfectionné, et dont nous donnerons plus loin la description, ouvre et ferme les soupapes, de manière à mettre la partie supérieure du cylindre en communication avec le condenseur, et la partie inférieure avec le tuyau de vapeur. Le piston se relève alors; l'extrémité opposée du balancier s'abaisse avec la bielle *h*, et le double mouvement de rotation et de translation de la roue planétaire se continue dans le sens qui lui a été imprimé tout d'abord.

Dans les premières machines à double effet construites par Watt, le mouvement était communiqué de la tige du piston au balancier par le moyen d'une crémaillère dont les dents s'engrenaient sur celles d'un secteur circulaire formant la tête du balancier. Ce système présentait de grands inconvénients, les dents ayant leurs points de contact sur des faces opposées et agissant en sens contraire à chaque coup, ce qui occasionnait des chocs répétés et donnait lieu à des ébranlements et à des réparations continuelles. Pour remédier à ces inconvénients, Watt chercha un moyen de lier la tige du piston à l'extrémité du balancier par une combinaison de leviers, dont un point, se trouvant sur la tige du piston, décrivait sensiblement une ligne droite. C'est à cette ingénieuse combinaison que l'on donne le nom de *parallélogramme articulé*. Watt prit une patente, en 1784, pour cette nouvelle découverte et quelques autres perfectionnements. Ce fut sa quatrième patente. Il avait pris la première pour la condensation de la vapeur dans un vaisseau séparé; la seconde, pour la production du mouvement de rotation, et la troisième, pour le travail de la vapeur par expansion, et pour la machine à double effet.

Sa quatrième patente fait en outre mention d'une nouvelle machine à rotation que l'on pourrait, avec assez de justesse, nommer une turbine à vapeur. Un vase à vapeur, ayant la forme d'un flacon ordinaire, est disposé, de manière à pouvoir tourner, sur un pivot. Ce flacon est divisé par un diaphragme vertical en deux compartiments. Chaque compartiment peut être mis alternativement en communication avec la vapeur par une soupape adaptée au goulot; et il est muni en outre, au fond, d'un clapet qui s'ouvre de dehors en dedans. Le flacon étant plongé entièrement dans l'eau jusqu'au goulot, il est clair que l'eau remplira les deux compartiments, en s'introduisant par les clapets du fond. Si alors on laisse entrer la vapeur dans l'un des deux compartiments, par la soupape du goulot, cette vapeur exercera une pression sur l'eau qui s'y trouve et la forcera à sortir par une ouverture disposée convenablement, à la partie inférieure, pour faire tourner par réaction le vase sur son pivot. Dès que l'eau est expulsée de l'un des compartiments, l'autre compartiment est mis en communication avec la vapeur qui agit de la même manière que dans le premier; et, comme ce premier compartiment n'est plus en communication avec la vapeur, la pression exercée par cette vapeur disparaît, et l'eau remonte par le clapet du fond pour remplir de nouveau le premier compartiment. Le mouvement de rotation peut ainsi se continuer indéfiniment.

La découverte que Watt mentionne ensuite dans cette patente est celle du parallélogramme articulé,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dont nous voyons une première application *a*,*b*,*c* (fig. 19), dans la machine, à roue planétaire, des moulins d'Albion, que nous avons décrite un peu plus haut. Soient A B et C D (fig. 20), deux leviers situés

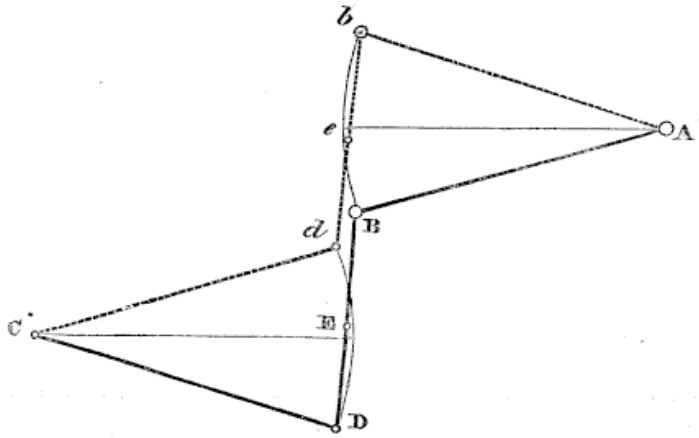


FIG. 20. — Parallélogramme articulé simple.

l'un au dessus de l'autre, dans le même plan vertical, et reliés entre eux par la tringle B D. Si ces deux leviers, tournant autour des points A et C, comme centres, viennent à prendre les positions A *b*, C *d*, indiquées par les lignes ponctuées, la tringle, qui les relie à articulation, prendra la position *b d*, et le point E, dans ce mouvement, aura décrit une ligne sensiblement droite de E en *e*. Si donc on suppose que A B soit l'un des bras du balancier d'une machine, et que le point E soit fixé sur la tige du piston, cette tige pourra se mouvoir suivant une ligne presque droite, tout en faisant décrire un secteur circulaire au bras du balancier.

Cette première variété du parallélogramme articulé n'est appliquée que fort rarement. Mais, dans la même spécification, se trouve la description d'un parallélogramme articulé composé, que l'on emploie presque universellement aujourd'hui dans les machines de terre à balancier. A B désigne, comme dans la fig. 20, le bras du balancier, dont le centre est en A; B E est la tringle principale, qui relie la tige du piston F avec l'extrémité du balancier, et G D est une seconde tringle pour la tige de la pompe à air. Les tiges C D et E D sont celles qui produisent le parallélisme des mouvements. C D n'est mobile qu'autour de son centre fixe C; mais E D peut tourner autour de son centre D, qui se meut lui-même suivant l'arc décrit par l'extrémité du rayon C D. Par suite de ce double mouvement, la ligne décrite par le point E se trouve être une ligne sensiblement droite. Ainsi, dans le mouvement du balancier, de A B en A *b*, les lignes C D, E D, auront pris les positions C *d*, *e d*; et le point E aura décrit une ligne droite de E en *e*.

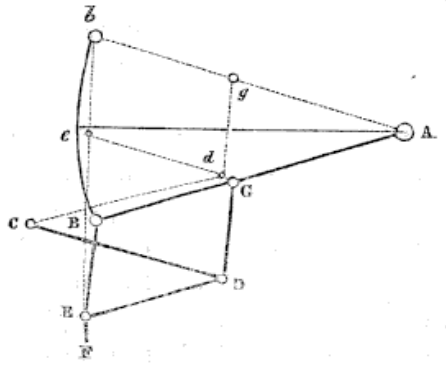


FIG. 21. — Parallélogramme articulé composé.

Après avoir donné la description du parallélogramme articulé, Watt expose, dans sa spécification, une méthode pour appliquer aux marteaux de forges et aux marteaux à pilons l'action directe de la vapeur. Cette découverte vient d'être revendiquée par M. Nasmyth, de Patricroft, et il est remarquable que tous les jours on annonce de nouvelles inventions, qui se trouvent décrites en entier dans les spécifications de Watt.

Lorsque l'on commença à appliquer les machines à vapeur au travail des manufactures, il fallut avoir recours à des expédients nouveaux pour rendre les mouvements de ces puissants moteurs beau-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

coup plus réguliers que dans les travaux d'épuisement des mines. Dans ses machines à simple effet, Watt se servait ordinairement, pour modifier la vitesse du piston, d'une soupape à vapeur, dite *soupape à gorge*; et, lorsque la régularité du mouvement n'était pas d'une grande importance, il suffisait de régler à la main le degré d'ouverture de cette soupape, suivant les besoins. La figure 22 représente les détails de ce genre de soupape. A A est le siége de la soupape; Z, la soupape elle-même, tournant avec une tringle qui la traverse suivant un diamètre; *a a* et le tuyau à vapeur, et *w* le levier de la tringle, qui sert à ouvrir plus ou moins la soupape. On peut, comme nous l'avons dit, dans certains cas, manœuvrer à la main le levier *w*; mais, dans les manufactures, en général, et surtout dans les filatures de coton, il est d'une extrême importance que la marche de la machine soit parfaitement régulière. Ce résultat ne pouvait évidemment s'obtenir qu'à l'aide de quelque procédé mécanique, mis en jeu par la machine elle-même, pour faire disparaître, autant que possible, toutes les irrégularités qui viendraient à se manifester dans sa marche. Watt parvint à réaliser cette amélioration importante avec tout le degré de perfection désirable, au moyen de l'application du régulateur à force centrifuge, ou pendule conique, au règlement de la soupape à gorge. Le régulateur avait déjà été employé, d'une manière grossière, pour régler la marche des moulins à vent; mais, dans sa forme actuelle, ce régulateur est entièrement une création du génie de Watt, et, depuis qu'il est sorti de ses mains, il n'a reçu aucun perfectionnement réel.

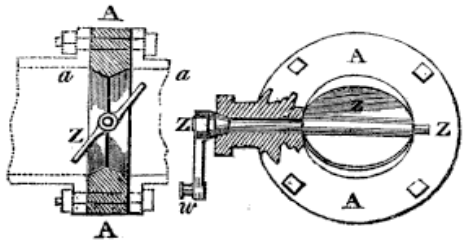


FIG. 22. — Soupape à gorge.

Nous voyons dans la figure 19, qui représente la machine à roue planétaire de Watt, la première application du régulateur à force centrifuge. Dans cette figure, *w* désigne le régulateur, et X le

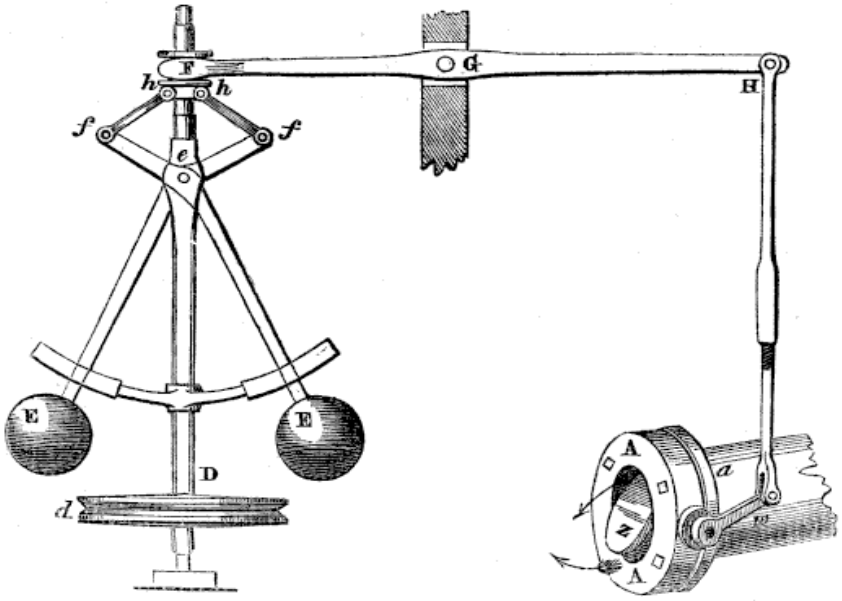


FIG. 23. — Application du régulateur à force centrifuge au règlement de la soupape à gorge.

levier par lequel son action se transmet à l'appareil de la soupape. La figure 23 donne, d'ailleurs, d'une manière complète, tous les détails de cet ingénieux mécanisme. Les diverses parties de la soupape à gorge, dans cette figure, sont désignées par les mêmes lettres que dans la figure 22.

Ainsi, A A est le siége de la soupape à gorge, et Z la soupape elle-même, tournant avec une tige qui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la traverse diamétralement; *a* est le tuyau à vapeur; *w*, le levier de la soupape, qui est mis en jeu par la tige ou bielle H, correspondant au régulateur; DD est l'axe du régulateur. Cet axe reçoit un mouvement de rotation d'une corde sans fin qui s'enroule sur la poulie *d*, et sur une autre poulie fixée à l'arbre de la machine. E,E sont des boules à l'extrémité de leviers ou bras, qui se croisent en *e*, comme une paire de ciseaux. Lorsque l'axe DD est mis en mouvement de rotation, les boules E,E s'en écartent en vertu de l'action de la force centrifuge. Par suite de ce mouvement, et au moyen des liaisons articulées *f,f, h,h,* la douille, dans laquelle se trouve saisie l'extrémité F du levier F H, s'abaisse en glissant le long de l'axe; et, comme ce levier tourne autour de son centre G, l'autre extrémité H est soulevée, ainsi que la tige ou bielle qui lui est adaptée. Cette bielle soulève ainsi la manivelle *w* de la soupape, qui se ferme plus ou moins, suivant le degré d'écartement des deux boules. On reconnaît aisément que le mouvement de rotation, imprimé à l'axe du pendule conique, sera d'autant plus rapide que la vitesse de la machine sera plus considérable, et qu'ainsi, les boules du régulateur, en s'écartant davantage, diminueront d'autant plus l'ouverture de la soupape à gorge, et, par suite, le passage de la vapeur.

Les machines établies par Boulton et Watt, aux moulins d'Albion, vers l'année 1785, réalisèrent tous les perfectionnements que nous venons d'énumérer, et l'on peut dire que ces machines sont les types d'après lesquels les machines à vapeur de terre ont été construites jusqu'à présent. Le système des roues centrales et planétaires a bien été remplacé, il est vrai, dans les machines modernes, par le système moins compliqué d'une simple manivelle; le balancier en bois a fait place au balancier en fonte; l'appareil des soupapes a été aussi modifié; on peut même ajouter que cet appareil fonctionne d'une manière plus parfaite, à cause de la substitution des tiroirs aux tiges à taquets; mais, bien que la machine à vapeur soit devenue plus élégante depuis qu'elle a reçu ces modifications, elle n'a pas été rendue beaucoup plus efficace, et les machines des moulins d'Albion n'ont été surpassées que de bien peu par les meilleures machines modernes, fonctionnant avec le même degré d'expansion.

L'appareil à soupapes, appliqué aux machines des moulins d'Albion, appareil qui était le plus généralement employé, à cette époque, par Boulton et Watt, mérite d'être décrit; *a d d* est le tuyau à vapeur communiquant avec les compartiments *b* et *e*, au dessus des soupapes à vapeur; *g g* est le tuyau de décharge partant des compartiments *h* et *i*, en dessous des soupapes de décharge. Les chambres *c* et *f* sont toujours en communication avec le cylindre, et elles sont mises alternativement en rapport avec les compartiments à vapeur et de décharge, au moyen de soupapes disposées à cet effet.

Dans la figure telle qu'elle est représentée, la soupape supérieure, qui donne passage à la vapeur, ainsi que la soupape inférieure, par laquelle elle s'échappe, sont toutes deux ouvertes, de sorte que le piston se trouve nécessairement dans sa course descendante. Z est la soupape à gorge; *l l*, la tige à taquets; 2 et 3 sont les saillies ou taquets, qui communiquent le mouvement au levier *s*, placé sur l'arbre *u*. C'est au moyen de ce levier que la soupape de décharge supérieure et la soupape inférieure sont, en même temps, ouvertes et fermées par l'intermédiaire des tiges ou bielles 13 et 14. La manivelle *r*, placée sur l'arbre *t*, est mise en mouvement par des taquets disposés sur l'autre face de la tige à taquets, que l'on voit à peine sur la figure. Cette manivelle ouvre et ferme, à des intervalles convenables, la soupape à vapeur supérieure et la soupape de décharge inférieure, au moyen des tiges 10 et 11. Les soupapes sont maintenues fermées par des poids suspendus aux tiges 4 et 15, qui agissent au moyen de petits leviers sur les arbres *t* et *u*, et qui tendent ainsi à comprimer les soupapes dans leur siége, à la manière d'une gâchette[1].

[1] Les tiges 4 et 15, disposées telles qu'elles sont sur la figure, tendraient, sous l'action des poids qu'elles supportent, à ouvrir toutes les soupapes, bien loin de les tenir fermées, comme il est dit ci-dessus. Il est présumable que le dessin est inexact, et que les tiges 4 et 15 ont été transposées. Il suffirait, en effet, de supposer que la tige 15, dans la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce genre d'appareil à soupapes fut reconnu très avantageux tant qu'il se maintenait dans de bonnes conditions ; mais, quand il venait à s'user, ou quand il était mal ajusté, il se manifestait des fuites con-

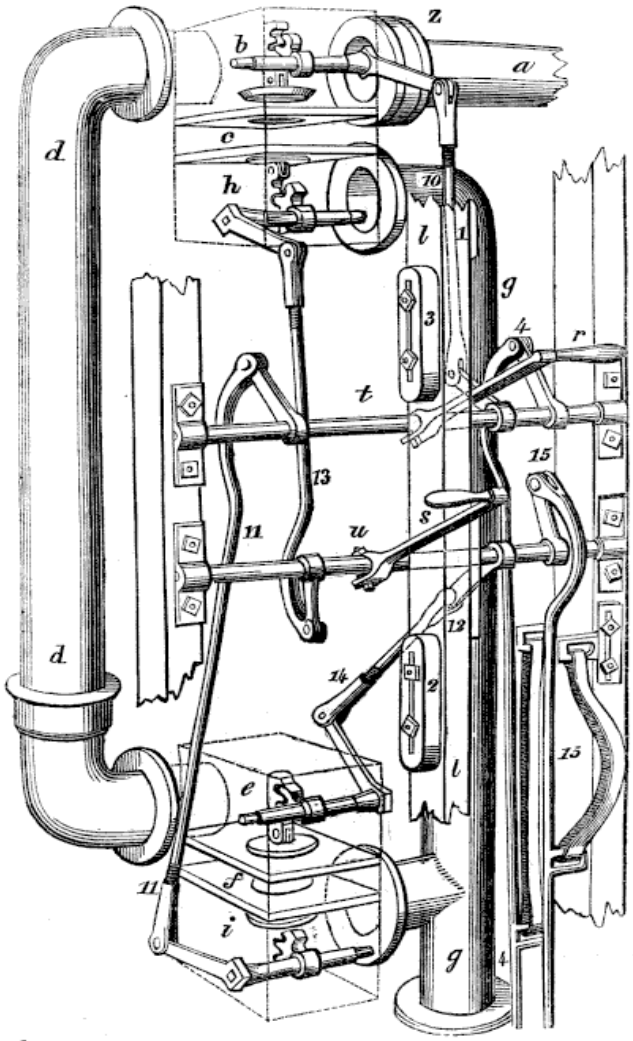


FIG. 24. — Appareil à soupapes de l'une des machines des moulins d'Albion.

sidérables de vapeur par les soupapes de décharge, et on trouva préférable d'employer des soupapes maintenues closes par la pression même de la vapeur. Nous devons à M. Murdoch une des plus élégantes variétés de ce genre de soupapes, dont les dispositions générales sont représentées figure 25 ; *a d d* est le tuyau à vapeur, et Z la soupape à gorge, comme dans la figure précédente ; *g g* est le tuyau de décharge, communiquant aux compartiments supérieur et inférieur, *h* et *i*. Les tiges des soupapes de décharge s'ouvrent et se ferment sous l'action des leviers 18 et 20, et elles traversent les tiges des soupapes à vapeur qui sont creuses. Celles-ci s'ouvrent et se ferment sous l'action des leviers 19 et 21. Les petits leviers qui font jouer les soupapes sont montés sur des axes horizontaux, qui portent sur des montants fixés à boulons à la face extérieure de chacune des boîtes où sont contenues les soupapes. La figure fait ressortir très nettement cette disposition. Les tiges des soupapes de décharge présentent, à

disposition où elle se trouve, agit sur l'arbre *t*, et la tige 4, sur l'arbre *u*, pour que tout se passât dans l'ordre indiqué ci-dessus.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

leur extrémité supérieure, un évidement destiné à recevoir les bouts du levier qui sert à soulever ces soupapes. Les tiges creuses des soupapes à vapeur sont comprises entre les extrémités de deux leviers, qui

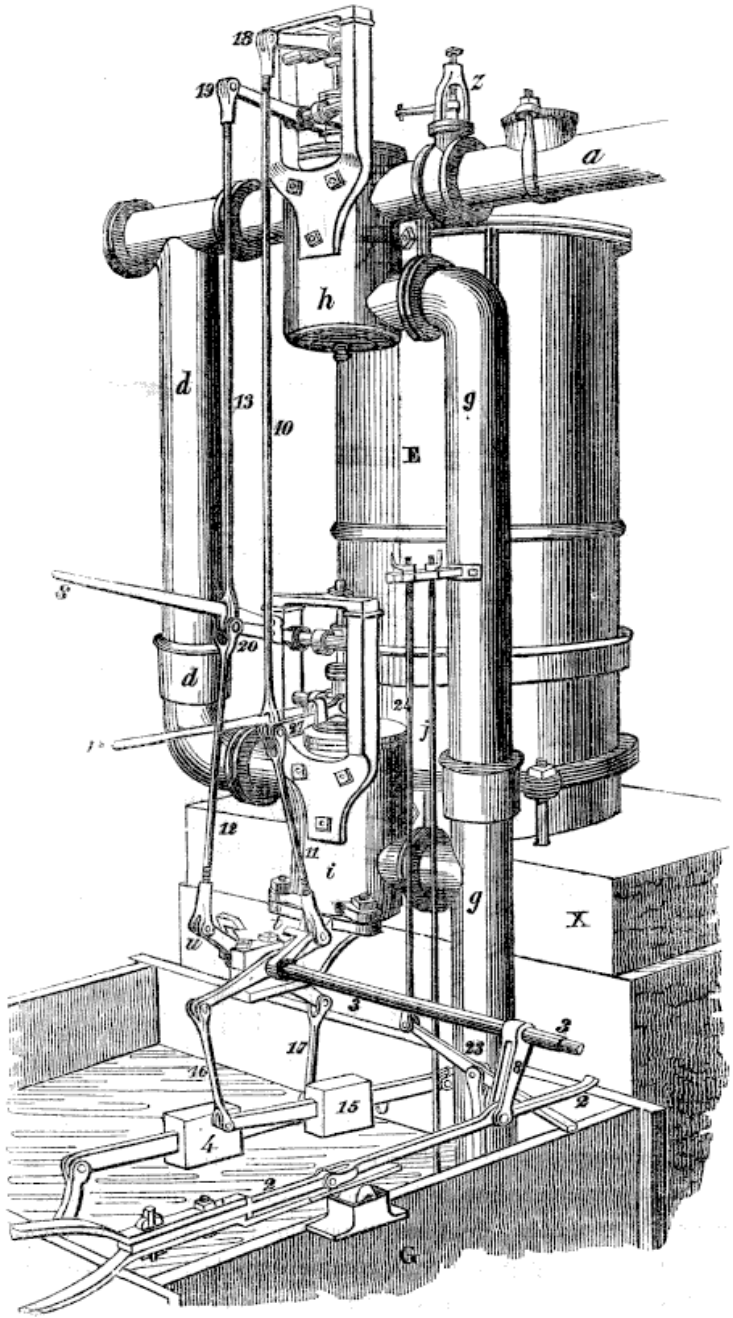


Fig. 25. — Appareil à soupapes de Murdoch.

sont fixés sur le même axe, parallèlement l'un à l'autre, et qui sont solidaires. Les extrémités de ces leviers portent dans une entaille formée sur le couvercle de la boîte à étoupes, dans laquelle glisse la tige de la soupape de décharge; de sorte que ces leviers soulèvent, en même temps, la tige creuse de la soupape à vapeur et la boîte à étoupes. Ces leviers se prolongent de l'autre côté des axes horizontaux, et leurs extrémités sont reliées deux à deux, comme on le voit sur la figure, par les tiges verticales 10 et 13, de manière à réunir en deux paires les soupapes supérieures et inférieures qui se correspondent. Les leviers

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

20 et 21 peuvent être prolongés au-delà des points d'articulation avec les tiges 13 et 10, en traversant des mortaises ménagées au-dessus des clavettes des points d'articulation, dans ces tiges. Ces leviers *r* et *s* remplissent l'office de manettes, qui peuvent être abaissées à la main par le mécanicien, à l'effet d'ouvrir d'un seul coup telle paire de soupapes que l'on veut, pour mettre en marche, ou pour arrêter la machine. La tige 13 unit l'extrémité du levier 20 de la soupape inférieure de décharge avec le levier 19 de la soupape supérieure à vapeur. Cette disposition permet au mécanicien d'ouvrir à la fois ces deux soupapes, en abaissant à la main la manette *s*, ce qui produit le coup descendant du piston. La tige 10 réunit, de la même manière, les leviers 21 et 18 de la soupape inférieure à vapeur et de la soupape supérieure de décharge. Ces deux soupapes s'ouvrent comme les deux autres, en abaissant la manette *r*, qui leur correspond, de manière à produire le coup ascendant du piston. Les soupapes tendent à rester fermées en vertu de leur propre poids; mais, comme ce poids ne suffirait pas, les têtes des leviers 20 et 21 sont reliées, par les tiges 12 et 11, aux extrémités, *u* et *t*, de deux leviers, mobiles autour d'un axe horizontal 3...3, de manière à pouvoir transmettre aux leviers des soupapes l'action des poids 4 et 15. Ces leviers mobiles reçoivent eux-mêmes l'action des poids 4 et 15 par l'intermédiaire des tringles 17 et 16, qui sont articulées aux extrémités des leviers opposés à *u* et *t*. Il est facile de voir, sur la figure, que l'action de ces poids a pour effet de fermer et de maintenir fermées les soupapes.

L'appareil des soupapes est mis en jeu par un excentrique. L'excentrique est un organe de machine, qui sert à transformer un mouvement de rotation en un mouvement de va-et-vient. C'est un disque circulaire, dont le point de rotation, au lieu de correspondre au centre, est à une certaine distance, 15 centimètres environ, de ce centre, dans l'intérieur de la circonférence. Le disque circulaire évidé est calé sur l'arbre de la machine, de manière à ce que la position de son centre diffère de celle du centre de l'arbre de la quantité voulue. Un anneau circulaire, en laiton, est disposé librement autour de la jante de l'excentrique, qui peut tourner, à frottement doux, dans cet anneau ou collier. Ce collier est formé de deux demi-cercles, solidement assemblés au moyen de boulons, qui traversent des oreilles ménagées aux extrémités de ces demi-cercles. Ces boulons rattachent, en même temps, ces oreilles en saillie aux extrémités de deux branches recourbées, qui viennent s'assembler sur la tige principale 2...2. C'est cette tige qui communique le mouvement de l'excentrique à l'appareil des soupapes. Lorsque l'arbre prend un mouvement de rotation, l'anneau circulaire de l'excentrique, dont les deux oreilles se maintiennent toujours sur la même ligne verticale, fait prendre à la même tige 2...2 un mouvement de va-et-vient, d'environ 3 décimètres de portée, à chaque révolution. La tige 2...2 communique ainsi, au moyen d'un petit levier 8, à l'arbre 3...3, un mouvement de rotation, tantôt dans un sens, tantôt dans un autre. Deux petits leviers sont fixés solidement sur l'arbre 3...3, près des points où les leviers mobiles, *u* et *t*, peuvent tourner librement. Ces petits leviers sont munis, à leurs extrémités, de saillies ou crochets qui portent contre les extrémités correspondantes des leviers mobiles *u* et *t*, de manière à exercer alternativement une pression qui ouvre chaque paire de soupapes, lorsque l'arbre 3...3 vient à recevoir de la tige 2...2 un mouvement de rotation, tantôt dans un sens, tantôt dans l'autre.

Lorsque l'on veut arrêter la machine, il faut faire cesser le mouvement circulaire de va-et-vient du petit levier 8, qui communique ce mouvement à l'arbre 3...3. A cet effet, un levier 23 a été disposé au-dessous de la tige principale 2...2, vers son extrémité. Ce levier 23 peut tourner sur son centre, et ce mouvement lui est imprimé par une tringle verticale 24, qui se visse dans un petit écrou, mobile à la main, et qui est posé sur un plateau horizontal solidement fixé sur le tuyau de décharge *gg*. Si l'on vient à dévisser ce petit écrou, l'extrémité du levier 23, qui correspond à la tringle 24, s'abaisse, et l'autre extrémité, au contraire, s'élève. En s'élevant, elle soulève l'extrémité correspondante de la tige 2...2; car cette tige ne repose que par une entaille demi-circulaire sur la clavette d'articulation du petit levier 8. Du moment que la tige 2...2 ne porte plus sur la clavette, le mouvement de va-et-vient cesse de se transmettre à l'arbre 3...3, qui règle la distribution de la vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'appareil de condensation, dans le réservoir G, est le même que dans toutes les machines de Watt. Le tuyau de décharge, *gg*, vient se terminer à la partie supérieure du condenseur. La soupape du fond se trouve dans le tuyau de passage du fond du condenseur au fond de la pompe à air, et la soupape de décharge est adaptée à la partie supérieure de la pompe à air, pour conduire dans la bâche à eau chaude. La soupape soufflante, par laquelle se dégage l'air du condenseur, est fixée à l'extrémité d'un petit tuyau, qui traverse une des parois latérales du réservoir G, et cette soupape est recouverte par l'eau contenue dans un petit réservoir établi à côté du grand réservoir G. Le réservoir de condensation est fait en bois; mais, dans la plupart des machines, lorsque ce réservoir vient à se détériorer, on est dans l'usage de le remplacer par un réservoir en fonte. L'eau d'injection débouche dans le condenseur par une petite soupape, se mouvant dans un plan vertical, comme une porte d'écluse. Le degré d'ouverture de cette soupape est réglé par un petit écrou, que l'on tourne à la main, et qui, reposant sur un plateau horizontal, élève ou abaisse la tige verticale *j*, qui est reliée à la tête de la soupape. Le plateau, sur lequel porte l'écrou, est le même que celui sur lequel est disposé semblablement l'écrou de la tige 24. La soupape est composée d'une plaque carrée en laiton, dont la surface plane est fixée sur une plaque analogue, disposée à l'extérieur du cylindre. Elle présente une ouverture rectangulaire qui laisse entrer l'eau dans le condenseur, du moment que la porte mobile est suffisamment élevée par l'action de l'écrou de la tige *j*, pour découvrir une partie de cette ouverture. Quand, au contraire, la porte est abaissée, l'orifice est entièrement fermé. La porte de la soupape est maintenue contre la plaque de laiton par des saillies ou oreilles, glissant dans des rainures latérales, qui la maintiennent constamment dans le même plan vertical. L'orifice a 3,17 centimètres de large sur 7,60 centimètres de haut. Lorsque la machine est en pleine marche, la porte est ordinairement soulevée, de manière à découvrir 3,80 centimètres de la hauteur de l'orifice, donnant ainsi une ouverture de 12 centimètres carrés environ, pour une machine, dont le cylindre aurait $0^{m},78$ de diamètre, la longueur de course étant de $1^{m},80$, et qui travaillerait avec une force de 36 chevaux.

Les fondations sur lesquelles la machine est établie sont en maçonnerie. Le cylindre repose sur un fort soubassement X, qui traverse tout le bâtiment. Un autre soubassement traverse encore le bâtiment pour supporter les colonnes qui soutiennent le centre du balancier. Enfin, un troisième mur, à angle droit sur celui-ci, se continue jusqu'au bout du bâtiment, pour supporter le bâti de l'arbre de la manivelle.

Cette ingénieuse disposition d'appareil à soupapes ne le cède que de bien peu à la disposition, plus généralement adoptée aujourd'hui, des tiroirs, pour la distribution de la vapeur. La première application des tiroirs a été faite dans l'établissement de Soho. Ce mode perfectionné de distribution présente de nombreuses variétés; mais la variété le plus en usage est celle dans laquelle on donne la forme d'un demi-cylindre à l'appareil des tiroirs, c'est-à-dire, dans laquelle la section transversale de l'appareil à tiroirs présente la forme d'un D. C'est à M. Murdoch que nous sommes redevables de l'idée si heureuse de faire jouer l'appareil à soupapes des machines à rotation par le moyen d'un excentrique. Ce système est aujourd'hui généralement adopté.

Nous voici arrivés à la fin de ce précis historique, et nous croyons n'avoir omis aucune des découvertes importantes qui ont signalé les progrès des machines à vapeur. C'est aux dernières découvertes de Watt, que nous jugeons rationnel de nous arrêter; car depuis que la machine à vapeur est sortie de ses mains, elle a bien reçu des perfectionnements; mais, comme nous l'avons déjà dit, elle n'a été l'objet d'aucune découverte radicale. En récapitulant tous les faits que comprend l'histoire des progrès successifs, obtenus dans l'application de la vapeur, comme force motrice, on voit combien il est peu sensé de présenter tel ou tel individu comme l'inventeur de la machine à vapeur. Il est juste de revendiquer pour chacun la part qui lui revient dans toutes les innovations et dans les perfectionnements si divers, qui, par leur ensemble, ont amené les machines à vapeur au point où elles sont aujourd'hui; mais il est puéril de chercher çà et là, dans des circonstances multipliées, tel ou tel fait, plus ou moins important, pour y voir l'invention, toute

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'invention des machines à vapeur, et décerner à son auteur un titre qui n'appartient à personne, et que l'intelligence humaine seule peut revendiquer.

Cependant, si un nom brille plus que tous les autres, parmi ceux qu'ont illustrés ces découvertes successives, certes, ce nom est celui de Watt. Watt n'a pas seulement perfectionné, il a inventé; et l'on peut dire que les machines à vapeur ont été complétement transformées par les efforts de son puissant génie. Le rôle qu'il a joué dans l'application mécanique de la force de la vapeur ne peut être comparé qu'à celui de Newton, dans les sciences astronomiques, et qu'à celui de Shakespeare, dans la poésie. L'invention n'est-elle pas la poésie de la science?

C'est surtout lorsqu'on compare Watt aux autres mécaniciens, que l'on est frappé de son immense supériorité. Qu'on le compare, par exemple, à Smeaton, qui est peut-être, après lui, celui qui a fait faire le plus de progrès à la mécanique industrielle. Smeaton commença, à peu près à la même époque que Watt, ses recherches sur les perfectionnements à apporter aux machines à vapeur; il fit tout ce que l'on pouvait attendre d'un esprit patient et technique; mais, pendant le même temps qu'il mit à mûrir ses perfectionnements, Watt avait puisé dans sa fertile imagination toutes ces brillantes inventions, auxquelles nous devons la machine à vapeur moderne. En un mot, Smeaton sut perfectionner, Watt sut créer.

Nous n'hésitons pas à attribuer, en partie, les grands résultats obtenus par Watt aux circonstances mêmes de la condition modeste dans laquelle s'écoulèrent ses jeunes années. L'esprit d'un grand homme doit rester indépendant des règles et des idées trop absolues, formulées à l'avance dans les écoles; et nul doute que si Watt se fût imprégné de l'atmosphère d'Oxford, il n'eût été qu'un savant professeur, au lieu d'être le plus grand mécanicien de son siècle. Watt est la preuve la plus manifeste que les données de la science et de l'expérience ne suffisent pas pour se lancer à la recherche de l'inconnu; il faut encore que l'esprit se laisse guider par la brillante étoile de l'imagination. Toutes les grandes découvertes portent avec elles la trace ineffaçable d'une pensée poétique. Il faut être poëte pour créer. Aussi, sommes-nous convaincus que si les puissantes machines, véritable source de la production et de l'industrie de nos jours, doivent recevoir des modifications radicales, ce sera à des hommes d'imagination, et non point à des hommes purement spéciaux, que l'on devra cette transformation. Pour trouver des moyens d'action plus puissants et plus féconds que ceux fournis aujourd'hui par les machines à vapeur, il ne faut pas oublier que les perfectionnements à apporter encore à ces machines sont limités, et qu'une transformation absolue est impossible avant la découverte d'un nouveau moteur. Mais, n'est-il pas évident que pour une semblable découverte il faudra bien plus obéir à l'inspiration de son génie qu'aux règles de la science? Est-ce avec des données certaines que l'on peut aborder les mystérieuses recherches de l'électricité, ou que l'on peut sonder les secrets de la nature, pour y découvrir quelque force inconnue?

CHAPITRE DEUXIÈME.

PRINCIPES DE MÉCANIQUE ET DE PHYSIQUE.

DÉFINITIONS ET PROPRIÉTÉS DE LA MATIÈRE.

La *mécanique* est la science qui traite, en général, de l'action des forces sur les corps, et qui établit les lois des mouvements, qui sont le résultat de cette action. C'est au moyen des lois de la mécanique que nous apprenons à faire mouvoir un poids donné avec une puissance donnée, et à imaginer des machines pour lever de lourds fardeaux et accomplir des mouvements, si compliqués qu'ils soient.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On entend par *corps* la masse ou quantité de matière contenue dans toute substance. La *pesanteur* est cette propriété de la nature, en vertu de laquelle tous les corps tendent à se diriger vers le centre de la terre. Lorsqu'un obstacle fixe empêche la chute d'un corps pesant, il en résulte une pression exercée sur cet obstacle, et détruite par la résistance égale et contraire qu'il lui oppose. Cette pression est appelée *poids*; c'est, comme l'on voit, la résultante des actions que la pesanteur exerce sur toutes les parties du corps. Un corps est toujours considéré comme étant proportionnel à son poids, quelle que soit la figure qu'il puisse affecter. Cette figure est déterminée par les trois dimensions de l'*étendue* : longueur, largeur et épaisseur. On appelle *volume* la portion de l'espace que cette figure occupe.

La pesanteur est *absolue*, quand le corps descend dans l'espace libre de toute autre matière, c'est-à-dire dans le vide; elle est *relative*, quand le corps descend dans un fluide. La pesanteur *spécifique* est le rapport qui existe entre les poids de différents corps de grandeurs égales; elle est, en conséquence, proportionnelle à la masse ou quantité de matière des corps, contenue dans l'unité de volume, ou, en d'autres termes, à la *densité* des corps. Si, par exemple, de deux solides de grandeurs égales, l'un pèse un gramme, un kilogramme ou une tonne, et l'autre deux grammes, deux kilogrammes ou deux tonnes, la densité du dernier sera double de celle du premier; et s'il pèse trois grammes, etc., sa densité sera triple, et ainsi de suite. Le mot *légèreté* est employé généralement pour signifier qu'un corps est moins dense que tel ou tel autre, c'est-à-dire qu'il occupe, pour le même poids, un volume plus considérable. Ainsi, nous disons que l'air est 820 fois plus léger que l'eau, parce que un gramme ou un kilogramme d'air occupe 820 fois l'espace occupé par un gramme ou un kilogramme d'eau.

Les corps sont *durs*, *mous* ou *élastiques*, et ils se présentent sous deux formes ou deux états différents : l'état *solide* et l'état *fluide*.

Un corps *dur* est celui qui conserve sa figure primitive, dans toute circonstance, en résistant à l'action des forces qui tendent à altérer sa forme. Un corps *mou* est celui qui laisse changer sa figure, ses molécules cédant au moindre effort; il conserve la forme qui lui est donnée. Un corps *élastique* est celui qui cède à toute force ou impression, quelque faible qu'elle soit; mais qui reprend instantanément sa forme primitive, quand les causes qui l'ont altérée cessent d'agir.

Les corps *solides* sont ceux dont les particules ne sont pas aisément séparées les unes des autres, et qui tendent à reprendre leur position d'équilibre, dès qu'elles en sont écartées. Les corps *fluides* sont ceux dont les particules cèdent à la plus légère impression, se laissant aisément séparer dans toute direction, ce qui fait que la surface de ces corps, dans l'état de repos, se trouve constamment sur un plan horizontal, par suite de l'action de la pesanteur.

L'état *fluide* comprend l'état *liquide* et l'état *gazeux*. Les corps *liquides* sont ceux qui jouissent des propriétés que nous venons d'énoncer pour l'état fluide, mais avec moins d'intensité que les corps *gazeux*. Le même corps peut passer par les trois états, solide, liquide et gazeux, lorsque l'on fait varier les circonstances au milieu desquelles ce corps se trouve placé. Une propriété caractéristique, qui accompagne ces variations successives, c'est une augmentation considérable dans la quantité de chaleur contenue dans le même corps, lorsqu'il passe de l'état solide à l'état liquide, et surtout de l'état liquide à l'état gazeux.

Les masses ou quantités de matière, dans tous les corps, sont en rapport direct avec leurs grandeurs et leurs densités; c'est-à-dire que les masses sont proportionnelles aux volumes multipliés par les densités. En effet, dans les corps de volumes égaux, les masses sont proportionnelles aux densités; mais si les densités sont les mêmes, les masses sont proportionnelles aux volumes, c'est-à-dire qu'un volume double contient une quantité double de matière, un volume triple, une quantité triple, et ainsi de suite; donc, les masses sont en raison directe des volumes multipliés par les densités. Dans les corps semblables, les masses ou quantités de matière sont proportionnelles aux densités et aux cubes de leurs dimensions semblables, c'est-à-dire au produit des densités multipliées par les cubes de ces dimensions, puisque

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les volumes des corps semblables sont comme les cubes de leurs dimensions linéaires semblables. Enfin, les quantités de matière, dans tous les corps, sont en raison directe de leurs volumes et de leurs pesanteurs spécifiques; c'est-à-dire que les quantités de matière sont proportionnelles aux volumes des corps multipliés par les pesanteurs spécifiques, les pesanteurs spécifiques étant proportionnelles aux densités.

Il résulte de ce que nous venons de dire les trois principes suivants : la masse d'un corps est proportionnelle au produit de la densité de ce corps multipliée par son volume; le volume d'un corps est proportionnel à la masse de ce corps divisée par sa densité; enfin, la densité d'un corps est proportionnelle à sa masse divisée par son volume.

Ces trois principes sont compris dans la relation suivante, $M = k.VD$, dans laquelle, M désigne la masse du corps; V, son volume; D, sa densité, et k, un coefficient constant.

LOIS GÉNÉRALES DU MOUVEMENT.

On dit qu'un corps est en *mouvement* lorsqu'il se déplace d'une manière continue et successive par rapport à d'autres points de l'espace. Si le corps se meut de manière à parcourir des espaces égaux, dans des temps égaux, le mouvement est dit *uniforme*; mais si les espaces parcourus dans le même temps, par le corps, deviennent plus ou moins grands, le mouvement est dit *accéléré* ou *retardé*.

On distingue deux sortes de mouvement : le mouvement *absolu* et le mouvement *relatif*. Quand on considère le mouvement d'un corps par rapport à quelque autre corps en repos, on l'appelle mouvement absolu; et si on le considère par rapport à un corps en mouvement, on l'appelle mouvement relatif. Il n'y a pas de repos absolu dans la nature; car tous les corps, que nous voyons à la surface de la terre, sont animés d'un mouvement de rotation autour de l'axe de notre globe; et, outre ce mouvement de rotation de tous ces corps, il y en a un autre, beaucoup plus rapide, celui de translation autour du soleil. Le soleil lui-même n'est pas immobile; il est emporté dans l'espace, ainsi que son système planétaire, avec une vitesse que l'on n'a point encore calculée, mais qui est au moins égale à celle de la terre dans son orbite. Nous ne nous apercevons pas de ces mouvements, parce qu'ils sont partagés par tous les corps qui nous entourent. Ainsi, tous les mouvements ne sont en réalité que des mouvements relatifs; mais, il résulte des lois mécaniques, découvertes per Galilée, que les mouvements relatifs des différents corps d'un système sont indépendants du mouvement commun au système entier; et il est évident que les lois des mouvements relatifs peuvent s'appliquer aux mouvements absolus.

La direction du mouvement est la ligne suivant laquelle le corps se meut; la *quantité de mouvement* est le mouvement que possède un corps, lorsque l'on tient compte de la masse de ce corps et de la vitesse avec laquelle il se meut. On l'appelle aussi quelquefois *moment* ou *puissance mécanique*.

La vitesse est une propriété du mouvement par laquelle un corps parcourt un certain espace dans un certain temps; elle est plus ou moins grande, suivant que le corps parcourt une plus grande ou une plus petite distance dans un temps donné, comme une seconde ou une minute. La mesure de la vitesse est l'espace parcouru uniformément par un corps dans une portion de temps déterminée; ainsi, nous disons que le piston d'une machine à vapeur marche avec une vitesse de 70 mètres par minute, et un boulet de canon avec une vitesse de 480 mètres par seconde. Il est bien entendu que c'est au moment où l'on considère le piston et le boulet qu'ils sont doués d'une vitesse qui leur ferait parcourir, à l'un, 70 mètres dans une minute, et à l'autre, 480 mètres dans une seconde, si ce piston et ce boulet persévéraient à se mouvoir d'une manière uniforme. Les distinctions que nous avons établies pour le mouvement s'appliquent également à la vitesse, mais il est inutile de les répéter.

On donne le nom de *force* à toute cause qui fait passer un corps de l'état de repos à celui de mouvement, ou qui détruit le mouvement d'un corps, soit en partie, soit en totalité, pour le réduire au repos. Les forces sont de deux sortes : les forces permanentes ou *constantes*, et les forces d'impulsion ou *instan-*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tanées. Une force constante est celle qui agit d'une manière continue, avec la même intensité; telle est la force de la pesanteur. La force instantanée est celle qui agit durant un espace de temps inappréciable; on dit alors qu'il y a eu impulsion ou choc.

La *mobilité* et l'*inertie* sont deux propriétés générales des corps, corrélatives l'une de l'autre. On entend, par la première, qu'un corps peut être conçu en mouvement ou en repos; par la seconde, que lorsqu'il passe de l'un à l'autre de ces états, ce changement est l'effet d'une cause étrangère, et ne peut jamais être produit par la matière elle-même. L'*inertie* est une propriété évidente dans les corps en repos. On ne la conçoit pas aussi facilement dans les corps en mouvement, car beaucoup de faits tendent à faire croire que le mouvement d'un corps ne peut persister. Mais cette fausse apparence disparaît bientôt, lorsque l'on étudie avec soin les mouvements des corps, et qu'on se rend compte des causes qui empêchent ces mouvements de se continuer indéfiniment. On reconnaît, en effet, que les retards et les destructions qu'ils éprouvent sont dus à certains obstacles, que l'on peut toujours constater, mais qu'il est impossible de faire disparaître complétement à la surface de la terre.

Nous reproduisons ici les lois ou principes suivants, établis par sir Isaac Newton, et qui sont la base de toute la doctrine des sciences mécaniques. Ce fut, en effet, au moyen de ces principes, que Newton fut conduit, à travers une longue suite de recherches, aussi ingénieuses que profondes, à la découverte des lois immuables qui régissent le monde.

Principe I. *Tous les corps tendent à persévérer dans leur état présent, soit qu'ils se trouvent en repos, ou qu'ils se meuvent uniformément suivant une ligne droite, et ils restent éternellement dans cet état, à moins qu'ils ne soient forcés d'en sortir par l'action de quelque cause ou force étrangère.* — C'est la loi de l'inertie.

Principe II. *L'altération, dans le mouvement, produite par l'action d'une force étrangère, est toujours proportionnelle à cette force, et le changement a lieu dans la direction de la ligne suivant laquelle elle agit.* — C'est la loi des perturbations.

Principe III. *L'action et la réaction, qui s'opèrent entre deux corps, sont toujours égales et de directions contraires*; c'est-à-dire que, par l'action et la réaction, des changements égaux de mouvement se produisent dans les corps agissant l'un sur l'autre, et que ces changements ont lieu en directions contraires. C'est la loi de l'action et de la réaction, ou la loi des influences réciproques.

Ce fut de ces lois ou axiomes, combinés avec les définitions précédentes, que l'illustre savant, que nous avons nommé, déduisit la théorie suivante du mouvement et des forces.

La quantité de mouvement, engendrée par une force momentanée ou impulsive, est directement proportionnelle à cette force. Ce que nous disons ici se conçoit presque intuitivement; car, chaque effet est proportionné à la cause qui le produit; ainsi, une force double produira un double moment ou une double quantité de mouvement, et une force quadruple, un moment quadruple, et ainsi de suite, c'est-à-dire que le mouvement communiqué est toujours proportionnel à la force agissante.

Lorsque les corps sont mis en mouvement par l'action d'une force quelconque, les quantités de mouvement qui en résultent sont directement proportionnelles aux masses, ou quantités de matière, multipliées par les vitesses. Ceci est évident. En effet, si les vitesses, imprimées à différents corps, sont égales, les quantités de mouvement que possède chacun de ces corps, sont proportionnelles aux masses, une masse double produisant sur tout obstacle un effet double, une masse triple un effet triple, et ainsi de suite. De même, lorsque les masses sont égales, une vitesse double est produite par une force double; une vitesse triple, par une force triple; en d'autres termes, la vitesse est proportionnelle à la force motrice. En résumé, si les vitesses sont égales, les quantités de mouvement sont proportionnelles aux masses; et si les masses sont égales, ces quantités sont proportionnelles aux vitesses. Donc, lorsque ni les masses, ni les vitesses ne sont égales, les quantités de mouvement, ou les forces qui les ont engendrées, sont proportionnelles au produit des masses par les vitesses.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quand les mouvements sont uniformes, les espaces parcourus par les corps en mouvement sont directement proportionnels à leurs vitesses multipliées par le temps mis à les parcourir. Ainsi, dans ces mouvements, le temps est proportionnel à l'espace divisé par la vitesse. Si la vitesse est constante, l'espace est proportionnel au temps, et quand l'espace est donné, le temps est en raison inverse de la vitesse; c'est-à-dire qu'une vitesse plus grande demande moins de temps pour franchir le même espace. De plus, la vitesse est proportionnelle à l'espace divisé par le temps. Ainsi, quand le temps est constant, la vitesse est proportionnelle à l'espace, et quand l'espace reste le même, la vitesse est en raison inverse du temps.

En considérant avec attention les principes que nous venons d'énoncer, on comprendra aisément que l'on peut établir les analogies générales suivantes, au moyen desquelles on saura résoudre toutes les questions relatives aux mouvements uniformes, et aux effets des forces momentanées ou impulsives.

1° La quantité de mouvement est directement proportionnelle à la force génératrice.

2° La quantité de mouvement est directement proportionnelle à la masse, ou quantité de matière mise en mouvement, multipliée par la vitesse.

3° Les espaces parcourus dans un certain temps sont directement proportionnels au temps multiplié par la vitesse.

Ces lois générales du mouvement sont comprises dans les relations suivantes :

$$F = k.MV \quad \text{et} \quad e = k'.vt$$

Dans la première, F est la force génératrice; M, la masse du corps mis en mouvement; V, la vitesse imprimée, et k un coefficient constant. Dans la seconde relation, qui exprime les lois du mouvement uniforme, e est l'espace parcouru uniformément par le corps; v, la vitesse; t, le temps, et k', un coefficient constant.

On peut supposer les coefficients k et k' égaux à 1; ce qui revient à prendre, pour la mesure de la force qui a mis une masse en mouvement, le produit de cette masse par la vitesse imprimée; et, pour la mesure de la vitesse, l'espace parcouru pendant un temps donné. Les deux équations précédentes deviennent alors

$$F = MV \quad \text{et} \quad e = vt \text{ ou } \frac{e}{t} = v.$$

On voit, par l'équation $F = MV$, que les forces peuvent être comparées par les quantités de mouvement ou les effets qu'elles produisent, et plus simplement, par les vitesses que ces forces impriment à une même masse. Ainsi, une force instantanée F', qui aurait imprimé à la masse M une vitesse V', serait à la force F dans le rapport de V' à V, puisqu'en divisant les deux équations $F = MV$ et $F' = MV'$ l'une par l'autre, on obtient $\frac{F'}{F} = \frac{V'}{V}$.

De même, les masses des corps peuvent être mesurées par les forces qui imprimeraient à ces différentes masses une même vitesse. On doit même ajouter que c'est donner la seule définition exacte du mot *masse* que de dire que *les masses sont proportionnelles aux forces qui leur impriment une même vitesse.*

LOIS GÉNÉRALES DES FORCES CONSTANTES.

La *quantité de mouvement*, ou le *moment* produit par une force constante et uniforme, agissant pendant un certain temps, est proportionnel à la force multipliée par le temps. En effet, supposons le temps divisé en un nombre infini de parties égales infiniment petites, le moment, ou mieux, la vitesse imprimée par la force constante, pendant ces petits instants tous égaux, sera évidemment la même, et, par conséquent, la vitesse acquise définitivement, ou la quantité totale de mouvement, sera égale à la somme de toutes les petites vitesses partielles imprimées pendant les espaces de temps élémentaires, c'est-à-dire

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que la quantité de mouvement sera proportionnelle au temps, qui est la somme des instants infiniment petits, et à la force qui agit. De là il suit que la quantité de mouvement, perdue ou détruite durant un espace de temps déterminé, est aussi proportionnelle à la force qui a produit cet effet et au temps pendant lequel elle a agi. Ceci est évident, car, quelle que soit la quantité de mouvement, produite par une force donnée, dans un temps donné, la même quantité de mouvement sera détruite, dans le même temps, par une force égale et opposée. En conséquence, lorsqu'une force constante et uniforme agit pour un temps donné, la vitesse, engendrée ou détruite durant ce temps, est proportionnelle à la force multipliée par le temps et divisée par la masse ou quantité de matière mise en mouvement.

Quand les corps sont sollicités par des forces constantes et uniformes, le mouvement qui en résulte est un mouvement uniformément varié. La vitesse d'un mobile soumis à l'action de ces forces change à chaque instant. Pour se faire une idée exacte de cette vitesse, il faut concevoir qu'à une certaine époque la force accélératrice cesse d'agir; le mobile se mouvra alors d'un mouvement uniforme, plus ou moins rapide, suivant l'époque que l'on considère; c'est la vitesse de ce mouvement uniforme qui représente la *vitesse acquise* par le mobile, au moment où l'on a supposé que la force accélératrice cessait d'agir. On conçoit que le calcul puisse donner la valeur de cette vitesse acquise, sans qu'il soit nécessaire d'arrêter, pour cela, l'action de la force elle-même.

Dans le mouvement uniformément varié, produit par des forces accélératrices constantes, il est aisé de voir que la vitesse croît proportionnellement au temps, puisque, pour les mêmes corps, cette vitesse n'est autre chose que la quantité de mouvement. Il résulte de là que, si V est la vitesse acquise par le mobile, g, son accroissement constant dans l'unité de temps, et t, le temps écoulé depuis l'instant où la force accélératrice constante a fait sortir le corps de l'état de repos, on aura, entre ces quantités, l'équation :

$$V = g\,t.$$

On trouve, en outre, par le calcul, ou par des considérations géométriques, que l'espace e parcouru est donné par la formule

$$e = \frac{g}{2}\,t^2$$

Ainsi, dans un mouvement uniformément varié, les quantités de mouvement acquises par différents corps, sous l'action de forces constantes, ou les vitesses acquises, pour des masses égales, croissent proportionnellement au temps, et les espaces parcourus croissent proportionnellement aux carrés des temps. Ces lois n'appartiennent qu'à un mouvement uniformément varié.

Si la force accélératrice cessait d'agir au bout du temps t, le corps aurait parcouru, d'un mouvement accéléré, un espace e, qui serait donné par l'équation $e = \frac{g}{2}\,t^2$. La force n'agissant plus, il s'ensuivrait un mouvement uniforme, qui aurait lieu en vertu de la vitesse acquise $V = g\,t$. Le mobile parcourrait alors, dans le même temps t, un certain espace e', qui serait donné par l'équation du mouvement uniforme $e' = Vt$. Mais, puisque l'on a la vitesse acquise $V = g\,t$, il en résulte $e' = g\,t^2$, c'est-à-dire $e' = 2\,e$. Ainsi, nous arrivons à cette loi remarquable du mouvement uniformément varié, savoir : l'espace que parcourrait un corps, d'un mouvement uniforme, pendant un certain temps, si la force constante qui agit sur lui cessait d'agir, est double de l'espace que vient de parcourir le corps, pendant le même temps, sous l'action de la force accélératrice.

On déduit encore de l'équation $V = g\,t$, en y remplaçant t par sa valeur $\sqrt{\frac{2\,e}{g}}$, la relation suivante : $V = \sqrt{2\,g\,e}$. Cette formule permet d'obtenir la vitesse correspondante à un certain espace parcouru, sans qu'on soit obligé de connaître le temps employé. Comme on peut aussi la mettre sous la forme $e = \frac{V^2}{2\,g}$, elle prouve que les espaces sont proportionnels aux carrés des vitesses.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LOIS DE LA CHUTE DES CORPS.

Avant d'aller plus loin, il devient nécessaire de dire quelques mots sur les lois de la pesanteur, de cette force en vertu de laquelle les corps, descendant dans l'espace libre, tendent à se rapprocher de la terre, en se dirigeant en ligne droite vers son centre. Cette force est générale; elle est uniforme, constante et de la même intensité près de la surface de la terre, c'est-à-dire à des distances égales du point central. Ainsi, tous les corps gravitent vers le centre de la terre sous l'action d'une force qui agit constamment et également. Il en résulte que toutes les relations que nous avons données ci-dessus, pour les forces constantes et uniformes, s'appliquent également aux mouvements des corps produits par la force de la pesanteur. Ces mouvements sont, évidemment, des *mouvements uniformément accélérés*.

Galilée fut le premier qui dirigea l'attention des philosophes vers l'existence d'une force de gravitation dans les différents corps; mais il était réservé à sir Isaac Newton de découvrir les lois de son action, et d'en démontrer l'universalité. C'est aux travaux de ce grand homme que nous sommes redevables de cette loi importante de la chute des corps, qui consiste en ce que tous les corps, lourds ou légers, tombent, suivant la verticale, avec la même vitesse, en supposant que les mouvements aient lieu dans le vide. Ainsi, par exemple, une pièce d'or et un brin de fil, mis dans un tube où l'on a fait le vide, tombent, dans le même espace de temps, au fond de ce tube, les pesanteurs relatives des corps n'ayant aucune influence pour modifier la chute dans l'espace libre, et les différences de vitesse que nous observons dans les corps tombant dans l'air, n'étant dues qu'à la résistance variable que leur oppose ce fluide dans leur chute.

Telle est la nature de la pesanteur. De toutes les forces accélératrices constantes, c'est celle dont nous pouvons le mieux étudier les lois par l'expérience. Elle agit sans cesse sous nos yeux, et les faits qui résultent de son action se répètent toujours identiquement dans les mêmes circonstances.

Bien que l'intensité de la pesanteur soit variable, pour des distances inégales du centre de la terre, on peut admettre néanmoins que son action est la même sur toute la surface de la terre, où nous ressentons directement les effets de cette action. Il existe bien des différences, mais dans des limites tellement rapprochées, qu'elles sont insensibles pour les faits ordinaires de l'application.

Des expériences faites avec le plus grand soin prouvent, comme nous l'avons dit, que la pesanteur est une force accélératrice constante. Cette force produit donc un mouvement *uniformément varié*, dont les lois sont les mêmes que celles que nous avons énoncées plus haut. Ainsi, les vitesses acquises par les corps, tombant librement en vertu de leur propre poids, sont directement proportionnelles aux temps de leur chute; c'est-à-dire que si un corps tombe, sa vitesse, au bout de la deuxième seconde, sera double de celle qu'il avait à la fin de la première; triple à la fin de la troisième, et ainsi de suite.

Une autre loi importante du mouvement varié, savoir, que les espaces parcourus sont proportionnels aux carrés des temps, se vérifie par l'expérience dans le cas du mouvement produit par la pesanteur; et puisque les vitesses sont comme les temps, les espaces parcourus seront aussi directement proportionnels aux carrés des vitesses. Il suit de là que les poids, ou pesanteurs spécifiques des corps, qui sont le résultat de l'action de la pesanteur sur toutes les molécules de ces corps, sont directement proportionnels aux masses ou quantités de matière qu'ils contiennent.

Si un corps pesant est lancé verticalement dans les airs, avec la même vitesse qu'il acquiert en tombant d'une hauteur donnée, il perdra tout son mouvement dans le même intervalle de temps qu'il eût employé, dans sa chute, pour acquérir la vitesse de projection; et il s'élèvera exactement à la même hauteur de laquelle il doit tomber pour acquérir cette même vitesse. Il parcourra, d'ailleurs, des espaces égaux dans les mêmes temps, en tombant comme en montant, mais dans un ordre inverse; et il aura des vitesses égales à chaque point particulier de la ligne qu'il parcoure, soit que son mouvement ait lieu de haut en bas ou de bas en haut. Ceci est évident, car la même force active produira ou détruira la même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quantité de mouvement, dans le même intervalle de temps. En effet, la pesanteur est attribuée à des attractions que toutes les molécules du globe exercent à distance sur les corps, et qui sont fonction de cette distance. En s'élevant au dessus de la surface de la terre, la force d'attraction diminue à mesure que la distance du centre augmente, et la loi de diminution est en raison inverse du carré de la distance du point central.

Ainsi, les corps perdent, en s'élevant, une partie de leur poids. De même, la force d'attraction, dans les corps situés dans l'intérieur de la terre ou au dessous de sa surface, diminue en même temps que la distance du centre, de sorte que la force d'attraction, ou gravitation, est directement proportionnelle à la distance du point central. De là il suit qu'un corps placé à égale distance du centre et de la surface est attiré avec une force moitié moindre; il est donc clair que c'est à la surface de la terre que la force d'attraction, ou pesanteur, est maximum. On a aussi prouvé, par l'expérience, que la force d'attraction varie légèrement à différents points de la surface de la terre. Cette force est la plus grande aux pôles et la plus petite à l'équateur. Ceci provient de deux causes : d'abord, de ce que la terre, au lieu d'être une sphère parfaite, est un sphéroïde, dont les points d'aplatissement sont aux pôles, et ensuite de ce que la force centrifuge, produite par le mouvement de rotation autour de l'axe, est la plus grande possible à l'équateur. Mais, dans tous les lieux où nous avons accès, et pour tous les cas qui peuvent se présenter dans la pratique, ces différences sont complétement négligeables, et l'action de la pesanteur peut être considérée comme uniforme et constamment la même, ainsi que nous l'avons déjà dit.

La force ou l'intensité de la pesanteur, sous la latitude de Londres, fait parcourir à un corps descendant librement dans le vide, une distance de $4^{m},9021$, en une seconde de temps. A la fin de cette seconde, le corps a acquis une vitesse qui, si elle se continuait uniformément, lui ferait parcourir un espace double, c'est-à-dire $9^{m},8042$, pendant la seconde suivante. Cette vitesse est ce que l'on appelle la vitesse acquise, au bout d'une seconde de temps, par les corps graves tombant dans le vide. A Paris, elle est de $9^{m},8088$. Cette légère différence provient des différences de latitude de Londres et de Paris. La vitesse acquise au bout d'une seconde, sous l'action d'une force accélératrice constante, étant évidemment proportionnelle à l'intensité de cette force, on peut la prendre pour sa mesure. C'est ce qui a été fait pour la pesanteur. Cette constante, que l'on désigne ordinairement par g, devient dès lors un élément de calcul dans toutes les recherches relatives aux mouvements et aux effets des forces constantes et uniformes.

Les équations que nous avons données plus haut, et qui expriment les lois du mouvement uniformément varié, s'appliquent évidemment aux lois des mouvements produits par la pesanteur. Il est bien entendu que ces mouvements sont libres, c'est-à-dire qu'aucune résistance ne vient modifier les effets de la pesanteur. Ainsi, V étant la vitesse acquise par un corps grave au bout d'un nombre t de secondes, e, l'espace parcouru pendant le temps t, nous avons, entre ces quantités, les deux équations fondamentales :

$$(1)\ldots\ V = g\,t \qquad (2)\ldots\ e = \frac{g}{2}\,t^{2}$$

g étant la vitesse acquise au bout de la première seconde. De ces équations, nous déduisons les remarques suivantes :

L'espace parcouru par un corps qui tombe est égal au carré du temps employé à la chute, multiplié par la moitié de la vitesse acquise au bout d'une seconde, ou bien par la distance parcourue dans la première seconde de temps. Cette conséquence résulte de l'équation (2). Mais, comme des équations (1) et (2), on déduit l'équation $e = \frac{V^{2}}{2g}$, on peut encore dire que l'espace parcouru est égal au carré de la vitesse divisé par deux fois la mesure de l'intensité de la pesanteur. Et enfin, les équations (1) et (2), donnant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'équation $e = V\frac{t}{2}$, on peut encore dire que cet espace est égal à la vitesse multipliée par la moitié du temps.

Par la première des trois relations que nous venons de citer, l'espace parcouru dans la chute se détermine au moyen du temps; par la seconde, il dépend de la vitesse; et par la troisième, il est une fonction du temps et de la vitesse. La seconde de ces formules, c'est-à-dire $e = \frac{V^2}{2g}$, est d'un usage très fréquent, et c'est sur elle que nous appelons plus particulièrement l'attention, comme étant celle à laquelle nous aurons le plus souvent recours.

La vitesse acquise par un corps grave, au bout d'un certain temps, est égale à l'intensité de la pesanteur, dont la mesure est g, multipliée par le temps, comme il résulte de l'équation (1). Mais, des équations (1) et (2), on déduit les deux relations suivantes :

$$V = \frac{2e}{t} \qquad V = \sqrt{2ge}$$

Ainsi, on peut encore dire que la vitesse est égale au double de l'espace parcouru divisé par le temps, ou à la racine carrée du double de l'intensité de la pesanteur multipliée par l'espace parcouru.

Enfin, *le temps de la chute*, dans les corps qui tombent, est donné par les équations suivantes, qui se déduisent toujours des équations (1) et (2) :

$$t = \frac{V}{g} \qquad t = \frac{2e}{V} \qquad t = \sqrt{\frac{2e}{g}}$$

Ces formules font voir que le temps de la chute est égal à la vitesse acquise divisée par l'intensité de la pesanteur; ou bien au double de l'espace parcouru divisé par la vitesse; ou bien encore à la racine carrée du double de l'espace parcouru divisé par l'intensité de la pesanteur. On peut, des équations fondamentales (1) et (2) du mouvement uniformément varié, déduire plusieurs autres formules; mais, comme elles sont d'un usage moins fréquent dans les calculs que celles que nous venons d'énoncer, il est inutile de les reproduire.

Telles sont les lois du mouvement vertical des corps graves; mais il est bien entendu qu'il faudrait que ces mouvements eussent lieu dans l'espace libre de tout fluide, c'est-à-dire dans le vide, pour que ces lois fussent exactement celles que nous venons de citer. Il n'en est pas ainsi à la surface de notre globe, puisque tous les corps sont plongés dans un fluide atmosphérique, ou air, plus ou moins dense, suivant que l'on considère des points plus ou moins élevés au-dessus de la surface du globe. Cet air est lui-même un corps matériel qui presse de toutes parts les corps qu'il enveloppe, et qui, en vertu de son inertie, de son impénétrabilité, tend à empêcher toute espèce de mouvement. On conçoit, dès lors, que la présence de l'air doit apporter des modifications, plus ou moins sensibles, aux lois de la chute verticale des corps pesants. Il n'en est pas moins vrai que ces lois sont d'une extrême importance dans toutes les applications de la mécanique industrielle. Si les corps que l'on considère sont très denses, comme de l'or, du plomb, du fer, etc., la résistance de l'air modifiera, avec beaucoup moins d'énergie, les lois de leur chute. On peut même admettre que les lois que suivent des balles de ces diverses substances, en tombant dans l'air, de 5 à 6 mètres de hauteur seulement, sont, à très peu de chose près, les lois du mouvement uniformément varié.

L'opération par laquelle il s'agit de trouver la vitesse V, acquise à la fin de la chute verticale d'un corps, quand on a la hauteur e de cette chute, se reproduit fréquemment dans la mécanique pratique. On dit ordinairement que la vitesse V est due à la hauteur e, et réciproquement, que cette hauteur est due à la vitesse V. La relation $V^2 = 2ge$ permet de calculer les vitesses dues à certaines hauteurs de chute, ou bien ces hauteurs de chute elles-mêmes, lorsque les vitesses sont données. C'est au moyen de cette formule que les nombres de la table suivante ont été calculés.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des hauteurs dues à différentes vitesses.

VITESSE en mètres par seconde.	HAUTEUR correspondante.	VITESSE en mètres par seconde.	HAUTEUR correspondante.
$0^m,01$	$0^m,00001$	$1^m,00$	$0^m,0510$
0 ,05	0 ,00013	1 ,50	0 ,1147
0 ,10	0 ,00051	2 ,00	0 ,2039
0 ,20	0 ,00204	2 ,50	0 ,3186
0 ,30	0 ,00459	3 ,00	0 ,4588
0 ,40	0 ,00816	4 ,00	0 ,8158
0 ,50	0 ,0127	5 ,00	1 ,2744
0 ,60	0 ,0184	6, 00	1 ,8351
0 ,70	0 ,0250	7 ,00	2 ,4978
0 ,80	0 ,0326	8 ,00	3 ,2624
0 ,90	0 ,0413	9 ,00	4 ,1289

En faisant varier très peu la vitesse V, on conçoit que l'on pourrait dresser une table complète des hauteurs correspondantes à toutes les vitesses données. Les deux équations fondamentales du mouvement varié, ainsi que celles qui s'en déduisent, peuvent servir d'ailleurs à résoudre toutes les questions relatives à la chute des corps graves.

Supposons, par exemple, qu'on veuille trouver la vitesse acquise V, et le chemin e, parcouru au bout de 7 secondes de chute. On aura : $V = gt = 9^m,8088 \times 7 = 68^m,66$ environ ; et $e = \frac{g}{2} t^2 = 4^m,9044 \times 49 = 240^m,316$.

Si l'on se donnait la hauteur e de chute, ce serait, comme nous l'avons dit, au moyen de la relation $V^2 = 2ge$, que l'on calculerait la vitesse correspondante. Supposons $e = 10^m$, on aurait $V^2 = 2 \times 9^m,8088 \times 10^m = 196,176$ mètres carrés, d'où $V = 14^m$ environ ; c'est-à-dire que la vitesse acquise par un corps qui tombe de 10 mètres de hauteur est de 14 mètres environ par seconde.

Nous avons vu que la quantité de mouvement d'un corps est exprimée par le produit de la masse de ce corps par sa vitesse, c'est-à-dire par MV. Or, le poids d'un corps n'étant autre chose que le résultat de l'action de la pesanteur sur toutes les molécules matérielles dont ce corps est composé et dont la masse est la somme ou l'intégrale, nous avons évidemment pour le poids P du corps, $P = Mg$. Si nous remplaçons, dans cette dernière équation, g par sa valeur $\frac{V^2}{2e}$, déduite de la relation $V^2 = 2ge$, nous aurons $P = \frac{MV^2}{2e}$, ou bien $MV^2 = 2Pe$.

Le produit MV^2 est ce que l'on est convenu d'appeler la *force vive* d'un corps, dont le poids est P et la vitesse actuelle V. Ainsi la force vive d'un corps n'est autre chose que le produit de la masse de ce corps par le carré de sa vitesse. Lorsque nous en serons aux définitions du *travail*, nous verrons que l'on doit entendre, par cette expression, le produit du chemin parcouru, sous l'action d'un certain effort, par cet effort lui-même exprimé en poids. Il résulte donc de l'équation précédente $MV^2 = 2Pe$ que la *force vive* imprimée à un corps, par l'action d'une certaine force, est égale au double de la *quantité de travail* accompli sous l'action de cette même force. Nous reviendrons sur cette loi importante de la mécanique, lorsque nous nous occuperons du travail des machines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

COMPOSITION ET DÉCOMPOSITION DU MOUVEMENT ET DES FORCES.

Un corps se meut suivant la diagonale d'un parallélogramme, par l'action de deux forces combinées, dans le même temps qu'il emploierait à se mouvoir suivant l'un ou l'autre des côtés, par l'action de l'une ou de l'autre force considérée séparément.

Soit A B C D, un parallélogramme, dont la diagonale est A D. Si un corps, en A, est sollicité séparément par deux forces différentes, dans les directions A B et A C, agissant uniformément et de manière à faire arriver ce corps, soit en B, soit en C, dans le même intervalle de temps, ces forces, agissant à la fois, lui feront parcourir la diagonale A D du parallélogramme pendant le même temps. En effet, supposons que la droite A C, abandonnant sa position actuelle, se meuve suivant une direction constamment parallèle à elle-même, pendant que le corps en A se meut suivant cette même ligne A C, de manière à se trouver en un certain point *b* de cette ligne quand elle occupera la position *a c*. Puisque les lignes A B et A C sont parcourues dans le même temps, qu'il en est de même des lignes A *a* et A *b*, et que d'ailleurs les mouvements sont uniformes, on a A *a* : *ab* : : A B : B D, et par suite A *b* D est une ligne droite coïncidant avec la diagonale A D du parallélogramme.

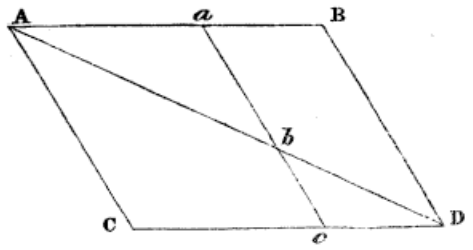


FIG. 26.

Les intensités des trois forces agissant dans les directions A B, A C et A D, c'est-à-dire suivant les côtés et la diagonale d'un parallélogramme, sont respectivement proportionnelles aux longueurs de ces côtés et de cette diagonale, ou aux lignes A B, A C et A D.

Chaque force unique A D, représentée par la diagonale d'un parallélogramme, est équivalente, en intensité, à deux forces représentées par les côtés A B et A C, c'est-à-dire qu'une seule force agissant dans la direction de la diagonale A D, et ayant une intensité proportionnelle à cette ligne, produit le même effet que deux forces agissant dans les directions des côtés A B et A C, et ayant leurs intensités proportionnelles à ces côtés. Par conséquent, une seule et même force A D peut être remplacée par deux forces un nombre infini de fois, en traçant deux lignes telles que A B et A C, pour représenter leurs intensités, et les directions suivant lesquelles elles agissent. L'opération qui a pour but de trouver une force unique capable de produire le même effet que deux ou plusieurs forces, dont les intensités et les directions sont données, s'appelle la *composition des forces*.

L'opération inverse, qui a pour but de trouver deux ou plusieurs forces dont les effets soient équivalents à celui d'une force unique donnée, s'appelle la *décomposition des forces*. La force unique se nomme *résultante*, et les autres forces auxquelles la résultante est équivalente, se nomment *composantes*. La figure A B C D, qui donne un exemple de deux composantes et d'une résultante, s'appelle le *parallélogramme des forces*.

Si trois forces, agissant sur un point matériel, se font équilibre, elles seront entre elles dans les mêmes rapports que les trois côtés d'un triangle menés parallèlement aux directions des lignes suivant lesquelles elles agissent. Chacune de ces forces sera respectivement proportionnelle aux sinus des angles formés au point de concours par les directions des deux autres.

Si un nombre quelconque de forces, agissant suivant des directions opposées, sur un même point matériel, se maintiennent en équilibre, on peut ramener toutes ces forces à une résultante unique, qui sera évidemment nulle, ou bien à deux forces égales, agissant dans un sens diamétralement opposé, et s'équilibrant ainsi. En effet, si l'on imagine un plan passant par le point matériel, et que l'on considère deux à deux successivement toutes les forces situées d'un côté de ce plan, on pourra les composer en une seule force, qui sera leur résultante, et agira du même côté du plan. En composant de même en une seule

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

force toutes les forces situées de l'autre côté du plan, on arrivera à une résultante, qui devra nécessairement être égale et directement opposée à l'autre, pour que l'équilibre ait lieu.

Si trois forces sont en équilibre par leurs actions réciproques, la direction de chaque force passera par le point de concours de la direction des deux autres. Et si deux forces, qu'on veut composer en une seule, agissent suivant la même ligne, soit dans le même sens, soit en sens inverse, leur résultante sera dirigée suivant la même ligne, et sera égale à la somme ou à la différence des composantes, suivant qu'elles agiront dans le même sens, ou en sens contraire.

Quand deux forces parallèles agissent aux extrémités d'une droite inflexible, elles peuvent toujours se réduire à une force unique qui leur est parallèle, qui est égale à leur somme ou à leur différence, selon que ces forces agissent dans le même sens ou en sens contraire, c'est-à-dire qui est égale à leur somme algébrique, et dont le point d'application est situé sur la droite inflexible, ou sur le prolongement, de manière à diviser cette droite en deux segments, qui sont en raison inverse des forces qui leur correspondent. Si ces deux forces parallèles étaient égales et agissaient en sens contraire, leur résultante serait nulle, ce qui veut dire qu'aucune force ne saurait leur faire équilibre. Le système de deux forces égales et parallèles, agissant en sens contraire, s'appelle un *couple*.

Lorsqu'un nombre quelconque de forces parallèles agissent sur différents points d'un système liés invariablement, il est toujours possible, en les considérant deux à deux, comme nous venons de le faire, de les réduire à une force unique, parallèle à leur direction et égale à leur somme algébrique, ou bien à un couple, dans le cas où la résultante de toutes les forces parallèles, qui agissent dans un sens, est égale à la résultante de toutes celles qui agissent en sens contraire, sans avoir le même point d'application. Lorsque le système se réduit à une résultante unique, ce qui est évidemment le cas général, il est remarquable que la valeur de cette résultante et son point d'application ne changeront point, si la direction commune de toutes les forces parallèles vient à changer, leurs points d'application restant les mêmes. Ce même point fixe, par lequel passe toujours la résultante d'un système de forces parallèles, lorsqu'on vient à faire varier la direction commune de ces forces de toutes les manières possibles, s'appelle le *centre des forces parallèles*. Cette propriété acquiert une extrême importance par son application aux forces naturelles qui naissent de la pesanteur.

Nous ne nous étendrons pas davantage sur la composition et la décomposition des forces, les propriétés qui précèdent, suffisant aux besoins de ce traité. Elles sont vraies pour toutes les forces qui agissent d'une manière semblable, que ce soient des forces instantanées ou continues, qu'elles agissent par impulsion ou par choc, en poussant les corps ou en les attirant.

CHOC DES CORPS.

Les lois du choc des corps sont d'une grande importance dans la mécanique, parce que la communication du mouvement entre les corps a très souvent lieu par le choc.

Les lois du choc ne sont pas les mêmes pour les corps *durs* et pour les corps *élastiques*. Les corps élastiques, après le choc, tendent à reprendre leur forme primitive, et les corps durs restent déformés. Mais, en réalité, aucun corps n'est parfaitement dur ni parfaitement élastique ; d'où il résulte que l'établissement des lois mathématiques du choc doit se rapporter aux cas extrêmes d'une *élasticité parfaite* et d'une *dureté parfaite*. Les lois ainsi établies sont d'autant plus vraies, pour les corps soumis au choc, que ces corps se rapprochent davantage de ces conditions.

Remarquons d'abord que lorsqu'un corps vient frapper contre un autre corps, l'effort qu'il exerce a toujours lieu dans une direction perpendiculaire à la surface qu'il vient de choquer. Soit un corps A, figure 27, se mouvant dans la direction AB, avec une vitesse donnée, et venant heurter un corps solide et dur en B. Supposons que P L soit le plan contre lequel le choc a eu lieu. Si nous représentons par A B

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la grandeur et la direction de la force avec laquelle le corps frappe le plan, et si nous décomposons AB en deux forces AC et BC, l'une parallèle et l'autre perpendiculaire au plan, il est évident que la force AC, qui est parallèle à ce plan, ne peut avoir aucun effet sur lui, et, par conséquent, le corps ou plan PL n'est pressé que par la force CB, dont la direction est perpendiculaire à sa surface. Il résulte de là que si un corps en choque un autre avec une vitesse donnée, l'intensité du choc est directement proportionnelle au sinus de l'angle d'incidence, ou de l'angle suivant lequel le corps rencontre le plan. Ceci est évident, car la force en question est représentée en grandeur et en direction par AB, et la force agissant contre la surface, par CB; or CB est le sinus de l'angle BAC, qui est égal à l'angle ABL suivant lequel le corps choquant rencontre le plan.

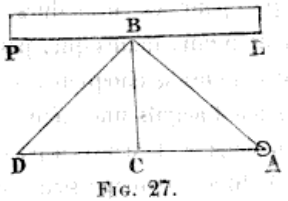


FIG. 27.

Si un corps élastique A vient choquer un autre corps dur ou élastique suivant un plan PL, les angles d'incidence et de réflexion seront égaux entre eux. Car, si AD est parallèle à PL, le mouvement de A, parallèle au plan, n'est aucunement modifié par le choc; et par suite de l'élasticité de l'un des corps ou de tous les deux, le corps A est renvoyé en D, dans le même temps qu'il a mis à se mouvoir de A en B. Or CD est égal à AC, puisque le mouvement parallèle au plan n'est point affecté par le choc, et qu'ainsi ces deux lignes doivent être décrites en même temps; par conséquent l'angle ABC est égal à l'angle CBD, et l'angle ABL à l'angle DBP.

Si un corps non élastique choque un autre corps non élastique, il perd seulement la moitié du mouvement qu'il aurait perdu si les deux corps avaient été élastiques. C'est une conséquence évidente de ce que les corps non élastiques sont les seuls dont les particules s'arrêtent, dans les positions où elles viennent d'être forcées, sans rebondir, tandis que les particules des corps élastiques rejaillissent avec la même vitesse.

La somme des quantités de mouvement de deux ou plusieurs corps, se mouvant dans une direction quelconque, mais tous dans le même sens avec des vitesses plus ou moins grandes, ne peut être modifiée par l'action des corps les uns sur les autres. Si deux corps se meuvent suivant la même ligne et dans le même sens, l'action et la réaction étant égales et contraires, ce que l'un perd par le choc, l'autre le gagne, et, par conséquent, la *somme* des quantités de mouvement reste la même et est égale à la quantité de mouvement primitive des deux corps. Si les corps se meuvent en sens contraire, la somme des quantités de mouvement de chacun des deux mobiles, pris isolément, sera bien toujours la même, mais si on considère la quantité de mouvement qui animera, dans un même sens, le système unique formé de la réunion des deux mobiles, cette quantité de mouvement sera égale à la *différence* des deux quantités de mouvement qui animaient respectivement chacun des deux corps avant le choc. Mais, en faisant la *somme algébrique* des quantités de mouvement, c'est-à-dire en tenant compte du sens dans lequel les mouvements ont lieu, on peut dire, d'une manière générale, que cette somme reste la même après le choc. Cette loi est vraie pour les corps durs et pour les corps élastiques.

En supposant que les masses des deux corps soient M et M′, et les vitesses V et V′, on aura, pour la somme algébrique des quantités de mouvement, $MV + M'V'$. Si les deux corps qui se sont choqués sont des corps *durs*, ils se seront comprimés réciproquement sous leur choc mutuel, jusqu'à l'instant où leur vitesse sera devenue la même; de ce moment, ils se transporteront dans le même sens, sans réagir l'un sur l'autre, et ne faisant plus, en quelque sorte, qu'un même corps. Si donc nous appelons x la vitesse finale de ce système, on aura, pour calculer cette vitesse, l'équation :

$$(M + M')\,x = MV + M'V', \text{ d'où } x = \frac{MV + M'V'}{M + M'}$$

puisque la quantité de mouvement du système unique est égale à la *somme algébrique* des deux quantités de mouvement primitives.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le principe de *la conservation de la quantité de mouvement* est commun aux corps durs et élastiques. Mais, pour ces derniers, la vitesse finale n'est point la même pour les corps qui se sont choqués. Ceci résulte de ce que, pour les corps durs, il y a absence complète de réaction, après que la compression a atteint son maximum; tandis que, pour les autres, la réaction est parfaitement égale à l'action. Lorsque deux corps élastiques se choquent, il y a d'abord compression mutuelle, augmentant jusqu'à ce que les deux mobiles aient acquis une même vitesse, laquelle vitesse commune est précisément celle qu'on vient de déterminer dans le choc des corps durs. Mais cette commune vitesse n'est pas définitive; car, aussitôt qu'elle s'est établie, la compression mutuelle cesse de s'accroître, et chacun des deux corps élastiques, tendant à reprendre sa forme primitive, réagit sur l'autre; d'où résulte bientôt leur séparation, chacun s'écartant de l'autre avec une vitesse finale qui lui est propre. Le calcul des vitesses finales de chacun des deux mobiles, après le choc, est fondé sur deux principes. Le premier est celui de la conservation de la quantité de mouvement, principe qui suffisait seul dans le cas des corps durs, la vitesse finale, ou *l'inconnue*, étant unique. Le second principe est, qu'après le choc, la vitesse de l'écartement mutuel des deux corps est la même que celle de leur mutuel rapprochement avant le choc; ce qui est la conséquence forcée de la supposition, qu'on a admise, d'une parfaite élasticité.

Nous voyons que la conservation de la quantité de mouvement est un principe d'une grande importance dans le choc des corps. Ce principe est général; il régit toute action réciproque entre les corps, soit qu'une pareille action s'exerce d'une manière brusque et discontinue, comme dans le *choc*, soit qu'elle s'exerce, au contraire, d'une manière continue, comme dans les attractions à distance. On comprend, d'ailleurs, qu'il peut y avoir une infinité de degrés entre l'absence complète de réaction et la réaction complétement égale à l'action, ce qui est la cause d'une infinité de modifications dans les résultats du choc de deux corps. Ces modifications n'affectent que la vitesse, la conservation de la quantité de mouvement restant absolue.

CENTRE DE GRAVITÉ.

Comme la direction de la pesanteur, ou gravité, ne varie pas sensiblement dans l'étendue des corps que nous soumettons à nos expériences, on peut admettre que toutes les molécules d'un même corps sont soumises, de la part de la gravité, à des forces parallèles. Dès lors le point d'application de la résultante sera un point fixe, quelle que soit la direction des forces parallèles de la pesanteur par rapport aux diverses molécules du système. Ainsi, lorsqu'on vient à tourner le corps de manière à changer sa situation, les mêmes forces demeurant parallèles et appliquées au même point, leur résultante passera toujours par un certain point qui est unique dans le corps. Ce point remarquable, qui est, comme nous l'avons vu, généralement appelé *centre des forces parallèles*, prend le nom de CENTRE DE GRAVITÉ, lorsque les forces parallèles sont dues à l'action de la pesanteur.

D'après ce qui précède, il suffira que le centre de gravité soit soutenu pour que le corps demeure en équilibre; et si le corps est suspendu, il ne pourra se tenir en repos que lorsque le centre de gravité se trouvera sur la verticale menée par le point de suspension. Cette dernière remarque fournit un procédé pratique pour trouver le centre de gravité des corps; car, en suspendant un même corps dans deux positions différentes, on pourra déterminer deux lignes droites, sur chacune desquelles se trouvera nécessairement le centre de gravité du corps : il sera donc déterminé par l'intersection des deux lignes droites.

Lorsqu'un corps est posé sur un plan par un point, de telle sorte que la verticale, passant par son centre de gravité, passe également par le point de contact, le corps reste en équilibre. Si l'on écarte légèrement le corps de sa position d'équilibre, c'est-à-dire de manière à ce que le centre de gravité ne soit plus sur la verticale passant par le point de contact, la résultante des actions de la pesanteur, dont le point d'application est au centre de gravité, agit avec d'autant plus d'énergie que le centre de gravité s'écarte davantage de la verticale. Son action est égale à la valeur de cette résultante multipliée par la distance

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du centre de gravité à la verticale. L'équilibre est *stable*, lorsque cette action tend à ramener le corps dans sa position d'équilibre ; il est *instable*, lorsqu'elle tend, au contraire, à écarter le centre de gravité de la verticale.

S'il y a deux ou un plus grand nombre de points d'appui, il faut, pour que la position du corps soit stable, que la verticale, passant par son centre de gravité, tombe entre les points d'appui. Si elle tombait en dehors, le corps ne pourrait pas rester en place, et il se retournerait lui-même pour atteindre la position d'équilibre. Lorsque le centre de gravité d'un corps est très élevé, par rapport au plan sur lequel il est placé, il suffit, pour que la verticale tombe en dehors des points d'appui, d'une déviation beaucoup moins considérable que dans le cas où le centre de gravité est très bas. C'est en raison de cette circonstance que les voitures, montées sur de grandes roues, ou chargées par le haut, sont beaucoup plus exposées à verser que celles qui sont montées sur de petites roues, ou bien qui ont leur centre de gravité très bas, par suite du mode de chargement.

La distance du centre de gravité d'un corps à un plan quelconque étant toujours la même, quelle que soit la direction que l'on suppose aux forces parallèles de la pesanteur, on trouvera aisément cette distance, en admettant que ces forces deviennent parallèles au plan. Dans ce cas, la distance que l'on cherche est évidemment égale à la moyenne des distances de tous les points d'application des forces de la pesanteur au plan. Ceci est vrai, non seulement pour les forces de la pesanteur, mais pour un système quelconque de forces parallèles. Nous voyons donc que le centre de gravité, comme le centre des forces parallèles, se confond avec le *centre des moyennes distances*.

Le centre de gravité commun à deux corps divise la ligne qui joint les centres de gravité respectifs de ces deux corps en deux parties, qui sont entre elles en raison inverse des poids de ces deux corps. Si on place un poids sur un point quelconque d'un levier inflexible, supporté à ses deux bouts, la pression sur chaque point d'appui sera en raison inverse des distances du point où le poids est appliqué. Dans un système composé de trois corps, si on tire une ligne du centre de gravité de l'un d'eux au centre de gravité commun des deux autres, le centre de gravité unique des trois corps partagera cette ligne en deux parties qui seront entre elles, réciproquement, comme le poids du corps, du centre de gravité duquel la ligne a été tirée, est à la somme des poids des deux autres corps. Par conséquent, le moment du premier corps, ou sa masse multipliée par sa distance au centre de gravité commun, est égal à la somme des deux autres moments, c'est-à-dire à la somme des masses des deux autres corps multipliées respectivement par la distance de leur centre de gravité commun au centre de gravité du système.

Si l'on prend un point sur une droite, ou sur un levier inflexible, joignant les centres de gravité de deux corps, la somme des moments de chaque corps, par rapport à ce point, est égale au moment que l'on obtient en multipliant la somme des deux corps par la distance de leur centre de gravité commun au même point. Les deux corps ont donc, pour faire tourner le levier autour du point que l'on considère, la même énergie que s'ils étaient tous deux réunis en leur centre de gravité commun. C'est une conséquence de ce que le centre de gravité se confond avec le centre des moyennes distances des forces parallèles de la pesanteur. Si l'on considère un nombre quelconque de corps, formant un système unique, il résulte encore de la coïncidence que nous venons de rappeler, que la distance à un plan quelconque du centre de gravité commun de tous ces corps est égale à la somme de tous les moments des corps, par rapport à ce plan, divisée par la somme de toutes les masses. Nous allons donner la position du centre de gravité dans plusieurs figures d'un usage fréquent.

Le centre de gravité d'une *ligne droite*, ou d'une barre ou tige droite, de figure et de densité uniformes, est au milieu de la longueur. — Le centre de gravité d'un *triangle* est situé sur la droite qui joint un des angles au milieu du côté opposé, aux deux tiers de cette ligne à partir de l'angle, ou au tiers à partir de la base. — Dans un *trapèze*, le centre de gravité est à l'intersection des droites qui joignent les centres de gravité des triangles opposés, déterminés par les deux diagonales. — Le centre de gravité d'un *parallélo-*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

gramme est à l'intersection des diagonales, ou à l'intersection des deux lignes qui partagent les côtés en deux parties égales. — Dans un *polygone régulier*, le centre de gravité se confond avec le centre du cercle inscrit ou circonscrit. — Le centre de gravité d'un *arc circulaire* se trouve sur le rayon qui passe par le milieu de cet arc, et à une distance du centre qui est donnée par une quatrième proportionnelle à l'arc, au rayon et à la corde. — Le centre de gravité d'une *demi-circonférence* est à une distance du centre mesurée par une troisième proportionnelle au quart de la circonférence et au rayon. — Dans un *secteur circulaire*, le centre de gravité est à une distance du centre égale à une quatrième proportionnelle à trois fois l'arc du secteur, à la corde de l'arc et au diamètre du cercle. — Dans un *segment circulaire*, le centre de gravité est distant du centre du cercle d'une quantité égale au cube de la corde divisé par douze fois la surface du segment. — Dans un *demi-cercle*, le centre de gravité est distant du centre d'une quantité égale à quatre fois le rayon divisé par le nombre constant $3,1416 \times 3 = 9,4248$. — Dans une *parabole*, le centre de gravité est sur l'axe, à une distance du sommet égale aux trois cinquièmes de cet axe. — Dans une *demi-parabole*, le centre de gravité est à l'intersection de deux coordonnées, dont l'une est parallèle à la base et à une distance égale aux trois cinquièmes de l'axe, et l'autre, parallèle à l'axe et à une distance égale aux trois huitièmes de la demi-base.

Les centres de gravité de la surface d'un *cylindre*, d'un *cône* et d'un *tronc de cône*, sont placés respectivement comme les centres de gravité du parallélogramme, du triangle et du trapèze, que l'on obtient en faisant des sections par l'axe de ces différents corps. — Le centre de gravité de la surface d'un *segment sphérique* est au milieu du sinus-verse ou de la hauteur. — Le centre de gravité de la surface convexe d'une *zone sphérique* est au milieu de la portion de l'axe de la sphère interceptée entre ses deux bases. — Dans les *prismes* et les *cylindres*, le centre de gravité est au milieu de la droite qui joint les centres de gravité de leurs faces opposées. — Dans les *pyramides* et les *cônes*, le centre de gravité est situé sur la ligne qui joint le sommet au centre de gravité des bases, aux trois quarts de cette droite à partir du sommet, ou au quart à partir de la base. — Dans un *hémisphère* ou un *hémisphéroïde*, le centre de gravité est distant du centre des trois huitièmes du rayon. — Dans un *conoïde parabolique*, le centre de gravité est à une distance de la base égale au tiers de l'axe, ou bien à une distance du sommet égale aux deux tiers de l'axe. — Il existe plusieurs autres corps et figures dont on connaît la position du centre de gravité. Mais, outre que la position du centre de gravité, pour les corps que nous n'avons point nommés, est sans intérêt dans les applications pratiques dont nous pouvons nous occuper, on ne saurait la désigner sans avoir recours aux formules compliquées de la haute analyse.

FORCES CENTRALES.

On distingue deux sortes de *forces centrales* : les *forces centripètes* et les *forces centrifuges*. La *force centripète* est celle qui attire ou sollicite un corps vers un certain point fixe, que l'on appelle *centre d'attraction* ou *centre de force*. La *force centrifuge* est celle qui sollicite un corps à s'éloigner du centre d'attraction. Cette force provient toujours d'un mouvement curviligne. En vertu de l'inertie, un corps qui se meut suivant une ligne courbe tend sans cesse à s'éloigner du centre par la tangente. La force centripète retient le corps sur la courbe, et c'est de l'action combinée de ces deux forces que dépendent tous les mouvements curvilignes. Le mouvement circulaire est un cas particulier du mouvement curviligne ; il a lieu lorsque le corps se meut suivant la circonférence d'un cercle. Le mouvement qui en résulte est appelé *mouvement de rotation*, et on dit que le corps fait sa révolution sur une orbite circulaire dont le centre s'appelle *centre de mouvement*. Dans tout mouvement circulaire, l'inflection, ou déviation de la course rectiligne, est constamment la même à chaque point de l'orbite, auquel cas les forces centripète et centrifuge sont égales l'une à l'autre. Les forces centripètes sont toujours proportionnelles aux masses, ou quantités de matière, que l'on peut supposer concentrées au point matériel formant le centre d'attraction.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La force de la pesanteur est essentiellement une force centripète, et toute force centripète se mesure, comme nous l'avons vu pour la pesanteur, par l'espace que cette force fait parcourir à un corps, dans un temps donné, vers le centre d'attraction.

Quand un corps se meut suivant une orbite circulaire, il faut, comme nous l'avons dit, que la force centripète soit égale et directement opposée à la force centrifuge. Ces deux forces sont égales au carré de la vitesse uniforme de rotation, divisé par le rayon ou la distance au centre de rotation. Ainsi, pour comparer la force centrifuge, dans un mouvement circulaire, à la force de la pesanteur, il suffit de comparer $\frac{V^2}{r}$ à g, V étant la vitesse uniforme de rotation, et r le rayon du cercle décrit par le mobile. Or, si e désigne la hauteur à laquelle serait due cette même vitesse V, nous aurons $V^2 = 2ge$; d'où il résulte que $\frac{V^2}{r}$, ou la force centrifuge, est à la pesanteur g comme le double de la hauteur, qui correspond à la vitesse du mobile, est au rayon du cercle qu'il décrit. Si la force centripète, qui retient le mobile dans son orbite circulaire, n'est autre que la force de la pesanteur, un corps, qui tomberait d'une hauteur égale à la moitié du rayon, acquerrait une vitesse égale à celle du mobile dans son orbite, puisque ces deux vitesses auraient évidemment la même expression $\sqrt{rg}$. Pendant le temps de cette chute, le mobile aurait parcouru un développement de son orbite circulaire double en longueur, c'est-à-dire égal à la moitié du diamètre ou au rayon. Par conséquent, si un corps tourne uniformément suivant la circonférence d'un cercle, sous l'action d'une force centripète égale à la pesanteur, la portion de circonférence qu'il décrit, dans un certain temps, est une moyenne proportionnelle entre le diamètre du cercle et l'espace que le corps parcourrait, dans le même temps, en tombant verticalement sous l'action de la pesanteur. Ces propriétés sont vraies pour une valeur quelconque de la force centripète ou force de gravitation vers un point central.

Le *temps périodique* est le temps employé par un corps pour achever une révolution complète autour du centre de gravitation. Lorsque le corps est emporté suivant une orbite circulaire, dans laquelle il est retenu par une force de gravitation, dont l'intensité est représentée par g, c'est-à-dire par la vitesse acquise au bout d'une seconde, le temps périodique t, ou le temps pour accomplir une révolution complète, est donné par l'expression $t = 2\pi\sqrt{\frac{r}{g}}$, qui se déduit des rapports que nous avons donnés plus haut.

Si plusieurs corps, en révolution autour du même centre ou autour de différents centres, sont retenus dans leur orbite par l'action des forces centripètes qui émanent de ces points, les temps des révolutions seront en raison directe des racines carrées des rayons, et en raison inverse des racines carrées des forces centripètes; ou, en d'autres termes, les carrés des temps des révolutions seront en raison directe des rayons, et en raison inverse des forces centripètes.

CENTRES ET RAYONS DE GIRATION.

Lorsqu'un corps ou un système de points matériels, liés entre eux d'une manière invariable, est en révolution autour d'un certain axe, avec une vitesse plus ou moins grande, il existe toujours un point dans le corps tel que, si toutes les particules constituantes y étaient concentrées, ce point continuerait à se mouvoir avec la même vitesse angulaire que le système dans son état primitif. Ce point est dit le *centre de giration* du corps en révolution, et sa distance à l'axe fixe est appelée *rayon de giration*.

C'est, le plus souvent, le carré de ce rayon qui entre dans les calculs de la mécanique, lorsqu'on considère les *moments d'inertie* d'un système de points matériels en révolution, c'est-à-dire les produits des masses des points matériels par les carrés de leur distance à l'axe fixe. Le moment d'inertie d'un corps, pris par rapport à une ligne quelconque donnée, offre une sorte de mesure de l'énergie du mouvement de rotation dont ce corps serait animé s'il tournait autour de cette ligne devenue un axe

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fixe. Toutes choses égales, d'ailleurs, l'effort qu'il faudrait employer pour imprimer au corps un tel mouvement, ou pour détruire ce mouvement si le corps en était animé, serait proportionnel à son moment d'inertie.

En général, la valeur du rayon de giration doit être telle, qu'en multipliant son carré par la masse totale, ce produit soit égal à la somme des produits qu'on obtiendrait en multipliant chaque masse élémentaire par le carré de sa distance à l'axe. C'est même la véritable définition du rayon de giration; celle que nous avons donnée d'abord, et qui n'est qu'une conséquence de celle-ci, avait pour but d'en faire mieux saisir l'esprit.

Nous allons donner la valeur du carré du rayon de giration de quelques corps géométriques.

Rayon de giration d'une barre droite. En appelant l la longueur de la barre, α l'angle que cette barre fait par rapport à l'axe de rotation qui passe à son extrémité, et R le rayon de courbure, nous avons $R^2 = \frac{1}{3} l^2 \sin^2 \alpha$.

Si la barre était perpendiculaire à l'axe de rotation, on aurait $R^2 = \frac{1}{3} l^2$.

Rayon de giration d'un disque circulaire très mince tournant autour d'un diamètre. En appelant r le rayon du disque, nous avons $R^2 = \frac{1}{4} r^2$.

Si ce disque tournait autour de l'axe ou d'une droite perpendiculaire à son plan et passant par le centre, on aurait $R^2 = \frac{1}{2} r^2$.

Rayon de giration d'une circonférence de cercle tournant autour d'un diamètre : $R^2 = \frac{1}{2} r^2$.

Rayon de giration d'un anneau circulaire mince tournant autour d'un de ses diamètres : $R^2 = \frac{1}{2} r^2$.

Rayon de giration d'un cylindre droit à base circulaire par rapport à l'axe de figure : $R^2 = \frac{1}{2} r^2$.

Rayon de giration d'un globe sphérique tournant autour d'un diamètre : $R^2 = \frac{2}{5} r^2$.

Rayon de giration d'une surface sphérique tournant autour d'un diamètre : $R^2 = \frac{2}{3} r^2$.

Rayon de giration d'une jante à section rectangulaire par rapport à l'axe de figure. En désignant par r et r' les rayons pris de l'extérieur et de l'intérieur de la jante, on a $R^2 = \frac{1}{2}(r^2 + r'^2)$.

On peut, au lieu des rayons r et r', introduire le rayon moyen $\rho = \frac{r + r'}{2}$ et la largeur de la jante $b = r - r'$; on a alors : $R^2 = \rho^2 \left(1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{b^2}{\rho^2}\right)$.

Rayon de giration d'un cône droit tournant autour de son axe : $R^2 = \frac{3}{10} r^2$.

PENDULE.

Si l'on considère le mouvement d'un corps pesant, lié à un point fixe par un fil inextensible et inflexible, il est évident que la trajectoire qu'il décrira sera la circonférence, ou une portion de la circonférence, dont le centre est au point fixe et dont le rayon est la longueur du fil. Ce corps pourra être en équilibre dans deux positions différentes, lorsqu'il sera placé, sans vitesse acquise, sur la verticale passant par le point fixe, au-dessus ou au-dessous de ce point. Dans les deux cas, l'action de la pesanteur sera détruite par la résistance du point fixe, et il y aura une pression, exercée en ce point, égale au poids du corps. Dans l'une de ces positions, l'équilibre sera évidemment *stable*, et dans l'autre *instable*.

Le système, dont nous venons de décrire les liaisons et les conditions d'équilibre, porte le nom de *pendule*. Pour trouver les lois de son mouvement, on suppose, par abstraction, que le corps pesant se réduise à un seul point matériel, et que le fil qui le lie au point fixe soit sans pesanteur; c'est ce système que l'on appelle *pendule simple*. Si le pendule simple est éloigné de sa position d'équilibre stable, il tend à y revenir en vertu de l'action de la pesanteur. Étant arrivé au point le plus bas de sa course, il dépassera ce point en vertu de la vitesse acquise, et devra remonter à la même hauteur, d'où il a été abandonné à l'action de la pesanteur. Il redescendra de nouveau, pour remonter ensuite, en parcourant en sens con-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

traire, et avec les mêmes vitesses, l'arc total qu'il vient de décrire. Il continuerait ainsi à faire des oscillations semblables, et dans le même temps, si des obstacles ou des forces retardatrices étrangères ne s'y opposaient pas. On trouve par le calcul que, si l'écartement primitif est d'un petit nombre de degrés, le temps t d'une oscillation est donné par la formule :

$$t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

l étant la longueur de la tige, et g l'intensité de la pesanteur. Il résulte de la relation ci-dessus cette conséquence remarquable, que le temps d'une oscillation est indépendant de l'écartement primitif. L'expérience confirme, d'ailleurs, ce résultat du calcul; elle indique pareillement que la durée de l'oscillation n'est pas altérée par la résistance du milieu qui tend à diminuer l'amplitude, sans empêcher les oscillations d'être isochrones. Cette résistance du milieu arrêterait bientôt tous les mouvements pendulaires dont nous sommes témoins, si une force artificielle ne restituait, à chaque coup, la portion de vitesse détruite par les frottements et la résistance de l'air.

En comparant la durée d'une oscillation, $t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$, au temps, $t' = \sqrt{\frac{l}{g}}$, que mettrait un corps pesant à parcourir verticalement la moitié de la longueur du pendule, nous voyons que l'on a $t : t' :: \pi : 1$ ou $:: 2\pi l : 2l$, c'est-à-dire comme la circonférence est au diamètre.

Les expériences, dont nous avons parlé, ne peuvent être faites que sur un *pendule composé*, qui a un volume sensible et une tige pesante. Dans ce nouveau système, chaque point matériel, considéré isolément, décrirait, comme un pendule simple, une oscillation dont la durée dépendrait seulement de la distance l au point de suspension. Tous les points matériels étant, au contraire, réunis d'une manière invariable, le mouvement oscillatoire des uns sera ralenti, et celui des plus éloignés sera accéléré. Mais il y aura des points de ce système, tous placés sur une droite parallèle à l'axe horizontal de suspension, dont le mouvement ne sera ni ralenti ni accéléré par les liaisons avec les autres parties du pendule composé. Ces points, qui feront leurs oscillations comme s'ils étaient autant de pendules simples, sont appelés *centres d'oscillation*; la droite qui les contient est appelée *axe d'oscillation*; la distance qui la sépare de l'axe de suspension, auquel elle est parallèle, distance que l'on nomme *longueur d'oscillation*, est la longueur du pendule simple qui ferait son oscillation dans le même temps que le pendule composé fait la sienne. L'axe d'oscillation et l'axe de suspension ont entre eux cette relation remarquable que, si l'on prenait le premier pour axe de suspension, le second deviendrait l'axe d'oscillation, et que la durée de l'oscillation ne serait pas changée. Cette propriété donne un moyen de déterminer, par le tâtonnement, la longueur d'oscillation d'un pendule composé, c'est-à-dire des seuls pendules que l'on puisse employer dans la pratique; mais la mécanique rationnelle détermine cette longueur d'une manière plus simple et plus exacte.

Puisque l'on peut déterminer la longueur l du pendule simple, qui ferait ses oscillations dans le même temps qu'un pendule composé donné, l'équation $t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$ peut donner t, c'est-à-dire la durée de l'oscillation, lorsque g est connu, ou g, lorsque t est donné. Le pendule offre donc un moyen de comparer l'intensité de la pesanteur dans différents lieux. C'est ainsi qu'on trouve, à Paris, que la valeur de g, correspondante à une seconde de temps, est égale à 9^m, 8088. Le pendule peut encore confirmer ce principe, que la pesanteur agit de la même manière sur tous les corps, car l'expérience donne le même temps d'oscillation pour des pendules composés de mêmes longueurs d'oscillation, mais de natures différentes.

Si un pendule, suspendu à l'extrémité supérieure d'un axe vertical, tourne autour de cet axe, en restant constamment sur la surface d'un cône droit, auquel cas le corps en révolution est forcé de décrire

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une circonférence de cercle dont le plan est parallèle à l'horizon, un tel système prend le nom de *pendule conique*.

L'emploi du pendule conique, dans les machines à vapeur, pour le règlement de la marche, donne une importance toute pratique à sa théorie, qui se déduit des conditions générales de l'équilibre et de la doctrine des forces centrales. Soit CB, Fig. 28, un pendule conique ; le point de suspension est en C, extrémité supérieure de l'axe vertical CD, et le corps ou boule B, dans sa révolution autour de l'axe CD, décrit la circonférence BEAH dont le plan est parallèle à l'horizon. Il est important de déterminer le temps employé par la boule B à accomplir une révolution complète autour de l'axe CD. Cette boule, dans sa révolution d'une vitesse uniforme autour de l'axe CD, est maintenue en équilibre sous l'action de trois forces : la *pesanteur*, dont l'effet est représenté par mg, m étant la masse du corps; la *force centrifuge*, dont l'intensité est égale à $\frac{mV^2}{r}$, V étant la vitesse de rotation, et r le rayon, c'est-à-dire BD; enfin l'*effort* ou *tension* qui a lieu suivant la tige CB du pendule, et qui provient des composantes de la pesanteur et de la force centrifuge suivant cette tige. Il est évident que les lignes CD, BD et CB représentent, en grandeur et en direction, les trois forces que nous venons de signaler.

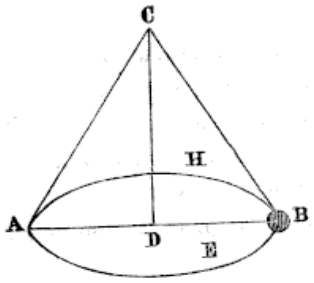


Fig. 28.

La force centrifuge, ou $m\frac{V^2}{r}$, sera donc à l'effort de la pesanteur, ou mg, comme BD est à CD; ainsi, en désignant la hauteur CD par h et en remplaçant BD par r, nous aurons :

$$m\frac{V^2}{r} = mg\frac{r}{h}, \quad \text{ou} \quad \frac{V^2}{r} = g\frac{r}{h}.$$

De cette équation on déduit, pour la vitesse de rotation du pendule conique, en fonction de la hauteur du point de suspension au-dessus du plan du cercle dans lequel se meut le centre de gravité de la boule, et en fonction du rayon de ce cercle :

$$V = r\sqrt{\frac{g}{h}}$$

Ayant la vitesse de rotation, c'est-à-dire l'espace parcouru dans une seconde de temps, il est aisé d'obtenir, par une simple proportion, le temps T d'une révolution complète. On trouve ainsi :

$$T = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}}.$$

Cette expression est remarquable en ce qu'elle est indépendante de r, c'est-à-dire du plus ou moins grand degré d'écartement de la boule à l'axe de rotation. La durée des révolutions d'un pendule conique ne dépend donc point de l'écartement, mais bien de la hauteur du point de suspension au dessus du plan de rotation.

Une autre conséquence remarquable, qui se déduit de cette formule, c'est que le temps T, d'une révolution du pendule conique, est le double du temps t, qu'un pendule simple, qui aurait pour longueur la hauteur du pendule conique, mettrait à battre une oscillation. Nous avons vu, effectivement, que ce temps t est donné par la formule : $t = \pi\sqrt{\frac{h}{g}}$, h étant la longueur de la tige du pendule simple.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En effectuant les calculs indiqués dans la formule $T = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}}$, après avoir remplacé π par 3,1416 et g par $9^m,8088$, et négligeant les décimales d'un ordre élevé, pour réduire aux termes les plus simples, on arrive à l'expression suivante, suffisamment exacte pour les cas ordinaires de la pratique :

$$T = 2 \times \sqrt{h}.$$

Cette expression est d'une grande simplicité, et l'on peut traduire ainsi, en langage ordinaire, la règle pratique qui s'en déduit :

Multiplier la racine carrée de la hauteur, ou de la distance entre le point de suspension et le plan de révolution, exprimée en mètres, par le nombre constant 2 : *le produit sera le temps, en secondes, d'une révolution complète.*

Supposons que l'on veuille déterminer le temps qu'un pendule conique emploie à opérer une révolution autour de son axe vertical, la distance entre le point de suspension et le centre du plan de révolution étant de $0^m,994$, longueur du pendule simple qui bat la seconde sous la latitude de Paris.

En prenant 1 pour la racine carrée approchée de 0,994, nous trouvons, d'après la règle, 1×2 ou 2 secondes, pour le temps de la révolution demandé. Le pendule opère donc trente révolutions par minute, lorsque le pendule simple bat soixante oscillations. Ce rapport résulte des relations que nous avons données entre la durée des révolutions du pendule conique et celle des oscillations du pendule simple.

En renversant la question, on peut aisément obtenir la hauteur du cône, ou bien la distance entre le point de suspension et le centre du plan de révolution, quand on connaît le temps d'une révolution : il suffit de diviser le temps donné, exprimé en secondes, par le nombre constant 2 ; le quotient, élevé au carré, donnera la hauteur cherchée. Supposons, par exemple, qu'on demande de déterminer la hauteur d'un pendule conique opérant 30 révolutions dans une minute. Le temps d'une révolution est alors $2''$; en divisant ce nombre par 2, on obtient 1 dont le carré 1 est la longueur approchée du pendule simple qui bat les secondes. Nous avons vu que cette hauteur était plus exactement $0^m,994$.

Dans tous les pendules coniques, les temps de révolution sont proportionnels aux racines carrées des hauteurs des cônes, comme il résulte de l'équation ci-dessus $T = 2\pi\sqrt{\frac{h}{g}}$, que nous avons ramenée approximativement à celle-ci : $T = 2 \times \sqrt{h}$.

Si les hauteurs des cônes sont les mêmes, les temps périodiques, ou les temps de révolution, seront aussi les mêmes, quels que soient les rayons des cercles décrits par les corps en révolution. Cette propriété provient de ce que l'équation précédente est indépendante de r ou du degré d'écartement ; elle se conçoit, d'ailleurs, aisément, à l'inspection de la figure 29, dans laquelle tous les pendules Ca, Cb, Cc, Cd, et Ce, ont le même axe de rotation. Ces différents pendules devront tourner dans le même temps ; de sorte que, si on suppose tous ces pendules situés dans un même plan vertical, au moment où ils commencent à se mouvoir, ils continueront leur mouvement en conservant le même plan commun, aussi longtemps que la hauteur du cône restera la même. Ceci est évident ; car si nous concevons une barre inflexible ou une tige en fer traversant les centres de toutes les boules, ce nouveau système fera nécessairement sa révolution dans le même temps. Si l'une des boules venait à s'élever au dessus des autres, sa vitesse serait augmentée. Si, au contraire, elle descendait au dessous, sa vitesse serait diminuée.

Nous avons vu que la durée d'une révolution du pendule conique est égale au double de la durée d'une vibration du pendule simple, dont la longueur serait égale à l'axe ou à la hauteur du cône. Ainsi, le pendule simple bat deux vibrations ou oscillations, de chaque côté, pendant le temps qu'emploie le pendule conique à faire une révolution autour de son axe.

L'espace parcouru par un corps qui tombe, durant le temps d'une révolution du pendule conique, est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

égal au carré de π, ou de la circonférence dont le diamètre est 1, multiplié par le double de la hauteur du

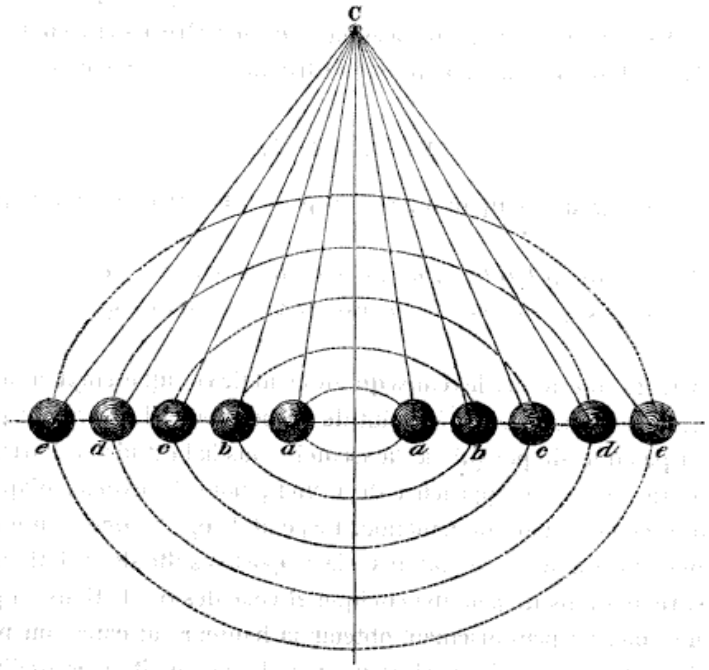


FIG. 29.

cône. Ceci résulte de ce que, si dans l'équation de la chute des corps $e = \frac{1}{2} g t^2$, on remplace t, ou le temps, par la valeur de T déduite de l'équation $T = 2\pi \sqrt{\frac{g}{h}}$, on obtient $e = \pi^2 . 2h$.

Le temps périodique, ou le temps d'une révolution, est égal au produit de $\pi \sqrt{2}$ multiplié par le temps qu'un corps mettrait à parcourir la hauteur du cône, en tombant sous l'action de la pesanteur. Cette conséquence résulte encore de la comparaison des deux équations que nous venons de rappeler. Il suffit de remplacer h, dans l'équation $T = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}}$, par la valeur de $e = h$ déduite de l'équation $e = \frac{1}{2} g t^2$.

Le poids d'un pendule conique, emporté dans une orbite circulaire, est à la force centrifuge comme l'axe, ou la hauteur du cône, est au rayon de l'orbite. Par conséquent, lorsque la hauteur du cône est égale au rayon de la base, l'intensité de la force centripète ou centrifuge est égale à celle de la pesanteur.

Tels sont les principes fondamentaux sur lesquels repose la théorie du pendule conique. Comme nous aurons plus tard l'occasion de traiter la question d'une manière plus complète, nous n'en dirons pas davantage quant à présent. Nous donnerons seulement les moyens de calculer la position du centre d'oscillation dans les corps en vibration, pour les cas peu nombreux où il a été déterminé, et qui se rencontrent le plus fréquemment dans la pratique.

Nous savons que le *centre d'oscillation* d'un corps, qui oscille autour d'un axe fixe horizontal, est un point situé sur la ligne de suspension, tel qu'on pourrait y supposer concentrée toute la masse du système, sans altérer en rien la nature et la durée des oscillations. Voici les centres d'oscillation de plusieurs figures, d'un fréquent usage, que l'on suppose suspendues par leur sommet.

Dans une ligne droite, un parallélogramme ou un cylindre d'un diamètre très petit, le centre d'oscillation est aux deux tiers de la longueur à partir du point de suspension. — Dans un triangle isocèle, le centre d'oscillation est aux trois quarts de la hauteur. — Dans un cercle, il est aux cinq quarts du rayon. — Dans la parabole ordinaire, il est aux cinq septièmes de la hauteur. Dans une parabole d'un degré quel-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

conque, sa position sur l'axe est déterminée par la formule $\left(\frac{2n+1}{3n+1}\right) \times h$, n étant le degré de la courbe et h la hauteur.

Dans les corps minces vibrant latéralement, c'est-à-dire dans leur propre plan, les centres d'oscillation sont situés comme il suit : Dans un cercle, le centre d'oscillation est aux trois quarts du diamètre. — Dans un rectangle, suspendu à l'un de ses angles, il est aux deux tiers de la diagonale. — Dans une parabole, suspendue à son sommet, il est aux cinq septièmes de l'axe, ajoutés au tiers du paramètre. — Dans une parabole, suspendue par le milieu de sa base, il est aux quatre septièmes de l'axe, ajoutés à la moitié du paramètre. — Dans un secteur de cercle, il s'obtient en multipliant trois fois l'arc du secteur par le rayon, et divisant le produit par quatre fois la corde. — Dans un cône droit, il se trouve aux quatre cinquièmes de l'axe, ou de la hauteur, augmentés du quotient du carré du rayon de la base divisé par cinq fois la hauteur. — Dans un globe sphérique, sa distance au point de suspension est égale au rayon de la sphère, plus la longueur du fil de suspension, plus le quotient du double du carré du rayon divisé par cinq fois la somme du rayon et de la longueur du fil de suspension. Dans tous ces cas, la distance est comptée à partir du point de suspension.

Les géomètres ont appelé *centre de percussion* d'un corps, tournant autour d'un axe fixe, un point tel, qu'une force appliquée à ce point, en sens contraire de son mouvement, pourrait détruire entièrement le mouvement du corps, de manière à ne faire supporter à l'axe fixe aucun effort, à l'instant de cette destruction. Il est clair que le centre de percussion, pour jouir de la propriété ci-dessus, doit être un point tel qu'on y puisse supposer concentrée toute la matière du corps, sans altérer le mouvement angulaire de rotation. Ce point doit donc se trouver à la même distance de l'axe de suspension que le centre d'oscillation ; ainsi les distances que nous venons de donner pour le centre d'oscillation se rapportent au centre de percussion. Mais ces deux points, dont la considération se rattache à des propriétés mécaniques tout à fait distinctes, ne doivent pas être confondus.

CHALEUR ET COMBUSTION.

DE LA CHALEUR.

La *chaleur* est la *cause* à laquelle sont dues les sensations particulières qu'éprouvent nos organes au contact des corps chauds ou froids, sensations qui se manifestent, dans les corps matériels, par des changements de densité et d'état. Cette cause est encore inconnue, quant à son essence ; mais on peut étudier les effets qu'elle produit, et, en comparant ces effets entre eux, établir les lois générales qui les régissent.

On suppose trop communément qu'un *corps matériel* est un assemblage de particules matérielles, liées entre elles avec plus ou moins de force, mais n'ayant, le plus souvent, aucune action les unes sur les autres ; que ces particules, en un mot, demeurent dans une situation relative d'inertie complète, à moins qu'une cause puissante ne vienne modifier profondément l'état actuel de ce corps, et ne le fasse passer, par exemple, de l'état solide à l'état liquide, ou réciproquement. Il faut concevoir, au contraire, que les particules matérielles d'un corps agissent constamment les unes sur les autres, au moyen de forces qui sont en elles, ou qui en émanent. Ces molécules ne sont donc jamais dans une situation de repos absolu : leur état constant est un état d'équilibre, infiniment variable avec les circonstances qui le produisent. Pour nous rendre compte de la constitution intérieure des corps, nous devons admettre qu'il existe, entre toutes les molécules de la matière, des puissances d'attraction et de répulsion, ces puissances n'étant que les effets de causes inconnues. Dans l'action répulsive des molécules, la chaleur paraît être le principal, sinon le seul agent. En augmentant l'énergie des forces répulsives, la chaleur tend à écarter, les unes des autres, les molécules des corps, et produit ainsi des changements de volume ou de densité,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui peuvent être assez prononcés pour faire passer les corps d'un état physique dans un autre, comme de l'état solide à l'état liquide, ou de l'état liquide à l'état gazeux. L'intensité des forces attractives diminue rapidement avec l'écartement des molécules; elle devient même sensiblement nulle quand cet écartement dépasse certaines limites.

Lorsque plusieurs corps, dans le même milieu, restent constamment dans le même état d'équilibre, de manière à ce que, les forces attractives et répulsives s'équilibrant entre elles, il n'y ait aucun changement dans la densité de ces corps, les quantités absolues de chaleur qu'ils contiennent doivent rester évidemment les mêmes, puisqu'une variation dans ces quantités de chaleur amènerait une variation dans l'intensité des forces répulsives, et par suite, un changement de densité. C'est cet état d'équilibre que l'on désigne par le nom de *température*. On dit que la température s'élève, lorsque le système que l'on considère passe à un nouvel état d'équilibre, par suite d'une absorption de chaleur; elle s'abaisse, au contraire, lorsqu'au lieu d'un accroissement, le système a éprouvé une perte de chaleur.

Les corps, en passant successivement par ces différents états d'équilibre, éprouvent des changements physiques, qui doivent évidemment se répéter d'une manière identique, lorsque l'on rappelle les circonstances successives de température qui y ont donné lieu. On conçoit, dès lors, qu'en constatant et graduant ces changements physiques sur l'un d'eux, il puisse servir à déterminer l'état d'équilibre ou la température d'un autre système ou milieu. Ainsi gradué, ce corps devient un instrument auquel on donne le nom de *thermomètre*. Le thermomètre ordinaire est fondé sur la dilatation apparente du mercure ou de l'alcool, dont une certaine quantité se trouve contenue dans un tube de verre gradué entre deux points fixes de température, la température de la glace fondante, que l'on désigne par 0°, et celle de l'eau bouillante sous la pression ordinaire de l'atmosphère, que l'on désigne par 100°.

En résumé, la chaleur se manifeste par deux effets dans les corps, soit en changeant la densité de ces corps, soit en modifiant leur état d'équilibre ou température. Lorsque la chaleur ne fait que changer la densité des corps, c'est que ces corps sont susceptibles de prendre un volume approprié au nouvel état d'équilibre entre les forces attractives et répulsives; lorsque la chaleur, au contraire, ne fait que modifier la température d'un corps, sans changer sa densité, c'est que des obstacles ont empêché ce corps de changer de volume. Mais, généralement, la chaleur agit en produisant ces deux effets à la fois, c'est-à-dire en modifiant et la densité et la température. Ce second effet est appréciable au thermomètre, et on donne à la chaleur qui l'a produit le nom de *chaleur sensible;* quant au premier, qui n'entraîne qu'une modification dans la densité, on ne peut le mesurer d'une manière analogue, puisque son effet sur le thermomètre ordinaire doit être évidemment nul. On désigne la chaleur, dans ce cas, par le nom de *chaleur latente*. Cette qualification de *latente*, appliquée à la chaleur dont les effets ne sont pas appréciables au thermomètre, est évidemment erronée, puisqu'elle semble admettre que la chaleur ne se manifeste ou ne devient *sensible* qu'en faisant varier la température des corps. La définition ci-dessus est néanmoins la seule définition exacte de la chaleur latente que l'on puisse donner.

Lorsqu'un corps passe d'un état physique à un autre, de l'état liquide, par exemple, à l'état gazeux, il y a une quantité de chaleur latente absorbée tellement considérable, comparativement à la chaleur absorbée dans les circonstances ordinaires, que l'on a souvent réservé le nom de chaleur latente à la chaleur nécessaire pour faire passer un corps d'un état à un autre. Mais ce cas spécial n'est pas le seul qu'on doive considérer, et nous ne devons pas oublier que la chaleur latente embrasse tous les effets calorifiques qui se manifestent par des changements de volume, quelles que soient les limites entre lesquelles ces changements aient lieu.

Les chimistes supposent que les corps sont composés d'une agglomération de molécules infiniment petites ou atomes, dont la nature ou substance est identique avec celle des corps que ces atomes constituent. Ces molécules matérielles se maintiennent en équilibre en vertu des forces dont elles sont les centres d'action. Celles-ci sont infiniment variables avec la nature des molécules et les conditions de tem-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pérature du milieu où elles se trouvent. Selon les diverses circonstances de cet équilibre, les corps constituent les *solides*, les *liquides* et les *fluides aériformes*. Les forces d'attraction et de répulsion, dont nous avons parlé, rendent compte de toutes les variations de l'état d'équilibre.

La chaleur est, comme nous l'avons dit, l'agent puissant qui provoque les effets des forces répulsives, cette chaleur elle-même pouvant être une manifestation d'une cause inconnue. Quant aux forces attractives, elles paraissent émaner plus directement de la matière, et, comme nous ne pouvons pas, de même que pour les forces répulsives, signaler l'agent dont elles ne sont que les effets, nous avons été portés à croire que l'attraction était une propriété inhérente à la matière; et, par suite, nous avons peut-être beaucoup trop négligé de rechercher à quelle cause première et plus générale elle devait être attribuée. Il n'y a cependant pas plus de raison de supposer que l'attraction est une propriété primordiale, inhérente à la matière, que la répulsion elle-même. Ce n'est que parce que nous voyons la chaleur jouer un grand rôle dans la répulsion que cette idée de supposer la matière douée de répulsion ne nous est pas venue. Le mot *attraction* a cet avantage qu'il peint exactement l'effet produit, mais le mot *gravitation* est beaucoup plus juste en ce qu'il n'emporte pas avec lui l'idée d'une cause quelconque.

Ainsi, rien n'est mort dans la nature; si, par ce mot, on entend cessation du principe de vie ou de mouvement. Tous les corps, qu'on les appelle matériels ou non, ont une vie à eux, qui est le résultat d'une lutte continuelle entre des forces qui se font équilibre. Cet équilibre est lui-même infiniment variable avec les circonstances qui influent sur l'intensité des forces. Bien que cette espèce de principe vital produise des effets beaucoup moins compliqués ici que dans les phénomènes pour lesquels on réserve ordinairement ce nom, nous voyons cependant, quelquefois, son action se manifester avec assez d'énergie pour produire des changements d'état dans les corps, c'est-à-dire pour faire d'un solide un fluide, ou réciproquement. Ce n'est que parce que ces points de changement d'état dans les corps ont trop vivement absorbé l'attention, que l'on a souvent émis de fausses notions sur la chaleur latente, en disant, par exemple, que la chaleur latente était la chaleur absorbée ou dégagée par un corps pour passer d'un état à un autre. Cette fausse définition a plus d'une fois conduit à des erreurs dans les recherches sur les *chaleurs spécifiques*, ou quantités relatives de chaleur contenues dans l'unité de poids des corps. Disons, en quelques mots, ce que l'on doit entendre par chaleurs spécifiques des corps.

D'après la définition que nous venons de donner des chaleurs spécifiques, nous devons entendre que les corps, à poids égaux et à la même température, ne contiennent pas la même quantité de chaleur. On peut dire aussi que les *chaleurs spécifiques* sont les quantités relatives de chaleur absorbées ou dégagées par les différents corps, pour la même variation de température. Mais, dans ce cas, il faut avoir bien soin de corriger le résultat d'une certaine quantité de chaleur latente qui y a été introduite. En effet, du moment qu'un corps éprouve une variation de température, la pression restant la même, son volume varie également, et il y a dès lors absorption ou dégagement d'une certaine quantité de chaleur latente.

MM. Dulong et Petit, qui ont déterminé, dans de belles expériences, les chaleurs spécifiques d'un grand nombre de corps, ont été conduits à la découverte d'une des lois naturelles les plus remarquables qui aient signalé le progrès des sciences, dans ces derniers temps. Il résulte des curieuses recherches de ces savants que le produit de la chaleur spécifique d'un corps par son poids atomique est une quantité constante; c'est-à-dire, en d'autres termes, que les poids des atomes sont en raison inverse des chaleurs spécifiques pour tous les corps; ou bien, que tous les atomes ont la même chaleur spécifique. Si, jusqu'a présent, quelques résultats d'expériences n'ont pas été entièrement conformes à cette loi si simple, c'est, très probablement, parce qu'on n'a pas tenu compte des petites quantités de chaleur latente qui, comme nous l'avons dit tout à l'heure, ne sont pas sans influence sur les résultats. Ainsi, pour déterminer la chaleur spécifique du fer, on plonge une barre de ce métal, à une température connue, dans une certaine quantité d'eau, à une température différente, mais déterminée à l'avance avec soin. Ces deux

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

températures s'équilibrent bientôt et la quantité de chaleur, absorbée ou dégagée par l'eau, sert à calculer la chaleur spécifique du fer, celle de l'eau étant 1. Mais il est évident que, durant cette opération, la densité du fer a changé plus ou moins, et que, dès lors, le résultat comporte une certaine erreur due à la chaleur latente qui s'est nécessairement développée [1].

DE LA COMBUSTION.

On entend généralement par *combustion* le dégagement simultané de chaleur et de lumière qui se produit pendant la *combinaison chimique* des corps, c'est-à-dire pendant l'acte de la réunion intime des atomes de corps différents qui, en vertu de l'*attraction* ou de l'*affinité chimique* dont ils sont doués, forment une nouvelle agglomération, un *composé*, jouissant de propriétés nouvelles et caractéristiques. Le terme d'*inflammation* doit être appliqué seulement au cas où une substance gazeuse brûle. L'*ignition* est l'incandescence d'un corps, produite par des moyens extérieurs qui n'altèrent en rien sa constitution chimique.

Dans le cas particulier de la combustion des houilles, cette combustion n'est autre chose qu'une combinaison des parties constituantes du combustible avec l'oxygène de l'atmosphère, combinaison qui ne peut avoir lieu qu'à une haute température. Dans toutes les combinaisons chimiques, il y a dégagement d'électricité, et il est nécessaire, pour la combinaison, que les corps à combiner soient doués d'électricités contraires. Lorsque le fer brûle, ou mieux, lorsque le fer s'oxyde, c'est par suite de la combinaison de l'oxygène de l'air avec le métal; c'est donc un effet tout à fait comparable à celui de la combustion du coke ou des escarbilles, que l'on peut considérer comme une combinaison rapide du carbone avec l'oxygène.

Puisque l'oxygène de l'air est un élément nécessaire dans la combustion des houilles, il est indispensable de renouveler l'air à mesure que son oxygène lui est enlevé pendant cette opération; de là résulte la nécessité d'avoir un fourneau dans lequel on puisse entretenir un renouvellement d'air ou *tirage* suffisant. Les houilles brûlent avec une flamme jaunâtre, accompagnée de fumée, et en répandant une odeur bitumineuse caractéristique. La flamme dure plus ou moins longtemps, suivant la nature de la houille. Quand elle a disparu, il reste un résidu charbonneux ou *coke* incandescent, qui continue à brûler si la température est suffisamment élevée.

L'air n'est autre chose qu'un mélange de deux gaz, l'oxygène et l'azote, dans la proportion approximative de 1 d'oxygène contre 4 d'azote, ou, plus exactement, de 21 parties d'oxygène contre 79 parties d'azote, sur 100. La pesanteur spécifique ou densité de l'oxygène est de 1,111, celle de l'air étant 1; la densité de l'azote est de 0,9722.

La houille, ou charbon de terre, est un composé de carbone, d'hydrogène et d'autres matières volatiles, en proportions très variables, d'après la nature de la houille. Elle renferme quelquefois du soufre et d'autres substances étrangères. L'espèce de houille la plus inflammable est celle qui contient le plus d'hydrogène. L'anthracite et le coke le sont peu, par cela même qu'ils ne contiennent que des traces d'hydrogène. Les matières terreuses, qui se trouvent dans la houille, sont réduites à l'état de cendres par la combustion. D'après le docteur Thompson, la houille connue en Angleterre sous le nom de *slate* ou

[1] Nous n'avons pas besoin de répéter que nous sommes loin de faire une traduction littérale de l'ouvrage anglais. Comme nous l'avons déjà dit, nous n'ajoutons des notes à la fin des pages que lorsque nous croyons utile de conserver, dans leur forme primitive, les développements d'idées et les méthodes d'exposition des auteurs anglais. Mais, en général, et surtout dans la partie purement scientifique, nous n'hésitons pas à modifier, dans le texte même, des développements qui sont loin d'être présentés avec autant de méthode que chez nous, où la science est essentiellement mieux organisée qu'en Angleterre. On reconnaîtra aisément qu'il en est ainsi pour une grande partie de ce chapitre, qui traite des propriétés de la mécanique et de la physique, le plus intimement liées avec la nature de l'ouvrage; on reconnaîtra même que les considérations qui précèdent sur la chaleur en général, la nature de la chaleur latente et la constitution des corps, sont complétement originales.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

splint, qui correspond à notre houille *schisteuse*, contient, sur 1000 kilogrammes, 647k,3 de coke et 352k,7 de matières volatiles. Pour le même poids, la houille dite *cannel*, ou *houille grasse à longue flamme*, donne la proportion très différente de 400 kilogrammes de coke et de 600 kilogrammes de matières volatiles. Cependant, cette dernière espèce de houille n'est point employée dans les fourneaux pour la production de la vapeur. La houille dite *splint* n'est guère appropriée non plus à l'usage des fourneaux ; car, bien que cette houille soit d'une grande efficacité, elle brûle trop vite et devient fort dispendieuse, excepté dans les pays qui la produisent en abondance. C'est la houille du pays de Galles qui, en Angleterre, paraît être le plus avantageusement employée pour la production de la vapeur. Cette houille est *sèche*; elle se compose en grande partie de carbone, et ne contient qu'une très faible proportion d'hydrogène[1].

La combinaison du carbone de la houille avec l'oxygène de l'air forme un corps composé gazeux, que l'on nomme *acide carbonique*. Ce qu'il y a de remarquable dans cette combinaison, c'est que le volume primitif de l'oxygène reste le même, la densité seule étant altérée. Or, la densité de l'acide carbonique étant de 1,5277, il en résulte que 1 volume de la nouvelle combinaison pèse environ comme 1 $\frac{1}{2}$ volume d'oxygène, ou que 3 kilogrammes d'acide carbonique contiennent 2 kilogrammes d'oxygène et 1 kilogramme de carbone. Nous voyons, en d'autres termes, que la houille du pays de Galles, qui est une espèce de coke, exige environ 2 kilogrammes d'oxygène par saturer 1 kilogramme de carbone. Mais, comme l'oxygène est mélangé avec l'azote, il en résulte que 9 à 10 kilogrammes environ d'air doivent entrer dans le foyer pour fournir les 2 kilogrammes d'oxygène par chaque kilogramme de charbon brûlé, et cela, en supposant que tout l'oxygène soit employé utilement. Cette dernière circonstance ne se réalise jamais, et dans le plus grand nombre des foyers, il faut généralement jusqu'à 12 kilogrammes d'air atmosphérique pour la combustion de 1 kilogramme de charbon.

La fumée n'est autre chose que le résultat de la combustion imparfaite des matières bitumineuses qui

[1] Nous croyons utile de donner ici les caractères principaux des houilles de la Grande-Bretagne, et les noms sous lesquels on distingue généralement, dans ce pays, chacune des espèces les plus remarquables.

1° *Cubical coal* (*Houille en cubes*).— Cette houille a un aspect d'un noir éclatant; elle est compacte et assez friable. Lorsqu'elle sort de la fosse, elle se présente sous la forme de masses parallélipipédiques, dont les plus petits fragments sont *cubiques*. Les houilles *open-burning* (*houilles à longue flamme*), et *caking* (*houilles collantes*) sont deux variétés principales de la *houille cubique*. — La dernière espèce (*caking*), quelque menus que soient ses fragments, ne peut être employée comme combustible dans les fourneaux ordinaires, en raison de l'abondance des matières bitumineuses qu'elle contient, et qui la font s'agglutiner sous une forme compacte, à une température peu élevée. Cette variété est le véritable charbon de forge (*forge coal*) ou *charbon de maréchal*, car elle forme rapidement, sous le vent du soufflet, une espèce de voûte qui sert à concentrer la chaleur sur l'objet qu'on y introduit. — La houille *open burning* est désignée par différents noms, suivant les localités. Quelquefois on l'appelle *rough coal* ou *clod coal* (houille *grossière* ou *en mottes*), parce qu'on peut l'obtenir sous forme de gros fragments ; on l'appelle aussi *cheery coal* (houille *vive*), à cause de la spontanéité avec laquelle elle s'enflamme, tandis que la houille *collante* (*caking coal*), comme presque toutes les houilles de Newcastle, a besoin d'être fréquemment remuée au ringard. — La densité de la houille cubique (*cubical coal*) varie de 1,25 à 1,40, celle de l'eau étant prise pour unité.

2° *Slate coal* ou *splint coal* (houille *schisteuse*). — Cette espèce de houille est d'un noir obscur; elle est très compacte et moins friable que la précédente. — Sa densité varie de 1,25 à 1,45. — Lorsqu'on l'extrait de la mine, elle se sépare en de grosses masses rectangulaires à arêtes vives. Elle brûle sans devenir molle ou collante, donne beaucoup de flamme et de fumée, à moins que le renouvellement de l'air ne se fasse dans une excellente proportion, et elle laisse fréquemment un résidu abondant de cendres blanches. Cette espèce de houille est la meilleure que l'on puisse employer sur les grilles à grandes dimensions. Elle produit un feu vif et flambant, et ne dépose point sur les barreaux de la grille des scories siliceuses, qui entravent le passage de l'air. — La bonne houille schisteuse (*splint coal*), du terrain houiller de Glasgow, se compose, sur 100 parties, de 70,9 de carbone, 4,3 d'hydrogène, et 24,8 d'oxygène. Sa densité est 1,266.

3° *Cannel coal*. — C'est notre *houille grasse à longue flamme*. Sa couleur est d'un noir grisâtre. Cette houille est lustrée comme la résine; elle se brise en fragment trapézoïdes, et sa dureté est, à peu de chose près, celle du *splint coal*. — Sa densité varie de 1,23 à 1,28. — Lorsqu'on l'extrait de la mine, elle se détache en grosses masses prismatiques à quatre faces,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

se trouvent dans la houille, et qui n'ont pu brûler, soit par suite d'un manque d'oxygène, soit parce que la température n'était pas assez élevée. Si on analyse la fumée, on trouve qu'elle contient : du carbone ; de l'acide carbonique et de l'oxyde de carbone ; des vapeurs aqueuses et bitumineuses ; et, enfin, d'autres produits volatiles de la houille, en proportions variables, comme de l'air et de l'azote. Il s'y trouve souvent aussi un mélange de soufre, d'ammoniaque et de cyanogène. En langage ordinaire, on dit qu'un fourneau ne fume pas, lorsque l'on n'aperçoit point s'échapper du haut de la cheminée des nuages plus ou moins noirs ; mais, dans ce dernier cas, il peut encore y avoir une grande perte de combustible, par suite de la formation, dans le foyer, d'oxyde de carbone, que l'on peut appeler une fumée invisible et qui entraîne néanmoins dans l'atmosphère des quantités notables de carbone. L'oxyde de carbone contient, en effet, plus de carbone que l'acide carbonique pour la même quantité d'oxygène ; il s'échappe donc, avec l'oxyde de carbone, une certaine quantité de carbone, qui pourrait développer encore de la chaleur en se saturant d'oxygène, et passant ainsi à l'état d'acide carbonique.

La *flamme* est le résultat de la combinaison des matières aériformes ou gazeuses, comme l'oxyde de carbone et l'hydrogène carboné, avec l'oxygène de l'air. Cependant, la *flamme* n'est souvent que le résultat de l'ignition des matières gazeuses élevées à une très haute température, sans qu'il y ait eu combinaison, comme le démontre la décharge de l'électricité voltaïque, à travers un gaz non décomposable.

Dans la flamme produite par des substances solides qui contiennent du carbone, comme la houille, la cire, etc., il faut distinguer trois effets successifs, résultant de l'application de la chaleur : 1° la *volatilisation* ; — 2° la *décomposition* ; — 3° l'*ignition*. Ainsi, dans la flamme d'une bougie, la cire commence par se volatiliser sous l'action de la chaleur ; la vapeur qui en résulte s'élève en raison de sa légèreté spécifique, et pénètre dans le corps de la flamme où elle est décomposée. Le carbone est isolé, et c'est l'ignition du carbone qui est la principale cause de la lumière. C'est pourquoi l'inflam-

et donne quelquefois des fragments conchoïdes. Elle s'enflamme très rapidement et brûle avec une vive et longue flamme blanche, comme la flamme d'une bougie ou d'une chandelle. C'est à cette dernière circonstance qu'elle doit son nom de *cannel coal* (*cannel* de *candle*, chandelle.) — La houille grasse à longue flamme se trouve en abondance dans le terrain houiller de *Wigau*, du comté de Lancastre, par couches de 1 mètre à 1m,50 d'épaisseur. On la trouve aussi en Écosse, dans les houillères de Clydesdale. Elle ne tache pas les doigts. — Le *cannel coal* que l'on extrait des mines des environs de Glasgow se compose, sur 100 parties, de 72,22 de carbone, 3,93 d'hydrogène, 21,05 d'oxygène, et 2,8 d'azote.

4° *Glance coal* (*houille sèche*). — Couleur noirâtre, gris de fer. Cette espèce de houille est en général lustrée, d'un aspect éclatant et presque métallique ; elle ne tache pas les doigts et est assez friable. Elle donne des fragments conchoïdes à arêtes vives. — La houille sèche (*glance coal*) présente cette particularité de brûler sans flamme et sans odeur, excepté lorsqu'elle contient des matières sulfureuses. Ses cendres sont blanches ; elle paraît ne contenir que du carbone, ou n'être qu'une espèce de houille débarrassée de ses matières volatiles et bitumineuses, et réduite à l'état de coke par suite d'une calcination souterraine. Ses couches se trouvent, en effet, fréquemment en contact avec des veines de substances calcaires. — Le *glance coal* se trouve en abondance en Irlande et en Écosse, où on l'appelle *blind coal*, à cause de sa propriété de brûler sans flamme ni fumée (*blind*, aveugle). Dans le pays de Galles cette houille constitue le *malting* ou *stone coal*, anthracite. — Elle contient de 90 à 97 pour 100 de carbone. — Sa densité varie de 1,3 à 1,5 ; elle augmente avec les proportions des matières terreuses.

Ce sont là les qualités principales de houilles que l'on distingue en Angleterre. Il est évident qu'il y a, comme chez nous, une infinité de qualités intermédiaires que l'on désigne communément par des noms de pays très divers entre eux. Nous ne nous y arrêterons point.

Les houilles se classent, le plus souvent, d'après la nature du coke qu'elles donnent à la distillation. On en distingue trois sortes : 1° les houilles à coke boursouflé ; 2° les houilles à coke fritté ; 3° les houilles à coke pulvérulent. Les deux premières constituent ce que l'on appelle les houilles grasses, et la troisième sorte se rapporte à la classe des houilles maigres. Cette classification satisfait pleinement à tous les besoins de la métallurgie.

Les minéralogistes, qui classent les corps principalement d'après leur aspect, divisent les houilles en six variétés : 1° houilles schisteuses ; 2° houilles piciformes ; 3° houilles compactes ; 4° houilles lamelleuses ; 5° houilles esquilleuses ; 6° houilles grossières.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mation des matières gazeuses de la houille est d'autant plus brillante qu'il entre plus de carbone dans la composition de cette houille; et il est à remarquer que la flamme produite au chalumeau avec un mélange d'oxygène et d'hydrogène est à peine visible, bien qu'il se développe, dans cette combinaison, la chaleur la plus intense que l'on ait encore obtenue.

Si l'air n'arrive à la flamme d'une bougie ou d'une chandelle qu'en quantité insuffisante, il se produira de la fumée, parce qu'alors l'oxygène sera absorbé en totalité par l'hydrogène de la flamme, et que le carbone en excès s'échappera sous forme de suie. Il en sera de même si, par une cause ou par une autre, la température de la flamme se trouve abaissée; car, dans ce cas, il ne restera plus, après la volatilisation et la décomposition des matières gazeuses, assez de chaleur pour produire l'ignition du carbone. Ce qui fait fumer une chandelle dont la mèche est trop longue, c'est la perte de chaleur qui est alors occasionnée par un rayonnement plus considérable. Si l'on introduit un corps métallique quelconque dans l'intérieur de la flamme, il se produira encore de la fumée, par suite de la diminution de la température. C'est toujours la même cause qui détermine la formation d'une couche de suie sous la partie inférieure d'une petite capsule de fer-blanc à parois minces, contenant de l'eau, lorsqu'on la présente au-dessus de la flamme; car, une partie de la chaleur étant alors absorbée par l'eau froide, il reste un excès de carbone non brûlé qui se dépose sous forme de suie.

Le même phénomène s'observe d'une manière plus complète au moyen d'une toile métallique en fils de fer à mailles serrées. Si l'on présente cette toile à l'origine même de la flamme, le carbone ne s'y dépose point, parce que la décomposition n'est pas encore commencée; si on la présente au milieu de la flamme, elle se couvre aussitôt d'une couche de suie, à cause de son action réfrigérante, qui empêche l'ignition du carbone provenant de la décomposition; enfin, si la toile est placée au sommet de la flamme, on ne remarque plus aucun dépôt de carbone, les diverses particules ayant eu le temps, dans leur ascension, de brûler et de se convertir en acide carbonique, en se combinant avec l'oxygène de l'air.

Ces exemples suffisent pour rendre compte de ce qui se passe dans les fourneaux ordinaires. Lorsqu'on brûle de la houille bitumineuse dans un fourneau, il se produit de la fumée, toutes les fois qu'après la décomposition des gaz contenus dans la houille, il ne se trouve plus une quantité suffisante d'oxygène pour saturer complétement tout le carbone en le transformant en acide carbonique; et cet effet a toujours lieu quelle que puisse être, d'ailleurs, la température du fourneau; car, jusqu'à présent, le carbone n'a pas encore été vaporisé, et il est même douteux qu'il ait jamais été fondu.

Lorsqu'un gaz inflammable se trouve mélangé avec un gaz non inflammable, dans certaines proportions, le mélange ne s'enflamme pas, et il ne peut non plus faire explosion sous l'action de l'étincelle électrique. L'effet est semblable à celui qui est produit par un mélange d'eau et d'huile, et le phénomène est dû à la même cause : l'action réfrigérante de la substance non combustible. Ainsi les différents gaz incombustibles sont doués, à différents degrés, de la faculté d'empêcher les explosions ou la combustion, en proportion de leurs densités, ou, en d'autres termes, en proportion de leurs puissances réfrigérantes. La propriété remarquable que possèdent l'acide carbonique et l'azote, ainsi que les parois des petits tubes, ou la toile métallique de la lampe de sûreté, de prévenir les explosions dans les mines de houille, n'est due qu'au refroidissement occasionné par ces substances sur le mélange explosif dont elles abaissent assez la température pour que l'inflammation ne soit plus possible. En mélangeant une partie d'acide carbonique avec sept parties d'un mélange explosif d'hydrogène carboné et d'air, ou bien, une partie d'azote avez six parties du même mélange, à la température ordinaire, la puissance explosive du mélange est détruite.

A la haute température d'un fourneau, les gaz, qui ne jouent aucun rôle dans la combustion, nuisent beaucoup moins que les autres à l'énergie du feu. Ainsi, on a reconnu que la vapeur d'eau, et, en général, les vapeurs dont la formation entraîne une absorption considérable de chaleur, ont moins d'effet, pour empêcher la combustion, que les gaz à la température ordinaire de l'atmosphère. Il faut

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une très grande quantité de vapeur d'eau pour empêcher la combustion du soufre. L'oxygène et l'hydrogène font explosion par l'étincelle électrique, lors même qu'ils sont mélangés avec cinq fois leur volume de vapeur d'eau. Le moins explosif de tous les mélanges, celui de l'air et de l'hydrogène carboné, a besoin, néanmoins, du tiers de son volume de vapeur d'eau, pour cesser d'être inflammable.

D'après une expérience de Rumford, il paraît que tous les corps, quelle que soit l'activité avec laquelle ils brûlent, peuvent être éteints lorsqu'on les soumet à un refroidissement suffisant. On peut même arrêter l'explosion de la poudre à canon et faire disparaître toute inflammation, en dirigeant sur la flamme, qui commence à se produire, un violent courant d'air. Quand nous éteignons une chandelle, en la soufflant, c'est à l'action réfrigérante du courant d'air qu'il faut attribuer l'effet produit.

Voici une expérience fort simple qui constate, d'une manière assez élégante, l'action du froid pour éteindre la flamme. Soit une flamme aussi ténue que possible, d'un millimètre et demi environ de diamètre, produite par un fil de coton plongeant d'un bout dans de l'huile. Si on abaisse sur la flamme un anneau de deux millimètres et demi de diamètre, formé d'un fil d'excellent fer, d'un dixième et demi de millimètre tout au plus, la flamme disparaîtra instantanément si l'anneau est froid ; et cela en quelque point de la flamme qu'on le place. Mais, si on tient cet anneau au-dessus de la flamme, de manière à le chauffer légèrement, la flamme passera dans l'intérieur de l'anneau lorsqu'on viendra à l'abaisser. Ce qui prouve que l'effet dépend entièrement de la faculté, que possède le métal, d'enlever la chaleur à la flamme, c'est que, si on remplace ce petit anneau par un anneau capillaire en verre, de mêmes dimensions, la flamme ne disparaîtra point, comme dans le cas précédent, lorsqu'on abaissera l'anneau froid, le verre étant un très mauvais conducteur du calorique. Cependant, si l'on augmente la grosseur de cet anneau, en diminuant son diamètre, il agira comme le premier anneau de métal, et il faudra le chauffer légèrement pour que la flamme puisse continuer à passer à travers. On peut faire une expérience analogue en approchant une petite boule métallique d'une flamme mince. Si la boule est froide, ou seulement à une température qui ne dépasse pas la chaleur rouge, elle éteindra la flamme ; mais, si sa température atteint la chaleur blanche, elle cessera de produire cet effet.

Il faut des degrés de chaleur différents pour enflammer les différents gaz combustibles qui proviennent de la distillation de la houille. L'hydrogène carboné, mélangé avec de l'air, ne s'enflamme pas au contact du charbon de bois bien calciné et échauffé jusqu'à la plus forte chaleur rouge. Il faut que la combustion du charbon soit très vive et portée jusqu'à la chaleur blanche, pour enflammer le mélange explosif d'air et d'hydrogène carboné. Une tige de fer, au plus haut degré de chaleur rouge, ou même à la chaleur blanche ordinaire, n'enflamme pas non plus ce mélange; ce n'est qu'à la température la plus élevée, à la chaleur blanche la plus vive, qu'elle peut produire cet effet. La flamme de l'oxyde de carbone détermine l'inflammation de l'hydrogène carboné mélangé à l'air. Le gaz oléfiant et l'oxyde de carbone peuvent être enflammés tous deux sous l'action du fer ou du charbon de bois, portés à la chaleur rouge. L'hydrogène qui, lorsqu'il est mélangé avec trois septièmes de son volume d'air, donne un mélange explosif, prend feu, dans l'air libre, à la plus faible chaleur rouge visible du fer ou du charbon ; il en est de même avec l'hydrogène sulfuré.

L'air atmosphérique, raréfié à un haut degré, devient impropre à la combustion. Ce fait était connu des premiers physiciens qui firent des expériences sur le vide ; mais il n'a été bien nettement constaté que depuis la découverte de sir H. Davy. Ce savant fit voir que la flamme cessait d'exister dans l'air raréfié non pas faute d'aliment, mais faute de chaleur, et que si, par un moyen quelconque, on conservait à la flamme une température suffisante, elle ne s'éteignait plus.

Ce n'est point au même degré de raréfaction de l'air que les différents corps cessent de brûler. On conçoit, en effet, que les corps qui demandent moins de chaleur pour brûler, ou qui, par leur combustion, donnent naissance à une production plus grande de chaleur, peuvent brûler dans de l'air plus raréfié que ceux qui ont besoin d'un haut degré de température pour s'enflammer, ou qui, en brûlant, ne donnent

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lieu qu'à un faible dégagement de chaleur. La table suivante donne les degrés de raréfaction de l'air ordinaire, auxquels la combustion de quelques corps inflammables cesse d'avoir lieu, avec et sans l'éponge de platine [1].

		Sans l'éponge de platine.	Avec l'éponge de platine.
Gaz oléfiant	*s'éteint dans l'air raréfié.*	»	11 à 12 fois.
Hydrogène carboné	*d°*	»	4
Oxyde de carbone	*d°*	»	6
Alcool, Cire	*d°*	5 à 6 fois	7 à 8
Hydrogène sulfuré	*d°*	7	»
Soufre	*d°*	15 à 20	»
Phosphore	*d°*	60	»

En conservant une chaleur suffisante à l'air raréfié, l'inflammation des corps peut s'y continuer, bien que, dans les circonstances ordinaires, ils se fussent éteints. Ainsi, lorsque le camphre brûle dans un tube de verre, de manière à ce que le haut du tube arrive à la température rouge, l'inflammation continue, lors même que l'air serait raréfié de neuf fois son volume, c'est-à-dire occuperait un volume neuf fois plus considérable, tandis qu'elle n'a lieu qu'avec une raréfaction d'air de six fois son volume, lorsque le camphre, au lieu de brûler dans un tube de verre, brûle dans un tube métallique fort épais qui ne peut s'échauffer beaucoup par suite de la combustion.

Lorsqu'on augmente mécaniquement la densité de l'air en le comprimant, cette condensation ne paraît pas activer, d'une manière sensible, la combustion des corps qui s'y trouvent plongés. Si l'on élève jusqu'à la chaleur blanche, au moyen de la pile voltaïque, un fil de fer entouré d'air rendu cinq fois plus dense, la combustion ne sera guère plus vive que dans l'air ordinaire ; elle cessera même complétement si on vient à rompre la communication électrique, contrairement à ce qui a lieu dans l'oxygène pur. Le charbon ne paraît pas non plus brûler avec une activité plus grande dans l'air comprimé que dans l'air ordinaire. Toutes les expériences tendent, d'ailleurs, à prouver que la compression de l'air n'augmente en aucune façon l'énergie de la combustion des corps.

Il résulte des expériences de Despretz que la quantité de chaleur émise par le charbon de bois, dans sa combustion, est la même dans l'oxygène condensé que dans l'oxygène à la densité ordinaire. Ce physicien pense qu'il doit en être de même pour le soufre et pour les autres corps qui brûlent dans l'oxygène sans changer de volume.

Si l'on connaissait la nature précise et la quantité des matières combustibles qui se trouvent dans la fumée, ainsi que la température de la fumée au moment où elle sort du foyer, il serait facile de se rendre compte des avantages ou des désavantages que pourrait offrir l'admission de l'air, en quantité suffisante pour accomplir la combustion complète de ces matières, abstraction faite de l'action réfrigérante de la chaudière. Mais, dans la pratique, on est obligé d'avoir égard à ce refroidissement, la combustion de la fumée ayant moins d'importance lorsque la chaleur n'est pas absorbée par la chaudière. Quand la chaleur, au contraire, est absorbée par la chaudière, l'effet qui en résulte est d'éteindre la flamme, de même que l'action réfrigérante d'un petit anneau métallique éteint, comme nous l'avons vu, la flamme mince d'une lampe. Si la flamme qui résulte de la combustion de la fumée n'agit point sur la chaudière, elle est naturellement sans action pour échauffer l'eau qu'elle contient, et la consommation du combustible se trouve

[1] L'*éponge de platine*, ou *platine spongieux*, est un platine pur et très divisé, qui a la propriété d'enflammer un courant d'hydrogène ou d'hydrogène carboné, mis en contact avec ce métal, et, en général, de faciliter la combinaison des gaz avec l'oxygène de l'air.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

augmentée sans aucun profit. D'un autre côté, si la flamme agit directement sur la chaudière, il est à craindre que l'action réfrigérante de la chaudière, jointe à celle de l'azote, de l'acide carbonique et de l'air froid, n'abaisse assez la température pour éteindre la flamme.

Nous avons déjà parlé de la propriété de l'azote et de l'acide carbonique de détruire, à la température ordinaire, la puissance explosive d'un mélange d'hydrogène carboné et d'air, lorsque ces deux gaz sont mis en rapport avec ce mélange dans les proportions de 1 à 6 pour le premier, et de 1 à 7 pour le second. Ces proportions changent, naturellement, avec la température à laquelle la fumée sort d'un fourneau; mais, même dans ce cas, la température de la fumée est tellement inférieure à celle de la flamme visible, que l'azote et l'acide carbonique doivent nécessairement exercer une influence très grande dans la combustion de la fumée. On peut même dire que la présence de ces gaz est la cause principale, sinon unique, de la difficulté que l'on éprouve à effectuer la combustion de la fumée.

Cette combustion n'est point, cependant, impossible, malgré les obstacles que nous venons d'énumérer. Les inconvénients que présente, d'ailleurs, la fumée des fourneaux dans les grandes villes, sont tellement intolérables que nous considérons sa suppression comme une chose inévitable. Il y a peu d'années qu'une commission du parlement anglais, après avoir examiné avec soin les moyens proposés pour se débarrasser de la fumée, réclama avec insistance la présentation d'un projet de loi qui mît les grandes villes à l'abri de cette grave incommodité. Une pareille loi serait, en effet, le meilleur moyen de forcer les directeurs d'usines et autres à chercher un expédient pour empêcher leurs établissements de couvrir d'une atmosphère de fumée tout le voisinage; et nul doute qu'une restriction pénale ne fût un merveilleux stimulant pour les découvertes de cette nature. Quant à la fumée produite par les cheminées des maisons particulières, nous sommes loin d'être aussi exigeants. En effet, les dépenses qu'occasionnerait l'adoption de nouvelles grilles ou de nouveaux mécanismes dans les foyers de toutes les cheminées où l'on brûle de la houille, seraient un obstacle sérieux, en supposant même que l'on eût constaté l'efficacité des nouveaux procédés. Il n'en est point de même pour les grands fourneaux et pour tous les foyers d'usines en général; et, comme la disparition de la fumée est une question qui entre dans le sujet que nous traitons, et qui intéresse d'ailleurs, au plus haut degré, presque toutes les classes de la société, nous présenterons, sans entrer dans aucun détail technique, quelques considérations générales qui pourront éclaircir ce point important.

Tous les systèmes de fourneaux, qui ont été proposés jusqu'à ce jour pour brûler la fumée, peuvent être compris dans deux classifications générales. Dans les premiers, la fumée est brûlée en traversant la masse enflammée du combustible; dans les seconds, on brûle cette fumée en faisant arriver par l'autel[1] du fourneau, ou par tout autre endroit, un courant d'air qui se mélange à la fumée pour servir à sa combustion après qu'elle est sortie du foyer. Il est indispensable, en effet, quel que soit le moyen que l'on emploie pour brûler la fumée, que l'air ne manque pas; car le carbone, qui donne à la fumée sa couleur, ne peut être ni fondu ni volatilisé, dans l'intérieur d'un fourneau, sans oxygène. Dans certains cas, l'oxygène, qui se trouve déjà mêlé à la fumée, suffit pour la faire brûler; et il n'y a plus, dès lors, qu'à soumettre cette fumée à une chaleur assez forte pour en déterminer la combustion.

Papin avait proposé de brûler la fumée en produisant un tirage de haut en bas du foyer, de manière à forcer la fumée de passer à travers le combustible incandescent; le tirage était entretenu au moyen de son soufflet ou ventilateur cylindrique. Le projet de Papin fut réalisé, en partie, par Franklin, qui fit construire un poële disposé de manière à ce que la fumée fût brûlée en traversant le combustible, sous l'action d'un courant d'air descendant.

[1] On sait que l'*autel* d'un foyer est un petit mur de briques réfractaires, en forme de marche ou de pont, élevé au fond du foyer. Cette élévation, de 10 à 12 centimètres de hauteur, a pour but de retenir le combustible sur la grille, et d'empêcher les fragments d'être entraînés dans les carneaux par le courant rapide de la flamme, ou par toute autre cause.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Watt employa, dans ses premiers essais, une trémie à travers laquelle il faisait descendre un courant d'air. La houille était aussi introduite par cette trémie. Mais il trouva de la difficulté à régler l'admission de l'air, en raison de l'agglutinage de la houille. Il renonça bientôt à l'emploi de cette trémie, et préféra établir une plaque fixe à l'entrée du fourneau, ce qui lui donna d'excellents résultats tant que la combustion s'effectuait lentement, et que le feu était entretenu avec soin.

Dans cette nouvelle disposition, on commence par placer la houille sur la plaque fixe, avant de la pousser sur la grille. Cette houille s'échauffe alors, et la fumée et les matières volatiles, qui en proviennent, sont brûlées en traversant le combustible incandescent, qui se trouve dans une partie plus avancée du fourneau, sur la grille. Dans certains cas, on laisse entrer un courant d'air par la porte du fourneau, et dans d'autres, on supprime ce passage suivant la rapidité plus ou moins grande du tirage, et l'épaisseur de la couche de combustible entretenu sur la grille du foyer. En effet, lorsque le tirage est actif et le feu bien ardent, l'oxygène de l'air, qui arrive par le cendrier, s'ouvre un passage à travers la houille incandescente, pour aller brûler au-dessus les parties combustibles de la fumée. Dans ce système, la houille doit être poussée au ringard de la plaque fixe dans la partie incandescente du fourneau, aussitôt que les gaz qu'elle contenait s'en sont dégagés. Cette opération est fort incommode, et c'est la principale cause qui a fait abandonner cette méthode.

Le système qui consiste à introduire un courant d'air, soit à la hauteur de l'autel, soit à une partie encore plus reculée du foyer, pour effectuer la combustion de la fumée, dans les fourneaux qui ne sont pourvus d'aucun mécanisme alimentaire, présente un inconvénient évident. Il est impossible, en effet, de proportionner la quantité d'air à admettre aux besoins variables du feu, de sorte qu'il entre généralement ou trop d'air ou pas assez. Lorsque l'air est en trop grande quantité, son effet est non seulement de nuire à la combustion de la fumée, mais encore de refroidir considérablement la chaudière. Il est très vrai que dans une expérience scientifique, où l'on doit donner à la marche de la combustion tous les soins imaginables, la fumée est entièrement brûlée, à l'aide de l'introduction d'un courant d'air, et il est incontestable que l'on peut réaliser ainsi une économie de 12 ou 14 pour cent dans le combustible. Mais, dans les circonstances ordinaires de l'application, il y a plutôt une perte qu'un avantage à établir ce courant d'air. C'est pourquoi cette méthode qui a souvent été remise en vigueur, sous le patronage de noms célèbres, ne s'est jamais bien répandue dans la pratique. Ce n'est que dans les fourneaux pourvus d'appareils alimentaires fonctionnant régulièrement, que l'on peut appliquer avec succès le procédé qui consiste à faire brûler la fumée, sous l'action d'un courant d'air, dans l'intérieur des carneaux. La production de la fumée étant alors, pour ainsi dire, uniforme, l'ouverture qui donne passage à l'air peut être disposée sur des proportions déterminées une fois pour toutes. Cependant, et même dans ce cas, nous ne pensons pas que le système d'introduire un courant d'air par l'autel ou par les carneaux, pour brûler la fumée, soit le plus efficace que l'on puisse trouver. L'emploi additionnel de mécanismes ou d'appareils alimentaires entraînerait d'ailleurs à de grandes dépenses, et ne pourrait pas toujours s'appliquer aux chaudières telles qu'elles sont établies aujourd'hui.

Nous nous réservons d'apprécier, dans la partie pratique de ce traité, le mérite respectif des différents projets qui ont été présentés dans ces derniers temps pour produire la combustion de la fumée. Mais nous dirons dès à présent que le procédé qui peut obvier de la manière la plus simple et la plus efficace aux inconvénients de la fumée, même dans les circonstances les plus difficiles, comme, par exemple, pour les bateaux à vapeur, consiste, suivant nous, à faire passer directement la fumée à travers un autel à jour en briques réfractaires, dont l'effet sera, à peu de chose près, le même que celui d'un second feu. Pour que cet autel remplisse bien le but auquel il est destiné, il faut lui donner une très grande profondeur; il faut aussi que les différentes ouvertures, au lieu d'être dirigées en ligne droite, soient fréquemment brisées dans l'intérieur de l'autel, afin d'agiter la fumée qui les traverse, et mettre ainsi successivement toutes ses couches en contact avec la surface chaude des briques. L'autel doit être disposé de telle sorte

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que le nettoyage des ouvertures puisse se faire avec facilité, car il se dépose sur les parois des briques une croûte de cendres qu'il faut pouvoir enlever fréquemment. La conduite du feu et la force du tirage doivent être réglées de manière à ce qu'il passe assez d'air à travers le combustible incandescent pour accomplir la combustion de la fumée, et il est important que le feu soit renouvelé fréquemment et par petites portions de combustible à la fois. Si l'on détermine dans la fumée une agitation suffisante, lorsque cette fumée est exposée à une haute température, et que l'oxygène se trouve en excès, toutes les parties de la fumée contenant du carbone seront complétement brûlées.

Les fourneaux cessent généralement de fumer lorsqu'un courant d'air, en sens contraire, fait refluer la fumée dans l'intérieur de la cheminée ; car alors l'agitation de l'air facilite la combinaison des parties combustibles de la fumée, à cause du renouvellement rapide de l'oxygène. C'est ce qui a lieu dans les fours à réverbère qui servent au puddlage de la fonte. On sait, en effet, que, dans les fours à puddler, la flamme, avant de sortir par la cheminée, est rabattue sur le métal chaud, et que l'on cesse d'apercevoir aucun dégagement de fumée, lorsque la température est suffisamment élevée. Ce résultat n'est pas dû, dans les circonstances dont nous parlons, à la formation de l'oxyde de carbone ; il provient uniquement de la combustion de la fumée, qui est elle-même une conséquence de l'agitation produite sur la flamme, et de la haute température à laquelle elle est exposée.

On faciliterait, sans aucun doute, la combustion de la fumée dans les fourneaux ordinaires, si l'on prévenait l'absorption brusque de la chaleur par l'eau de la chaudière, soit avec un revêtement en briques réfractaires, soit par tout autre moyen, de manière à maintenir une chaleur suffisante dans le fourneau. Mais il n'est pas certain qu'une perte, dans l'effet utile, ne résulterait pas de cette innovation, bien qu'il soit assez difficile de comprendre de quelle manière aurait lieu cette perte, puisque la quantité totale de chaleur produite par un poids donné de combustible étant constante, cette quantité de chaleur doit produire les mêmes effets sur les corps environnants. Si l'on adoptait cette disposition, tout le calorique produit par le combustible devrait nécessairement être absorbé par l'eau, s'il ne s'échappait par la cheminée ; le fourneau communiquerait moins de chaleur, mais les carneaux, par compensation, en fourniraient davantage. Cependant, ce sujet est encore entouré de trop d'obscurité pour qu'on puisse établir aucune hypothèse certaine, et nous ne connaissons pas d'expériences assez concluantes pour éclaircir nos doutes à cet égard.

Les dispositions spéciales des chaudières du Cornouailles ont toujours excité un intérêt légitime. Le principal mérite de ces chaudières est d'engendrer la vapeur en ne produisant que fort peu de fumée, et en réalisant une grande économie de combustible. On attribue généralement ce résultat à la lenteur de la combustion ; et il est incontestable, en effet, qu'un des points les plus importants à observer pour arriver à la combustion de la fumée, consiste à ménager le plus long espace de temps possible à l'accomplissement de la combinaison, aussi bien qu'à rendre parfaitement homogènes les différents gaz qui se trouvent dans la fumée. Cependant, une des principales causes de la propriété fumivore des chaudières du Cornouailles doit être attribuée à la nature de la houille que l'on emploie dans ce pays. Cette houille, étant presque dépourvue d'hydrogène, ne contient qu'en faible proportion les matières bitumineuses qui constituent la fumée. Quoi qu'il en soit de l'importance relative de ces diverses circonstances, il n'en est pas moins vrai que les chaudières établies sur le plan des chaudières du Cornouailles, et qui sont entretenues avec de la houille de Cornouailles, ou plutôt du pays de Galles, n'engendrent qu'une quantité de fumée presque inappréciable. Plusieurs de ces chaudières ont été dernièrement établies à Londres ; et l'on peut dire qu'elles offrent un contraste frappant avec les chaudières ordinaires de cette ville qui produisent une énorme quantité de fumée. En voyant la très petite quantité de fumée qui s'échappe de la cheminée monumentale de la manufacture de M. Thomas Cubitt, à Wauxhall-Bridge, personne ne se douterait qu'il y a là une chaudière du genre même le plus perfectionné. Néanmoins, l'obligation où l'on est d'employer de la houille du pays de Galles pour obtenir ce résultat, demeure une objection sérieuse ; car, à Londres,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cette houille est beaucoup plus chère que celle de Newcastle. Ce surcroît de dépense n'en est pas moins une considération secondaire, lorsqu'on a égard aux inconvénients et à l'insalubrité qui résultent de la fumée dans une grande ville, et nous pensons qu'on devrait forcer tous ceux qui n'ont pas d'autre moyen pour se préserver de la fumée, d'employer, pour l'entretien de leurs fourneaux, de la houille du pays de Galles ou bien toute autre houille jouissant des mêmes propriétés. Les établissements qui produisent le plus de fumée, à Londres, comme dans les autres villes, sont les brasseries, les distilleries et les manufactures de produits chimiques; et il faut reconnaître que les perfectionnements des chaudières du Cornouailles ne pourraient probablement pas y être introduits sans de grandes difficultés. Mais nous ne doutons pas que l'on découvrirait bien vite des expédients applicables dans tous les cas possibles, du moment que la production de la fumée serait soumise à une restriction pénale. La plupart de ceux qui se récrient sur l'impossibilité matérielle, où ils se trouvent, de faire disparaître un inconvénient, suivant eux, sans remède, savent fort bien qu'il n'en est point ainsi en réalité, quoique ce résultat ne soit pas susceptible d'être atteint, tout d'abord, sans difficulté.

VAPEURS.

PROPRIÉTÉS GÉNÉRALES.

On sait que, lorsque la température d'un liquide s'élève suffisamment, ce liquide se transforme en un *fluide aériforme*, auquel on donne le nom de *vapeur*. De même, lorsqu'on abaisse la température de certains fluides aériformes, ces fluides ou vapeurs passent à l'état liquide. On réserve le nom de *gaz permanents*, ou simplement *gaz*, à ceux des fluides aériformes qui ne sauraient passer à l'état liquide, par les changements de température ou de pression que nous pouvons produire. Mais, pour donner une idée nette de ce que l'on doit entendre par ces mots, *vapeur* et *gaz*, nous devons les définir plus généralement ainsi : la *vapeur* est un fluide aériforme produit par un liquide en excès, avec lequel ce fluide communique. Lorsque ce fluide aériforme occupe un certain volume, à une température et à une pression telles que cet espace n'en soit pas *saturé*, ou qu'aucune partie du liquide, dans lequel le fluide pourrait être transformé, ne soit précipité, on donne le nom de *gaz* au fluide aériforme.

Telle est la distinction réelle qui existe entre les gaz et les vapeurs. Ainsi, du moment que la vapeur d'eau elle-même serait élevée à une assez haute température, pour que le point de *saturation* de l'espace occupé par cette vapeur fût dépassé, c'est-à-dire, pour que, non seulement, il n'y ait point de liquide en excès, mais encore pour qu'on puisse faire varier la température et la pression entre certaines limites, sans amener la *précipitation* du liquide, cette vapeur d'eau est et doit être considérée comme un véritable gaz, tant que ces conditions resteront les mêmes. Les propriétés physiques des fluides aériformes, dans les deux états, que nous venons de définir, de vapeur et de gaz, sont essentiellement différentes. Ainsi, en chauffant de 0° à 100° un volume constant d'air, on n'augmente sa force élastique que dans le rapport de 1 à 1,375; la force élastique de la vapeur d'eau, qui se forme dans un espace limité, entre les mêmes températures extrêmes, croît, au contraire, dans le rapport de 1 à 152. C'est dans cet énorme développement de force que consiste le plus important des effets mécaniques produits par la chaleur.

La vapeur d'eau se forme, comme chacun sait, par suite de l'action de la chaleur sur l'eau. C'est, en réalité, de l'eau dans un état de raréfaction considérable, ou bien de l'eau tellement imprégnée de calorique que ses molécules sont maintenues, par suite de l'accroissement des forces répulsives, dans un état relatif d'écartement et d'équilibre, qui constitue un fluide aériforme. Lorsque la vapeur d'eau est renfermée dans un certain vaisseau, en contact avec l'eau qui l'a produite, l'effort en vertu duquel elle tend à occuper un plus grand volume, ou l'effort qu'elle exerce contre les parois du vaisseau, est ce que l'on appelle la *force élastique* de cette vapeur.

Pour évaluer l'effet mécanique de la vapeur, il faut rapporter l'énergie de sa force élastique à quelque

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mesure fixe, telle que la pression qu'elle exerce sur un centimètre carré de la surface du vaisseau dans lequel elle se trouve contenue. On estime l'énergie de cette force élastique en déterminant la hauteur, en centimètres, d'une colonne verticale de mercure, dont le poids serait équivalent à la pression exercée par la vapeur sur une surface égale à la base de la colonne de mercure. On pourrait de même l'évaluer d'après la hauteur, en mètres, d'une colonne verticale d'eau. En général, la force élastique de tout fluide peut être comparée à celle de l'air atmosphérique dans ses conditions ordinaires de température et de densité. Nous savons que cette pression atmosphérique fait équilibre au poids d'une colonne de mercure de 76 centimètres de hauteur, et qu'elle exerce, par centimètre carré de surface, un effort de 1,033 kilogrammes.

CHALEUR LATENTE DES VAPEURS.

Nous avons dit que la *chaleur latente* est la chaleur absorbée ou dégagée par les corps lorsqu'ils augmentent ou diminuent de volume, ou lorsqu'ils changent d'état, abstraction faite de la chaleur sensible ou de la chaleur qui se manifeste par l'élévation de la température. Il résulte évidemment de cette définition que, plus les variations de volume seront considérables, plus sera grande la quantité de chaleur latente qui se développera. Toutes les fois qu'un corps passe de l'état solide à l'état liquide, ou de l'état liquide à l'état gazeux, et réciproquement, les variations de densité, qui en résultent, étant plus considérables que dans les circonstances ordinaires, on conçoit qu'il y aura une bien plus grande quantité de chaleur latente absorbée ou dégagée, outre le développement de chaleur qu'entraîne le changement d'état.

Cette chaleur n'a d'autre effet que d'agir sur les molécules de la matière, en modifiant l'énergie des forces répulsives, de manière à déterminer un état d'équilibre ou un mode d'agrégation différent de celui qui existait primitivement. Pour faire bien comprendre, néanmoins, ce que l'on doit entendre par chaleur latente, nous allons la considérer dans les circonstances extrêmes dont nous venons de parler, dans lesquelles elle se manifeste par des effets beaucoup plus sensibles.

Si l'on mélange 1 kilogramme de glace fondante, c'est-à-dire de glace à 0°, avec 1 kilogramme d'eau à 75°, il en résultera un mélange de 2 kilogrammes d'eau à 0°. Ainsi, pour que la glace se fonde, pour que, de l'état solide, elle passe à l'état liquide, et cela, sans changer de température, nous voyons qu'il lui faut absorber 75° de chaleur. De même, lorsque l'on soumet de l'eau à l'action de la chaleur, sous la pression atmosphérique ordinaire, la température de cette eau cesse de s'élever, lorsqu'elle a atteint son point d'ébullition, c'est-à-dire 100°. Toute la quantité de calorique, qui se trouve dès lors absorbée, n'a d'autre effet que de vaporiser le liquide. C'est cette chaleur que l'on appelle *chaleur latente* de la vapeur d'eau, et qu'il serait plus exact d'appeler *chaleur de vaporisation*, comme le propose M. Mellet. La chaleur absorbée, lors du passage d'un corps de l'état solide à l'état liquide, devrait alors s'appeler *chaleur de liquéfaction* ou *de fusion*.

La détermination de la chaleur de vaporisation de l'eau, c'est-à-dire de la quantité de chaleur absorbée par l'eau lors de son passage à l'état de vapeur, a occupé un grand nombre de savants. Cette importante question doit être énoncée plus généralement de la manière suivante : *Déterminer la quantité de chaleur qu'il faut donner à un kilogramme d'eau à* 0°, *pour transformer cette eau en vapeur à saturation sous diverses pressions*. On dit que la vapeur est *à saturation* lorsque l'espace, vide de toute autre matière pondérable, où elle se trouve, contient toute la quantité de vapeur qu'il peut contenir à la température correspondante. Cet espace est dit alors *saturé de vapeur*.

Black fut le premier qui observa, vers le milieu du siècle dernier, que l'eau, en se vaporisant, absorbe une grande quantité de chaleur. En mesurant l'élévation de température qu'éprouvait une quantité connue d'eau froide, après qu'elle avait servi à condenser une quantité donnée de vapeur à la pression ordinaire de l'atmosphère, il trouva 450 pour exprimer le nombre de degrés centigrades de chaleur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dégagés par un kilogramme de vapeur lors de sa liquéfaction, ou pour exprimer la chaleur de vaporisation de l'eau. Ce chiffre est beaucoup trop faible.

Watt reprit la question et donna le nombre 533. Rumford et le docteur Ure firent aussi à ce sujet des expériences qui les conduisirent aux nombres 570 et 493.

Tous ces nombres, si variables d'ailleurs, ne peuvent inspirer une grande confiance, en raison des nombreuses causes d'erreurs que comportaient les expériences. Les soins minutieux avec lesquels ces expériences ont été répétées en France, et la concordance beaucoup plus grande dans les résultats obtenus, donnent une supériorité incontestable aux chiffres que nous allons citer des savants français.

En prenant une moyenne entre les résultats de plus de quarante expériences, M. Dulong a trouvé 543° pour la chaleur de vaporisation de l'eau, sous la pression ordinaire de l'atmosphère. Ainsi, en se transformant en eau, 1 kilogr. de vapeur à 100° dégagerait, d'après le chiffre de M. Dulong, 543° de chaleur pouvant, en conséquence, élever la température de 5,43 kilogr. d'eau de 0° à 100°.

Plus récemment encore, M. Despretz et M. Brix sont arrivés au nombre 540, en suivant deux méthodes différentes. M. Despretz a également trouvé que la chaleur de vaporisation de l'alcool était de 208°, celle de l'éther de 91°, et celle de l'essence de térébenthine de 77°.

Enfin, les belles expériences entreprises sur l'ordre du gouvernement, et poursuivies encore par M. Regnault, fixent définitivement ce nombre si important, qui représente la chaleur de vaporisation de l'eau à la pression normale de l'atmosphère, et lui assignent la valeur de 536,67.

Jusqu'à présent, le nombre adopté dans la pratique était 550. Ce chiffre est trop élevé. L'intelligence et les soins extraordinaires que M. Regnault a apportés à la conduite de ses expériences, faites d'ailleurs sur une très grande échelle, peuvent inspirer la plus grande confiance dans l'exactitude de ses résultats; et nul doute que ses chiffres ne doivent être choisis, toutes les fois que l'on voudra opérer avec un certain degré de précision.

Il reste à savoir maintenant ce que devient cette chaleur de vaporisation, lorsque l'on fait varier la pression à laquelle la vapeur se forme. On n'aura plus, en effet, qu'à ajouter cette chaleur de vaporisation à la chaleur absorbée par l'eau, dans son passage de 0° à la température d'ébullition, sous les diverses pressions, pour avoir la chaleur constituante totale de la vapeur d'eau, c'est-à-dire pour résoudre la question dans les termes généraux où nous l'avons posée. Il est constant que la température à laquelle l'eau entre en ébullition est variable avec la pression qui s'exerce sur le liquide. Mais l'eau, en se vaporisant sous différentes pressions, absorbe-t-elle la même quantité de chaleur latente, ou bien cette quantité est-elle variable avec les pressions?

Deux hypothèses célèbres ont été émises à ce sujet, et toutes inexactes qu'elles sont, elles servent encore de base aux calculs relatifs à l'établissement des machines à vapeur.

La première hypothèse est celle de Watt, ou plus exactement de M. Clément-Désormes, qui y a été conduit par ses expériences, tandis que Watt l'avait émise sans aucune preuve à l'appui. D'après cette loi, la quantité de chaleur qu'il faut donner à un kilogramme d'eau à 0° sous toutes les pressions possibles, pour transformer cette eau en vapeur, est toujours la même, ou, en d'autres termes, *la chaleur constituante totale de la vapeur, pour toutes les pressions, est une quantité constante.*

La seconde loi est celle de Southern. Elle s'énonce ainsi : *la chaleur de vaporisation de l'eau, sous toutes les pressions possibles, est une quantité constante*. Ainsi, d'après Southern, ce n'est point la chaleur constituante totale de la vapeur qui est *constante*, mais bien l'une des parties seulement de cette chaleur totale, c'est-à-dire la chaleur latente de vaporisation.

En prenant le chiffre ordinaire de 550° pour exprimer la chaleur de vaporisation de l'eau, à la pression atmosphérique ordinaire, on peut établir le tableau suivant pour montrer les différences énormes qui affectent les résultats, lorsque l'on prend pour base du calcul, soit l'hypothèse de Southern, soit celle de M. Clément-Désormes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TEMPÉRATURE de la vaporisation.	CHALEUR CONSTITUANTE totale de la vapeur		CHALEUR DE VAPORISATION	
	d'après Southern.	d'après Clément-Désormes.	d'après Southern.	d'après Clément-Désormes.
0°	550°	650°	550°	650°
100	650	650	550	550
200	750	650	550	450
400	950	650	550	250
600	1150	650	550	50
650	1200	650	550	0

Il est remarquable, du reste, que, quelque dissemblables que soient ces deux hypothèses, en théorie, et même en conséquences numériques, du moment que l'on considère des températures et des pressions fort élevées, comme dans le tableau ci-dessus, il est remarquable, disons-nous, que les résultats auxquels elles conduisent dans la pratique journalière diffèrent assez peu pour qu'on puisse adopter indifféremment l'une ou l'autre. Cette circonstance provient de ce que les besoins ordinaires de la pratique ne comportent pas des pressions au-delà de quatre ou cinq atmosphères, et des températures au-delà de 150°.

Pour évaluer les différentes quantités de chaleur contenues dans un poids donné de vapeur, à une certaine température, on emploie une unité très simple fournie par le système métrique, et à laquelle on donne le nom de *calorie*. Cette unité est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1° centigrade la température de 1 kilogramme d'eau. On pourra donc exprimer, en *calories*, la quantité de chaleur absorbée dans la production d'un certain poids de vapeur, à une tension et à une température données.

D'après l'hypothèse de Southern, la quantité de calories contenue dans un poids P de vapeur à $t°$, serait $P\ (550 + t)$; d'après M. Clément-Désormes, cette même quantité serait exprimée par $650\ P$. Ces deux expressions sont identiques pour $t = 100°$, et elles ne diffèrent, d'ailleurs, que de $\frac{1}{9}$ environ, pour $t = 172°$, température qui correspond à une pression de 8 atmosphères.

M. Dulong et, plus tard, M. Despretz se sont assurés, chacun de leur côté, que ces hypothèses sont toutes deux inexactes. Le même fait résulte d'une manière plus irrécusable encore des expériences de M. Regnault.

Pour déterminer la chaleur de vaporisation de l'eau à différentes pressions, M. Regnault a entrepris trois séries d'expériences : la *première*, sous la pression atmosphérique ordinaire ; la *seconde*, sous des pressions supérieures, qui ont varié de 1 à 15 atmosphères ; la *troisième*, sous des pressions inférieures, depuis 22 jusqu'à 64 centièmes d'atmosphère. C'est par la *méthode des mélanges*, et à l'aide d'un bel et vaste appareil, qu'il a su dégager des plus petites causes d'erreur appréciables, que M. Regnault a opéré.

Les quarante-quatre expériences, contenues dans la première série, fixent le nombre si souvent cherché qui représente la chaleur de vaporisation de l'eau à la pression normale de l'atmosphère. Nous avons déjà donné ce nombre qui est égal à 536,67. Quant aux expériences des deux autres séries, relatives aux hautes et aux basses pressions, elles renversent, comme on devait s'y attendre, les hypothèses de Watt (ou de M. Clément-Désormes) et de Southern. Ces expériences prouvent, d'ailleurs, que la chaleur constituante totale de la vapeur d'eau va en augmentant avec les pressions. La loi empirique qui représenterait ces variations successives ne pourra être établie avec rigueur que lorsque l'on aura déterminé : 1° la loi suivant laquelle varie la capacité calorifique de l'eau avec la température ; 2° la loi des densités de la vapeur à saturation sous les diverses pressions.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

M. Regnault a soumis ces deux questions à l'expérience, et la première est déjà résolue. Les physiciens n'avaient jamais mis en doute, jusqu'à présent, que la chaleur spécifique de l'eau, c'est-à-dire la quantité de chaleur absorbée par 1 kilogramme d'eau pour élever sa température de 1 degré, ne fût une quantité constante pour toutes les températures. Il résulte de l'importante vérification expérimentale de M. Regnault que cette loi n'est point absolument vraie, quoiqu'on puisse l'adopter, dans le plus grand nombre des cas, sans erreur sensible. Dans le fait, la chaleur spécifique de l'eau va en augmentant avec la température, mais cet accroissement suit une progression très lente. Ainsi, cette quantité étant représentée par 1000, entre 0° et 30°, devient 1005 entre 30° et 120° ; 1013 entre 30° et 150°. Cette grande constance de la chaleur spécifique de l'eau, aux diverses températures, est une circonstance très heureuse pour la mesure des chaleurs spécifiques des autres substances.

Nous devons dire, au reste, que la détermination de la loi des variations de la chaleur constituante totale de la vapeur d'eau, sous diverses pressions, a une importance surtout théorique, quant à ce qui concerne les calculs des effets des machines à vapeur. Dans ces sortes de calculs, on peut adopter indifféremment les anciennes hypothèses de Watt et de Southern. La véritable loi est, en effet, comprise entre ces deux hypothèses, et nous avons vu que les résultats numériques, qui se déduisaient de l'une et de l'autre, ne différaient que de $\frac{1}{9}$ pour 8 atmosphères, pression qui dépasse les besoins ordinaires de la pratique. Mais, l'on ne devra point hésiter, dans tous les cas, à abandonner le chiffre de 650°, et à adopter celui de 637°, pour exprimer la chaleur constituante totale de la vapeur d'eau à saturation à la température de 100°. La quantité de calories, qui se trouvera contenue dans un poids P de vapeur à $t°$ devra donc être exprimée : d'après la loi de Southern, par $P\ (t + 537)$; et, d'après la loi de Clément-Désormes, par 637 P.

TEMPÉRATURE ET FORCE ÉLASTIQUE DE LA VAPEUR D'EAU.

On conçoit tout l'intérêt qui s'attache, aussi bien sous le rapport scientifique que sous le rapport industriel, à la détermination d'une loi qui pourrait exprimer la relation exacte entre la température de la vapeur, en contact avec son liquide, et la tension ou force élastique de cette vapeur. La nature de cette loi n'est pas connue *à priori*, et c'est par voie expérimentale que l'on a dû procéder dans cette importante recherche. Des praticiens et des savants célèbres ont attaché leur nom aux expériences déjà nombreuses qui ont été entreprises pour déterminer directement l'intensité de la force élastique de la vapeur d'eau correspondante à une certaine température donnée, et réciproquement. Tout dernièrement encore, les grandes et belles recherches entreprises par M. Regnault ont amené la solution de cette question importante de physique expérimentale à un degré de certitude suffisant pour qu'on puisse dire dès aujourd'hui que c'est à la physique théorique d'agir et de relier tous ces résultats par une loi d'ensemble qui les comprenne tous.

On a constaté d'abord ce fait général que la force élastique de la vapeur formée dans le vide par un liquide quelconque, à la température de son ébullition à l'air libre, c'est-à-dire à la température à laquelle il entre en ébullition sous la pression atmosphérique ordinaire, est égale à cette pression atmosphérique. Cette loi est générale pour les vapeurs de tous les liquides, et il est évident d'ailleurs que, pour toutes ces vapeurs, la tension, ou force électrique, varie dans le même sens que la température.

Il n'entre point dans le plan de cet ouvrage de décrire les procédés suivis par les divers expérimentateurs pour la détermination des forces élastiques de la vapeur d'eau. Ces procédés sont d'ailleurs faciles à concevoir, puisqu'ils consistent à déterminer la hauteur de la colonne de mercure d'un manomètre à deux branches, hauteur qui est équilibrée par la tension que la vapeur exerce sur le mercure dans l'une des branches du manomètre. Toute la difficulté consiste dans les soins extrêmes et l'habileté d'investigation qu'il faut déployer pour conduire ces expériences avec succès, et les dégager des nombreuses causes d'erreur qu'elles comportent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dalton, Dulong et Southern s'étaient occupés successivement de déterminer la nature exacte de la loi ; mais les expériences les plus étendues que l'on eût faites, n'allaient pas au-delà d'une pression de huit atmosphères, lorsque le gouvernement français chargea l'Académie des sciences, en 1823, de procéder à de grandes expériences sur les forces élastiques de la vapeur à de hautes températures. Telle fut l'origine des belles recherches de MM. Dulong et Arago. Ces illustres physiciens exécutèrent leurs expériences avec des appareils construits sur une échelle gigantesque, et avec tous les moyens de précision dont la science disposait à cette époque. Les résultats de leur travail furent publiés pour la première fois en 1828. Il est hors de doute que les nombres obtenus par MM. Dulong et Arago étaient, avant les expériences de M. Regnault, ceux auxquels on devait accorder le plus de confiance. Nous n'hésitons donc pas à ne point reproduire, dans nos tableaux des forces élastiques de la vapeur d'eau, tous les chiffres obtenus à la suite d'expériences qui sont loin d'offrir le même degré de précision que celles qui ont été faites en France, dans les meilleures conditions de succès, et qui ont, de plus, le mérite très grand, dans une question de cette nature, d'être plus récentes et d'être ainsi débarrassées de causes d'erreur signalées antérieurement.

La table suivante donne les forces élastiques de la vapeur d'eau de — 20 à 100° du thermomètre centigrade. C'est à M. Gay-Lussac que l'on doit la détermination des tensions de la vapeur pour des températures inférieures à la température de l'ébullition à l'air libre.

Table des forces élastiques de la vapeur d'eau de — 20° à 100°.

TEMPÉRAT. en degrés cent.	FORCES ÉLASTIQ. en millim. de mercure.	PRESSION en kilog. sur un cent. carré.	TEMPÉRAT. en degrés cent.	FORCES ÉLASTIQ. en millim. de mercure.	PRESSION en kilog. sur un cent. carré.
— 20°	1mm.,333	0kil.,0018	20	17mm.,314	0kil.,0235
— 15	1 ,879	0 ,0026	21	18 ,317	0 ,0250
— 10	2 ,631	0 ,0036	22	19 ,447	0 ,0265
— 5	3 ,660	0 ,0050	23	20 ,577	0 ,0281
0	5 ,059	0 ,0069	24	21 ,805	0 ,0297
1	5 ,393	0 ,0074	25	23 ,090	0 ,0314
2	5 ,749	0 ,0078	26	24 ,452	0 ,0334
3	6 ,123	0 ,0084	27	25 ,881	0 ,0353
4	6 ,523	0 ,0089	28	27 ,390	0 ,0374
5	6 ,947	0 ,0094	29	29 ,045	0 ,0396
6	7 ,396	0 ,0101	30	30 ,643	0 ,0418
7	7 ,871	0 ,0107	31	32 ,410	0 ,0440
8	8 ,375	0 ,0114	32	34 ,261	0 ,0465
9	8 ,909	0 ,0122	33	36 ,188	0 ,0492
10	9 ,475	0 ,0129	34	38 ,254	0 ,0520
11	10 ,074	0 ,0137	35	40 ,404	0 ,0549
12	10 ,707	0 ,0146	36	42 ,743	0 ,0581
13	11 ,378	0 ,0155	37	45 ,038	0 ,0612
14	12 ,087	0 ,0165	38	47 ,579	0 ,0646
15	12 ,837	0 ,0170	39	50 ,147	0 ,0681
16	13 ,630	0 ,0186	40	52 ,998	0 ,0720
17	14 ,468	0 ,0197	41	55 ,772	0 ,0758
18	15 ,353	0 ,0209	42	58 ,792	0 ,0799
19	16 ,288	0 ,0222	43	61 ,958	0 ,08418

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TEMPÉRAT. en degrés centig.	FORCES ÉLASTIQ. en millim. de mercure.	PRESSION en kilog. sur un cent. carré.	TEMPÉRAT. en degrés cent.	FORCES ÉLASTIQ. en millim. de mercure.	PRESSION en kilog. sur un cent. carré.
44°	65mm.,627	0kil.,08916	73°	261mm.,430	0kil.,35518
45	68 ,751	0 ,09340	74	273 ,030	0 ,37094
46	72 ,393	0 ,09835	75	285 ,070	0 ,39632
47	76 ,205	0 ,10353	76	297 ,570	0 ,40428
48	80 ,195	0 ,10900	77	310 ,490	0 ,42184
49	84 ,370	0 ,11662	78	323 ,890	0 ,44004
50	88 ,743	0 ,12056	79	337 ,760	0 ,45888
51	93 ,301	0 ,12676	80	352 ,080	0 ,47834
52	98 ,075	0 ,13325	81	367 ,000	0 ,49860
53	103 ,060	0 ,13999	82	382 ,380	0 ,51950
54	108 ,270	0 ,14710	83	398 ,280	0 ,54110
55	113 ,710	0 ,15449	84	414 ,730	0 ,56345
56	119 ,390	0 ,16220	85	431 ,710	0 ,58632
57	125 ,310	0 ,17035	86	449 ,260	0 ,61036
58	131 ,500	0 ,17866	87	467 ,380	0 ,63498
59	137 ,940	0 ,18736	88	486 ,090	0 ,66040
60	144 ,660	0 ,19653	89	505 ,380	0 ,68661
61	151 ,700	0 ,20610	90	525 ,28	0 ,71364
62	158 ,960	0 ,21586	91	545 ,80	0 ,74152
63	166 ,560	0 ,22639	92	566 ,95	0 ,77026
64	174 ,470	0 ,23758	93	588 ,74	0 ,79986
65	182 ,710	0 ,24823	94	611 ,18	0 ,83035
66	191 ,270	0 ,25986	95	634 ,27	0 ,86172
67	200 ,180	0 ,27196	96	658 ,05	0 ,89402
68	209 ,440	0 ,28456	97	682 ,59	0 ,92736
69	219 ,060	0 ,29761	98	707 ,63	0 ,96138
70	229 ,070	0 ,31121	99	738 ,46	0 ,99448
71	239 ,450	0 ,32532	100	760 ,00	1 ,03253
72	250 ,230	0 ,33996			

Il est de toute évidence qu'il existe une relation absolue entre la force élastique de la vapeur d'eau et la température de cette vapeur. A défaut d'une loi théorique générale, que les physiciens n'ont pu encore déterminer, on a dû chercher à exprimer cette relation par une formule empirique, satisfaisant à toutes les conditions des expériences directes. La méthode suivie généralement pour obtenir ces sortes de formules consiste à représenter la fonction qui exprime la relation entre la force élastique et la température, par une certaine courbe, dont les coordonnées, ou éléments, ne sont autres que cette force élastique et la température correspondante. La tension de la vapeur se trouve être ainsi une certaine fonction de la température, et le degré de cette fonction est le degré même de la courbe que nous venons de considérer. On cherche alors à déterminer les constantes et le degré de la fonction, en se basant sur les expériences les plus certaines que l'on ait à sa disposition.

En désignant par f la force élastique de la vapeur, et par t la température correspondante, la relation empirique à trouver, d'après le mode d'interpolation que nous venons de citer, est de la forme

$$f = (a + bt)^n$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

a, b et n étant des constantes que l'on détermine à l'aide des expériences directes les plus positives. Mais, en général, les valeurs des constantes ainsi déterminées ne conviennent que dans certaines limites, et ces valeurs doivent être modifiées à mesure que l'on s'écarte de ces limites. Comme, néanmoins, les expressions empiriques de cette forme sont plus simples que d'autres plus générales adoptées par certains physiciens, on les préfère dans la pratique.

Pour les basses températures, dans les limites de la table que nous venons de donner, les expressions de la forme précédente ne paraissent pas se prêter aux résultats de l'expérience, aussi bien que pour les hautes températures. M. Biot et, tout récemment, M. Regnault ont établi, d'après un mode d'interpolation différent, des formules qui représentent mieux les observations, mais qui sont beaucoup plus compliquées. Cependant, la formule empirique que nous trouvons dans le traité de la machine à vapeur de l'*Artizan Club*, et qui est de la forme ci-dessus, conduit à des résultats d'une assez grande précision. Avant de reproduire ces formules telles qu'elles ont été adoptées par divers physiciens, nous allons donner la table des forces élastiques de la vapeur d'eau pour des températures au-delà de 100°.

Table des forces élastiques de la vapeur d'eau pour les températures au-delà de 100°, *depuis* 1 *jusqu'à* 50 *atmosphères.*

TEMPÉRATUR. en degrés centig.	FORCES ÉLASTIQUES en mètres de mercure.	FORCES ÉLASTIQUES en atmosph.	PRESSION en kilogram. sur un cent. carré.	TEMPÉRATUR. en degrés centig.	FORCES ÉLASTIQUES en mètres de mercure.	FORCES ÉLASTIQUES en atmosph.	PRESSION en kilogram. sur un cent. carré.
100°	0m,7600	1	1kil.,033	197,7	9m,88	13	13kil.,429
112,2	1 ,1400	1 ½	1 ,549	197,19	10 ,64	14	14 ,462
121,4	1 ,5200	2	2 ,066	200,48	11 ,40	15	15 ,495
128,8	1 ,9000	2 ½	2 ,582	203,60	12 ,16	16	16 ,528
135,1	2 ,2800	3	3 ,099	206,57	12 ,92	17	17 ,561
140,6	2 ,66	3 ½	3 ,615	209,4	13 ,68	18	18 ,594
145,4	3 ,04	4	4 ,132	212,1	14 ,44	19	19 ,627
149,06	3 ,42	4 ½	4 ,648	214,7	15 ,20	20	20 ,660
153,08	3 ,80	5	5 ,165	217,2	15 ,96	21	21 ,693
153,8	4 ,18	5 ½	5 ,681	219,6	16 ,72	22	22 ,726
160,2	4 ,56	6	6 ,198	221,9	17 ,48	23	23 ,759
163,48	4 ,94	6 ½	6 ,714	224,2	18 ,24	24	24 ,792
166,5	5 ,32	7	7 ,231	226,3	19 ,00	25	25 ,825
169,37	5 ,70	7 ½	7 ,747	236,2	22 ,80	30	30 ,990
172,1	6 ,08	8	8 ,264	244,85	26 ,60	35	36 ,155
177,1	6 ,84	9	9 ,297	252,55	30 ,40	40	41 ,320
181,6	7 ,60	10	10 ,33	259,52	34 ,20	45	46 ,485
186,03	8 ,36	11	11 ,363	265,89	38 ,00	50	51 ,650
190,0	9 ,12	12	12 ,396				

Les expressions empiriques de la forme

$$f = (a + bt)^n$$

qui lient la force élastique f de la vapeur à sa température t, sont, comme nous l'avons déjà dit, les plus commodes à employer dans la pratique. Young, qui paraît s'être servi le premier de ce mode d'interpolation, avait trouvé que le nombre entier 7 convenait pour la valeur de l'exposant n. Creighton prit l'exposant 6, qui s'accordait mieux avec les résultats du docteur Ure. Southern trouva qu'un exposant entier ne se rapportait pas suffisamment aux observations, surtout pour les tensions au-dessous d'une atmosphère,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et il adopta le nombre 5,13. Enfin, Tredgold rétablit l'exposant entier de Creighton, tout en changeant les deux autres constantes. Sa formule, légèrement modifiée par M. Mellet, qui a tiré directement la valeur des constantes des observations exprimées en mesures métriques, s'accorde très bien avec les expériences de 1 à 4 atmosphères. Pour les hautes températures, on fait usage de la formule de MM. Dulong et Arago, fondée sur l'observation directe jusqu'à 24 atmosphères, et qui, suivant toute probabilité, peut être adoptée sans erreur sensible, dans l'intervalle de 24 à 50 atmosphères. L'exposant adopté par ces savants est un nombre entier égal à 5.

Les auteurs du traité de la machine à vapeur (*Artizan Club*) n'ont pas cru devoir conserver l'exposant entier. Ils ont déterminé deux formules empiriques, l'une pour les températures au-dessous de 100°, et l'autre pour les hautes températures, en se basant sur les expériences de Dalton, de l'Académie française, et de l'Institut de Franklin. La première formule, qui n'est applicable que pour les températures au-dessous de 100°, a pour exposant le nombre très compliqué 7,71307; la seconde convient pour les tensions de 1 à 50 atmosphères, et a pour exposant 6,42.

La formule de Tredgold modifiée est

$$f = \left(\frac{75 + t}{85}\right)^6, \text{ ou } t = 85\sqrt[6]{f} - 75$$

et en logarithmes,

$$\text{Log. } f = 6 \times \text{log. } (t + 75) - 11{,}576514$$

f étant exprimé en centimètres de mercure, et t en degrés centigrades, à partir de 0°.

La formule de MM. Dulong et Arago est

$$f = (1 + 0{,}7153\ t)^5,$$

f étant exprimé en atmosphères de $0^m{,}76$, et t étant compté à partir de 100°, en plus ou en moins, et exprimé en prenant pour unité de température l'intervalle de 0° à 100°.

Les deux formules de l'*Artizan Club* sont :

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Pour les températures au dessous de 100°. . .} & f = \left(\dfrac{115 + t}{215}\right)^{7{,}71307} \\ \text{Pour les températures au-dessus de 100°. . . .} & f = \left(\dfrac{85 + t}{185}\right)^{6{,}42} \end{array}\right\}^1$$

f étant exprimé en atmosphères de 76 centimètres de mercure et t en degrés centigrades. Mises sous forme logarithmique, ces expressions deviennent :

Pour les basses températures. . . . Log. $f = 7{,}71307 \times$ log. $(115 + t) - 17{,}990273$
Pour les hautes températures. . . . Log. $f = 6{,}42 \times$ log. $(85 + t) - 14{,}555244$

M. Regnault n'a pas encore publié tous les résultats numériques de ses expériences, retenu qu'il est par les corrections à faire subir aux chiffres qui expriment les dilatations du mercure et du verre, dans les hautes températures. En effet, les températures ont été mesurées, dans ses expériences, avec le thermomètre à mercure, qui présente, sur le thermomètre à air, l'avantage d'une lecture beaucoup plus

[1] Ces deux formules, telles qu'elles sont données dans le texte anglais, sont :

Pour les températures au-dessous de 212° Fahrenheit. . . . . $f = \left(\dfrac{t + 175}{387}\right)^{7{,}71307}$

Et pour les températures au-dessus de 212°. . . . . $f = \left(\dfrac{t + 121}{333}\right)^{6{,}42}$

Dans ces formules, f est exprimé en atmosphères de 30 pouces anglais de mercure, et t en degrés du thermomètre Fahrenheit.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

prompte et plus précise. Mais, comme le remarque M. Regnault, les indications des thermomètres à mercure, au-delà de 100°, deviennent incertaines ; elles varient, pour la même température, suivant la nature du verre qui forme le réservoir, et probablement aussi suivant la manière dont le réservoir a été soufflé. Les nombres obtenus dans ces expériences, pour les hautes températures, ne seront donc donnés comme définitifs par M. Regnault que lorsque ces corrections préliminaires auront été faites. Cependant, nous sommes heureux de pouvoir publier, dès à présent, le tableau des expériences de M. Regnault, pour les basses températures, de — 32° à 100°, et pour les températures au-dessus de 100° jusqu'à 148°. Dans ces limites, on peut ajouter toute confiance aux chiffres obtenus. Les températures ont été observées directement sur quatre thermomètres à mercure, dont deux étaient plongés dans le liquide, et deux dans la vapeur. Les quatre thermomètres, qui ont servi dans les expériences au-dessus de 100°, ont été construits avec des tubes de cristal provenant d'une même fonte, et les réservoirs ont été soufflés sur les tiges, par le même artiste.

Nous ne publierons donc les résultats de ces expériences que jusqu'aux températures correspondantes à près de 4 $\frac{1}{2}$ atmosphères, ce qui est déjà suffisant pour le plus grand nombre des cas ordinaires de la pratique. Cette grande série d'expériences n'en a pas moins été poussée jusqu'à la pression considérable de 28 atmosphères, et les tableaux que publiera plus tard M. Regnault donneront immédiatement l'élasticité de la vapeur, déduite des observations, pour toutes les températures comprises entre 100 et 220 degrés. La plus petite pression, correspondante à 99° 82, est exprimée en mètres de mercure, par le nombre $0^{m},75161$; la plus grande, correspondante à 220°,1, est égale à $16^{m},90734$.

Nous avons ajouté au premier de ces tableaux une colonne donnant la pression en kilogrammes sur un centimètre carré, pour les températures correspondantes de la vapeur, de 10 en 10 degrés. Dans le second de ces tableaux, nous avons introduit deux autres colonnes, pour exprimer, l'une l'élasticité de la vapeur en atmosphères, et l'autre les pressions en kilogrammes sur un centimètre carré.

TABLE DES FORCES ÉLASTIQUES DE LA VAPEUR D'EAU DE — 32° A 100°.

(D'après les expériences de M. Regnault.)

TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.	TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.
— 32°	$0^{mm},310$		$0^{kil.},0004$	16°	$1^{mm},179$		
		$0^{mm},026$				$0^{mm},105$	
31	0 ,336			15	1 ,284		
		0 ,029				0, 114	
30	0 ,365		0 ,0005	14	1 ,398		
		0 ,032				0 ,123	
29	0 ,397			13	1 ,521		
		0 ,034				0 ,135	
28	0 ,431			12	1 ,656		
		0 ,037				0 ,147	
27	0 ,468			11	1 ,803		
		0 ,041				0 ,160	$0^{kil.},0027$
26	0 ,509			10	1 ,963		
		0 ,044				0 ,174	
25	0 ,553			9	2 ,137		
		0 ,049				0 ,190	
24	0 ,602			8	2 ,327		
		0 ,052				0 ,206	
23	0 ,654			7	2 ,533		
		0 ,057				0 ,225	
22	0 ,711			6	2 ,758		
		0 ,063				0 ,246	
21	0 ,774			5	3 ,004		
		0 ,067				0 ,267	
20	0 ,841		0 ,0011	4	3 ,271		
		0 ,075				0 ,282	
19	0 ,916			3	3 ,553		
		0 ,080				0 ,326	
18	0 ,996			2	3 ,879		
		0 ,088				0 ,345	
17	1 ,084			1	4 ,224		
		0 ,095				0 ,376	
16	1 ,179			0	4 ,600		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.	TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.
0°	4mm,460	0mm,340	0kil.,0062	43°	64mm,346	3mm,444	
+ 1	4 ,940	0 ,362		44	67 ,790	3 ,601	
2	5 ,302	0 ,385		45	71 ,391	3 ,767	
3	5 ,687	0 ,410		46	75 ,158	3 ,935	
4	6 ,097	0 ,437		47	79 ,093	4 ,111	
5	6 ,534	0 ,464		48	83 ,204	4 ,295	
6	6 ,998	0 ,494		49	87 ,499	4 ,483	
7	7 ,492	0 ,525		50	91 ,982	4 ,679	0kil.,1250
8	8 ,017	0 ,557		51	96 ,661	4 ,882	
9	8 ,574	0 ,591		52	101 ,543	5 ,093	
10	9 ,165	0 ,627	0 ,0125	53	106 ,636	5 ,309	
11	9 ,792	0 ,665		54	111 ,945	5 ,533	
12	10 ,457	0 ,705		55	117 ,478	5 ,766	
13	11 ,162	0 ,746		56	123 ,244	6 ,007	
14	11 ,908	0 ,791		57	129 ,251	6 ,254	
15	12 ,699	0 ,837		58	135 ,505	6 ,510	
16	13 ,536	0 ,885		59	142 ,015	6 ,776	
17	14 ,421	0 ,936		60	148 ,791	7 ,048	0 ,2021
18	15 ,357	0 ,989		61	155 ,839	7 ,331	
19	16 ,346	1 ,045		62	163 ,170	7 ,621	
20	17 ,391	1 ,104	0 ,0233	63	170 ,791	7 ,923	
21	18 ,495	1 ,164		64	178 ,714	8 ,231	
22	19 ,659	1 ,229		65	186 ,945	8 ,551	
23	20 ,888	1 ,296		66	195 ,496	8 ,880	
24	22 ,184	1 ,366		67	204 ,376	9 ,220	
25	23 ,550	1 ,438		68	213 ,596	9 ,569	
26	24 ,988	1 ,517		69	223 ,165	9 ,928	
27	26 ,505	1 ,596		70	233 ,093	10 ,300	0 ,3167
28	28 ,101	1 ,681		71	243 ,393	10 ,680	
29	29 ,782	1 ,766		72	254 ,073	11 ,074	
30	31 ,548	1 ,858	0 ,0429	73	265 ,147	11 ,477	
31	33 ,406	1 ,953		74	276 ,624	11 ,893	
32	35 ,359	2 ,052		75	288 ,517	12 ,321	
33	37 ,411	2 ,154		76	300 ,838	12 ,762	
34	39 ,565	2 ,262		77	313 ,600	13 ,211	
35	41 ,827	2 ,374		78	326 ,811	13 ,677	
36	44 ,201	2 ,490		79	340 ,488	14 ,155	
37	46 ,691	2 ,611		80	354 ,643	14 ,644	0 ,4818
38	49 ,302	2 ,737		81	369 ,287	15 ,148	
39	52 ,039	2 ,867		82	384 ,435	15 ,666	
40	54 ,906	3 ,004	0 ,0746	83	400 ,101	16 ,197	
41	57 ,910	3 ,145		84	416 ,298	16 ,743	
42	61 ,055	3 ,291		85	433 ,041	17 ,303	
43	64 ,346			86	450 ,344		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.	TEMPÉR. en degrés centig.	FORCES ÉLAST. en millimètres de mercure.	DIFFÉRENCE.	PRESSION en kil. sur un cent. carré.
86°	450mm,344			93°	588mm,406		
		17mm,877				22mm,334	
87	468 ,221			94	610 ,740		
		18 ,466				23 ,038	
88	486 ,687			95	633 ,778		
		19 ,072				23 ,757	
89	505 ,759			96	657 ,535		
		19 ,691				24 ,494	
90	525 ,450		0kil,7138	97	682 ,029		
		20 ,328				25 ,251	
91	545 ,778			98	707 ,280		
		20 ,979				26 ,025	
92	566 ,757			99	733 ,305		
		21 ,649				26 ,695	
93	588 ,406			100	760 ,000		1kil,0325

TABLE DES FORCES ÉLASTIQUES DE LA VAPEUR D'EAU POUR LES TEMPÉRATURES AU-DELA DE 100° DEPUIS 1 JUSQU'A 4,4 ATMOSPHÈRES.

(D'après les expériences de M. Regnault.)

TEMPÉRATURES EN DEGRÉS CENTIG.		FORCES ÉLASTIQUES		PRESSION
dans le liquide.	dans la vapeur.	en mètres de mercure.	en atmosphères.	en kilogrammes sur 1 centim. carré.
99°,83	99°,82	0m,75161	»	1kil,0119
100 ,00	100 ,00	0 ,76000	1,00	1 ,0325
100 ,71	100 ,71	0 ,77603	1,02	1 ,0532
105 ,10	105 ,06	0 ,90460	1,19	1 ,2287
111 ,78	111 ,70	1 ,13147	1,49	1 ,5385
116 ,04	116 ,04	1 ,30237	1,71	1 ,7656
121 ,16	121 ,13	1 ,53027	2,01	2 ,0753
122 ,70	122 ,53	1 ,60125	2,11	2 ,1786
123 ,94	123 ,91	1 ,67041	2,20	2 ,2715
128 ,40	128 ,47	1 ,91512	2,52	2 ,6019
128 ,54	128 ,47	1 ,92520	2,53	2 ,6122
128 ,66	128 ,57	1 ,93114	2,54	2 ,6226
130 ,12	130 ,18	2 ,01251	2,65	2 ,7361
131 ,38	131 ,30	2 ,09469	2,75	2 ,8497
131 ,51	131 ,63	2 ,09828	2,76	2 ,8497
133 ,20	133 ,28	2 ,20908	2,91	3 ,0046
135 ,70	135 ,65	2 ,37303	3,04	3 ,1388
135 ,83	136 ,00	2 ,38681	3,14	3 ,2421
137 ,75	137 ,52	2 ,51479	3,31	3 ,4176
138 ,36	138 ,24	2 ,56173	3,37	3 ,4795
140 ,90	141 ,01	2 ,75617	3,63	3 ,7480
141 ,57	141 ,54	2 ,79968	3,68	3 ,7896
143 ,85	143 ,83	2 ,99279	3,94	4 ,0581
144 ,12	144 ,17	3 ,01008	3,96	4 ,0887
145 ,70	145 ,64	3 ,14941	4,14	4 ,2746
147 ,50	147 ,50	3 ,30695	4,35	4 ,4914
148 ,20	148 ,30	3 ,36136	4,42	4 ,5637

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

M. Regnault a relié ses observations, faites jusqu'ici dans les hautes températures, par une formule d'interpolation provisoire qui permît d'étudier facilement leur marche. Cette formule est de la forme

$$\text{Log. } f = a + b\,\alpha^x.$$

Dans cette expression, on a $x = t - 100^\circ$, t exprimant des degrés centigrades, au-delà de 100°. Les trois constantes a, b, α, déterminées à l'aide des expériences directes, ont pour valeur :

$$a = 5{,}8267890,$$
$$\text{Log. } b = 0{,}4692291,$$
$$\text{Log. } \alpha = \overline{1}{,}9977641.$$

M. Regnault se propose de représenter les observations dans toute leur étendue, par une formule unique, lorsqu'il aura rendu définitifs les chiffres obtenus dans les hautes températures, après avoir corrigé les indications du thermomètre à mercure des petites causes d'erreurs dont nous avons parlé.

On voit à l'inspection des tables et des formules empiriques que nous avons données, que la force élastique ou tension de la vapeur d'eau, croît beaucoup plus rapidement que la température. Ce résultat s'applique aussi, sans aucun doute, aux forces élastiques des vapeurs de tous les liquides, bien que les expériences, qui ont été faites jusqu'à présent sur les vapeurs des liquides autres que l'eau, soient assez imparfaites. Nous avons déjà établi ce fait général pour tous les liquides, que la vapeur qui se forme à la température de l'ébullition à l'air libre possède une tension égale à la pression ordinaire de l'atmosphère. Cette température de l'ébullition varie avec la nature du liquide. Ainsi : le mercure entre en ébullition à 350°, l'eau à 100°, l'alcool à 79°7, le sulfure de carbone à 43°, l'éther à 37°,8, etc. Dalton avait cru reconnaître que les tensions des vapeurs des différents liquides sont les mêmes pour tous, à un même nombre de degrés au-dessus ou au-dessous du point d'ébullition de chaque liquide. Il résulterait de ce principe que les forces élastiques des vapeurs du mercure à 12° au-dessus de son point d'ébullition, c'est-à-dire à 362°, de l'eau à 112°, de l'alcool à 91°,7, etc., seraient toutes égales entre elles. — Cette loi, qui établirait une relation si simple entre les tensions des vapeurs des différentes natures, n'est point vraie ; mais elle est une première approximation utile dans certaines circonstances. Dalton a reconnu lui-même qu'elle ne se vérifie que pour des températures peu éloignées du point d'ébullition.

Pour résumer tout ce que nous avons dit sur la force élastique de la vapeur d'eau, en contact avec le liquide qui l'a formée, nous allons reproduire succinctement les principales formules à employer dans la pratique pour exprimer la relation qui existe entre la tension et la température. Nous joindrons aux formules que nous avons déjà citées, pour les pressions de 1 à 4 atmosphères, la formule proposée par M. de Pambour. Cette formule s'accorde très bien avec les observations, et elle a le mérite de retomber exactement de 4 à 4 $\frac{1}{2}$ atmosphères, dans la formule de MM. Dulong et Arago, qui convient aux pressions supérieures et qui fait ainsi naturellement suite à la précédente. Enfin, nous reproduisons ces formules en les mettant sous la forme la plus utile dans la pratique, c'est-à-dire en nous servant des mesures usuelles. La tension, ou pression p de la vapeur, sera donc exprimée en kilogrammes par centimètre carré, et la température t en degrés centigrades comptés à partir de zéro.

Formule de Southern, convenable aux pressions inférieures à la pression atmosphérique :

$$p = 0{,}0034542 + \left(\frac{46{,}278 + t}{145{,}360}\right)^{5{,}15}$$

ou
$$t = 145{,}360\,\sqrt[5{,}15]{p - 0{,}0034542} - 46{,}278.$$

Formule de l'Artizan-club, convenable aux pressions inférieures à la pression atmosphérique :

$$p = \left(\frac{115 + t}{213{,}72}\right)^{7{,}71307}$$

ou
$$t = 213{,}72\,\sqrt[7{,}71307]{p} - 115$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Formule de Tredgold, modifiée par M. Mellet, convenable aux pressions de 1 à 4 atmosphères :

$$p = \left(\frac{75 + t}{174}\right)^6$$

ou
$$t = 174 \sqrt[6]{p} - 75$$

Formule de M. de Pambour, convenable aux pressions de 1 à 4 atmosphères :

$$p = \left(\frac{72{,}67 + t}{171{,}72}\right)^6$$

ou
$$t = 171{,}72 \sqrt[6]{p} - 72{,}67.$$

Formule de l'Artizan-club, convenable aux pressions de 1 à 24 atmosphères :

$$p = \left(\frac{85 + t}{183{,}68}\right)^{6{,}42}$$

ou
$$t = 183{,}68 \sqrt[6{,}42]{p} - 85$$

Formule de MM. Dulong et Arago, convenable aux pressions de 4 à 50 atmosphères :

$$p = (0{,}28658 + 0{,}0072003\ t)^5$$

ou
$$t = 138{,}883 \sqrt[5]{p} - 39{,}802.$$

CHALEUR CONSTITUANTE TOTALE DE LA VAPEUR D'EAU A DIFFÉRENTES TENSIONS.

Nous avons déjà dit que l'on évaluait les différentes sommes de chaleur contenues dans une substance quelconque au moyen d'une unité, à laquelle on donne le nom de *calorie*, et qui exprime la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré du thermomètre centigrade la température d'un kilogramme d'eau. Ainsi, du moment que l'on connaît la température d'un certain poids P de vapeur, il est facile de calculer la quantité totale de chaleur contenue dans cette vapeur, en exprimant cette quantité en calories. En adoptant le chiffre de M. Regnault pour la chaleur de vaporisation de l'eau, sous la pression atmosphérique ordinaire, cette quantité de calories sera P $(537 + t)$, d'après la loi de Southern, plus généralement admise dans la pratique que celle de M. Clément-Désormes. Or, les tables et les formules empiriques que nous avons données permettent de déduire la température de la vapeur saturée, lorsque l'on connaît la tension. Il sera donc facile de déterminer la chaleur constituante totale de la vapeur d'eau à différentes tensions.

Connaissant la quantité de chaleur qui doit être absorbée par un poids donné d'eau que l'on veut transformer en vapeur à une certaine tension, on pourra apprécier à peu près la quantité de combustible nécessaire à cette transformation. En effet, de nombreuses expériences ont déjà été faites, dans le calorimètre de Lavoisier, qui permettent d'évaluer les quantités de chaleur développées par la combustion de poids connus de diverses substances. Nous consignons, dans le tableau suivant, les résultats des principales expériences faites à ce sujet.

QUANTITÉS DE CHALEUR DÉVELOPPÉES PAR UN KILOGRAMME DES DIVERS COMBUSTIBLES.

NATURE DES COMBUSTIBLES.	COMPOSITION de la partie combustib.	QUANTITÉ de chaleur développée en calories.	OBSERVATIONS.
Hydrogène carboné.	Hydrog. . 0,25 Carbone. . 0,75	6622	DALTON.
Gaz oléfiant.	Hydrog. . $\frac{1}{7}$ Carbone. . $\frac{6}{7}$	6833	
Oxyde de carbone.	Carbone. . 0,43	1944	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NATURE DES COMBUSTIBLES.	COMPOSITION de la partie combustib.	QUANTITÉ de chaleur développée en calories.	OBSERVATIONS.
Alcool.	Hydrog. . 0,1224 Carbone. . 0,4785	6194	RUMFORD.
Éther sulfurique.	Hydrog. . 0,133 Carbone. . 0,596	8030	
Huile de térébenthine.	Hydrog. . 0,0962 Carbone. . 0,825	4667	DALTON.
Naphte.	Hydrog. . 0,123 Carbone. . 0,83	7333	
Huile d'olive.	Hydrog. . 0,1336 Carbone. . 0,772	9000	RUMFORD.
Huile de navette ou de colza.. . .	. . . . .	9300	
Cire jaune.	. . . . .	10344	LAPLACE.
Cire blanche.	. . . . .	9820	RUMFORD.
Suif.	. . . . .	8370	
Houille collante de Newcastle. . .	Hydrog. . 0,0416 Carbone. . 0,7516	5123	WATT.
Houille dite *cherry*, de Glasgow. .	Hydrog. . 0,100 Carbone. . 0,666	6776	
Houille à feuillets, de Glasgow. .	Hydrog. . 0,044 Carbone. . 0,568	4630	
Houille à longue flamme, *cannel coal*, des environs de Coventry.	Hydrog. . 0,200 Carbone. . 0,626	9501	TREDGOLD.
Cannel coal de Woodhall, près de Glasgow.	Hydrog. . 0,039 Carbone. . 0,722	5424	
Charbon de bois sec ou distillé. .	. . . . .	7050	
Charbon de bois ordinaire.	. . . . .	6000	contenant 0,20 d'eau.
Coke pur.	. . . . .	7050	
Houille de première qualité. . . .	. . . . .	7050	id. 0,02 de cend.
Houille de deuxième qualité. . . .	. . . . .	5345	id. 0,10 do.
Houille de troisième qualité. . . .	. . . . .	5932	id. 0,20 do.
Bois séché au feu.	. . . . .	3666	id. 0,52 de charb.
Bois séché à l'air.	. . . . .	2945	id. 0,20 d'eau.
Tourbe ordinaire.	. . . . .	1500	
Tourbe de première qualité. . . .	. . . . .	3000	

Extrait de l'*Aide mémoire de Mécaniq.* de M. MORIN.

Nous devons faire observer que les foyers ordinaires sont loin d'utiliser toute la quantité de chaleur développée par les divers combustibles. Les meilleurs foyers n'utilisent guère, en effet, que les 6 dixièmes de la chaleur totale qui a été produite. Cependant, on peut toujours, au moyen des données consignées dans la table précédente, calculer approximativement le nombre de kilogrammes du combustible à brûler pour produire un poids donné de vapeur, du moment que l'on connaît la fraction de chaleur utilisée par le foyer que l'on a à sa disposition. En désignant par n le nombre d'unités de chaleur ou de calories que l'on peut utiliser dans un foyer par kilogramme de combustible brûlé, et par N le nombre de kilogrammes de combustible à brûler pour transformer un poids P d'eau à la température t', en vapeur à la température t, on a entre ces quantités la relation suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$N = P\,\frac{537 + t - t'}{n}\ \text{kil.}$$

Si, au lieu de donner la température, on donnait la tension de la vapeur, on déduirait la température correspondante à cette tension à l'aide des formules empiriques ou des tables qui précèdent, et l'expression ci-dessus permettrait toujours de calculer approximativement la quantité de combustible à brûler pour produire un certain poids de vapeur à une tension donnée.

DES VAPEURS NON EN CONTACT AVEC LES LIQUIDES QUI LES ONT FORMÉES.

Tout ce que nous avons dit jusqu'à présent ne s'applique qu'aux vapeurs en contact avec les liquides qui les ont formées, c'est-à-dire lorsque ces vapeurs saturent constamment l'espace qui leur est ouvert. Mais les lois des vapeurs sont complétement différentes, du moment que la communication entre ces vapeurs et les liquides se trouve fermée. C'est ce que l'on conçoit aisément. Si, en effet, la communication entre la vapeur et son liquide n'ayant plus lieu, on élève la température, la densité du liquide restera la même, comme celle d'un gaz permanent que l'on échaufferait dans un vase fermé. La force élastique ne sera donc plus liée à la température par les relations que nous avons données ci-dessus, et à mesure que l'on élèvera la température, à partir du point de saturation, la vapeur devra se comporter comme un gaz permanent. Si, au contraire, on abaissait la température d'une vapeur non en contact avec son liquide, cette vapeur, se comporterait comme un gaz permanent, tant que l'on n'aurait pas atteint le point de saturation de l'espace où elle est contenue; mais, du moment que cet espace contiendrait toute la vapeur qu'il peut contenir à cette température, il y aurait nécessairement précipitation du liquide pour un nouvel abaissement dans la température. La vapeur se trouverait alors en contact avec son liquide, et les lois que nous avons données plus haut lui seraient applicables.

Dans les machines à détente, la vapeur qui agit sur le piston du cylindre offre le double exemple d'une vapeur en contact avec son liquide, et d'une vapeur qui en est séparée. Lorsque la communication existe entre l'eau de la chaudière et la vapeur qui se trouve dans le cylindre, la tension est liée à la température par les lois empiriques des vapeurs à saturation; mais lorsque cette communication se trouve fermée, la vapeur se détend et sa tension diminue, bien que la température reste constante, du moins sensiblement constante, car il y a toujours, dans la dilatation des gaz, un certain refroidissement produit par l'absorption de chaleur latente. On conçoit toute l'importance qu'il y a, dans le calcul des machines à vapeur, de déterminer la relation qui existe entre les volumes relatifs, les pressions et les températures des vapeurs; mais il résulte de ce que nous venons de dire qu'il faut examiner séparément le cas spécial des vapeurs qui cessent d'être en communication avec leurs liquides.

Relations entre les volumes relatifs, les pressions et les températures dans les vapeurs séparées du liquide.

Le *volume relatif* d'une vapeur n'est autre chose que le rapport de son volume absolu au volume occupé par un même poids d'eau, ou par l'eau qui l'a produite. Il est clair que, pour comparer les volumes réels des vapeurs, il suffira de comparer les volumes relatifs, qui leur sont proportionnels. Soit V le volume occupé par un certain poids de vapeur, à la température t et à la pression p, et proposons-nous de trouver le volume V′ qu'occupera ce même poids de vapeur à la température t' et à la pression p'.

La vapeur, n'étant point en contact avec son liquide, se comportera comme un gaz permanent. Donc, en vertu de la loi de Mariotte, si la température restait constante, la pression seule variant, nous aurions :

$$\frac{V'}{V} = \frac{p}{p'} \quad \text{ou} \quad V' = V \times \frac{p}{p'}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si, au contraire, la température variait, la pression restant constante, la loi de M. Gay-Lussac serait applicable. Cette loi consiste en ce que, si l'on fait varier la température d'un fluide élastique, en maintenant sa tension constante, ce fluide éprouvera des augmentations de volume exactement proportionnelles aux augmentations de température. En appelant α le coefficient de cette dilatation, c'est-à-dire l'accroissement de l'unité de volume pour 1 degré centigrade, les volumes V et V′ seraient respectivement égaux aux volumes à 0° plus au produit de ce volume par le coefficient α et les températures t et t'. Ainsi l'on aurait, en désignant par U le volume à 0° :

$$V = U(1 + \alpha t), \qquad V' = U(1 + \alpha t')$$

On aurait donc, entre les volumes V′ et V, la relation

$$\frac{V'}{V} = \frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}, \text{ ou } V' = V\frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}$$

Si, enfin, la pression changeait avec la température, ce nouveau volume serait au volume que nous venons d'obtenir dans la raison inverse des pressions, c'est-à-dire comme p est à p'. Nous aurions donc

$$V' = V\frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}\cdot\frac{p}{p'}$$

La formule $V' = V\dfrac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}$, qui correspond aux changements de température, sans changement de pression, ne peut évidemment convenir aux vapeurs en contact avec les liquides, puisque, dans ces vapeurs, la pression est essentiellement liée à la température. Les plus récentes expériences fixent le nombre 0,00364 pour la valeur du coefficient α. Les formules précédentes deviennent donc

$$V' = V\frac{1 + 0{,}00364\,t'}{1 + 0{,}00364\,t}$$ pour changement de température, la pression restant constante,

et $$V' = V\frac{1 + 0{,}00364\,t'}{1 + 0{,}00364\,t}\cdot\frac{p}{p'}$$ pour changement de température et de pression.

On sait encore, par expérience, que, sous la pression atmosphérique ordinaire, ou sous la pression de 1,0325 kilogrammes par centimètre carré, et à la température de 100 degrés du thermomètre centigrade, le volume relatif de la vapeur en contact avec le liquide est 1700 fois celui de l'eau qui l'a produite. On peut donc remplacer p, t et V par ces nombres dans les expressions précédentes, qui deviennent alors :

$$V' = 1700\frac{1 + 0{,}00364\,t'}{1{,}364} = 1246\,(1 + 0{,}00364\,t')$$

et $$V' = 1700\frac{1 + 0{,}00364\,t'}{1 + 0{,}00364\,t}\cdot\frac{1{,}033}{p'} = 1287\frac{1 + 0{,}00364\,t'}{p'}$$

Relation entre les volumes relatifs, les pressions et les températures dans les vapeurs en contact ou non avec le liquide.

La loi de Mariotte et celle de M. Gay-Lussac ne peuvent s'appliquer isolément, comme nous l'avons vu, aux changements qui surviennent dans les vapeurs qui continuent d'être en contact avec leur liquide. Si, cependant, dans la dernière formule que nous avons obtenue, par suite d'un changement simultané dans la température et la pression, nous supposons que la température, dans ses variations, reste liée à la pression par la loi empirique des vapeurs à saturation, cette formule pourra convenir aux vapeurs en contact avec leur liquide. Il suffira donc de supposer dans la formule

$$V = 1287\frac{1 + 0{,}00364\,t}{p}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la température t liée à la tension p par la loi empirique des vapeurs à saturation pour que cette formule leur soit applicable.

Ainsi, on pourra, au moyen de cette expression, calculer le volume relatif de la vapeur saturée à une certaine température t, en substituant à la place de la tension p la valeur correspondante, ou réciproquement, dans le cas où la tension serait donnée.

Si les formules empiriques citées plus haut étaient moins compliquées, on pourrait obtenir aisément une relation directe entre le volume de la vapeur saturée et la température seule ou la pression seule, en éliminant p ou t entre les deux équations. Des formules empiriques ont été proposées pour remplacer le résultat final de l'élimination, d'abord par M. Navier, et ensuite par M. de Pambour.

L'expression de M. Navier est la suivante :

$$V = \frac{1000}{0{,}09 + 0{,}0000484\ P}$$

dans laquelle P désigne la pression en kilogrammes par mètre carré. Cette formule, assez exacte dans les hautes pressions, s'écarte considérablement des observations pour les pressions inférieures à la pression atmosphérique, que l'on rencontre dans les machines à condensation.

M. de Pambour a donc proposé deux formules qui ont le mérite de convenir, dans leur ensemble, à tous les cas qui peuvent se présenter dans la pratique. Ces deux formules sont :

$$V = \frac{10000}{0{,}4227 + 0{,}000529\ P} \ldots\ \text{pour les machines à } \textit{condensation},$$

$$V = \frac{10000}{1{,}421 + 0{,}000471\ P} \ldots\ \text{pour les machines sans } \textit{condensation},$$

la pression P étant exprimée en kilogrammes par mètre carré.

La première de ces formules donne des résultats suffisamment exacts depuis une pression de 6 dixièmes d'atmosphère jusqu'à 2 atmosphères. A partir de ce dernier point, la seconde devra être préférée.

Densités des vapeurs.

Connaissant les volumes relatifs des vapeurs, pour une pression et une température quelconques, il est facile de déterminer leurs densités pour ces mêmes pressions et températures. Si, en effet, on désigne par d la densité de la vapeur, par p son poids et par v le volume occupé par ce poids p de vapeur, on aura, d'une manière générale $d = \frac{p}{v}$. Mais, si nous prenons le poids de l'unité de volume d'eau pour unité, le rapport $\frac{p}{v}$ ne sera autre chose que le rapport de 1 au volume relatif de la vapeur; nous aurons donc : $d = \frac{1}{V}$, V étant le volume relatif de la vapeur. Cette densité est ainsi exprimée en prenant celle de l'eau pour unité. L'air ayant, pour le même poids, un volume 770 fois plus considérable que l'eau, c'est-à-dire une densité 770 fois moindre, il faudrait, pour rapporter la densité de la vapeur à celle de l'air, poser : $d = \frac{770}{V}$.

En prenant le décimètre cube, ou le litre, pour unité de volume de l'eau, l'expression $d = \frac{1}{V}$ donnera, en kilogrammes, le poids du litre de vapeur, ou bien le poids du mètre cube, si on multiplie le rapport $\frac{1}{V}$ par 1000.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ayant établi toutes les formules qui relient les volumes relatifs et, par suite, les densités des vapeurs aux températures et aux tensions de ces vapeurs, nous croyons utile de donner la table suivante qui évitera, dans la plupart des cas de la pratique, d'avoir recours au calcul de ces formules.

Table des volumes en litres de 1 kilogramme d'eau transformée en vapeur, et des densités de la vapeur, pour diverses températures.

TEMPÉRATURES en degrés centig.	DENSITÉS ou poids du mètre cube.	VOLUMES de 1 kil. de vapeur en litres.	TEMPÉRATURES en degrés centig.	DENSITÉS ou poids du mètre cube.	VOLUMES de 1 kil. de vapeur en litres.
0°	0kil. ,0054	185185lit.	156°,80	2kil. ,8196	355lit.
5	0 ,0072	138889	160 ,20	3 ,0520	328
10	0 ,0097	103093	163 ,48	3 ,2810	305
15	0 ,0126	79365	166 ,50	3 ,5106	285
20	0 ,0171	58480	169 ,37	3 ,7353	268
25	0 ,0225	44445	172 ,10	3 ,9784	251
30	0 ,0295	33898	177 ,10	4 ,4057	227
35	0 ,0381	26247	181 ,60	4 ,8477	206
40	0 ,0491	20367	186 ,03	5 ,2807	189
45	0 ,0627	15949	190 ,00	5 ,7100	175
50	0 ,0797	12547	193 ,70	6 ,1367	163
55	0 ,1005	9951	197 ,19	6 ,5595	153
60	0 ,1260	7937	200 ,48	6 ,9790	143
65	0 ,1568	6378	203 ,60	7 ,3957	135
70	0 ,1932	5176	206 ,57	7 ,8087	128
75	0 ,2433	4110	209 ,40	8 ,2196	122
80	0 ,2892	3458	212 ,10	8 ,6284	116
85	0 ,3497	2860	214 ,70	9 ,0336	111
90	0 ,4196	2383	217 ,20	9 ,4372	106
95	0 ,4998	2001	219 ,60	9 ,8382	102
100	0 ,5913	1692	221 ,90	10 ,2370	98
112 ,2	0 ,8583	1165	224 ,20	10 ,6320	94
121 ,4	1 ,1177	895	226 ,30	11 ,0290	91
128 ,8	1 ,3711	729	236 ,30	12 ,9770	77
135 ,1	1 ,6200	617	244 ,85	14 ,8870	67
140 ,6	1 ,8647	536	252 ,55	16 ,7620	60
145 ,4	2 ,1072	475	259 ,52	18 ,6110	54
149 ,06	2 ,3495	426	665 ,89	20 ,4330	49
153 ,08	2 ,5860	387			

Pour avoir les tensions de la vapeur correspondantes aux diverses densités consignées dans le tableau ci-dessus, il faudra recourir aux tables, que nous avons données précédemment, des températures et des forces élastiques correspondantes des vapeurs à saturation.

Puissances dynamiques des vapeurs.

Pour apprécier la puissance dynamique d'une vapeur quelconque, il ne faut pas considérer seulement la tension de cette vapeur. En général, un effet mécanique ne se mesure que par la double considération d'un effort et d'un certain espace parcouru dans le sens de cet effort. Dès lors, la puissance dynamique des vapeurs est proportionnelle à la force élastique et à l'espace que tendent à occuper ces vapeurs sous cette pression, c'est-à-dire au produit de la force élastique par le volume relatif. Lorsqu'on parvient à condenser les gaz réputés permanents, on est étonné de la tension extraordinaire que possèdent les vapeurs de ces nouveaux liquides, et l'idée est venue tout naturellement d'employer ces vapeurs comme agents mécaniques. Mais cette idée paraît plus heureuse au premier aspect que ne le comporte un examen appro-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fondi. En effet, les efforts considérables, que produisent instantanément les vapeurs des gaz condensés, ne s'exercent que dans une sphère d'activité très bornée, et si on établit le produit de la tension par le volume relatif, on arrive à un chiffre beaucoup plus faible qu'on ne le supposait d'abord. En second lieu, on doit tenir compte aussi, dans l'évaluation de la puissance dynamique d'une vapeur, de la quantité de chaleur requise pour produire un même développement de puissance ; car il n'y aurait pas d'avantage à abandonner la vapeur ordinaire d'eau, comme force motrice, s'il fallait dépenser la même quantité de chaleur, pour la production d'une force égale.

Dans ces derniers temps, M. Faraday est parvenu à liquéfier certains gaz réputés permanents, en soumettant à des températures très différentes, l'une de l'autre, les deux extrémités d'un tube de cristal hermétiquement fermé, dans lequel il avait introduit ces gaz. Connaissant la densité des vapeurs de ces gaz, rapportée à celle de l'air, ainsi que la densité des liquides provenant de la condensation, rapportée à celle de l'eau, il est facile de calculer la puissance dynamique des vapeurs de ces différents gaz condensés.

En effet, soit D la densité du liquide ou du gaz condensé, en prenant la densité de l'eau pour unité, et α la densité de sa vapeur, à une certaine pression ; il est clair que le volume relatif V de cette vapeur sera égal au rapport $\frac{D}{\alpha}$ de ces deux densités, pour cette même pression. Si nous désignons maintenant par d la densité de la vapeur prise par rapport à l'air, à une pression quelconque f, nous aurons $df = 770.\alpha$, puisque la densité de l'air est $\frac{1}{770}$ de la densité de l'eau, et que, d'ailleurs, la densité de la vapeur est proportionnelle à sa pression. Nous aurons donc pour le volume relatif :

$$V = \frac{770\ D}{df},$$

d'où l'on déduit pour la puissance dynamique :

$$F = V f = \frac{770\ D}{d}$$

On voit, par cette expression de F, que la puissance dynamique est indépendante de la pression à laquelle on a mesuré la densité d de la vapeur.

Le tableau suivant indique les gaz qui ont été réduits en liquides par M. Faraday, leurs densités, et l'évaluation de leurs puissances dynamiques d'après la formule que nous venons de donner, $F = \frac{770\ D}{d}$.

SUBSTANCES.	DENSITÉ du gaz, celle de l'air étant 1.	DENSITÉ du liquide, celle de l'eau étant 1.	TEMPÉRAT. en degrés centigrades.	FORCE en atmosphères.	PUISSANCES dynamiques de poids égaux des gaz.
Gaz acide carbonique. . .	1,527	0,83	0°	36	410
— sulfureux. . . .	2,777	1,43	7 ,2	3	394
— hydro-sulfuriq. .	1,192	0,9	10	17	581
Oxyde de chlore.	2,365	»	»	»	»
Deutoxyde d'azote.	1,527	»	7 ,2	50	»
Cyanogène.	1,818	0,9	7 ,2	3,6	381
Ammoniaque.	0,5962	0,76	10	6,5	983
Acide hydro-chlorique. . .	1,285	»	10	40	»
Chlore.	2,496	1,33	10	4	406
Vapeur d'eau.	0,4545	1,00	100	1	1694

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il résulte de la dernière colonne de ce tableau que, de toutes les vapeurs soumises à l'expérience, la vapeur d'eau est celle qui présente la puissance dynamique la plus considérable. Donc, sous ce premier rapport, la préférence industrielle doit être acquise à la vapeur d'eau comme force motrice. D'un autre côté, il est infiniment probable que les quantités de chaleur absorbées par les différentes substances, pour la production de certains effets mécaniques, sont exactement proportionnelles à ces effets, c'est-à-dire que toutes les vapeurs, provenant de liquides quelconques, exigent la même quantité de chaleur pour produire la même action. La prééminence est donc incontestablement assurée à la vapeur d'eau, comme force motrice, puisque le liquide de cette vapeur est tout formé à la pression et à la température ordinaires, et qu'on le rencontre partout en abondance.

MOUVEMENT ET ÉCOULEMENT DES FLUIDES ÉLASTIQUES.

Il est important de connaître la vitesse avec laquelle se meuvent et s'écoulent les fluides élastiques, pour étudier la marche de la vapeur dans les tuyaux et les passages plus ou moins resserrés de la machine. Le mouvement d'un fluide élastique est toujours dû à un défaut d'équilibre dans les pressions qui s'exercent sur lui. Ainsi, un fluide qui se trouverait dans un vaisseau fermé, où il serait soumis à une pression de 2 atmosphères, s'échapperait en partie de ce vaisseau, dès qu'un orifice viendrait le mettre en communication avec l'atmosphère extérieure. Il est clair que la vitesse avec laquelle l'écoulement aurait lieu serait proportionnelle à l'excès de la tension du fluide sur celle de l'air libre de l'atmosphère.

Il résulte de là un moyen très simple pour évaluer la vitesse avec laquelle un gaz ou un fluide quelconque doit tendre à se mouvoir lorsqu'il est soumis à une certaine compression. Il suffit, en effet, de déterminer la hauteur d'une colonne homogène du fluide que l'on considère, qui serait capable d'exercer, sur l'unité de surface, la même pression à laquelle le fluide est soumis. Dès lors, on connaît la vitesse avec laquelle le fluide tendrait à s'élancer dans le vide, puisque la hauteur correspondante à cette vitesse est la hauteur même, que nous venons de déterminer, à laquelle le fluide comprimé s'élèverait dans un tube vide de toute autre matière pondérable. En résumé, cette vitesse n'est autre chose que la vitesse acquise par un corps grave tombant sous l'action de la pesanteur de toute la hauteur de la colonne qui fait équilibre à la pression du fluide. C'est là la vitesse théorique; mais comme le fluide, en s'écoulant par un orifice, rencontre toujours des résistances, cette vitesse devra être corrigée en la multipliant par un certain coefficient dépendant de la forme de l'orifice.

Si le fluide devait s'écouler, non pas dans le vide, mais dans un espace contenant un fluide quelconque, à une densité moindre, l'écoulement aurait lieu avec une vitesse due à la différence de hauteur de deux colonnes homogènes, composées chacune des fluides que l'on considère, et faisant équilibre l'une et l'autre aux deux pressions respectives.

En appelant H la hauteur de la première colonne, h la hauteur de la seconde, les vitesses théoriques d'écoulement, dans un espace vide et dans un espace contenant un fluide à une certaine densité, seraient données par les deux équations :

$$V^2 = 2g\,H \text{.... dans le premier cas,}$$

et

$$V^2 = 2g\,(H - h) \text{.... dans le second cas,}$$

g étant égal à $9^m,8088$ et V étant la vitesse en mètres par seconde. Les hauteurs H et h sont, d'ailleurs, faciles à déterminer, du moment que l'on connaît la pression f du fluide, et sa densité. Si, en effet, cette densité d est donnée par rapport à l'eau, et si nous prenons la pression de l'atmosphère pour unité, nous aurons :

$$H = 10^m,33 \times \frac{f}{d},$$

10^m83 étant la hauteur de la colonne d'eau qui fait équilibre à 1 atmosphère.

Nous savons donc calculer la vitesse du mouvement qui résulterait de l'action directe et continue de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

colonne de fluide qui le produit, abstraction faite des circonstances qui tendent à retarder ce mouvement. Mais l'expérience prouve que, dans l'écoulement des fluides élastiques, l'action oblique des parois des orifices produit à peu près le même effet que dans le passage de l'eau à travers les mêmes orifices, et que des remous se manifestent dans les mêmes circonstances, et tendent à retarder considérablement les mouvements. Il est clair que ces résistances sont notablement modifiées par les formes qu'affectent les divers orifices. Suivant la forme adoptée, on doit multiplier la vitesse théorique, que nous avons donnée tout à l'heure, par un certain coefficient déterminé par l'expérience pour chaque cas. Voici la valeur de ce coefficient pour les ouvertures le plus généralement employées :

Si la contraction de la veine fluide est complète, ce qui a lieu lorsque l'orifice n'est autre chose qu'une ouverture pratiquée dans une paroi mince, il faut multiplier la vitesse théorique par. . . . 0,61

Si l'orifice est terminé par un ajutage cylindrique long de 2 ou 3 fois son diamètre, le coefficient sera. 0,84

Si l'ajutage est un tube de même longueur placé en dedans. 0,70

Si, enfin, l'ajutage est conique, c'est-à-dire si l'orifice est à l'extrémité d'une buse conique, allongée et raccordée avec la conduite, ainsi que cela a lieu généralement. 0,96

Pour avoir la quantité P de fluide dépensé par un orifice d'une surface donnée S, il faudra multiplier cette surface par la densité d du fluide, ou le poids de l'unité de volume, et par la vitesse d'écoulement, modifiée comme il vient d'être dit, suivant la forme de l'orifice. En appelant V cette vitesse modifiée, on aura

$$P = S.\, d.\, V.$$

Mouvement de la vapeur dans une machine.

Il est évident que l'équation $V^2 = 2gH$, que nous avons donnée pour la vitesse d'écoulement des fluides élastiques, s'applique au cas particulier de la vapeur d'eau. Il suffit pour cela que H exprime la hauteur de la colonne de vapeur de même tension, qui ferait équilibre à cette tension, pour l'écoulement dans le vide, ou, plus généralement, que H soit la différence de hauteur de deux colonnes fluides faisant équilibre, l'une à la tension de la vapeur, l'autre à la tension du fluide contenu dans l'espace où se précipite la vapeur. Cette hauteur H se détermine, dans le premier cas, comme nous l'avons établi, par l'équation $H = 10{,}33 \times \frac{f}{d}$, dans laquelle f est la force élastique de la vapeur en atmosphère et d sa densité par rapport à l'eau. En appelant v le volume relatif de la vapeur à la même tension, comme nous avons $d = \frac{1}{v}$, l'expression précédente pourra se mettre sous la forme :

$$H = 10^m{,}33.\, fv,$$

et au moyen de la table, que nous avons donnée, des volumes relatifs de la vapeur à différentes tensions, il sera facile de calculer la hauteur H.

Si la vapeur, au lieu de se précipiter dans un vide parfait, s'écoule dans un espace contenant de la vapeur à une certaine tension f', correspondant au volume relatif v', la hauteur à laquelle sera due la vitesse d'écoulement deviendra

$$H = 10^m{,}33\ (fv - f'v').$$

De sorte que l'on aura, en général, pour la vitesse d'écoulement de la vapeur, à travers un certain orifice, pour lequel le coefficient de réduction serait k,

$$V = k\sqrt{2g \times 10^m{,}33\ (fv - f'v')}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette expression n'offre aucune difficulté de calcul, puisque nous avons donné (page 97) le tableau des volumes relatifs de la vapeur correspondants aux diverses températures et, par suite, aux diverses tensions de cette vapeur. On sait, d'ailleurs, que la tension f, dans cette formule, est exprimée en atmosphères, et que le coefficient k est déterminé par la disposition particulière adoptée pour l'orifice.

Lorsque le tuyau, dans lequel l'écoulement de la vapeur a lieu, se trouve alternativement élargi et rétréci, la vitesse doit nécessairement diminuer, en raison même de la nature des contractions successives. Il est, d'ailleurs, de toute évidence que les courbures et coudes, formés par un tuyau de vapeur, sont de nouvelles causes de diminution de vitesse. Nous voyons donc que dans l'établissement, tel qu'il se fait aujourd'hui, des passages de vapeur, on doit chercher autant que possible à éviter toutes ces dispositions nuisibles à la rapidité du mouvement. Lorsque l'état des lieux et les nécessités de construction ne permettent point de les éviter totalement, il faut adopter, dans les variations du diamètre du tuyau, les formes les plus convenables indiquées par les valeurs diverses du coefficient de réduction k, et arrondir les angles autant que possible. Pour chaque coude à angle droit, on évalue ordinairement la diminution de vitesse à un dixième de son intensité primitive. Que cette évaluation soit exacte ou non, il n'en est pas moins certain qu'un coude à angle vif est beaucoup plus préjudiciable à la vitesse qu'un changement de direction suivant une courbe d'un rayon plus ou moins grand. Il est d'un usage ordinaire, surtout dans les bateaux à vapeur, de faire partir à angle droit du conduit principal de la vapeur, les tuyaux d'embranchement des cylindres. On reconnaît aisément que cette disposition vicieuse doit produire une diminution sensible dans l'intensité du mouvement de la vapeur. Dans une boîte à soupape ou boîte de tiroir, il se manifeste une obstruction beaucoup plus nuisible encore, et dont on peut, sans exagération, évaluer l'effet à une réduction de 2 dixièmes dans la vitesse totale.

Ces diverses évaluations ne doivent pas être considérées comme les résultats d'expériences faites sur le mouvement de la vapeur elle-même. Les expériences qui ont été faites sur ce fluide, à ce sujet, ne peuvent inspirer aucune confiance; mais, ce que nous venons de dire se déduit de la comparaison du mouvement de la vapeur avec le mouvement des autres fluides élastiques. Il est plus que probable que les principes qui régissent ces mouvements sont les mêmes dans les mêmes circonstances. Les considérations précédentes devront donc être toujours présentes à l'esprit de l'ingénieur, pour qu'il puisse se rendre compte, d'une manière approximative, des retards que la vapeur éprouve dans sa vitesse, en passant par un certain nombre de rétrécissements et de coudes à angles vifs ou arrondis. Dans la disposition généralement adoptée aujourd'hui des conduites de vapeur, on peut considérer, comme suffisamment exacte, la vitesse d'écoulement que l'on obtient, en multipliant le coefficient constant k par le rapport de 450 à 650. Comme, dans presque tous les cas de la pratique, la valeur de ce coefficient correspond à 0,84, on pourra employer le nombre $0{,}84 \times \frac{450}{650} = 0{,}58$ pour le coefficient de réduction de la vitesse. Cette valeur du coefficient de réduction est un peu plus faible que celle qui correspond au passage de la vapeur par une ouverture à mince paroi.

ASCENSION DE LA FUMÉE ET DE L'AIR CHAUD DANS LES CHEMINÉES.

L'ascension dans les cheminées de la fumée et de l'air chaud est une nouvelle variété du mouvement des fluides élastiques. La cause du mouvement que nous considérons ici est la chaleur qui, en se produisant, vient modifier la densité de la colonne fluide d'air ou de fumée et la rend ainsi plus légère qu'une même colonne d'air ambiant. La force avec laquelle l'ascension a lieu est évidemment proportionnelle à la différence entre le poids de deux colonnes fluides dont l'une serait à la température ordinaire et l'autre à une température plus élevée, provenant de la chaleur dégagée dans la combustion. Les idées théoriques qui doivent présider à la construction des cheminées sont d'une assez grande importance dans l'établisse-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment des machines à vapeur ; car, c'est à la cheminée qu'est dû le tirage et il faut que ce tirage, soit considérable dans les foyers destinés à engendrer la vapeur. L'étude de cette question comporte la considération des trois éléments suivants :

1° La *hauteur de la cheminée*, comptée à partir du point où entre le courant d'air jusqu'au sommet ;

2° L'*aire* de la section transversale de la cheminée ;

3° La *température*, à laquelle se trouvent la fumée et l'air chaud à leur entrée dans la cheminée.

Il est d'ailleurs évident qu'il faut tenir compte de la puissance de la machine, car les dimensions de la cheminée doivent être en rapport avec la quantité de combustible à brûler, et cette quantité est d'autant plus grande que la force de la machine est plus considérable.

Soit h la hauteur en mètres de la cheminée ; a l'aire de la section transversale en centimètres carrés, et t' la température de la fumée en degrés centigrades. Nous désignerons par t la température de l'air extérieur, et par B le volume en mètres cubes d'air atmosphérique, consumé par heure dans la combustion de la houille.

Supposons, pour un moment, que la densité de la fumée soit la même que celle de l'air. La fumée qui se trouve dans la cheminée étant à la température t', plus grande que la température t de l'air extérieur, sera dilatée proportionnellement à cet excès de température, et sa légèreté spécifique devra la faire s'élever. Ainsi cette fumée sera dans le cas d'un fluide forcé de s'écouler sous l'action d'une pression plus considérable que celle qu'il exerce lui-même. La vitesse de l'écoulement ou de l'ascension sera donc due à la différence des hauteurs de deux colonnes, l'une d'air ou de fumée à la température t', et l'autre d'air à la température ordinaire t, ces deux colonnes se faisant équilibre entre elles, c'est-à-dire ayant le même poids.

Or, en désignant par $\alpha = 0{,}00364$ le coefficient de la dilatation des gaz, la hauteur de la colonne d'air non chauffé étant représentée par h, nous aurons pour la hauteur h' de la colonne d'air dilaté

$$\frac{h'}{h} = \frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}$$

et pour la différence des hauteurs à laquelle est due la vitesse :

$$h' - h = h \frac{\alpha (t' - t)}{1 + \alpha t}$$

la vitesse V sera donc donnée par la relation

$$V^2 = 2 g h \frac{\alpha (t' - t)}{1 + \alpha t} \quad \text{d'où} \quad V = 4{,}4 \sqrt{h \alpha \frac{t' - t}{1 + \alpha t}}$$

et en multipliant cette vitesse absolue par le coefficient de réduction, coefficient que l'on doit supposer ici égal à 0,61, nous avons pour la vitesse, en mètres par seconde, de l'ascension dans la cheminée :

$$V = 2{,}7 \sqrt{h \alpha \frac{t' - t}{1 + \alpha t}}$$

Donc, le volume B′, en mètres cubes, d'air chaud ou de fumée qui se dégagera, dans une heure de temps, par la cheminée, dont la section, en centimètres carrés, est représentée par a, sera :

$$B' = \frac{a}{100^2} \times 60 \times 60 \times V = 0{,}972 \times a \sqrt{h \alpha \frac{t' - t}{1 + \alpha t}}$$

Or, ce volume B′ n'est autre chose que ce qu'est devenu le volume primitif B d'air, après s'être transformé en fumée à la température t', c'est-à-dire que nous avons $B' = B \frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t}$. Donc, enfin, les divers éléments, que nous avons énumérés ci-dessus, se trouvent liés entre eux par la relation :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$B\,\frac{1+\alpha t}{1+\alpha t'} = 0{,}972 \times a\,\sqrt{h\,\alpha\,\frac{t'-t}{1+\alpha t}}$$

Les quantités B, t' et t sont généralement déterminées par l'expérience, le volume d'air B étant, d'ailleurs, variable avec la puissance de la machine. Reste donc une relation entre les éléments a et h, qui permet de calculer l'un, lorsque l'autre est fixé. Proposons-nous, par exemple, et c'est le cas le plus général, de calculer l'aire d'une cheminée dont la hauteur est déterminée. De l'équation précédente on déduit :

$$a = \frac{B\,\frac{1+\alpha t'}{1+\alpha t}}{0{,}972\,\sqrt{h\,\alpha\,\frac{t'-t}{1+\alpha t}}} = \frac{B\,(1+\alpha t')}{0{,}972\,\sqrt{h\,\alpha\,(t'-t)\,(1+\alpha t)}}$$

et en divisant haut et bas par le coefficient $\alpha = 0{,}00364 = \frac{1}{275}$, on obtient :

$$a = \frac{B\,(275+t')}{0{,}972\,\sqrt{h\,(t'-t)\,(275+t)}}$$

Cette relation a été obtenue en supposant égales les densités de l'air et de la fumée pour les mêmes températures. Or, en prenant pour 1 la densité de l'air, celle de la fumée est égale à 1,05, dans les mêmes circonstances. Il est facile de corriger la formule précédente de cette cause d'erreur, d'après la considération que la densité de la fumée est égale à celle de l'air pour une différence de température de 14°. Si, en effet, cette densité est 1,05 pour la même température t, elle sera, pour une différence de 14°, en raison inverse des volumes que la fumée occupe à $(t+14)^\circ$, et à t°, c'est-à-dire que la nouvelle densité d sera donnée par la proportion

$$\frac{d}{1{,}05} = \frac{1+\alpha t}{1+\alpha\,(t+14)}, \quad \text{d'où :} \quad d = \frac{(275+t)\times 1{,}05}{275+t+14} = \frac{288{,}8+1{,}05\times t}{289+t},$$

on voit que d est sensiblement égal à 1 pour les valeurs ordinaires de t. Pour $t = 12^\circ$, par exemple, on aurait $d = \frac{301{,}2}{301}$. Si donc on remplace la différence $t' - t$, proportionnelle à la hauteur à laquelle est due la vitesse d'ascension, par $t' - t - 14$, et si, en même temps, on divise par 1,05 le volume B′ qu'a fourni le volume primitif B d'air, en se transformant en fumée par la combustion, l'expression précédente de l'aire de la cheminée aura toute la généralité convenable, et elle deviendra, en faisant $t = 12^\circ$, température moyenne de l'air ambiant :

$$a = \frac{B\,(275+t')}{16{,}9\,\sqrt{h\,(t'-26)}}$$

On aurait pu arriver directement à ce résultat ; mais par un calcul un peu plus compliqué, en tenant compte tout d'abord de la densité d de la fumée. L'expression de la vitesse aurait été, dans ce cas :

$$V = 2{,}7\,\sqrt{\frac{h\,[1+\alpha t' - d\,(1+\alpha t)]}{1+\alpha t}}$$

et l'expression du volume B′ de fumée se dégageant par heure :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$B' = \frac{B\,(1 + \alpha t')}{d\,(1 + \alpha t)}$$

La relation entre les éléments a, h, t' et B se trouve être ainsi :

$$\frac{B}{d} \times \frac{1 + \alpha t'}{1 + \alpha t} = 0{,}972 \times a \times \sqrt{\frac{h\,[1 + \alpha t' - d\,(1 + \alpha t)]}{1 + \alpha t}}$$

En résolvant cette équation par rapport à a, et réduisant, on obtient :

$$a = \frac{B\,(275 + t')}{0{,}972 \times d \times \sqrt{(275 + t)\,h\,[275 + t' - 275\,d - d\,t]}}$$

Supposant enfin $d = 1{,}05$ et $t = 12°$, on retombe sur l'expression précédente de l'aire de la cheminée :

$$a = \frac{B\,(275 + t')}{16{,}9\sqrt{h\,(t' - 26)}}$$

La quantité B, ou le nombre de mètres cubes d'air consumé dans une heure, résulte évidemment de la puissance du foyer, et, par conséquent, de la force de la machine. En général, on doit toujours prendre pour B la valeur maxima indiquée par l'expérience, car l'aire de la cheminée varie proportionnellement à cette quantité, et il est important de donner toujours aux dimensions une valeur plus grande que celle indiquée par la théorie. La théorie n'indique, en effet, que les dimensions nécessaires au service actuel de la machine, et il arrive fréquemment que l'on augmente ce service, ce qui exige un tirage plus considérable. Il est bon de remarquer aussi que le tirage croît proportionnellement à l'aire de la section, tandis qu'il ne croît qu'en raison de la racine carrée de la hauteur. Voilà pourquoi il est moins important, quant à l'intensité du tirage, d'augmenter outre mesure la hauteur des cheminées. Au-delà de 12 à 15 mètres, la hauteur des cheminées ne paraît plus avoir de l'influence sur l'activité du tirage, ce qui tient aux pertes dues au frottement contre la surface rugueuse des briques. Cependant, on leur donne généralement quelques mètres de plus pour éviter le désagrément de la fumée dans le voisinage immédiat.

Les cheminées des machines pour les bateaux et les voitures à vapeur ne peuvent recevoir, à beaucoup près, des hauteurs aussi considérables que les machines fixes. Le tirage se trouve donc diminué d'une manière assez sensible sous ce rapport ; d'autant plus que ces cheminées étant en tôle, les pertes dues au frottement sont ici beaucoup moins considérables. Il faut, en général, dans les cheminées basses, que la fumée s'élève à une température beaucoup plus haute, afin que sa légèreté spécifique puisse compenser la diminution dans l'intensité du tirage. Cette fumée ne doit donc point être trop refroidie avant son ascension, et il se trouve ainsi une plus grande quantité de chaleur non utilisée dans la vaporisation de l'eau de la chaudière. En général, le combustible ne peut produire tout son effet dans les cheminées basses, à moins

[1] La formule que donne l'*Artizan-club*, identique d'ailleurs à celle de Tredgold, est la même, à peu de chose près, que celle que nous venons de donner. La seule différence provient de ce qu'en Angleterre on n'a pas encore adopté pour la valeur numérique du coefficient de dilatation des gaz α le nombre 0,00364 résultant des expériences les plus récentes. Voici la formule de l'*Artizan-club* :

En mesures françaises. . . . . $a = \frac{B\,(273 + t')}{16{,}9\sqrt{h\,(t' - 26)}}$

En mesures anglaises. . . . . $a = \frac{B\,(t' + 459)}{2757{,}5}\sqrt{\frac{1}{h\,(t' - 77{,}55)}}$

Dans cette dernière formule, a exprime des pouces carrés ; B, des pieds cubes ; t', des degrés Fahrenheit, et h, des pieds ; les mêmes lettres indiquant d'ailleurs les mêmes choses que dans la formule précédente en mesures françaises.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que l'on n'emploie un expédient particulier pour activer le tirage, comme cela se fait dans les machines locomotives de terre au moyen de la vapeur qui a servi.

Pour nous résumer, nous recommandons de prendre pour B, dans le calcul de l'expression précédente de l'aire de la cheminée, la valeur que nous allons déterminer en nous mettant dans les conditions les plus larges possible, afin de rester plutôt au-dessus qu'au-dessous de la limite convenable, ces conditions se rencontrant, d'ailleurs, assez fréquemment dans la pratique. Nous supposerons donc que la consommation de combustible s'élève à 7 kilogrammes par heure et par force de cheval, bien que cette consommation ne soit que de 4 à 5 kilogrammes dans les conditions les plus avantageuses. Pour les diverses espèces de houilles, la quantité d'oxygène nécessaire à la combustion de 1 kilogramme du combustible, varie de 2 à 3 kilogrammes, et nous devons adopter ici le chiffre de 3 kilogrammes. Comme l'oxygène ne forme environ que le cinquième du poids de l'air, où il se trouve à l'état de mélange, il faudra 15 kilogrammes d'air par kilogramme de charbon ; nous porterons ce chiffre à 24 kilogrammes, en admettant que le foyer n'utilise guère que les $\frac{2}{5}$ de l'oxygène qui le traverse. 24 kilogrammes d'air donnent un volume d'environ 19 mètres cubes, auxquels on doit ajouter le 10e, soit 2 mètres cubes pour la vapeur et les gaz non brûlés qui se forment presque toujours dans la combustion. Le produit $7 \times 21 = 147$ donne ainsi le nombre de mètres cubes d'air consumés par heure et par force de cheval. Nous adopterons cette valeur de 147 mètres cubes pour la quantité B, et remarquant que $\frac{147}{169} = 9$, à peu de chose près, nous énoncerons la formule, en langage ordinaire, de la manière suivante :

Pour avoir l'aire de la section d'une cheminée de machine à vapeur, multipliez le nombre de chevaux-vapeur, qui exprime la puissance de la machine que l'on veut établir, par 9, *puis le produit par la température de la fumée en degrés centigrades, augmentée de* 275, *ce qui vous donne un premier résultat; extrayez ensuite la racine carrée du produit de la hauteur de la cheminée, en mètres, par la température de la fumée, diminuée de* 26°, *ce qui vous donne un second résultat; le nombre que l'on obtient, en divisant le premier résultat par le second, exprime, en centimètres carrés, l'aire de la section de la cheminée.*

Proposons-nous, par exemple, de déterminer l'aire d'une cheminée pour une machine de la force de 40 chevaux, la hauteur étant de 20 mètres, et la température de la fumée de 150 degrés centigrades. Nous avons :

$$40 \times 9 \times (150 + 275) = 153000$$

et

$$\sqrt{h \times (150 - 26)} = 49{,}8$$

Divisant 153000 par 49,8, nous obtenons pour quotient 3072, qui exprime, en centimètres carrés, l'aire de la section de la cheminée. Il est bien entendu que si la cheminée va en se rétrécissant vers le haut, cette aire convient à la plus petite section. Pour une cheminée à section carrée, le côté serait la racine carrée de 3072 ou 55 centimètres, et pour une cheminée circulaire le diamètre serait de 62 centimètres.

Nous devons faire observer, maintenant, qu'il est toujours beaucoup plus prudent de doubler l'aire de la section, indiquée par la théorie pour le service actuel de la machine, et dans l'hypothèse que toutes les circonstances de la combustion se présentent d'une manière à peu près uniforme, ce qu'il est impossible d'obtenir dans la pratique journalière. Ainsi, dans l'exemple que nous nous sommes proposé tout-à-l'heure, il faudrait donner à la section du conduit de la cheminée de 60 à 70 décimètres carrés de surface, ce qui ferait 8 décimètres pour le côté d'une cheminée à section carrée et 9 décimètres pour le diamètre d'une cheminée circulaire.

Il paraît résulter de récentes expériences qu'il n'y a aucun avantage à rétrécir les cheminées vers leur extrémité supérieure, bien que ce soit le mode de construction généralement adopté jusqu'à ce jour. Il résulterait au contraire de quelques essais qui ont été faits, que la méthode la plus efficace pour obtenir

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des cheminées à grand tirage serait d'élargir vers le haut le conduit de ces cheminées bien loin de le rétrécir. Cette conséquence assez curieuse, et qui renverserait les idées généralement admises à cet égard, résulte également de la formule que nous avons donnée pour l'aire de la section des cheminées. On voit, en effet, dans cette expression, que a ou l'aire augmente lorsque t' ou la température de la fumée diminue. Pour $t' = 225$ degrés centigrades, par exemple, au lieu de 150°, comme nous l'avons supposé dans notre application numérique, on trouve $a = 2857$ centimètres carrés, tandis que pour la température de 150° nous avons trouvé $a = 3072$. Or, il est constant que la température de la fumée s'abaisse à mesure que cette fumée monte dans la cheminée, ce qui semblerait indiquer que la cheminée devrait aller en s'élargissant vers le haut. Empressons-nous d'ajouter que les expériences qui ont été faites jusqu'à présent ne sont pas assez nombreuses et surtout assez variées, pour qu'on puisse en déduire des données bien positives, mais nous espérons que des recherches plus complètes viendront bientôt éclaircir ce détail qui ne manque pas d'une certaine importance.

CHAPITRE TROISIÈME.

CHAUDIÈRES ET FOURNEAUX.

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES.

Les principes ou systèmes généraux, qui servent de règle dans l'application des chaudières aux machines fixes, sont beaucoup moins variés qu'on serait tenté de le croire au premier abord. Cette circonstance provient de ce que, depuis plus d'un demi-siècle, cette partie des machines à vapeur a fait infiniment moins de progrès que toutes les autres. Ce n'est point que ce sujet ait été négligé par les ingénieurs et les savants des différents pays. Tout au contraire, les progrès remarquables qui ont été réalisés dans l'application de la force motrice de la vapeur à la locomotion sur mer et sur terre, ainsi que les améliorations apportées de nos jours aux chaudières des machines locomotives, ont été, pour toutes les recherches de cette nature, un merveilleux stimulant. La véritable cause de cette lacune, au milieu du progrès général, est le haut degré de perfection auquel le génie et la sagacité de James Watt amenèrent la solution pratique de cette question, atteignant ainsi d'un coup les limites des progrès à faire dans l'avenir.

Les principes d'après lesquels Watt établit ses chaudières, dites *chaudières en chariot*, sont de la plus grande simplicité. Ce fut vers l'année 1790 qu'il fit connaître les idées générales qui lui avaient servi de base; et leur application pratique obtint un tel succès, que ces chaudières sont encore aujourd'hui généralement adoptées, excepté dans les cas spéciaux où la machine travaille dans des conditions différentes de celles que l'on rencontrait de son vivant. Sauf ces exceptions fort rares, on peut dire que l'on ne s'est jamais écarté avec avantage de la forme des chaudières en chariot. Il ne faut point, cependant, conclure de ces remarques que nous considérons la chaudière de Watt comme la meilleure dans toutes les circonstances; personne ne peut supposer, par exemple, que nous allions jusqu'à en recommander l'application aux bateaux à vapeur ou aux machines locomotives. Mais pour les usages ordinaires des machines fixes travaillant à une moyenne pression, nous la croyons préférable à toutes les autres, et nous sommes convaincus que, dans des cas semblables, elle conservera longtemps sa supériorité. Il est vrai qu'une chaudière de bateau à vapeur, de construction ordinaire, réalise un peu plus d'économie dans le combustible; mais son prix d'achat est plus élevé et les réparations sont plus difficiles. Le système, suivi dans le Cornouailles, des grilles à grandes dimensions et des surfaces de chauffe considérables, présente des avantages réels dans les pays où le charbon est cher. Mais nous ne pensons

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pas qu'il soit d'une bonne économie d'appliquer ces procédés en toute occasion, car si on brûle moins de charbon, on a besoin d'un plus grand capital, une chaudière de ce système étant nécessairement, en raison de ses dimensions, d'un établissement plus coûteux. Quelques personnes s'imaginent qu'il existe dans les chaudières du Cornouailles une vertu toute singulière, d'où résulte l'économie si célèbre de ces chaudières ; mais nous trouvons qu'à surface de chauffe égale ces chaudières sont moins économiques que les chaudières ordinaires de la marine, et même, sans aucun doute, que l'ancienne chaudière de Watt. Au chemin de fer de Londres à Blackwall, on a disposé un certain nombre de chaudières marines parallèlement à un même nombre de chaudières du Cornouailles, avec la même surface de chauffe, et dans des circonstances aussi identiques que possible. Les expériences, qui ont été faites à plusieurs reprises sur ce double système, ont prouvé de la manière la plus concluante que les chaudières du Cornouailles étaient les moins économiques.

Notre opinion n'est donc nullement ébranlée par les résultats obtenus dans le Cornouailles ; et nous demeurons convaincus qu'en ayant égard à toutes les circonstances qui peuvent se présenter, l'ancienne chaudière de Watt est préférable à toute autre pour les machines à basse pression, dans les pays où le charbon ne s'élève pas à un prix exagéré.

Ce qui doit le plus étonner lorsqu'on considère cette absence générale de perfectionnements dans les dispositions des chaudières à vapeur de machines fixes, ce sont les immenses progrès réalisés par les machines locomotives, tant sur terre que sur mer. Ces progrès ont nécessairement entraîné avec eux des améliorations importantes dans le système des chaudières, car les circonstances n'étaient plus là tout à fait les mêmes. Il y a, sous ce rapport, un contraste frappant entre l'état à peu près stationnaire des dispositions générales adoptées depuis Watt dans les machines fixes ordinaires, et la marche si rapide des progrès de la vapeur dans ses applications à la locomotion. Cependant dans quelques circonstances particulières des machines fixes, on s'est écarté un peu de l'ancienne forme des chaudières de Watt, lorsque, par exemple, on voulait appliquer le principe de l'expansion de la vapeur sur une grande échelle, et employer cette vapeur à une tension considérable. Il est clair qu'il faut avoir, dans ce cas, une plus grande force de résistance ; et nous voyons effectivement que c'est dans ce but que les changements de quelque importance ont été faits. On doit remarquer aussi, comme une chose assez naturelle, qu'il a été réalisé, sur le continent et en Amérique, beaucoup plus d'améliorations de ce genre qu'en Angleterre, où le prix du charbon, comparativement très bas, rendait ces améliorations de fort peu d'importance. Les ingénieurs étrangers ont aussi fait subir de plus grands changements aux proportions indiquées par Watt, relativement à la capacité et à la surface de chauffe ; mais, ainsi que nous le verrons plus tard, les chaudières ont été d'autant moins efficaces et même économiques, que l'on s'est plus écarté de la forme primitive. Nous verrons aussi que, sauf les circonstances de force et de convenance dans l'emploi de la vapeur à haute pression, Watt nous a laissé la meilleure forme de chaudières à vapeur, tant sous le rapport des différentes proportions de leurs parties, que si on les considère comme des récipients de calorique et des générateurs de vapeur.

Les raisons qui font que, d'ici à longtemps, nous ne prévoyons guère d'améliorations de quelque valeur dans les chaudières ordinaires de Boulton et de Watt, sont légitimées par les considérations suivantes. Supposons l'un des cas les plus simples ; et prenons un vase ordinaire ou une chaudière, dont le but spécial serait de mettre en ébullition une quantité d'eau considérable ; soit, par exemple, un vaisseau en fer de forme rectangulaire. Supposons ce vaisseau presque rempli d'eau et supporté, dans une position horizontale, par deux murs en briques parallèles établis, dans le sens de l'axe principal, sur toute la longueur, en laissant au-dessous un espace libre. Supposons que, dans cet espace d'une capacité à peu près égale à celle de la chaudière, immédiatement au-dessous et à l'une des extrémités de cette chaudière, on dispose une grille de foyer, ayant toute la largeur de la chambre et toute la longueur compatible avec les facilités d'entretien du combustible. La longueur de la chaudière devra être assez grande

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour que la plus forte partie de la chaleur produite ait le temps d'être absorbée par l'eau, lors du passage le long des parois de la flamme et de l'air chaud, provenant du combustible incandescent placé sur la grille. Il faut, pour cela, que la fumée ne conserve plus que la chaleur qui est indispensable au degré de légèreté spécifique nécessaire à son ascension dans la cheminée. Nous supposons que cette cheminée soit placée un peu au-delà de l'extrémité de la chaudière opposée à la grille. On peut aussi, sans donner à la chaudière une longueur exagérée, conserver à la fumée plus de chaleur qu'il ne lui en faut pour produire un tirage suffisant au renouvellement de l'air. Il faudra alors absorber cet excès de chaleur au moyen de deux tuyaux ou carneaux, ménagés latéralement à la chaudière. L'air chaud et la fumée étant contraints de circuler par ces carneaux, avant d'atteindre la cheminée, abandonneront, au profit de l'eau, leur excédant de chaleur. L'effet de cette nouvelle disposition sera donc simplement de nécessiter une longueur de la chaudière moins considérable que dans le cas précédent.

La description que nous venons de donner d'une chaudière destinée à tout autre objet que celui de l'entretien d'une machine à vapeur, et qui ne comporte qu'un développement de chaleur modérée, est peut-être la plus simple que l'on puisse concevoir, et nous n'avons qu'à supposer, au-dessus de la surface de l'eau, un espace suffisant, comme réservoir de vapeur, pour nous donner immédiatement une idée générale de la chaudière de forme oblongue adoptée par Watt comme le type ou le principe élémentaire de la construction de sa chaudière ordinaire. Nous devons observer maintenant que la partie inférieure de la chaudière, qui contient l'eau, demande une surface de chauffe la plus étendue possible, en raison de la quantité d'eau qu'elle contient; et que, d'un autre côté, la partie supérieure de la chaudière, celle qui renferme la vapeur, ne doit avoir que la plus petite surface possible de refroidissement, tout en présentant une certaine capacité pour contenir la vapeur. Il résulte de ces deux exigences, assez évidentes par elles-mêmes, que nous devons adopter pour la chaudière une figure prismatique oblongue, présentant à sa partie supérieure la forme d'un demi-cylindre. Or, une pareille figure, en la supposant un peu cintrée et arrondie en dessous, ainsi que légèrement concave sur ses parois latérales, n'est autre chose que la chaudière ordinaire, dite chaudière en chariot, de Watt.

Les formes cintrées du fond et des côtés de la chaudière n'ont pas seulement pour but, comme on l'a souvent supposé par erreur, d'ajouter à la force de résistance. En effet, ces formes cintrées, sans arcs-boutants, seraient bien peu convenables pour remplir ce but, et il serait facile de prouver qu'on obtiendrait une plus grande force en adoptant une forme contraire, c'est-à-dire une forme convexe à l'extérieur au lieu d'une forme concave. Ce n'est point, d'ailleurs, une grande force qu'il faut rechercher dans une chaudière à basse pression, fonctionnant à 1 ou 2 dixièmes de kilogramme seulement de pression, par centimètre carré, au-dessus d'une atmosphère. Le point le plus important à considérer ici, c'est le mode de disposition de la surface de chauffe, par rapport à la grille du foyer; car c'est par l'intermédiaire de cette surface de chauffe que la chaleur se communique à l'eau contenue dans la chaudière, et que la vaporisation de cette eau est produite.

Puisque la bonne disposition de cette surface de chauffe a une telle importance dans toutes les espèces de chaudières à vapeur, sous les deux rapports de la durée de ces chaudières et de l'économie du combustible, nous allons présenter à ce sujet quelques considérations bien nettes qui puissent mettre tout le monde à même d'apprécier les mérites de la chaudière de Watt.

Nous avons dit que le fond de la chaudière, au-dessus du feu, était légèrement cintré; voici pourquoi. La surface de chauffe, dans l'espace donné, compris entre les murs latéraux du fourneau, se trouve évidemment augmentée par cette disposition. On arriverait, à la vérité, au même résultat quant à l'étendue de la surface de chauffe, en donnant une forme convexe au fond de la chaudière; mais alors le feu et la flamme ne seraient plus enveloppés et, pour ainsi dire, concentrés dans l'eau, comme cela a lieu avec la forme concave; et l'on voit facilement qu'une partie notable de la flamme irait agir, sans utilité, contre les parois latérales des murs. Voici, d'ailleurs, le principal motif de cette disposition. La

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grille du foyer est généralement horizontale dans sa section transversale; et comme le combustible est ordinairement étendu par masses égales, dans ce sens, sur les barreaux, il en résulte que la température de la chambre du fourneau, autant du moins que cela dépend du rayonnement de la chaleur, doit être un peu plus élevée immédiatement au-dessus du milieu de la grille. L'effet de la chaleur ainsi communiquée par la masse enflammée au fond de la chaudière, en le supposant plat, ira en diminuant graduellement du centre vers les deux bords; cet effet étant, dans tous les cas, en raison directe de la température du combustible incandescent en un point donné, et en raison inverse du carré de la distance qui sépare la surface en ignition du fond de la chaudière. Pourvu que l'on connaisse la loi exacte du décroissement de la température, depuis le centre jusqu'aux bords, d'une masse uniforme de combustible incandescent, on pourra obtenir aisément la véritable forme de la courbe que doit décrire l'arc du fond de la chaudière, pour que l'effet de la chaleur, provenant d'un foyer d'une même épaisseur de combustible, soit le même sur toutes les parties de la surface de chauffe, laquelle ne doit point être inégalement affectée en un point plutôt qu'en un autre. Bien qu'il soit inutile ici de déterminer théoriquement cette loi, la pratique ayant depuis longtemps résolu la question avec un degré de perfection beaucoup plus grand qu'il n'est possible de l'obtenir en conservant au feu une épaisseur uniforme, il est bon néanmoins de faire voir brièvement combien est erroné le principe qui consiste à donner une forme convexe au fond des chaudières, comme dans les chaudières cylindriques ordinaires à haute pression. En supposant que la température du combustible incandescent ne soit pas plus élevée au milieu qu'aux bords de la grille, et en prenant la distance moyenne entre la surface du combustible et le fond de la chaudière égale à 15 centimètres, soit, par exemple, 13 centimètres au centre et 17 aux bords, ce qui est un cas très ordinaire, l'effet de la chaleur rayonnante contre la partie centrale du fond de la chaudière, comparé à celui qui agit vers les côtés du foyer, sera à ce dernier dans la proportion des nombres $\frac{1}{(13)^2}$ et $\frac{1}{(17)^2}$, ou à peu près comme 2 est à 1; cette grande différence d'effet est encore naturellement augmentée par l'excédant de l'intensité de la chaleur au centre du foyer.

En pareille circonstance, nous ne devons pas nous étonner de la grande facilité avec laquelle les plaques inférieures du dessous de la chaudière sont brûlées graduellement et se trouvent mises bientôt hors d'usage, tandis que celles qui garnissent les côtés ne sont presque pas atteintes. Dans les chaudières en chariot, le contraire, il est vrai, doit quelquefois avoir lieu, c'est-à-dire que les plaques d'appui, ou celles qui s'en approchent, sont plus directement exposées à se brûler et à se détériorer que celles qui forment le couronnement du fond de la chaudière. Mais ce résultat ne fait que confirmer la vérité du principe général que nous soutenons, en même temps qu'il prouve l'importance d'avoir égard à toutes les nécessités des dispositions que l'on adopte, et à tous ces détails minutieux négligés trop souvent par les ingénieurs théoriciens. Et, en effet, le vice que nous venons de signaler provient toujours, ou de ce que la courbure du fond est trop prononcée, ce qui élève le sommet de l'arc, ou de ce qu'il y a une trop grande épaisseur de combustible sur les barreaux, de sorte que la surface rayonnante est trop rapprochée des bords de la chaudière; quelquefois encore, c'est la grille du foyer elle-même qui est placée trop haut. Si, au contraire, nous voulons chercher à remédier à l'inconvénient que nous signalons, dans les chaudières complétement cylindriques, nous ne trouvons aucun mode d'arrangement du combustible, aucune disposition de la grille, qui puisse empêcher l'action nuisible du feu contre les points le plus directement exposés de l'arc convexe de la chaudière.

La raison qui fait que la position de la surface de chauffe influe puissamment sur la *génération* de la vapeur se conçoit parfaitement d'après la considération suivante. Pour que la vapeur se forme dans les conditions les plus avantageuses, il faut que la position de la chaudière soit telle que la surface de chauffe ait la plus grande tendance à absorber le calorique, de manière à en transmettre le plus possible à l'eau de l'intérieur de la chaudière. Plus est grande la différence de température entre la paroi extérieure de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la chaudière, qui reçoit l'action du feu, et la paroi intérieure, plus la communication de la chaleur devrait s'opérer rapidement, afin de préserver la paroi extérieure de toute détérioration. Or, supposons qu'au lieu d'être placée dans une position à peu près horizontale au-dessus du foyer, comme nous venons de le voir, la surface de chauffe se trouve disposée dans un plan perpendiculaire à la grille du foyer, c'est-à-dire dans un plan à peu près vertical ; et admettons, de plus, que le combustible incandescent soit en contact immédiat avec la paroi de cette surface de chauffe, ainsi que cela a lieu en réalité dans la plupart des chaudières de ce genre à foyers intérieurs, comme dans les chaudières des machines locomotives de terre et de mer, et en général dans toutes les chaudières avec boîte à feu. Voici ce qui devra arriver. Toutes les particules d'eau qui se trouvent en contact avec la paroi intérieure ou la surface *génératrice*, venant à se convertir en vapeur, devront s'élever jusqu'à la surface de l'eau. Il résulte évidemment de cette ascension continue qu'il se forme comme une petite couche ou nuage de vapeur le long des parois verticales de la chaudière, qui se trouvent ainsi séparées de l'eau. De là naissent deux inconvénients graves. En premier lieu, il ne peut plus y avoir une communication aussi rapide de la chaleur de la plaque à l'eau de la chaudière, puisque cette eau n'est plus en contact immédiat avec cette plaque, excepté seulement au point le plus bas, où l'eau se renouvelle naturellement, à mesure que les diverses particules se résolvent en vapeur ; la puissance d'évaporation de la chaudière se trouve ainsi considérablement diminuée. En second lieu, les plaques qui restent exposées à l'action du feu, sans pouvoir se décharger assez rapidement du calorique qu'elles absorbent, seront bientôt brûlées et mises hors d'usage. C'est, en effet, ce qui a lieu dans presque toutes les chaudières avec boîte à feu, et, jusqu'à un certain point, dans toutes les chaudières qui ont des foyers intérieurs ou des carneaux à parois verticales.

Les raisons que nous venons de donner pour éviter autant que possible de placer dans une position verticale une grande partie de la surface de chauffe ou surface génératrice, s'appliquent, avec plus de force encore, à cette disposition si vicieuse et cependant si commune, qui consiste à incliner les parois de la chaudière au-dessus de l'eau plutôt qu'au-dessus du foyer, à mesure qu'elles s'élèvent du fond. Or, c'est précisément ce qui a lieu pour la partie inférieure des carneaux tubulaires qui traversent horizontalement l'eau de la chaudière ; c'est donc avec la plus grande circonspection qu'on doit avoir recours à l'emploi de ces tubes. Après que la flamme a agi contre le fond d'une chaudière d'une surface suffisante, et qu'elle a contourné une fois les côtés de cette chaudière, c'est une question, pour bien des personnes, de savoir s'il n'est pas plus désavantageux qu'utile de faire repasser cette flamme dans un carneau intérieur à la chaudière. Quelques ingénieurs recommandent même de recouvrir la partie inférieure de tous les carneaux tubulaires, soit avec des briques réfractaires, soit avec un revêtement de ciment ou de toute autre substance non conductrice ; et ils assurent que, dans la pratique, la puissance d'évaporation des chaudières n'en est pas diminuée d'une manière appréciable. Ce qu'il y a du moins de bien certain, c'est que dans le calcul de la surface de chauffe totale d'une chaudière, on ne doit point tenir compte de l'aire de la partie inférieure des carneaux tubulaires qui passent à travers l'eau.

Voici les conséquences principales que nous déduirons, quant à présent, des principes généraux qui précèdent et qui doivent présider à la disposition des surfaces de chauffe des chaudières à vapeur :

1° Il faut faire occuper à la plus grande partie possible de cette surface une position directement au-dessus du feu, afin que la flamme et les gaz qui se dégagent puissent naturellement agir avec la plus grande efficacité sur la masse inférieure de l'eau que l'on veut vaporiser ;

2° On doit s'efforcer de donner à la surface verticale des parois aussi peu de développement que le permet la construction d'un vaisseau destiné à contenir une quantité d'eau donnée ;

3° Il faut, enfin, sinon éviter totalement, du moins n'avoir que la plus petite proportion possible de surface de chauffe recouvrant l'eau, dans une position plus ou moins inclinée, comme le fait la surface inférieure des carneaux tubulaires.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PUISSANCE DE VAPORISATION DES CHAUDIÈRES.

Avant d'aborder la description des différentes espèces de chaudières, il est nécessaire d'indiquer les procédés à suivre pour mesurer les surfaces de chauffe totales, afin de rapporter la puissance d'évaporation d'une chaudière à une certaine unité de sa surface de chauffe. Sans nous préoccuper, quant à présent, du cas exceptionnel de la chaudière du Cornouailles, que l'on a considéré, à tort, suivant nous, comme présentant une anomalie, nous dirons, conformément aux données les plus positives, établies par l'expérience, que, dans les circonstances ordinaires, il faut de 15 à 18 mètres carrés de surface de fond, exposée au feu, pour vaporiser 1 mètre cube d'eau par heure[1]. Nous admettons ici que l'aire de la surface de l'eau dans la chaudière soit toujours proportionnelle et, à peu de chose près, égale à la surface de chauffe du fond ; et nous ajoutons à la surface de chauffe que nous considérons l'aire du dessus du tube ou carneau intérieur, lorsqu'il y en a un.

Cette évaluation coïncide avec les résultats numériques que nous retrouvons chez la plupart des auteurs qui ont écrit plus spécialement sur les chaudières, y compris Farey, Tredgold, Lardner, Armstrong, qui diffèrent, d'ailleurs, si souvent sur d'autres points. Mais son principal mérite, suivant nous, est d'avoir été admise dans les données pratiques de Boulton et Watt ; et nous n'hésitons pas à la considérer comme susceptible de l'application la plus générale. Dans le fait, la plupart des ingénieurs pratiques admettent comme base absolue de leurs calculs le chiffre que nous venons de donner. Aussi, rien de plus ordinaire que de voir des chaudières dont les dimensions de la surface de chauffe du fond sont déterminées en raison de $\frac{1}{2}$ mètre carré de surface par force de cheval ; ce qui, en supposant qu'il y ait 30 litres d'eau vaporisée par force de cheval, cas le plus général, donne 16 $\frac{1}{2}$ mètres carrés environ de surface, pour la vaporisation de 1 mètre cube d'eau[2].

Quelques écrivains ont critiqué avec beaucoup d'injustice les élèves de Watt, à l'occasion même de leurs recherches sur les chaudières et fourneaux des machines à vapeur. D'après ces écrivains, les ingénieurs se seraient préoccupés de mesurer des surfaces et des capacités dans leur ignorance que la question qu'ils voulaient traiter était une question purement chimique, et quand ils n'auraient dû songer qu'à étudier le rôle de l'oxygène, de l'hydrogène, et de l'oxyde de carbone. Il n'est pas douteux que les phénomènes chimiques qui s'opèrent dans le foyer et dans la chaudière, ne soient les éléments principaux auxquels on doive avoir égard ; mais il n'est pas moins constant que, pour une quantité donnée de combustible, une certaine surface de chauffe est aussi nécessaire à la production de la vapeur, qu'une certaine surface de piston pour utiliser la force provenant de la vapeur ainsi engendrée.

Au risque de nous voir accusés d'être des prôneurs sans réserve des données pratiques de Boulton et Watt, nous répèterons ici que le dessous des carneaux intérieurs ne saurait être considéré, en aucun cas, comme une surface de chauffe effective ; et la preuve en est que, lorsque nous écartons cet élément de nos calculs, les résultats que nous obtenons concordent avec l'expérience d'une manière beaucoup plus satisfaisante que lorsque nous agissons autrement. Nous ajouterons encore que cette prohibition doit s'étendre à la totalité de la partie inférieure des tubes, soit circulaires, soit elliptiques, qui constituent les carneaux. C'est d'ailleurs dans cette hypothèse seulement qu'on peut se rendre compte des nombreuses anomalies que paraissent présenter, au premier abord, les chaudières du Cornouailles et leurs diverses variétés.

Le seul point sur lequel nous éprouvions quelque difficulté à nous prononcer d'une manière absolue,

[1] En mesures anglaises, c'est dans les limites de 4 1/2 à 5 1/2 pieds carrés que l'*Artizan Club* indique la proportion la plus convenable à donner à la surface de chauffe du fond, pour la vaporisation de 1 pied cube d'eau par heure.

[2] Cette proportion, en mesures anglaises, est de 5 pieds carrés de surface de fond par force de cheval, en admettant qu'il y ait 1 pied cube d'eau vaporisée pour un cheval vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

car il est encore diversement apprécié suivant les ingénieurs, c'est le calcul des surfaces verticales ou approchant de la verticale, quant à leur évaluation comme surfaces de chauffe. Cependant, en considérant que Boulton et Watt, ainsi que tous les autres constructeurs, qui ont réussi dans l'établissement des chaudières, ont évité, avec le plus grand soin, une grande proportion de surfaces de chauffe plates ou verticales ; en considérant, d'un autre côté, que tous ceux qui ont voulu tenter l'emploi de ces surfaces n'ont obtenu que de mauvais résultats, nous proposons de n'admettre comme élément de calcul que la moitié de cette portion, aussi petite que possible, de surface verticale indispensable à la construction d'une bonne chaudière, c'est-à-dire d'en considérer la moitié comme présentant un même degré d'efficacité que la surface de chauffe du fond de la chaudière, et l'autre moitié comme n'ayant aucun effet sur la production de la vapeur. Tranchant ainsi la difficulté, en l'absence de tout autre moyen de résoudre la question, il nous devient possible d'établir une loi que nous verrons concorder d'une manière très satisfaisante avec les résultats pratiques obtenus par les ingénieurs les plus célèbres.

Mesure de la surface de chauffe des chaudières de machines à vapeur.

Toute surface de chauffe horizontale, et toute portion de surface de chauffe se présentant au feu sous un angle d'inclinaison suffisant pour permettre à la vapeur de se dégager avec facilité de la paroi génératrice, intérieure à la chaudière, doit être estimée comme surface de chauffe dans toute son étendue.

Toute surface de chauffe verticale, et toute portion de surface de chauffe qui se rapproche tellement de la verticale que la vapeur ne puisse se dégager avec facilité des petites aspérités de la paroi génératrice, ne doit être estimée que comme demi-surface de chauffe effective seulement, et l'on ne doit ajouter ainsi que la moitié de son aire totale à la surface de chauffe complétement effective, déterminée comme ci-dessus. Nous avons à peine besoin de remarquer que la surface inférieure, horizontale ou à peu près horizontale, des carneaux intérieurs à la chaudière, ainsi que toutes les autres parties de la surface de chauffe qui s'inclinent du foyer vers l'eau de la chaudière, de manière à recouvrir cette eau, doivent être complétement mises de côté dans le calcul de la surface de chauffe.

Il est d'usage, dans les chaudières en chariot, de considérer le fond comme le tiers environ, et les côtés comme les deux autres tiers de la surface totale de la chaudière. Ainsi, si l'ensemble de la surface de chauffe est calculé en raison de 1 $\frac{1}{2}$ mètre carré par force de cheval, nous aurons $\frac{1}{2}$ mètre pour la surface du fond, et 1 mètre pour celle des côtés, cette dernière surface ne représentant, d'après la règle que nous avons donnée, que $\frac{1}{2}$ mètre carré de surface de chauffe effective. L'ensemble de ces deux surfaces constitue donc 1 mètre carré de surface de chauffe par force de cheval. Boulton et Watt donnent, comme on le sait, le rapport des nombres 7 et 3, pour exprimer la proportion de la surface latérale à la surface du fond, et leur surface totale de chauffe (non compris le fond du carneau intérieur) est d'environ 1 $\frac{1}{10}$ mètre carré par cheval-vapeur. D'autres ingénieurs donnent un nombre plus grand, qui va quelquefois jusqu'à 1 $\frac{4}{10}$ mètre carré (y compris le fond du carneau). En prenant la moyenne entre ces deux données, nous trouvons le chiffre 1,25 ou 1 $\frac{1}{4}$ mètre carré, que l'on peut considérer comme le résultat des expériences les plus sérieuses. Si nous appliquons à ce chiffre le même mode de calcul que ci-dessus, en adoptant le rapport de 2 à 1 pour les surfaces de côtés et de fond, nous trouvons 85 décimètres carrés environ, ou $\frac{17}{20}$ de mètre carré de surface de chauffe effective par cheval-vapeur[1].

[1] En mesures anglaises, l'évaluation de la surface de chauffe, par cheval-vapeur, est de 12 pieds carrés, d'après Boulton et Watt, et de 15 pieds carrés, d'après les expériences d'autres ingénieurs. La moyenne que l'*Artizan Club* trouve un nombre convenable à adopter dans la pratique, est de 13 1/2 pieds carrés. En appliquant à ce dernier nombre, qui représente l'ensemble des surfaces de côtés et de fond, le mode de calcul indiqué dans le texte, on trouve 9 pieds carrés de surface de chauffe effective, par force de cheval.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous sommes donc portés à recommander de prendre ce nombre comme diviseur. Ainsi, après avoir calculé l'ensemble de la surface de chauffe effective, d'après le mode que nous avons indiqué ci-dessus, il faudra prendre les $\frac{17}{20}$, ou approximativement les 9 dixièmes de cette surface, pour avoir le nombre de chevaux-vapeur correspondant de la machine, bien que l'on n'arrive ainsi qu'à une moyenne ; car il est de toute évidence qu'il y a de nombreuses variations suivant la qualité du combustible et suivant les autres circonstances. Il n'en est pas moins vrai que, quel que soit le nombre adopté pour diviseur, on peut toujours s'en servir pour déterminer la surface effective de chauffe, d'après la règle que nous avons donnée plus haut. Et, en effet, ainsi que nous l'avons déjà dit, il n'existe encore aujourd'hui aucune autre méthode qui conduise à des résultats aussi uniformes, lorsqu'on l'applique aux différentes espèces de chaudières. Il est indispensable, dans l'application de cette règle, de discerner avec soin de la surface de chauffe la partie inférieure de tous les carneaux qui peuvent traverser l'eau de la chaudière, cette dernière surface ne devant compter pour rien dans le calcul de la surface de chauffe effective.

FOURNEAUX.

Il est naturellement impossible que nous donnions une énumération détaillée de toutes les espèces de fourneaux de machines à vapeur qui ont paru à différentes époques. Les variétés en sont considérables ; mais ce n'est que dans un très petit nombre qu'on reconnaît des modifications d'une véritable utilité. Nous nous contenterons de donner un aperçu rapide de quelques-uns des principaux systèmes.

Ce fut surtout dans le but de consumer la fumée, qui se produit dans tous les fourneaux ordinaires alimentés avec de la houille bitumineuse, que les plus importantes recherches ont été entreprises. Quoique les procédés présentés à cet effet soient très nombreux et fort divers, on peut cependant les comprendre tous dans les deux classifications suivantes. Ou bien on a cherché à faire brûler la fumée en l'obligeant à passer soit à travers, soit sur le combustible incandescent ; ou bien on s'est proposé d'obtenir le même résultat, au moyen de l'admission dans le carneau ou conduit de la cheminée, et quelquefois dans le foyer lui-même, d'un courant d'air destiné à compléter la combustion des parties inflammables de la fumée. Chacune de ces méthodes suppose la présence d'une quantité d'oxygène assez considérable pour la combustion de la fumée ; mais, dans le premier cas, l'air, qui doit fournir la quantité voulue d'oxygène, est obligé de se frayer passage à travers le feu, ce qui peut se faire aisément, si la couche du combustible est peu épaisse et le tirage considérable ; et, dans le second cas, l'admission de l'air a lieu par le moyen d'un ou de plusieurs orifices ménagés tout exprès.

L'un des projets les plus anciens, et que l'on doit ranger dans ceux de la première classification, est celui de Papin, qui proposa de faire descendre la fumée à travers le feu au moyen d'un tirage permanent, obtenu à l'aide de son ventilateur à force centrifuge. Ce projet était fort exécutable, et il eût été, sans nul doute, l'un des plus efficaces, si l'on avait su en faire une application judicieuse. Mais jusqu'à présent, on n'a pu faire disparaître les inconvénients présentés par l'agglutination de la houille, ni se procurer un aspirateur suffisant. Le projet de Papin fut remis en vigueur par Delasme, et appliqué plus tard par Franklin aux poêles des appartements. L'usage des poêles de Franklin se répandit fort peu à cause de certaines difficultés de détail, et principalement à cause de la difficulté d'allumer le feu.

En 1785, Watt prit une patente pour obvier aux inconvénients de la fumée des machines à vapeur. Son procédé consistait à introduire le combustible par un tube conique, en forme de trémie, fixé dans le massif en briques de la chaudière, immédiatement derrière la porte du foyer, et à faire passer un courant d'air à travers cette porte pour alimenter la combustion. Son appareil ne comporte point de barreaux de grille ; la houille est disposée sur une voûte en briques, et à mesure qu'elle tombe de la trémie n'étant encore qu'échauffée, elle est traversée par le courant d'air. Par ce moyen, les gaz que la chaleur fait déga-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ger se mêlent avec l'air et traversent, dans toute sa profondeur, la partie incandescente du combustible que l'on doit pouvoir pousser avec le ringard au fur et à mesure qu'il entre en ignition. Cette disposition de fourneau, quoique ingénieuse et avantageuse même, sous un rapport, fut abandonnée par Watt, à cause de la difficulté de conduire le feu avec de la houille collante, qui, en s'agglutinant, obstruait le passage de l'air. Il eut alors recours à une plaque fixe en fer ou *plateau* qu'il disposa entre les barreaux de la grille et la porte du foyer. La grille et le plateau se trouvent dans une direction inclinée, à partir de la porte, suivant un angle d'environ 25°. Le charbon est d'abord placé sur le plateau, où il s'échauffe et dégage les gaz qu'il contient, puis il est repoussé sur les barreaux pour y subir une combustion complète. Ce procédé, encore employé par MM. Boulton, Watt et comp., est extrêmement efficace pour prévenir la fumée, quand on entretient le feu avec un grand soin. On trouvera quelques pages plus loin, à la figure 36, une représentation graphique de cet appareil, tel qu'il fonctionne aujourd'hui.

En 1796, William Thompson, de Bow Lane, prit une patente pour l'admission d'un courant d'air derrière l'autel, à l'effet de brûler la fumée. C'est le premier projet, fondé sur ce principe, qui paraisse avoir été mis à exécution. Des patentes furent accordées plus tard à Sheffield, Gregson et autres, pour diverses modifications insignifiantes apportées au système de Thompson ; et, durant ces dernières années, une foule de nouvelles patentes furent encore prises pour le même objet ; mais bien que l'on voie figurer, dans cette nombreuse liste de brevetés, des noms assez célèbres, on peut dire qu'aucun progrès réel n'a été réalisé dans l'application de ce système.

Un des principaux obstacles provenait de la difficulté de proportionner la quantité d'air à admettre avec celle, très variable, que réclamait l'alimentation du feu. En effet, quand le fourneau venait d'être chargé de charbon, il se produisait plus de fumée, et une admission d'air plus considérable devenait nécessaire pour sa combustion. Si donc le registre du soupirail à air était réglé de manière à fournir la quantité d'air voulue, l'ouverture du registre n'était plus convenable quand la fumée avait diminué. Ainsi, à moins que le chauffeur ne fût capable d'une attention plus soutenue qu'on ne peut l'espérer dans la pratique, la quantité d'air admise dans le foyer était généralement ou trop grande ou trop petite, ce qui entravait la marche de la combustion.

Nous avons déjà fait connaître les inconvénients que présente l'admission d'un courant d'air pour la combustion de la fumée ; mais il était nécessaire de les rappeler ici, afin de faire comprendre toute l'importance de l'appareil alimentaire de Stanley, ou de tout autre mécanisme rendant uniforme la production de la fumée, et permettant ainsi de régler l'entrée de l'air dans la proportion que comporte un entretien convenable du feu. Lorsque la production de la fumée n'est pas rendue uniforme, on peut encore parvenir à régler l'ouverture du soupirail pour faire varier l'admission de l'air, dans les proportions nécessaires, au moyen d'un mécanisme extrêmement ingénieux inventé par M. Murray, de Leeds, et décrit dans le *London Journal* de l'année 1821. Dans ce système, l'air nécessaire à la combustion de la fumée pénètre par un tube muni d'une valve à étranglement. Cette valve s'ouvre lorsqu'on ouvre la porte du foyer par suite d'une liaison convenablement établie ; elle se ferme au moyen d'une roue à girouette, remplissant l'office d'un régulateur à fumée, et disposée à l'orifice du tube. Cette girouette est mise en mouvement par le courant d'air qui traverse le tube pour se rendre dans le foyer ; et, en tournant, elle tend à fermer la valve. Lorsque la porte du foyer est ouverte et la grille chargée de charbon, la valve s'ouvre, comme nous l'avons dit, et livre passage à une quantité d'air suffisante ; mais l'air, en entrant, fait tourner la roue, et ferme graduellement la soupape à mesure que la fumée diminue ; de sorte que, au moyen d'un mécanisme bien approprié à la qualité du charbon employé et à la quantité introduite à chaque fois, on peut arriver à régler l'admission de l'air avec un assez grand degré d'exactitude. Nous devons dire, en même temps, que les fourneaux qui laissent arriver l'air, soit dans le carneau ou dans le conduit de cheminée, soit dans le foyer lui-même, lors même qu'ils sont pourvus d'un mécanisme de cette espèce, n'ont jamais bien réussi dans la pratique. M. Pritchard, de Leeds, se proposa, en 1821, d'atteindre le même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

résultat que M. Murray, au moyen d'un piston descendant, sous l'action de la gravité, dans un cylindre à air, muni d'un petit orifice qui laissait sortir l'air. Il existe plusieurs autres dispositions susceptibles de résoudre la question mécaniquement, et que nos lecteurs peuvent aisément prévoir ; il est donc inutile de nous y arrêter plus longtemps.

On a fait récemment des expériences à Soho, afin d'éprouver l'efficacité d'un fourneau de M. C. W Williams, dit *fourneau d'Argand*. Ce fourneau était destiné à produire la combustion de la fumée au moyen de l'admission d'un courant d'air dans le conduit de la cheminée, percé à cet effet d'un certain nombre d'ouvertures ; ou bien, pour nous servir des termes de la définition pompeuse de M. Williams, ce fourneau devait servir à l'accomplissement de la combinaison chimique des gaz constituants de la houille avec l'oxygène de l'air. La chaudière ordinaire qui était en usage à Soho, fut chauffée avec de la houille d'une certaine qualité, pendant une période de quatre mois ; on nota avec soin l'effet obtenu et la consommation du combustible. On appliqua ensuite les perfectionnements de M. Williams, en employant la même espèce de houille, en conservant le même chauffeur, et en rendant toutes les autres circonstances aussi identiques que possible. Ce fut à la suite de cet essai comparatif, que MM. Boulton et Watt constatèrent que la consommation du combustible, loin d'avoir diminué, s'était accrue d'un demi-kilogramme par heure pour un cheval-vapeur. Le fourneau primitif qui était muni d'un plateau en avant de la grille du foyer, d'après le plan ordinaire de MM. Boulton et Watt, ne produisait pas de fumée ; dans le système de M. Williams, au contraire, il se produisait quelquefois une assez grande quantité de fumée, bien que cette circonstance ne fût qu'exceptionnelle.

Une méthode très ingénieuse pour brûler la fumée aussi complétement que possible, consiste à allumer le charbon par le haut. Il y a quelques années qu'on introduisit dans les foyers des appartements une grille, dite *grille de Cutler*, disposée de manière à ce qu'on pût y appliquer cette méthode. L'inconvénient principal de ce système est la difficulté que l'on éprouve à introduire la houille nouvelle au-dessous de la masse enflammée. En 1815, M. William Moult établit un fourneau d'après ce principe, et son perfectionnement consistait à faire passer la flamme au-dessus de la houille nouvelle, que l'on plaçait sur un plateau. Ce perfectionnement ne paraît pas avoir obtenu un grand succès.

Dans la même année, M. William Losh, de Newcastle, prit une patente pour une ingénieuse combinaison de deux fourneaux. Au moyen d'une disposition convenable de registres, la fumée, provenant d'un des fourneaux, était obligée de traverser le cendrier de l'autre, où elle se mélangeait avec l'air atmosphérique ; elle remontait ensuite à travers la masse enflammée, et se trouvait ainsi complétement brûlée. Les foyers devaient être alternativement incandescents, et, tandis que l'un contenait la matière en ignition, l'autre ne faisait que produire la fumée. Cette méthode est une des plus efficaces que l'on ait encore employées pour consumer la fumée, mais le remplacement des registres est fort incommode, d'autant plus qu'ils doivent avoir une grande épaisseur pour résister à l'action de la chaleur.

Nous passons sous silence les projets de Roberton, Jonhson, Parkes, Coombs, Stretton, et d'une foule d'autres qui ne présentent rien de bien nouveau ni de bien utile. Dans le rapport fait en 1819, par une commission spéciale de la chambre des communes, on trouve la description d'un projet de fourneau de machines, combiné avec un four à coke de M. John Walker Junior. Le système de M. John Walker consistait à réduire la houille à l'état de coke, avant de la faire passer sur la grille du foyer, où elle devait être consumée. Ce projet n'est pas très praticable ; mais il paraît qu'un ingénieur français a apporté quelques modifications de détail au plan primitif, dans un fourneau établi à Manchester, et il est possible que ces modifications soient de nature à lui assurer une plus grande chance de succès.

Les deux procédés les plus efficaces que l'on ait encore inventés pour arriver à la combustion de la fumée, paraissent être les appareils d'alimentation connus sous le nom d'appareils de Brunton et Stanley, et dont le principe repose sur l'emploi d'une grille tournante. Ces foyers fumivores sont ceux qu'on emploie généralement aujourd'hui dans les districts manufacturiers. Le système des fourneaux à grille

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tournante fut décrit pour la première fois, en 1819, par M. John Steel, de Dartmouth, devant la commission spéciale de la chambre des communes ; mais au mois de décembre de la même année, le procédé fut breveté au nom de M. Brunton, de sorte qu'on ne sait trop auquel de ces deux mécaniciens l'on en est redevable. Au reste, quel qu'en soit l'inventeur, ce moyen est, suivant nous, le meilleur de tous ceux qui ont été proposés pour brûler la fumée, et nous sommes convaincus qu'en l'appliquant judicieusement, il ne peut manquer de procurer une économie importante.

Le second procédé, celui de Stanley, qui fut patenté en 1822, consiste dans l'addition d'une trémie destinée à recevoir la houille. Le col de la trémie est muni de cylindres à cannelures, mis en mouvement de rotation par la machine, à l'effet de broyer les morceaux de charbon pour les réduire à la grosseur convenable avant qu'ils ne tombent dans la trémie. L'écartement des cylindres est réglé au moyen d'une vis. Les morceaux de charbon tombent au fond de la trémie sur une plaque de fer, d'où ils sont projetés par un appareil rotatoire, pour retomber en s'éparpillant uniformément sur le feu. Le mécanisme qui communique le mouvement à cet appareil est disposé de manière à ce que sa vitesse propre se trouve ralentie lorsque celle de la machine devient plus rapide. La quantité de charbon qui tombe sur le foyer, se trouve être ainsi en rapport avec les besoins de la machine, pour la production de la vapeur. Nous donnerons dans une des planches de cet ouvrage un dessin de cet appareil, tel qu'il est appliqué aujourd'hui aux chaudières du comté de Lancastre, afin d'en rendre le mécanisme plus intelligible que ne le saurait faire la description la plus minutieuse. Les figures 37, 38 et 39 donnent la représentation d'une grille tournante dans son état de perfectionnement actuel, telle qu'elle a été appliquée en 1843 par MM. Boulton et Watt, aux fourneaux des machines de la banque d'Angleterre. Nous nous réservons de fournir de plus amples détails à ce sujet, lorsque nous serons arrivés à la description de ces figures.

En 1824, M. Humphry Jeffrey, de Bristol, prit une patente pour un procédé de condensation, ou plutôt de précipitation de la fumée, par le moyen d'une pluie d'eau. Ce procédé, qui fut appliqué avec succès dans différentes circonstances, consiste dans l'emploi de deux cheminées ou d'un plus grand nombre, fermées à leur sommet, où elles sont reliées ensemble par un tuyau transversal de communication, de manière à présenter la forme de la lettre grecque π. La fumée ou les gaz non brûlés s'élèvent dans la première de ces branches verticales, et arrivent dans la partie supérieure de l'autre branche, en traversant le tuyau horizontal. Une pluie d'eau, qui tombe constamment d'un réservoir placé au haut de la seconde branche, rencontre alors cette fumée qu'elle entraîne avec elle dans un bassin inférieur.

Nous ne pensons pas qu'il soit indispensable d'avoir recours à ce procédé pour détruire la fumée, attendu qu'il est possible d'arriver au même but par des moyens plus économiques. Cependant, nous pensons que le procédé de M. Humphrey Jeffrey est un des plus efficaces pour condenser les vapeurs délétères qui se dégagent dans les ateliers où l'on se sert de vitriol, dans les fourneaux où l'on fond le cuivre, et en général dans toutes les manufactures qui donnent des produits funestes à la santé des ouvriers, et pour lesquelles son emploi devrait être obligatoire. Il est avantageux, dans certains cas, de faire remonter la fumée à plusieurs reprises, en employant un plus grand nombre de branches verticales, afin de la soumettre, dans chacune d'elles, à une nouvelle aspersion d'eau froide, et il est important de donner une plus grande hauteur au dernier tuyau par lequel s'échappent les gaz. Pour tirer de ce procédé tout le parti possible, il faudrait faire passer la fumée et toutes les autres vapeurs par une série de tuyaux cylindriques en fer, disposés verticalement et reliés alternativement par le haut et par le bas. Chacun des tuyaux descendants serait pourvu d'un jet d'eau froide, et le dernier tuyau ascendant devrait atteindre une hauteur suffisante pour remplir l'office d'une cheminée.

En 1824, M. Evans prit une patente pour faire disparaître les inconvénients de la fumée par le moyen de l'admission de la vapeur d'eau dans l'intérieur du fourneau. Ce procédé a été l'objet de beaucoup d'essais : il a été appliqué dans les usines à gaz d'Edimbourg, il y a quelques années, par M. Nasmyth, de Patricoft, et remis, plus tard, en vigueur par M. Ivison. Mais nous ne prévoyons pas que l'admission de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur dans l'intérieur du fourneau, ou dans le cendrier, puisse jamais être bien avantageuse, quant à son emploi pour la destruction de la fumée, bien qu'il puisse en être autrement dans d'autres circonstances.

De tous ceux qui ont fait des recherches dans le but de brûler la fumée, il n'en est pas un seul qui se soit livré à cette étude avec autant d'opiniâtreté que M. John Chanter. Un grand nombre de patentes lui ont été accordées pour différentes espèces de fourneaux, et, en effet, ses méthodes varient si fréquemment, qu'il est bien difficile de s'en former une idée exacte. Nous doutons même que M. Chanter puisse se reconnaître dans la multitude de ses inventions. En somme, nous ne les croyons point susceptibles d'être appliquées dans la pratique.

M. Samuel Hall et M. Joseph Williams proposent de faire brûler la fumée par l'admission d'air chaud dans le carneau qui conduit à la cheminée ou dans le foyer lui-même. Quant aux procédés de MM. Drew, Rodda et autres, ils ne sont, à peu de chose près, que ceux que nous avons décrits plus haut. M. Cheetham, de Staley Bridge, effectue la combustion des parties inflammables de la fumée en l'arrêtant, au moyen d'un ventilateur, dans la partie supérieure du canal, qui conduit à la cheminée, et la refoulant, mélangée avec l'air atmosphérique, dans le cendrier, d'où elle remonte en traversant le combustible incandescent. L'acide carbonique qui, en vertu de sa pesanteur spécifique, occupe la partie inférieure du canal, n'est point refoulé par le ventilateur dans le cendrier; le tirage de la cheminée ne se trouve donc pas interrompu.

Vers l'année 1840, on fit l'essai de quelques foyers fumivores sur plusieurs vaisseaux de la compagnie des bateaux à vapeur de la Péninsule. La figure 30 représente la disposition générale des foyers du bateau à vapeur le *William Fawcett*. Les fourneaux étaient disposés deux par deux, et une ouverture se trouvait ménagée dans l'espace laissé libre entre chaque paire de fourneaux, de manière à ce que la fumée, provenant d'un des deux fourneaux, pût traverser un tuyau qui venait déboucher dans le cendrier du second fourneau. Elle se mélangeait alors à l'air, et en remontant à travers le combustible incandescent disposé sur la grille, elle se trouvait consumée. L'un des fourneaux opérait ainsi comme une espèce de cornue, chargée de produire et de dégager des gaz, tandis que l'autre agissait comme un véritable foyer fumivore. Il y avait un registre disposé entre les deux autels, que l'on voit dans la coupe horizontale ci-dessus; ce registre était fermé lorsqu'on venait de jeter une charge de houille sur la grille, interceptant ainsi le passage vers la cheminée, de manière à ce que la fumée fût renvoyée dans l'autre foyer. Mais aussitôt que la houille, qu'on avait introduite, se trouvait dépouillée de tous ses gaz, le registre était ouvert, et le tirage vers la cheminée s'établissait immédiatement pour ce fourneau. C'était dans le second fourneau que l'on jetait alors le combustible, et un registre semblablement disposé forçait, en se fermant, la fumée à s'écouler par le premier fourneau. Durant cette opération, on n'apercevait aucun dégagement de fumée par la cheminée. Cependant, il était fort incommode, dans la pratique, de régler le jeu des registres, et sous ce rapport, les foyers fumivores du *William Fawcett* sont moins avantageux que d'autres.

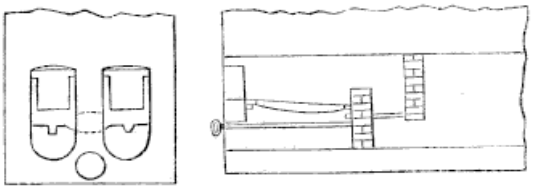


FIG. 30. — Foyers fumivores du *William Fawcett*.

La figure 31 représente une méthode employée sur le bateau à vapeur, le *Tage*, pour diminuer la fumée. Deux autels, dits *Vénitiens*, sont formés de tuiles inclinées en sens contraire, et séparées l'une de l'autre de 2 à 2 $\frac{1}{2}$ centimètres. Ces autels ont une épaisseur de 3 décimètres, environ, et laissent entre eux un espace libre. Les tuiles s'échauffent rapidement par la flamme qui les traverse, et si l'on a soin de n'avoir qu'une couche de combustible peu épaisse sur les barres de la grille, il pourra passer une quantité suffisante d'oxygène, à travers la masse enflammée, pour effectuer la combustion des gaz inflammables, au moment où ils traversent les espaces laissés libres entre les parois chaudes des tuiles. La fumée peut se trouver ainsi complétement détruite. Les autels sont établis sur une voûte, fermée par une porte, de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

manière à ce qu'on puisse pénétrer au dessous des passages de fumée. Nous croyons qu'en établissant une série d'autels disposés de la même manière, avec un fourneau garni de briques réfractaires et un bon

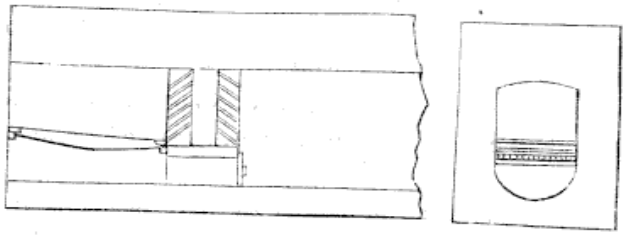


Fig. 31. — Foyer fumivore du *Tage*.

tirage, on pourrait effectuer la combustion complète de la fumée, si, toutefois, l'on avait soin de maintenir sur la grille une couche peu épaisse de combustible, et de n'employer que des barreaux très étroits et assez distants l'un de l'autre. Il vaudrait mieux que les tuiles, au lieu d'être plates, fussent concaves, afin que le courant fût à flamme renversée. On sait, en effet, que les changements de direction, dans l'écoulement de la fumée, aident puissamment, en agitant les diverses couches de cette fumée, à la combustion de ses parties inflammables.

La figure 32 représente le fourneau de M. John Jucke, qui se distingue des autres en ce que le combustible est placé sur une chaîne sans fin, disposée entre deux cylindres qui sont mis en mouvement par

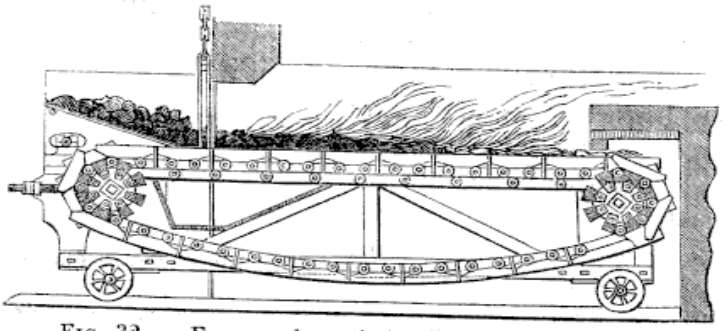


Fig. 32. — Fourneau breveté, à grille mobile, de Jucke.

la machine elle-même. La houille est répandue sur cette grille mobile, à l'entrée du foyer, et les cendres, ou autres résidus de la combustion, sont déchargés à l'autre extrémité. Cette méthode nous semble avan-

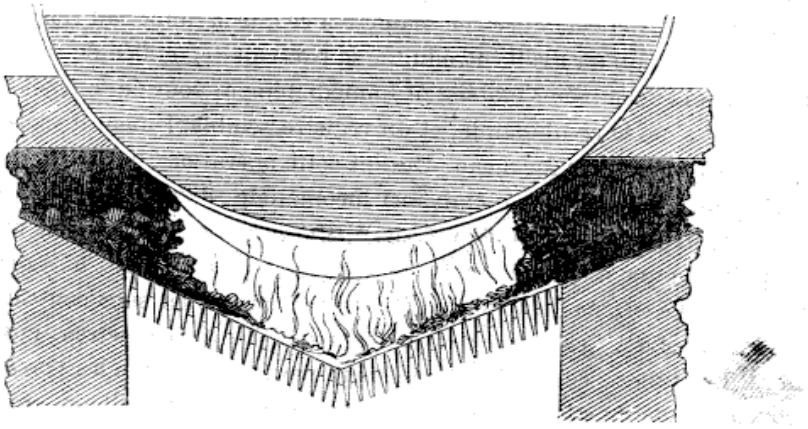


Fig. 33. — Fourneau breveté de Waddington.

tageuse sous plusieurs rapports, mais nous craignons que le mécanisme ne soit d'un entretien dispendieux. La chaîne sans fin, qui constitue la grille, et les cylindres, sur lesquels elle s'enroule, sont portés sur un

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

châssis mobile reposant sur des rails, de manière à ce que le foyer puisse être enlevé à volonté de dessous la chaudière. La porte du foyer est une plaque qui s'élève et s'abaisse en glissant dans une rainure, et c'est son degré d'ouverture qui règle l'épaisseur plus ou moins grande de la houille sur les barreaux de la grille.

La figure 33 représente le fourneau de M. Nathan Waddington, dans lequel les barreaux de la grille sont disposés suivant deux plans inclinés. La houille est placée, comme le montre la figure, à la partie supérieure des plans inclinés, de manière qu'elle a perdu déjà une assez grande partie de ses gaz avant de tomber sur les barreaux. On doit ménager un écartement assez grand entre les barreaux de la grille, au point d'intersection des deux plans, de manière à ce qu'il puisse passer toute la quantité d'air nécessaire à la combustion des gaz. Cette disposition de fourneau ne nous paraît pas très heureuse, et nous ne croyons pas qu'elle soit appelée à un grand succès. D'ailleurs, l'entretien du feu, sur les bords de la chaudière, est à peu près impossible dans certaines circonstances.

La figure 34 représente le fourneau de M. John Smith, de Kingstown, près de Dublin, tel qu'il fut pré-

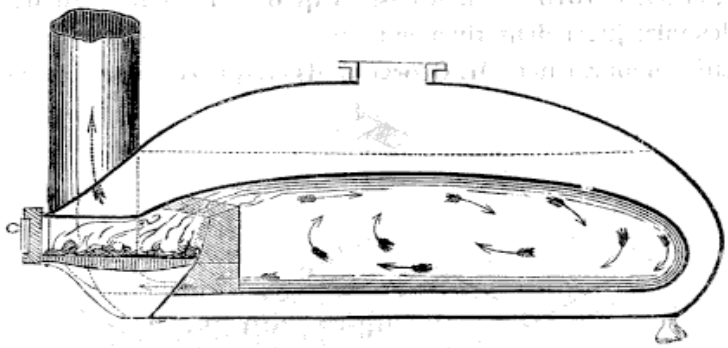


FIG. 34. — Chaudière et Fourneau de Smith.

senté par son auteur à l'association britannique de Manchester. La chaudière affecte la forme d'un four, et n'est point traversée par des carneaux ordinaires. C'est dans une vaste chambre centrale que se rendent la flamme et la fumée, en sortant du foyer ; et c'est dans cette chambre que s'accomplit la combustion de toutes les parties inflammables, au moyen de l'oxygène, qui s'y trouve en quantité suffisante. Il y a cependant de graves objections à faire contre la disposition de la chaudière de M. Smith, notamment en raison de son peu de solidité, et nous n'osons espérer aucun bon résultat de son application.

Le foyer fumivore de M. Charles Wye Williams est celui qui, dans ces derniers temps, a été présenté avec le plus grand retentissement. Mais, quelles que soient les prétentions de M. Williams qui, nous le croyons, a écrit tout un gros traité à ce sujet, nous ne voyons absolument rien d'original dans son système. Nous n'avons pas besoin de décrire ce fourneau qui diffère à peine des fourneaux de Gregson et autres, si ce n'est que l'air, au lieu d'entrer par deux ou trois trous dans le carneau, est admis par un plus grand nombre d'ouvertures ; encore est-il juste d'ajouter que cette innovation, quel qu'en soit son peu de valeur, est antérieure au procédé de M. Williams, et était en usage avant qu'il ne le fît connaître.

Nous avons déjà dit que le système des fourneaux avec ouvertures spéciales pour l'admission de l'air, tout en offrant certains avantages, présente aussi des inconvénients, notamment en ce qui concerne les engorgements des petits trous à air. Si ces soupiraux sont en fonte, ils sont bientôt brûlés ; s'ils sont en briques réfractaires, ils sont exposés à être brisés, quand on nettoie les carneaux ; et même, dans les fourneaux de bateaux à vapeur, qui sont très rétrécis, ils sont fréquemment démolis par le ringard du chauffeur. Il faut aussi remarquer que les plaques en fer de la chaudière, qui sont plus directement exposées à l'action de ces soupiraux, sont soumises à de nombreuses alternatives de chaud et de froid ; car, lorsqu'il y a une grande production de fumée dans le fourneau, cette fumée s'enflamme vivement au point où elle rencontre le courant d'air, et c'est alors de la flamme qui vient porter contre la plaque correspondante de la chaudière, tandis que s'il y a peu ou point de fumée, le courant d'air froid vient agir directe-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment sur la même plaque. Le fer, soumis à ces causes de détérioration, souffre plus que dans les chaudières ordinaires, et il est arrivé bien des fois que des chaudières se sont crevassées et ont été mises hors d'usage par la cause que nous venons de signaler. Il est encore douteux si l'explosion qui a eu lieu dernièrement dans l'usine de Brooke, à Bolton, n'est pas due à l'altération de la chaudière, provenant de cette action nuisible d'un fourneau de Williams, sur lequel la chaudière se trouvait placée.

Il était nécessaire de faire connaître tous les vices de ce système de fourneaux. Cependant nous ne voulons pas le condamner aussi sévèrement qu'il l'a été par certaines personnes. Le fourneau de M. Williams est encore, de tous les fourneaux de cette classe, celui qui fonctionne le mieux, ou, du moins, celui que l'on pourrait rendre le plus efficace, en modifiant convenablement certains détails. Mais, pour dire toute notre opinion, cette supériorité est d'une bien faible importance, et nous considérons tous les fourneaux de cette espèce comme à peu près impossibles dans la pratique, tant qu'ils ne seront pas grandement modifiés. Les quelques avantages qu'ils présentent, dans leur état actuel, ne sauraient compenser leurs nombreuses défectuosités, et nous croyons que les essais qu'on en a faits à Soho, et dont nous avons déja parlé, suffisent pour les faire juger définitivement.

La figure 35 représente un fourneau de M. George Godson, qui a été dernièrement employé a Woolwich.

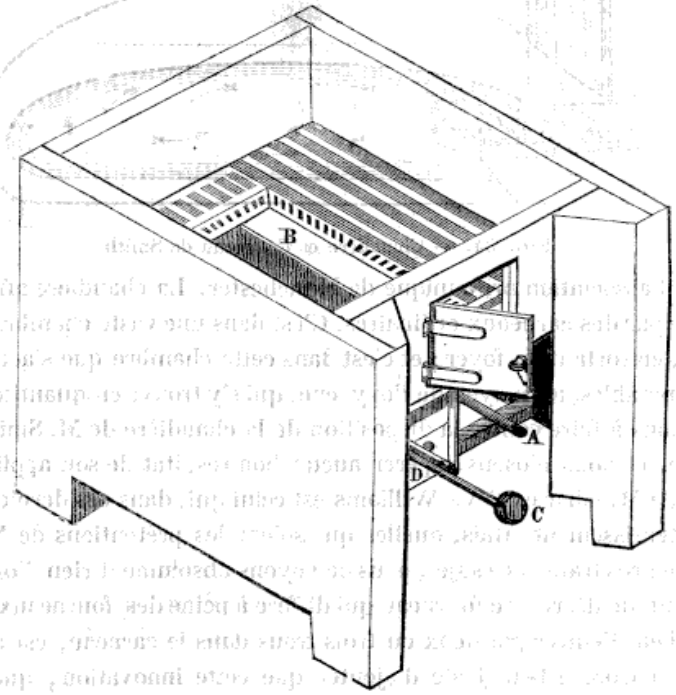


Fig. 35. — Fourneau de M. George Godson.

Le principe qui a servi de base à l'établissement de ce fourneau est identique avec le principe du fourneau ou de la grille de Cutler, dont nous avons fait la description.

La houille est introduite dans un coffre placé au-dessous du fourneau, et muni d'un piston mobile, sur la tête duquel on dispose le combustible. L'ouverture qui est ménagée dans la grille pour recevoir le coffre, se ferme au moyen de deux tiroirs à coulisses, lorsqu'on vient à retirer celui-ci pour le remplir de houille. Quand le coffre est plein et replacé dans sa position habituelle, on ouvre de nouveau les deux tiroirs, et la houille s'enflamme par le haut. A mesure que le feu gagne, le piston s'élève dans le coffre afin de conserver le même niveau au combustible incandescent. Les gaz que la chaleur fait dégager, sont brûlés dans leur passage à travers la masse enflammée répandue sur la grille. Ce genre de fourneau agit, en quelque sorte, comme une torche qui brûlerait de la houille; tous les avantages qu'on y trouve

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sont dus à ce que les gaz, qui se dégagent de la houille, entrent en combustion sans être auparavant mélangés avec l'acide carbonique et l'azote, qui proviennent de la combustion des parties bitumineuses. L'air arrive par un grand nombre d'orifices, ménagés tout autour du sommet de cette espèce de torche, pour accomplir la combustion des gaz. Nous craignons, cependant, que, dans les grands fourneaux, il ne soit difficile de régler l'entrée de l'air de manière à le mélanger avec les gaz en proportion suffisante ou du moins convenable. Dans les foyers d'appartement, cette difficulté n'existe pas; car, le feu étant peu considérable, l'air arrive en quantité surabondante dans le foyer, et, dans tous les feux ouverts, il n'y a aucun inconvénient à ce que de l'air en excès s'échappe par la cheminée. Mais, dans les fourneaux de machines à vapeur, une trop grande quantité d'air agit d'une manière très nuisible, en refroidissant la chaudière ; et un fourneau qui présenterait cet inconvénient ne fonctionnera jamais avec avantage. Une autre objection à faire à ce système de fourneau, c'est l'obligation de faire élever, à mains d'homme, le piston qui reçoit la houille. Mais cette objection est loin d'être aussi sérieuse que la première, attendu qu'il serait très facile de faire mouvoir le piston par la machine elle-même. Pour faire mieux comprendre ce système, nous désignerons par des lettres les parties principales du fourneau. A et D sont des poignées pour faire mouvoir les coulisses B et G. C est une autre poignée destinée au jeu des crémaillères F, F, qui soulèvent le piston dans la boîte E.

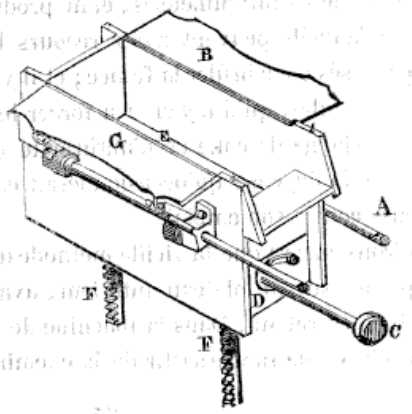


Fig. 35 *bis*.

On a employé, à différentes époques, plusieurs procédés pour brûler l'anthracite dans les fourneaux ordinaires. Nous ne dirons que quelques mots de ces procédés, qui ont eu plus ou moins de succès. En 1828, M. Howell, de Philadelphie, prit une patente pour un fourneau de cette espèce qui présentait des dispositions fort ingénieuses. Un des principaux avantages de ce fourneau était d'obvier à un refroidissement trop brusque contre les plaques de la chaudière, au moyen d'un revêtement complet en briques réfractaires. La température était ainsi maintenue à un degré suffisant pour que la combustion de l'anthracite pût s'effectuer d'une manière complète. On voyait sur la Tamise, il y a quelque temps, un petit bateau appelé l'*Anthracite*, dont le fourneau était établi de manière à ce que le combustible, échauffé graduellement, atteignit un haut degré de température, avant d'être brûlé sur la grille. On connaît aussi la méthode, proposée par M. Kymer, pour accomplir la combustion de l'anthracite, au moyen d'un ventilateur et d'une grille disposée au-dessus d'une auge contenant de l'eau. L'action refroidissante de l'eau empêchait les barreaux de brûler, et la vapeur qui se produisait traversait la masse incandescente et venait répandre, dans l'intérieur des carneaux, la chaleur qu'elle forçait à s'élever. Quand, au contraire, on fait brûler l'anthracite sans vapeur d'eau, l'effet de la chaleur est trop local, et cette concentration est une cause sérieuse de détérioration pour le métal de la chaudière. Nous pensons, cependant, qu'il est possible de faire brûler l'anthracite avec succès, sans être obligé d'avoir recours à cette action de l'eau. Mais il faut, pour cela, que le fourneau soit très grand, qu'il soit garni d'un épais revêtement en briques réfractaires, et que l'on maintienne sur la grille une couche épaisse de combustible incandescent. La difficulté qu'offre l'emploi de l'anthracite provient de ce que ce combustible se conserve moins facilement allumé que la houille ordinaire. C'est absolument ce qui a lieu pour le coke par rapport au charbon de bois; le premier se maintient à l'état d'incandescence moins aisément que le second. Aussi, la difficulté dont il s'agit sera-t-elle surmontée par le même moyen auquel on a eu recours, lorsqu'on a remplacé, dans les hauts fourneaux, l'emploi du charbon de bois par celui du coke. C'est en donnant de plus grandes dimensions aux fourneaux, que l'on arrivera à résou-

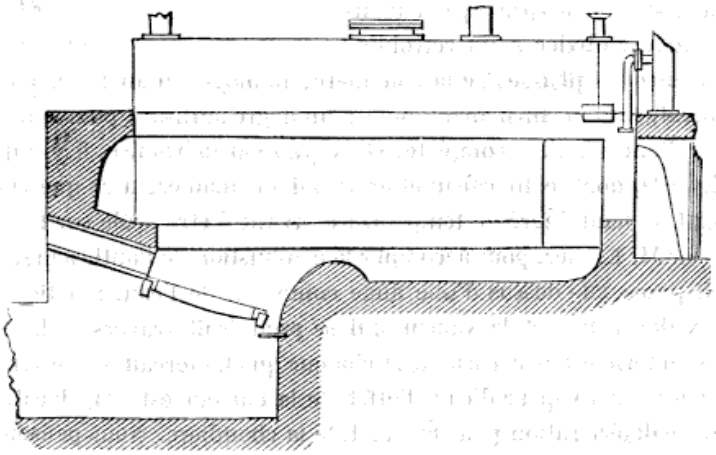
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dre la question dans cette circonstance, comme il a été fait dans celle que nous venons de citer.

Nous venons de faire connaître la plupart des fourneaux fumivores qui ont plus ou moins occupé l'attention du public. Un grand nombre de ces fourneaux sont établis d'après les mêmes systèmes ; cependant, ces systèmes eux-mêmes sont si nombreux, qu'il nous a été impossible de les rappeler tous. La question qui se présente maintenant, est de savoir s'il y a réellement quelque moyen praticable de remédier aux inconvénients de la fumée, s'il existe une méthode assez certaine à ce sujet, pour justifier une restriction pénale qui mît un terme à une calamité pareille. Nous répondrons, sans hésiter, qu'il en existe, et nous dirons, dès à présent, quels sont, suivant nous, les meilleurs moyens d'arriver à ce résultat.

Les chaudières des mines du Cornouailles ne produisent que très peu de fumée, en raison de la combustion lente à laquelle est soumise la houille qu'on y emploie. Cette lenteur dans la combustion, ainsi que les grandes proportions que présentent le fourneau et la chaudière, ont pour effet d'atténuer considérablement la production de la fumée. Néanmoins, une grande partie de la propriété fumivore des chaudières du Cornouailles est due à l'emploi de la houille du pays de Galles, qui ne contient qu'une faible proportion de matières bitumineuses, et ne produit, par suite, que peu de fumée. C'est donc là une dernière ressource à laquelle peuvent avoir recours les fabricants qui n'ont point confiance dans l'efficacité des moyens proposés pour brûler la fumée ; et il y aurait, certes, moins d'inhumanité à les obliger de se servir de cette houille, qu'il n'y en a à forcer le public de souffrir plus longtemps d'une incommodité aussi grave. Un mélange de coke et d'anthracite peut aussi être employé avec succès dans toute espèce de fourneau ; et la dépense qu'occasionnerait ce mélange n'est pas assez considérable pour être une objection sérieuse contre son emploi.

Nous dirons encore que la vieille méthode de Watt, qui consiste à faire passer la houille à l'état de coke, en la disposant sur un plateau antérieur, avant de la pousser dans le foyer, est un moyen efficace lorsque le feu est bien entretenu. Dans la machine de Soho, où cette méthode est en usage depuis un demi-siècle, jamais on n'a vu de fumée sortir de la cheminée. La figure 36 représente une chaudière de 30 chevaux,



(*Échelle de 1 pour 90.*)

Fig. 36. — Fourneau de MM. Boulton, Watt et Ce, aux ateliers de la manutention des vivres.

exécutée par MM. Boulton, Watt et compagnie, pour une machine établie par eux aux ateliers de la manutention des vivres, à Deptford. On remarquera que le plateau est sur le même plan que la grille. Leur surface présente un plan incliné d'environ 25°, pour faciliter le passage de la houille du plateau sur les barreaux de la grille. Les matières gazeuses qui se dégagent de la houille passent à travers le combustible incandescent où elles sont consumées, l'air s'y trouvant en quantité suffisante pour accomplir leur combustion.

Nous allons décrire, maintenant, le meilleur procédé que nous connaissions pour brûler la fumée. Ce

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

procédé consiste dans l'emploi de la grille tournante, dont nous avons déjà parlé, et qui, après avoir été perfectionnée, a été appliquée aux chaudières des machines de la Banque d'Angleterre, par MM. Boulton,

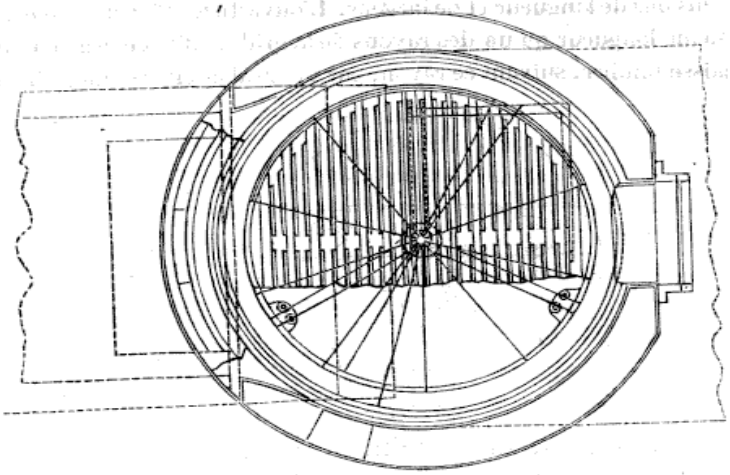


FIG. 37. — Foyer à *grille tournante* des machines de la Banque d'Angleterre, de MM. Boulton, Watt et C^e^. — 1843.
Coupe horizontale.

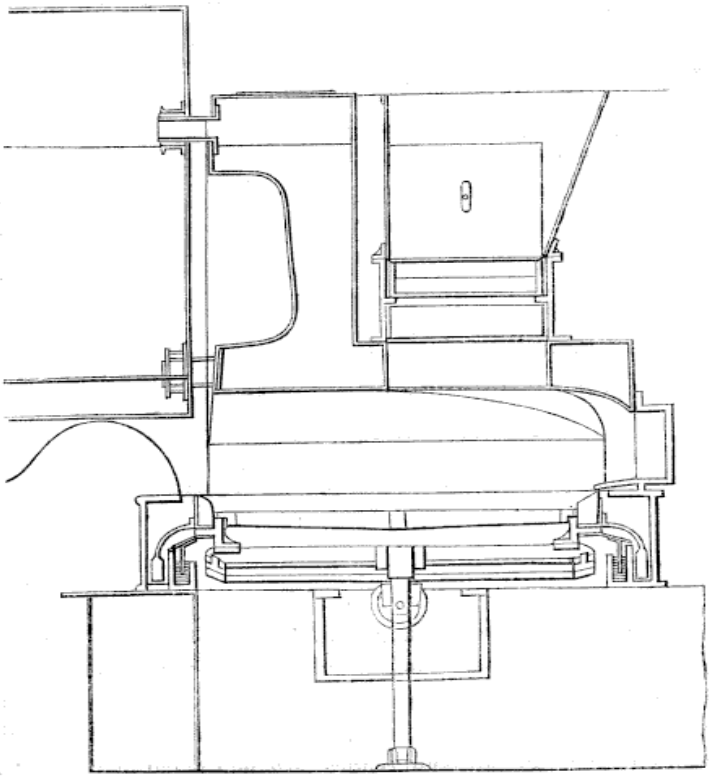


FIG. 38. — Foyer à *grille tournante* des machines de la Banque d'Angleterre, de MM. Boulton, Watt et C^e^. — 1843.
Coupe longitudinale.

Watt et compagnie. Les dispositions générales de cette grille sont reproduites, figures 37, 38 et 39, avec assez de détails pour qu'une rapide description puisse suffire à en faire comprendre le mécanisme. La

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grille circulaire, supportée par un arbre vertical, est mise en révolution au moyen d'un rouage; cette grille reçoit la houille qui est projetée du fond d'une trémie que l'on aperçoit, en coupe, fig. 38 et 39, dans ses deux dimensions de longueur et de largeur. L'ouverture inférieure de cette trémie affecte une forme oblongue, de même longueur qu'un des rayons de la grille, afin de régler uniformément la quantité de houille qu'elle laisse tomber, suivant ce rayon, par intervalles égaux. La grille opère une révolution

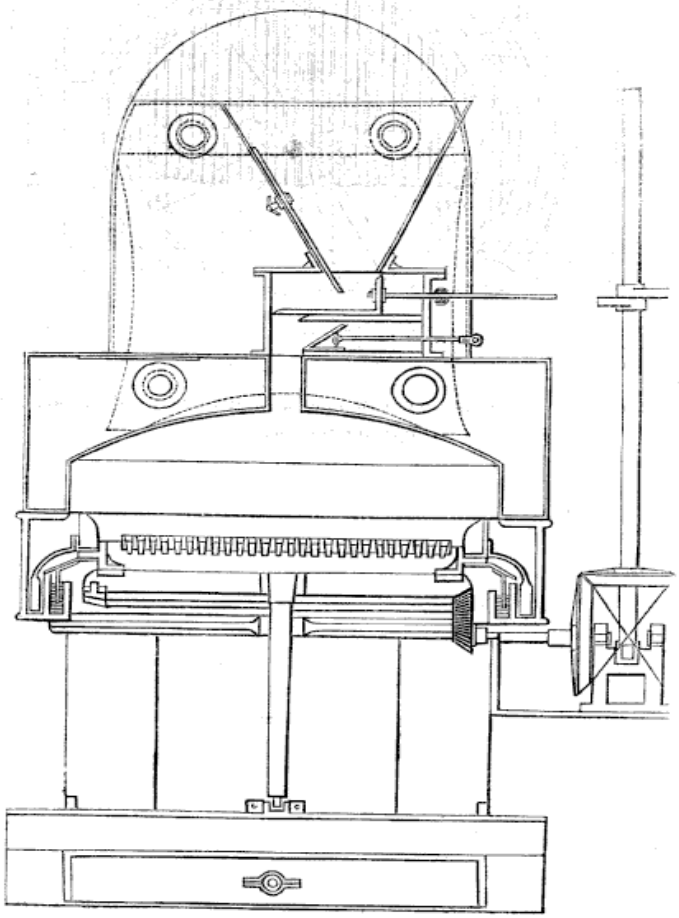


Fig. 39. — Foyer à *grille tournante* des machines de la Banque d'Angleterre, de MM. Boulton, Watt et C^e^. — 1843.
Coupe transversale.



(*Échelle de* $\frac{1}{33}$ *pour les fig.* 37, 38 *et* 39.)

complète en une minute, et la trémie laisse échapper une charge de houille par intervalles de quatre à cinq secondes, ce qui permet d'obtenir une grande régularité dans l'alimentation du feu. Afin de proportionner la quantité de charbon aux besoins de la machine, un tiroir à coulisse, dont la tige est mise en jeu par la machine elle-même, augmente ou diminue le passage du charbon suivant le degré de tension de la vapeur dans la chaudière. La figure 39 fait comprendre aisément le jeu de ce tiroir, qui est placé un peu au dessous de l'ouverture de la trémie qui donne passage au charbon.

Immédiatement au dessus du foyer, se trouve une chaudière supplémentaire, assez basse pour qu'on ait pu disposer la trémie par dessus, et présentant une ouverture dans son milieu pour laisser un passage libre au charbon qui tombe de cette trémie. La chaudière supplémentaire est mise en communication

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avec la chaudière principale par des tuyaux à vapeur. L'air chaud, provenant du foyer, après avoir agi sur ce premier récipient, passe dans les carneaux de la chaudière principale, qui n'est autre chose qu'une chaudière ordinaire en chariot de Watt, et va se perdre dans l'atmosphère en traversant la cheminée.

La grille est entourée d'un rebord en briques, qui forme saillie, afin de retenir le charbon. Une plaque en fer, scellée dans la brique, et qui se termine en un cercle mince, un peu au dessous de la grille, se meut dans une auge circulaire remplie de sable, afin de fermer tout passage sur les côtés à l'air, qui ne doit être admis qu'à travers les barreaux. Une autre plaque en fer, adaptée à la grille, avec laquelle elle se meut, sert à nettoyer le canal latéral des escarbilles qui pourraient y tomber. Une boîte en fonte, scellée dans le massif inférieur, sert à contenir les roues d'angle dentées, s'engrenant à angle droit, qui transmettent le mouvement à la grille. La roue principale, qui communique directement ce mouvement, est placée immédiatement au dessous des barreaux; et ses dents sont garanties de la poussière et des escarbilles qui tombent de la grille, par le rebord en briques dont nous venons de parler. On voit, par la fig. 38, que la sortie des gaz chauds est précisément opposée au côté de la grille où le charbon est projeté; de sorte que les matières gazeuses, qui se dégagent du charbon nouveau, sont obligées de passer sur le combustible incandescent, placé de l'autre côté de la grille, et se trouvent ainsi consumées.

Nous croyons qu'il y aurait avantage à enlever la chaudière supplémentaire et à placer simplement le foyer, avec sa grille tournante, dans un fourneau de même forme que les fourneaux, avec boîte à feu, des locomotives, tels qu'ils sont établis par MM. Bury et compagnie. Ce fourneau aurait un revêtement en briques réfractaires. Une meilleure disposition, encore, consisterait à munir la chaudière de tubes, comme dans les chaudières de locomotive, d'après la méthode employée par MM. Rennie, et qui sera décrite dans une autre partie de cet ouvrage. Un mur assez épais, en terre cuite, percé de trous pour livrer passage à la fumée se rendant dans les tubes, devrait être interposé entre la plaque, où les tubes sont adaptés, et le foyer, dans le double but de préserver la plaque des tubes de l'action immédiate de la chaleur, et de rendre la combustion plus complète dans l'intérieur du foyer. Nous croyons fermement que des chaudières, que l'on établirait sur ce plan, offriraient de grands avantages, quant à la conduite du feu, et produiraient même une économie de combustible assez considérable.

VARIÉTÉS DE CHAUDIÈRES.

Avant de donner les tableaux des dimensions relatives du foyer et de sa grille, des carneaux et des chaudières, ainsi que les résultats les plus intéressants des expériences faites sur chaque variété, pour ce qui concerne la consommation de combustible, et en général toutes les particularités du service, nous pensons qu'il est de la plus grande utilité de présenter les dessins des principales chaudières qui ont servi à la détermination de ces résultats numériques. Nous rendrons, de cette manière, nos tableaux beaucoup plus clairs, tout en donnant une plus grande autorité à nos chiffres, et nous mettrons sous les yeux de l'ingénieur les exemples qu'il doit suivre ou éviter.

Ces dessins sont faits à une certaine échelle que nous indiquons presque toujours, et pour les plus importants d'entre eux, nous ajoutons les échelles elles-mêmes, de sorte que ces simples gravures sur bois peuvent être déjà consultées avec une grande utilité, et servir même à tous les besoins de la construction. Personne n'ignore, en effet, que ce n'est point une différence en plus ou en moins de 1 à 2 centimètres qui affecte d'une manière sensible l'économie d'une chaudière et de son système de chauffage. Dans cette circonstance, c'est au mode spécial d'établissement et aux données générales de l'ensemble qu'il est le plus important d'avoir égard, et nous croyons ne pouvoir mieux faire qu'en reproduisant, d'une manière suffisamment exacte pour la pratique, la riche collection des exemples qui suivent, où l'on trouvera tous les systèmes de chaudières de nos jours qui ont le plus de célébrité.

On voit ci-contre, figure 40, la chaudière dite de Butterly. Nous donnons le dessin de cette chau-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

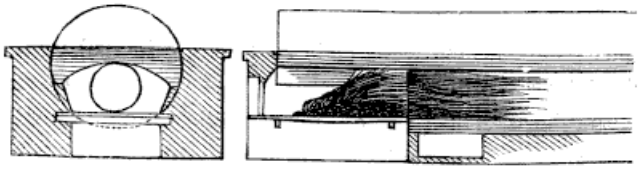


FIG. 40. — Chaudière de Butterly.

dière et de son fourneau, parce qu'elle est d'un assez grand usage dans les districts manufacturiers.

La figure 41 représente une espèce de chaudière, dite chaudière française à cause de son origine. On se

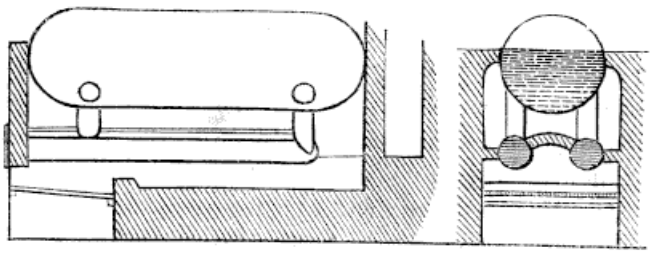
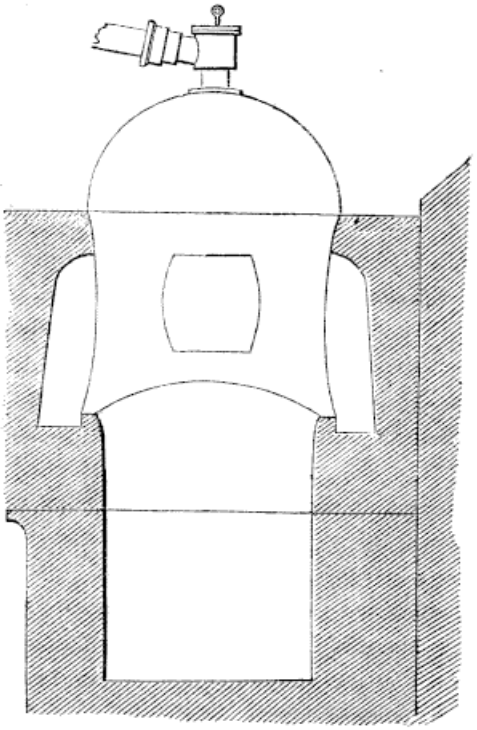


FIG. 41. — Chaudière française.

sert beaucoup de chaudières établies sur le plan de celle-ci, dans le comté de Lancastre, et on se trouve fort bien de leur emploi. Nous croyons que la principale cause des succès de la chaudière française est d'avoir séparé le fond de la chaudière du contact immédiat du feu par une voûte en briques réfractaires interposée entre ce fond et la grille du foyer. Deux tubes *bouilleurs* reliés à la chaudière par des tubes verticaux d'un diamètre un peu plus petit, appelés les *culottes* des bouilleurs, forment toute la surface de chauffe de ce système. Le diamètre de ces bouilleurs est de 38 centimètres; celui de la chaudière est de 1,22 mètre. La fumée gagne l'extrémité du foyer, en passant au-dessous de la voûte; de là elle s'élève et revient jusqu'à la face antérieure de la chaudière, en traversant l'espace laissé libre entre la voûte et le fond de la chaudière. Elle s'échappe ensuite dans la cheminée par des ouvertures ménagées le long des parois latérales de la chaudière.



(*Échelle de 1 pour 54.*)

FIG. 42. — Chaudière dite *en chariot*, de Boulton et Watt, pour une machine de 30 chevaux.
Coupe transversale.

On est naturellement porté à croire que, dans un tel système, les tubes de la chaudière, situés au-dessus du feu, sont exposés à être promptement détruits à cause des dépôts qui doivent s'y accumuler intérieurement. Il doit être également difficile à la vapeur de se frayer un passage jusqu'à la surface de l'eau, et l'agitation considérable qui en résulte peut occasionner des jets d'eau et de vapeur mélangées. Cependant, nous n'avons pu savoir jusqu'à quel point ces inconvénients se font sentir dans la pratique; et il paraît que tous les mécaniciens et chefs d'usine qui ont essayé cette chaudière continuent à s'en servir, se trouvant très bien de son emploi. Cette circonstance prouve beaucoup en faveur des avantages qu'elle présente.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 42 représente la coupe transversale d'une chaudière pour une machine de la force de 30 chevaux, du genre de celles employées par MM. Boulton et Watt. Nous ne reproduisons ce dessin que pour donner une idée générale de la forme de toutes les chaudières de Watt, dites *chaudières en chariot*. On peut voir (pl. 7 et 8) les dimensions principales, telles que longueur, largeur, hauteur et surface de chauffe, de ce genre de chaudières, pour des machines de différentes puissances, depuis 2 jusqu'à 45 chevaux-vapeur.

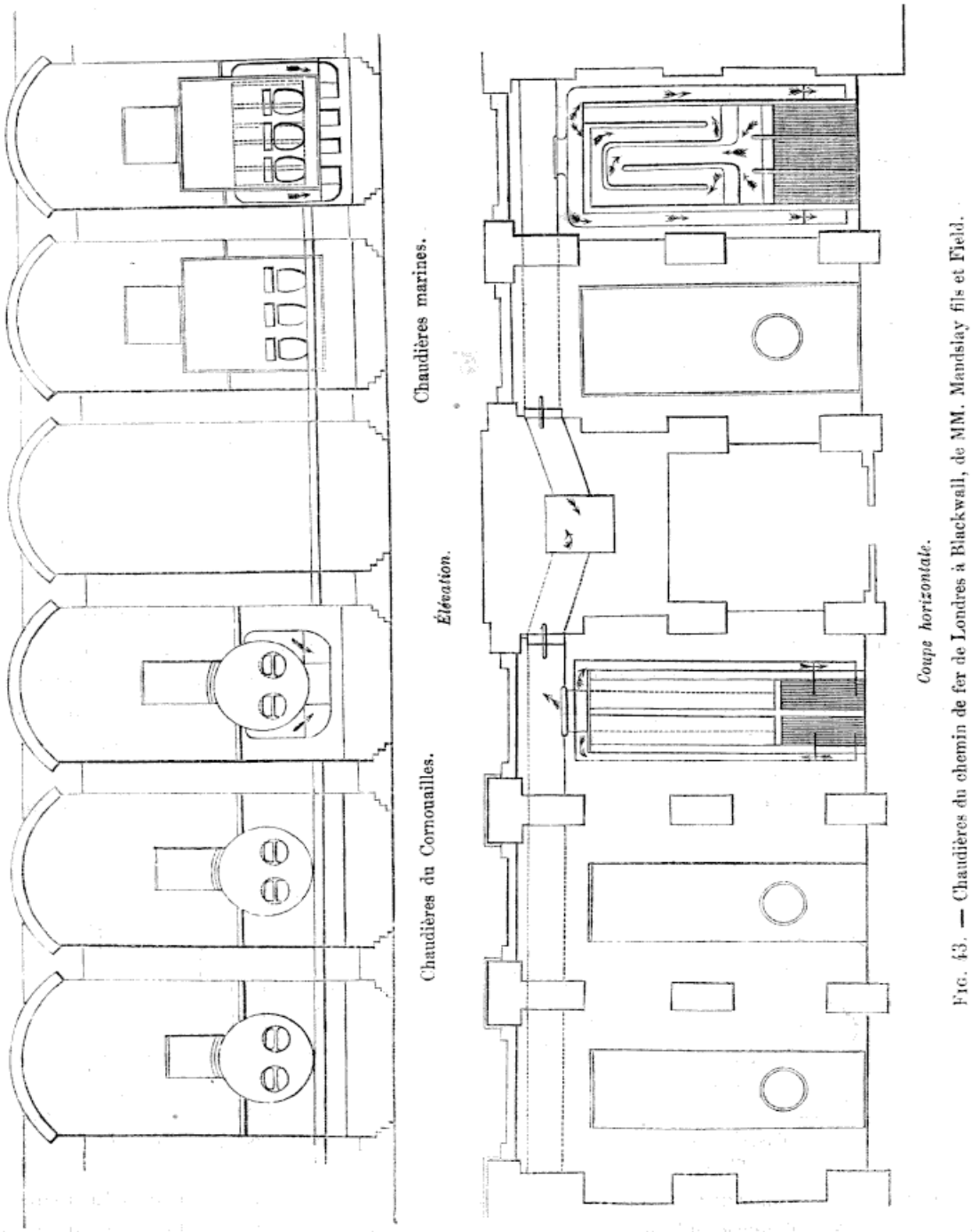


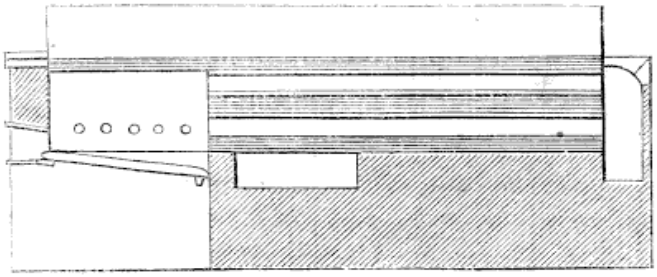
FIG. 43. — Chaudières du chemin de fer de Londres à Blackwall, de MM. Mandslay fils et Field.

La figure 43 représente les chaudières qui ont été établies par MM. Mandslay fils, et Field, à l'embar-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

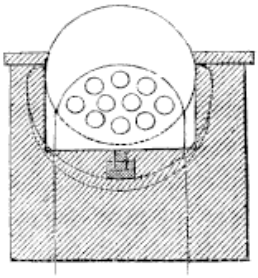
cadère de Londres du chemin de fer de Londres à Blackwall. On sait que le chemin de Londres à Blackwall est un petit chemin de fer sur lequel la locomotion a lieu, non à l'aide des machines locomotives ordinaires, mais au moyen de machines fixes qui font tourner une espèce de tambour sur lequel viennent s'enrouler d'un côté et se dérouler de l'autre les câbles de traction. Un certain nombre de ces chaudières sont établies sur le plan de celles du Cornouailles ; on voit les élévations et plans de ces chaudières dans la partie de la figure 43 qui se trouve à gauche. Dans les autres chaudières, on a suivi le même mode de construction que pour les chaudières ordinaires des bateaux à vapeur ; les élévations et plans pour ce nouveau système se trouvent dans la partie à droite de la figure. La conséquence assez curieuse que nous avons déjà donnée, et qui résulte des expériences comparatives faites sur ce double système de chaudières, c'est qu'avec des surfaces de chauffe parfaitement égales, et dans des circonstances aussi identiques que possible, les chaudières du Cornouailles ont été les moins efficaces, pour la même quantité de combustible. Il est juste de dire que les chaudières du Cornouailles ne doivent travailler qu'à une faible pression de la vapeur pour produire tout leur effet.

Les figures 44 et 45 représentent une chaudière, avec son fourneau, établie par MM. Caird et compa-



Échelle de 1 pour 60.

FIG. 44. — Chaudière de MM. Caird et Cᵉ.
Coupe longitudinale.

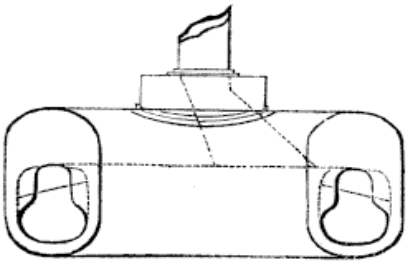


Échelle de 1 pour 60.

FIG. 45. — Chaudière de MM. Caird et Cᵉ.
Coupe transversale.

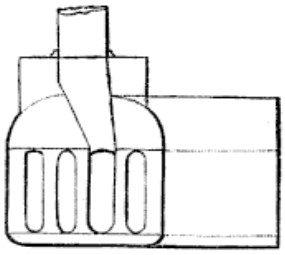
gnie. Ce système a été appliqué avec beaucoup de succès dans une machine soufflante de petites dimensions. Ce qui distingue la chaudière, dont nous donnons ici le dessin, d'un grand nombre d'autres chaudières de machines fixes, établies sur le même plan, c'est que celles-ci ne sont munies que d'un seul tube pour le passage de la fumée à travers la chaudière, tandis que la chaudière, représentée ci-dessus, comporte dix tubes pour cet usage.

Nous voyons, fig. 46 et 47, le système de chaudières que MM. Caird et compagnie ont appliqué aux



Échelle de 1 pour 97.

FIG. 46. — Chaudière des remorqueurs de Greenock et Glasgow. — Caird et Cᵉ.
Élévation.



Échelle de 1 pour 97.

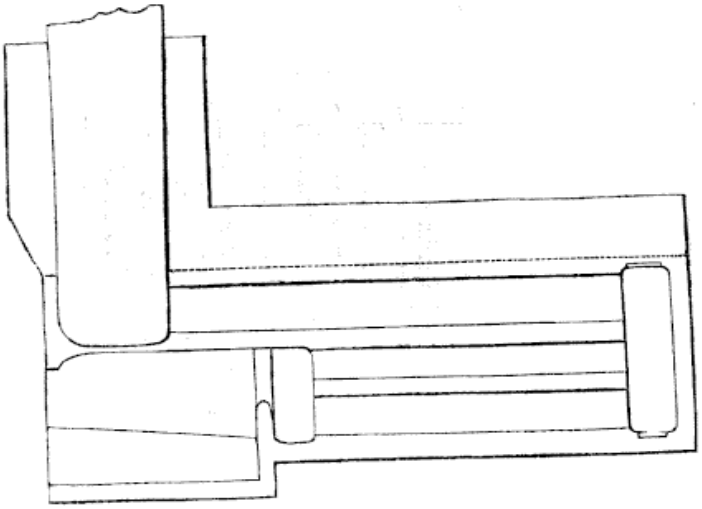
FIG. 47. — Chaudière des remorqueurs de Greenock et Glasgow. — Caird et Cᵉ.
Coupe.

machines des bateaux remorqueurs en fer, de Greenock et Glasgow, établis par eux-mêmes. Le diamètre du cylindre était de 8 décimètres et la longueur de la course du piston de 1 mètre. Nous ne joindrons point, en général, à la série de dessins que nous donnons, les dimensions des machines et le nombre des chau-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

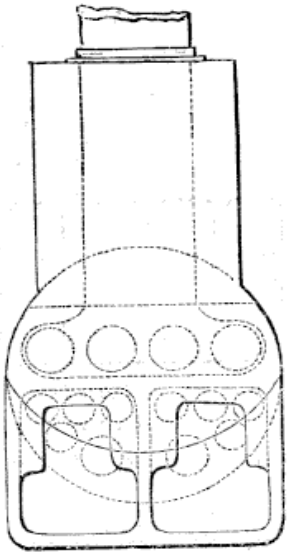
dières. Nous nous réservons de donner tous ces détails numériques, sous une forme beaucoup plus commode, dans des tableaux spéciaux.

Les figures 48 et 49 représentent une chaudière américaine, que l'on doit considérer comme une sorte



Échelle de 1 pour 80.

FIG. 48. — Chaudière américaine.
Coupe longitudinale.



Échelle de 1 pour 80.

FIG. 49. — Chaudière américaine.
Coupe transversale.

de phénomène, même dans ce pays d'essais audacieux. Il paraît que le vaisseau, pour les machines duquel on a établi cette chaudière, parcourt 150 milles, ou 2 $\frac{1}{2}$ degrés, en 9 heures, ce qui fait de 30 à 31 kilomètres par heure. Les plaques ont 6 $\frac{1}{2}$ millimètres d'épaisseur; le diamètre des rivets est de 14 millimètres, et la pression de la vapeur est de 3 $\frac{1}{2}$ kilogrammes par centimètre carré.

Les figures 50, 51, 52, 53, 54 et 55 sont les dessins des différentes parties des chaudières des ma-

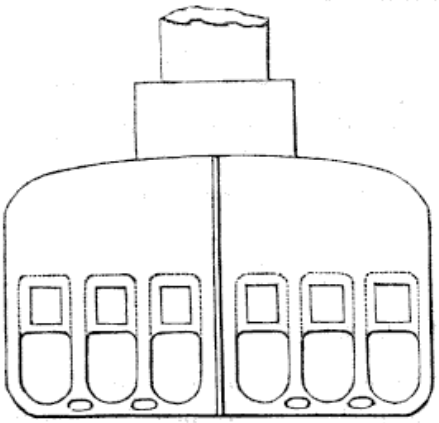


FIG. 50. — Chaudières du bateau à vapeur *le Phénix*.
Scott, Sinclair et C^e^.
Élévation principale.

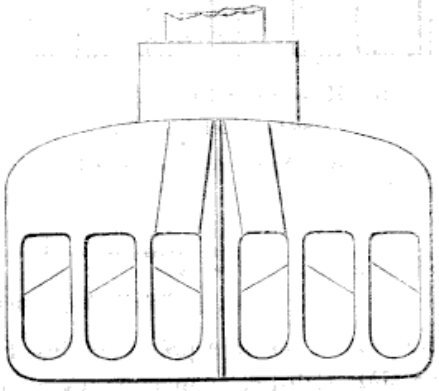


FIG. 51. — Chaudières du *Phénix*.
Scott, Sinclair et C^e^.
Coupe transversale par la chaudière.

chines du bateau à vapeur *le Phénix*. Ce bateau a été construit par MM. Scott, Sinclair et compagnie, pour faire le service du cap Town et de la baie d'Algoa au cap de Bonne-Espérance.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

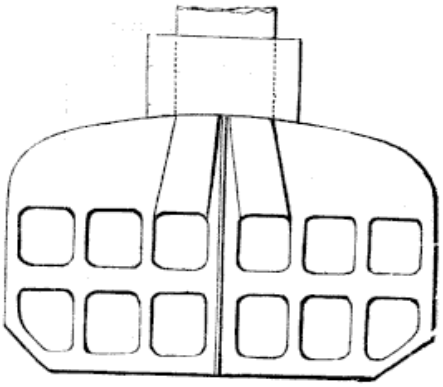


FIG. 52. — Chaudières du *Phénix*.
Scott, Sinclair et Ce.
Coupe transversale par les fourneaux suivant K L.

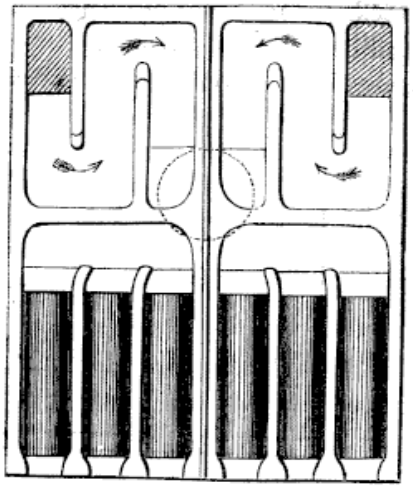


FIG. 53. — Chaudières du *Phénix*.
Scott, Sinclair et Ce.
Coupe horizontale suivant A B.

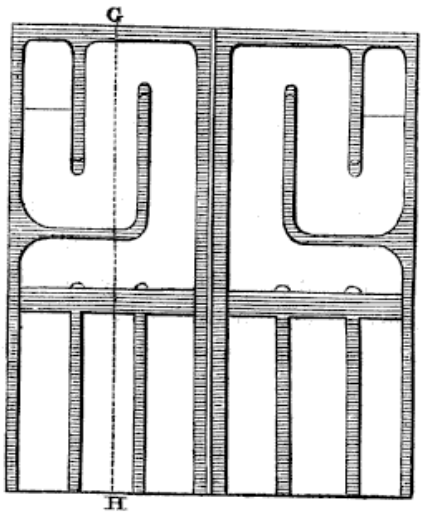


FIG. 54. — Chaudières du *Phénix*.
Scott, Sinclair et Ce.
Coupe horizontale suivant C D.

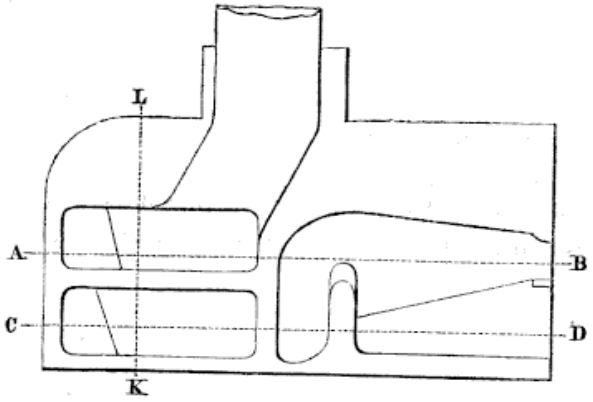


FIG. 55. — Chaudières du *Phénix*.
Scott, Sinclair et Ce.
Coupe longitudinale suivant G H.



(*Échelle de* $\frac{1}{96}$ *pour les figures* 50, 51, 52, 53, 54 *et* 55.

Les fig. 56, 57 et 58 représentent les chaudières du bateau à vapeur *l'Achille*, dont la construction est due à MM. Caird et compagnie. Ce navire dessert les deux ports de Liverpool et de Glasgow, et il est très connu pour la rapidité de sa marche et l'excellence de son service.

Les fig. 59, 60, 61, 62 et 63 représentent les différents détails des chaudières du bateau à vapeur *le Don Juan*, construit par MM. Girdwood et compagnie, de Glasgow, pour la compagnie des bateaux à vapeur de la Péninsule. Ces chaudières produisent une grande quantité de vapeur pour le service des puissantes machines du navire. Les cylindres ont jusqu'à 1,75 mètre de diamètre, et la longueur de la course

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

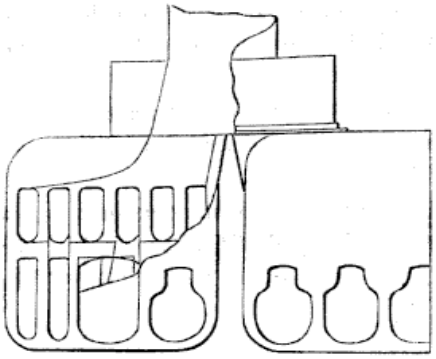


FIG. 56. — Chaudières du bateau à vapeur *l'Achille*.
Caird et Ce.
Coupe transversale et élévation.

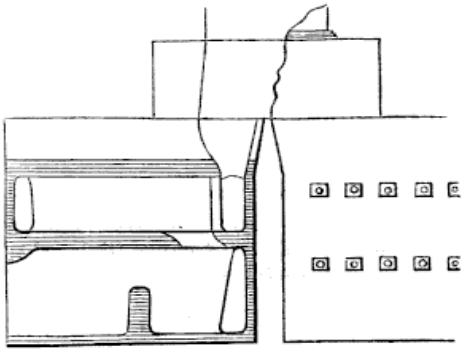


FIG. 57. — Chaudières de *l'Achille*.
Caird et Ce.
Coupe longitudinale et élévation.

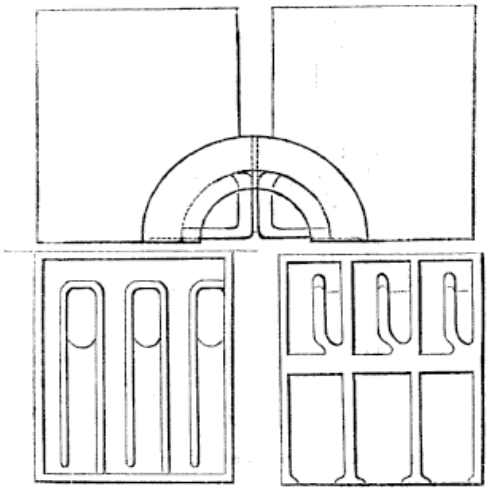
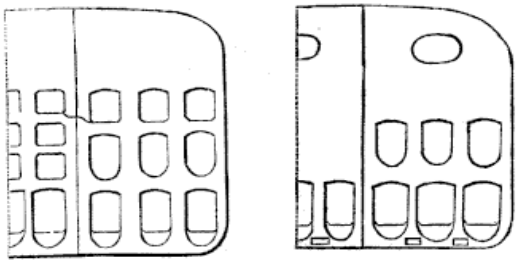


FIG. 58. — Chaudières de *l'Achille*.
Caird et Ce.
Coupes horizontales et plan du dessus.



Coupe transversale. *Élévation.*

FIG. 59 et 60. — Chaudières du bateau à vapeur *le Don Juan*.
Girdwood et Ce.

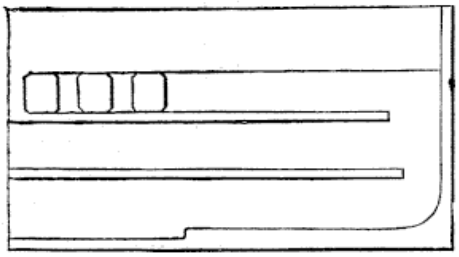


FIG. 61. — Chaudières du *Don Juan*.
Girdwood et Ce.
Coupe longitudinale.

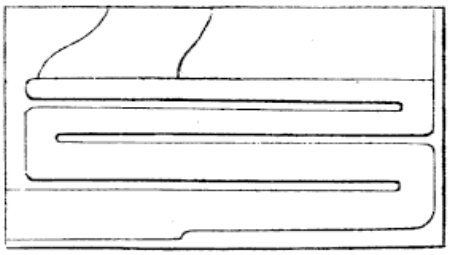


FIG. 62. — Chaudières du *Don Juan*.
Girdwood et Ce.
Coupe longitudinale par la cheminée.

du piston est de 1,83 mètre. Mais, en général, ces chaudières, comme toutes les chaudières à double rangée de fourneaux, font une grande consommation de houille, outre les inconvénients qu'elles présentent pour l'entretien du feu.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

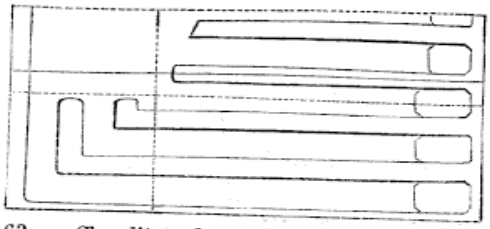
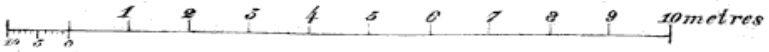


Fig. 63. — Chaudières du *Don Juan*. — Girdwood et Ce.
Coupe horizontale par les carneaux.

Les figures 64, 65, 66 et 67 sont les dessins des chaudières du bateau à vapeur *l'Unicorn*, construit par MM. Caird et Ce.

Les figures 68, 69 et 70 sont relatives aux chaudières de *l'Aigle*, navire sorti des mêmes ateliers de construction.

Il n'y a rien de bien avantageux dans les dispositions des chaudières de *l'Unicorn* et de *l'Aigle*. En général, nous croyons que les chaudières tubulaires



(*Échelle de* $\frac{1}{144}$ *pour les figures* 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62 *et* 63.)

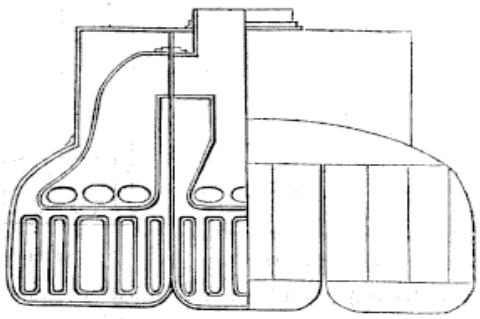


Fig. 64. — Chaudières du bateau à vapeur *l'Unicorn*. Caird et Ce.
Coupe transversale et élévation.

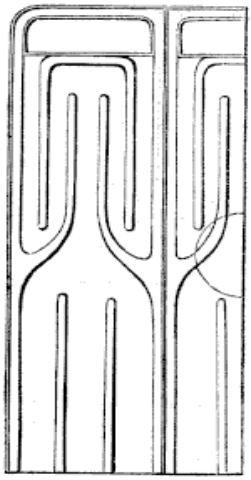


Fig. 65. — Chaudières de *l'Unicorn*. Caird et Ce.
Coupe horizontale.

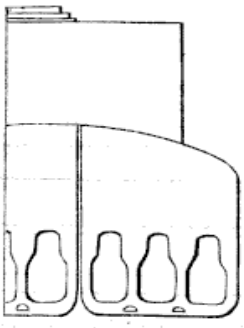


Fig. 66. — Chaudières de *l'Unicorn*.
Élévation.

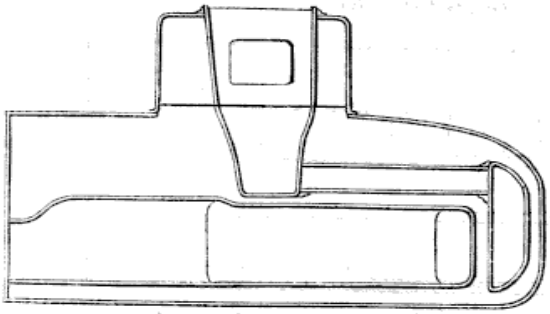


Fig. 67. — Chaudières de *l'Unicorn*.
Coupe longitudinale.

l'emporteront sur toutes les autres dans leur application aux machines des bateaux à vapeur, et nous reproduirons en détail tout ce qui a été fait de mieux en ce genre. Cependant, il y a encore un grand nombre de chaudières marines établies d'après l'ancien système des carneaux ou conduits ordinaires de fumée, et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nous devons avouer que, même dans la marine anglaise, la plus grande partie des navires à vapeur est pourvue de ce genre de chaudières ; il était donc indispensable d'en donner quelques exemples.

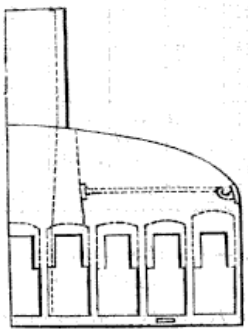


FIG. 68. — Chaudières du bateau à vapeur *l'Aigle*. Caird et Ce.

Élévation.

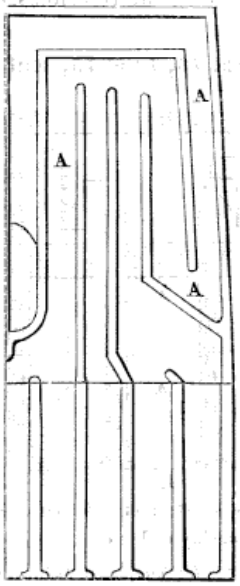


FIG. 69. — Chaudières de *l'Aigle*. Caird et Ce.

Coupe horizontale.

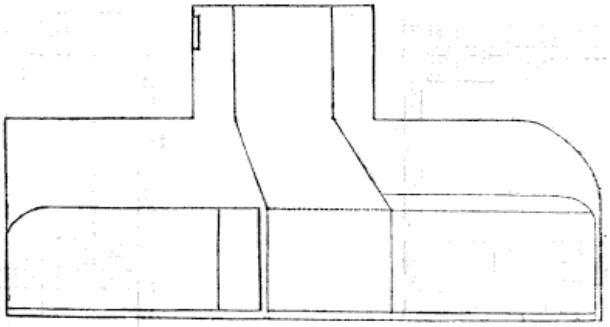
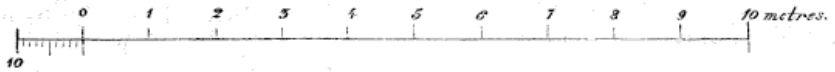


FIG. 70. — Chaudières de *l'Aigle*. — Caird et Ce

Coupe longitudinale.



(*Échelle de* $\frac{1}{124}$ *pour les figures* 64, 65, 66, 67, 68, 69 *et* 70.)

Dans la plupart des chaudières marines, un inconvénient assez grave résulte de l'usage où l'on est de donner une très grande longueur et fort peu de largeur aux fourneaux. Cette disposition vicieuse rend l'entretien du feu fort difficile, et quelquefois même impossible par les mauvais temps. Il est bien préférable de ne donner aux fourneaux qu'une longueur modérée, qui permette au chauffeur de conduire facilement son feu ; on doit aussi incliner les barreaux de la grille beaucoup plus que dans les foyers ordinaires, de manière que le charbon soit toujours poussé aisément vers le fond de la grille, et que les mouvements du navire ne le fassent point remonter, laissant ainsi à nu les extrémités des barreaux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Lorsque les fourneaux ont une grande profondeur, il arrive généralement qu'une quantité d'air notable traverse la grille par les extrémités sans rencontrer le combustible incandescent étendu par dessus, et il en résulte un refroidissement qui nuit d'une manière sensible à la production de la vapeur.

Les figures 71, 72, 73, 74 et 75, sont relatives aux chaudières des steamers *Thames* et *Medway* (*la Tamise* et *la Medway*), deux forts navires qui ont été construits par MM. Maudslay et Field, pour la Compagnie royale des paquebots à vapeur (*Royal Steam packet Company*). Ces chaudières ont parfaitement réussi, et ce sont certainement les meilleures de toutes les chaudières marines qui aient été établies jusqu'à présent avec le système des carneaux intérieurs. Nous ne connaissons, quant à nous, aucun autre exemple de chaudières de ce genre qu'un ingénieur puisse copier avec autant de garantie de succès.

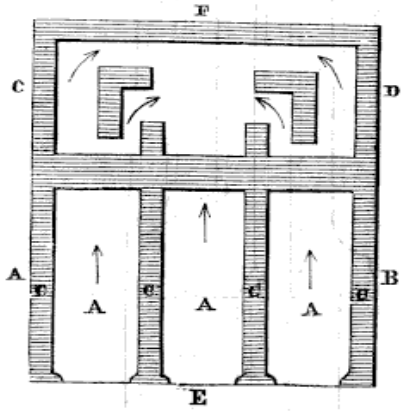


Fig. 71. — Chaudières des steamers *Thames* et *Medway*. Maudslay et Field.
Coupe horizontale par les fourneaux suivant G H.

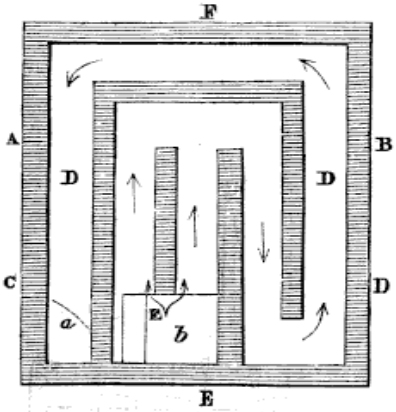


Fig. 72. — Chaudières des steamers *Thames* et *Medway*. Maudslay et Field.
Coupe horizontale par les carneaux suivant I J.

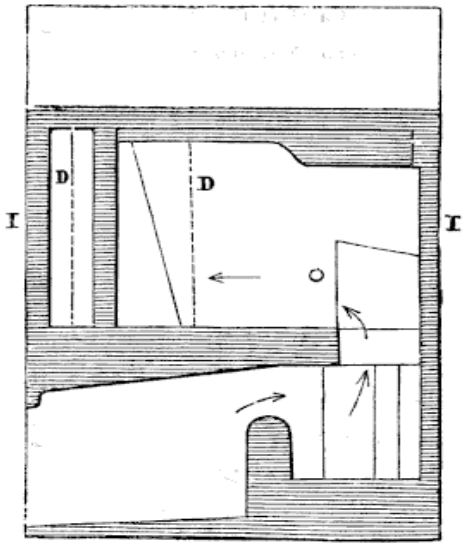


Fig. 73. — Chaudières des steamers *Thames* et *Medway*. Maudslay et Field.
Coupe longitudinale suivant E F.

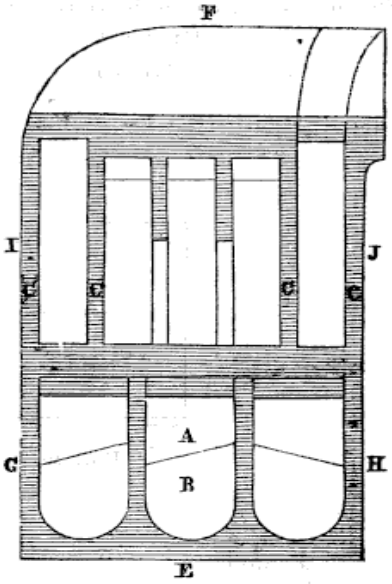


Fig. 74. — Chaudières des steamers *Thames* et *Medway*. Maudslay et Field.
Coupe suivant A B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A, A, A sont les fourneaux; D, D les carneaux, *b* est le conduit d'où la fumée prend son origine pour aller circuler dans les carneaux, suivant la direction de la double flèche en E (fig. 72); *a*, dans la même figure 72, indique la position du conduit de la cheminée.

Les figures 74 et 75 sont des coupes verticales suivant les lignes AB et CD, que l'on voit dans les coupes horizontales par les fourneaux, figure 71, et par les carneaux, figure 72. Les lignes courbes et ponctuées, qui se trouvent aux extrémités supérieures de ces deux coupes verticales, représentent la direction que suit le courant ascensionnel de la fumée. A mesure que le carneau se rapproche de la cheminée, il se rétrécit, bien que sa hauteur augmente. On n'a pas besoin, en effet, de conserver une section d'une aire égale pour le courant de fumée, puisque cette fumée, communiquant sa chaleur à l'eau de la chaudière, diminue sans cesse de volume. D'un autre côté, la hauteur de ce carneau peut être augmentée de manière à laisser au-dessus une couche d'eau moins épaisse, puisque la fumée étant refroidie, ne peut agir par sa chaleur que sur une moindre quantité d'eau.

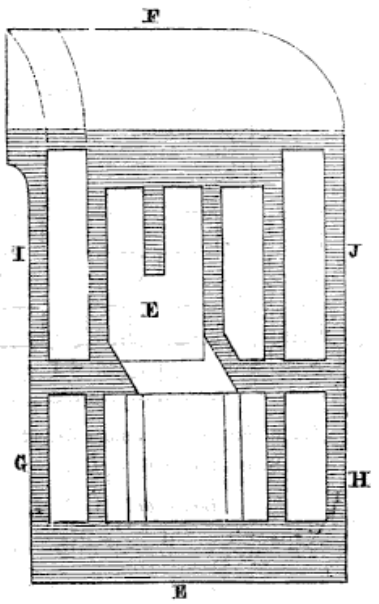
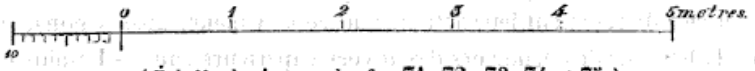


FIG. 75. — Chaudières des steamers *Thames* et *Medway*. Maudslay et Field.

Coupe suivant CD.



(*Échelle de* $\frac{1}{72}$ *pour les fig.* 71, 72, 73, 74 *et* 75.)

Les autels B (fig. 74) du foyer ne sont pas ici de petits murs en briques réfractaires disposés à la suite de la grille. Ils sont formés par un renflement de la chaudière elle-même. La tôle de la chaudière constitue le revêtement, et l'eau la partie intérieure de ce nouveau genre d'autel, dit *autel d'eau*. On voit la coupe d'un de ces autels dans la figure 73, et la projection inclinée du dessus dans la coupe transversale par les foyers, figure 74. La raison pour laquelle ces autels sont inclinés par leur sommet se conçoit aisément; car l'eau qui se trouve au-dessous de cette surface supérieure, venant à s'échauffer, tend à s'élever, et son ascension se fait beaucoup mieux le long de la surface inclinée de la tôle, que si elle était obligée de s'échapper par force, soit à droite, soit à gauche, le long d'une surface horizontale.

Il y a quatre chaudières en tout dans chacun des deux steamers *Thames* et *Medway*, et les fourneaux sont disposés aux deux extrémités, ce qui permet de ne leur donner qu'une longueur convenable.

Les figures 76, 77, 78 et 79, représentent les chaudières des steamers *Dee* et *Solway*. Ces navires et leurs machines ont été établis par MM. Scott, Sinclair et Ce, de Greenock, pour la Compagnie royale des paquebots à vapeur. On remarquera que les fourneaux, au lieu d'être adossés l'un à l'autre au-dessous des chaudières, à l'effet d'avoir du feu à chaque extrémité de ces chaudières, comme dans l'exemple précédent, sont disposés sur deux rangées, l'une au-dessus de l'autre. L'étendue longitudinale occupée par les fourneaux dans le navire, se trouve ainsi notablement diminuée; mais le système entraîne avec lui des désavantages qui compensent ce qu'il peut y avoir d'heureux dans cette disposition.

Le principal inconvénient de ce genre de fourneaux provient de la difficulté d'avoir deux centres de chaleur bien efficaces à la fois, dans deux foyers ainsi superposés l'un au-dessus de l'autre. L'entretien du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

feu se fait d'une manière incommode ; le combustible se charge difficilement, et les boîtes à charbon ne peuvent être disposées aussi favorablement pour le bon arrimage du navire, que lorsque les chaudières

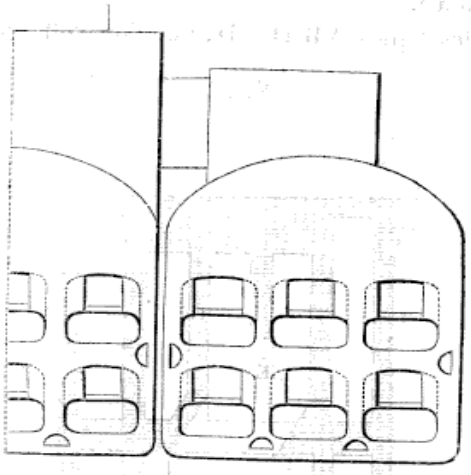


FIG. 76. — Chaudières des steamers *Dee* et *Solway*. Scott, Sainclair et Cᵉ.
Élévation.

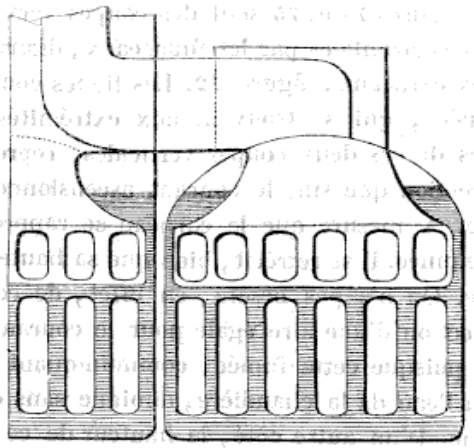


FIG. 77. — Chaudières des steamers *Dee* et *Solway*. Scott, Sainclair et Cᵉ.
Coupe transversale.



(*Échelle de* $\frac{1}{10}$ *pour les figures* 76 *et* 77.)

présentent un foyer incandescent à chacune de leurs extrémités et à la même élévation. Nous croyons, de plus, que la vapeur qui se forme à la partie tout à fait basse de la chaudière, au point où les foyers de la rangée de dessous exercent directement leur action, que cette vapeur, disons-nous, se trouve refroidie en s'élevant et passant à la hauteur des cendriers des foyers supérieurs, où les besoins de la combustion nécessitent un courant d'air froid continu.

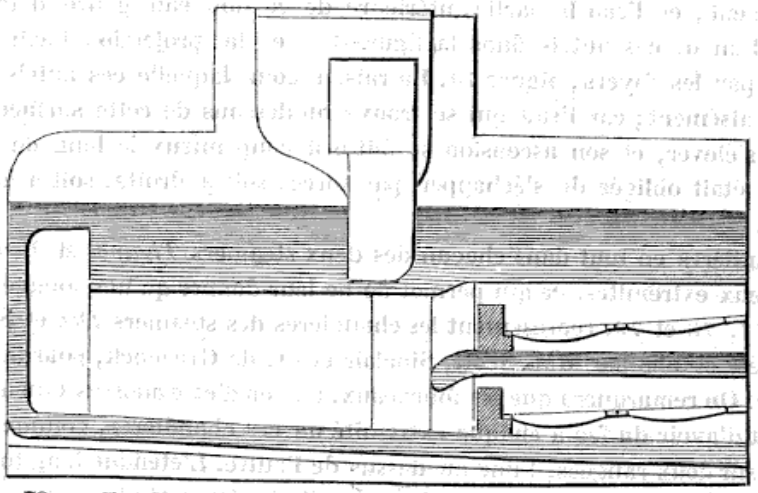


FIG. 78. — Chaudières des steamers *Dee* et *Solway*. — Scott, Sinclair et Cᵉ.
Coupe horizontale.

Un autre inconvénient assez notable qui résulte de cette disposition est la difficulté de donner aux cendriers une hauteur suffisante. En se reportant à la figure 78, on verra que l'inclinaison des grilles du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

foyer est loin d'être aussi grande qu'il est bon de l'avoir dans les navires, où les mouvements de roulis et de tangage tendent quelquefois à rejeter le combustible vers la porte du foyer, lorsque cette inclinaison

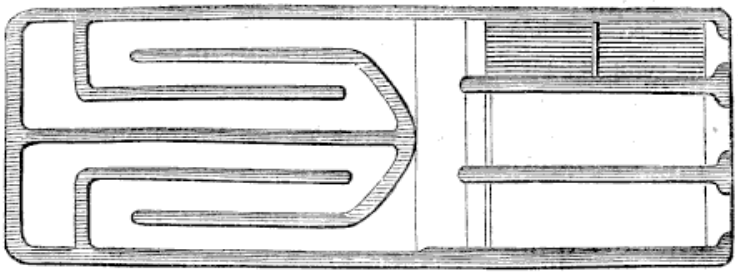


FIG. 79. — Chaudières des steamers *Dee* et *Solway*. — Scott, Sinclair et C^e^.
Coupe horizontale.

des barreaux est trop faible. Or, c'est en raison du peu de hauteur des cendriers que l'on ne peut donner à la grille une inclinaison suffisante. Nous trouvons que ces diverses objections sont assez graves pour empêcher d'adopter dans la pratique une telle disposition.

Il y a trois chaudières dans chacun des deux navires *Dee* et *Solway*, et six fourneaux pour chaque chaudière, ce qui fait dix-huit fourneaux pour un navire. Les chaudières, dont nous donnons ici les dessins, sont en réalité les chaudières du *Solway*; car celles du *Dee*, au lieu de présenter séparément un dôme arrondi, comme on le voit dans les figures 76 et 77, ne présentent cette forme que par leur ensemble ; c'est-à-dire que les deux chaudières extrêmes n'étant arrondies que d'un côté, et celle du milieu seule inclinant légèrement son dôme à droite et à gauche, ces trois chaudières sont disposées de manière à avoir en dessus la forme d'une demi-ellipse.

La surface de chauffe totale de ces trois chaudières est de 386 mètres carrés, et l'aire totale des surfaces de grille de 30,22 mètres carrés. Voici les autres données principales :

Poids de chacune des chaudières.	28 tonnes.
Diamètre des cylindres.	1,85 mètre.
Longueur de la course du piston.	2,13 mètres.
Puissance en chevaux-vapeur.	400.
Unité de surface de chauffe (pour un cheval-vapeur). . .	0,965 mètre carré.
Unité de surface de grille (pour un cheval-vapeur). . . .	0,0755 d°.

Lorsque la grille d'un foyer se compose d'une double série de barreaux, comme on le voit, figure 78, il est bon de disposer, au centre de cette grille, deux barres transversales au lieu d'une seule, pour supporter séparément les extrémités des barreaux. Il faut aussi ménager un certain espace libre entre ces deux barres, afin que les cendres et les autres résidus de la combustion puissent aisément passer à travers. Cet intervalle permet ainsi aux barreaux de s'allonger sous l'action de la chaleur, sans venir buter leurs extrémités l'une contre l'autre. Lorsque l'on n'adopte pas une telle disposition, les barreaux se recourbent d'une manière sensible, en exerçant des efforts qui vont souvent jusqu'à arracher de leurs scellements les barres de support. Il est nécessaire de laisser un espace semblable entre l'extrémité antérieure des barreaux et la plaque fixe disposée immédiatement après la porte du foyer, et l'on doit faire en sorte que les talons des barreaux, pas plus que leurs extrémités, ne portent contre les supports de la grille.

Les autels de ces fourneaux sont en briques réfractaires, et, comme on le voit figure 78, les têtes de ces autels se rapprochent beaucoup de la voûte du foyer. Dans des circonstances semblables, il est très convenable de faire consister la partie supérieure de l'autel en un ou deux blocs, composés de briques réfractaires, que l'on puisse enlever à volonté lorsqu'on a besoin d'entrer dans les carneaux pour les balayer

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ou pour y faire des réparations. Sans cette précaution, on est obligé, pour s'ouvrir un passage, de démolir et de reconstruire continuellement ces autels, ce qui finit par devenir fort dispendieux. Enfin, dans les chaudières du genre que nous venons de décrire, il est difficile d'allumer les fourneaux d'une rangée lorsque ceux de l'autre rangée sont déjà allumés, en raison du tirage déjà établi par les foyers enflammés, tirage qu'il s'agit de rompre pour former un second courant. On aurait pu croire qu'en allumant alternativement les deux rangées de fourneaux, la fumée serait brûlée; mais cet effet n'a pas lieu.

Les figures 80, 81, 82, 83, 84 et 85 représentent les chaudières primitives du steamer *le Great-*

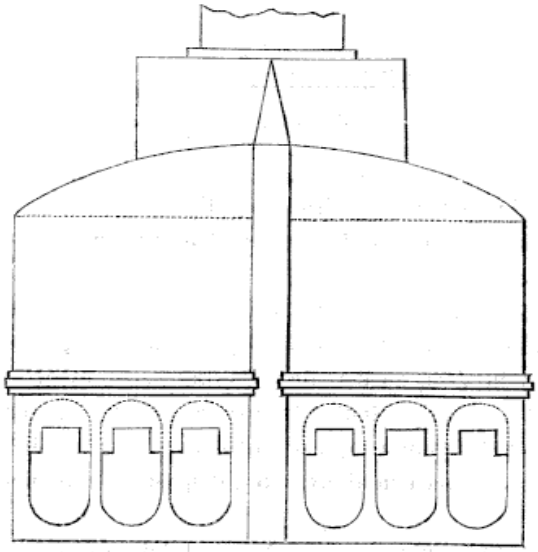


Fig. 80. — Chaudières primitives du steamer *le Great-Western*. — Maudslay et Field.

Elévation.

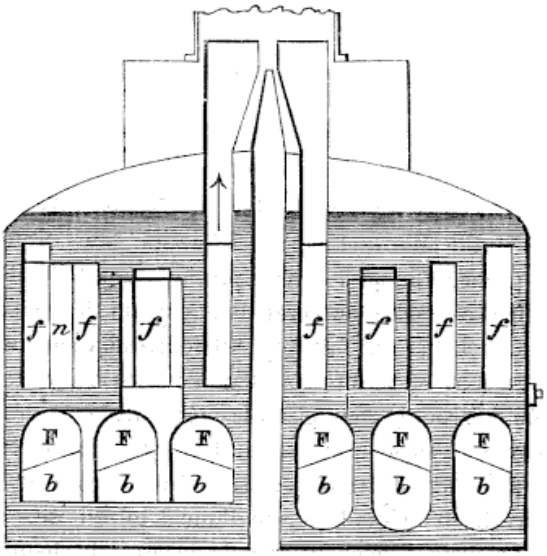


Fig. 81 et 82. — Chaudières primitives du *Great-Western*. — Maudslay et Field.

Coupe suivant B B. *Coupe suivant* A A.

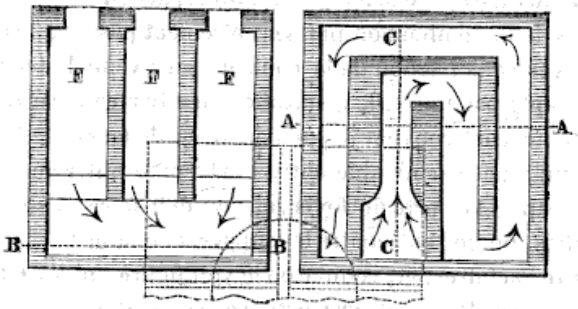


Fig. 83 et 84. — Chaudières primitives du *Great-Western*.

Coupe par les fourneaux F. *Coupe par les carneaux* f.

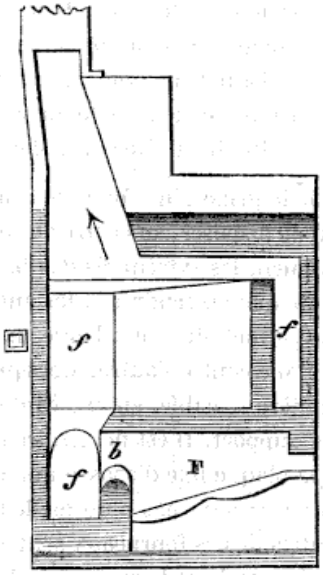


Fig. 85. — Chaudières primitives du *Great-Western*.

Coupe verticale suivant C C.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Western, dont la construction est due à MM. Maudslay fils et Field. Les chaudières employées actuellement sur ce vaisseau, et qui sont des chaudières *tubulaires*, sont représentées un peu plus loin par les figures 86, 87, 88, 89 et 90.



(*Échelle de* $\frac{1}{96}$ *pour les figures* 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84 *et* 85.)

Ces chaudières tubulaires ne produisent pas une grande quantité de vapeur, et ce défaut provient de ce que les tubes enlèvent à la fumée une trop forte proportion de chaleur, de telle sorte que le tirage ne peut se maintenir avec assez d'intensité. On peut remédier aisément à cet inconvénient soit en faisant déboucher dans la cheminée, au moyen d'une tuyère, la vapeur qui a servi, soit en ménageant une ouverture à travers la chaudière et à l'extrémité postérieure du foyer, entre les boîtes à fumée inférieure et supérieure, de manière à ce qu'une partie de la fumée puisse monter directement dans la cheminée, sans avoir à traverser les tubes horizontaux. Ces ouvertures doivent être munies de registres que l'on puisse ouvrir et fermer à volonté, de manière à ne laisser échapper que la quantité d'air chaud que nécessite un tirage d'une énergie convenable.

Dans ces nouvelles chaudières du *Great-Western*, dont nous donnons ici le dessin, on a cherché à se garantir des inconvénients du défaut de tirage au moyen d'un ventilateur. Dans ce système, les fourneaux doivent être fermés entièrement, et le courant produit est introduit dans une chambre, en arrière

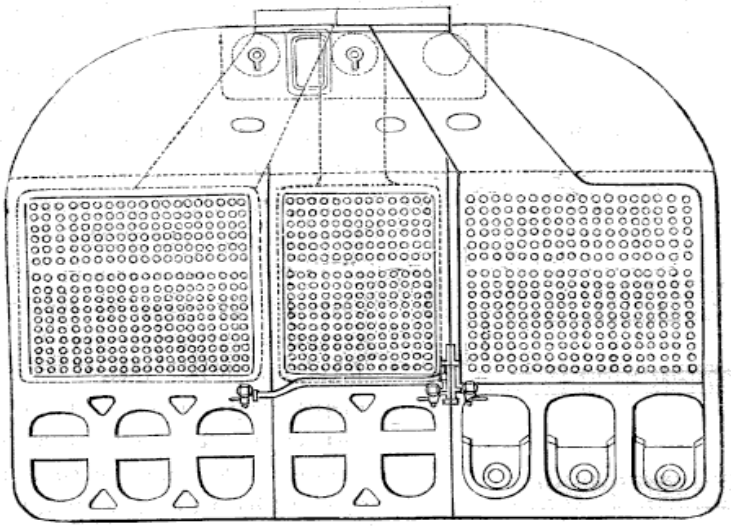


FIG. 86. — Chaudières actuelles du steamer *le Great-Western*. — 1844.
Ateliers de construction de la compagnie.
Coupe transversale.

du cendrier A (fig. 90), d'où il passe ensuite dans les cendriers par des cols ménagés à cet effet. Un inconvénient, cependant, que présente ce ventilateur, c'est que la fumée s'échappe en assez grande quantité par les portes des fourneaux, quand elles sont ouvertes.

C'est de M. Guppy que nous tenons les détails que nous avons donnés concernant la faible production de vapeur à laquelle ces chaudières donnent lieu; et autant que nos souvenirs sont exacts, M. Guppy lui-même est l'auteur des plans de ces chaudières. Presque tous les ingénieurs ont construit des chaudières qui présentaient ce défaut; mais nous n'en avions pas encore rencontré un seul qui eut la bonne foi d'en convenir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les chaudières primitives du *Great-Western*, telles qu'elles sont données figures 80 à 85, présentent 274 mètres carrés de surface de carneaux, et 83 mètres carrés pour l'aire des parois du foyer, ce qui

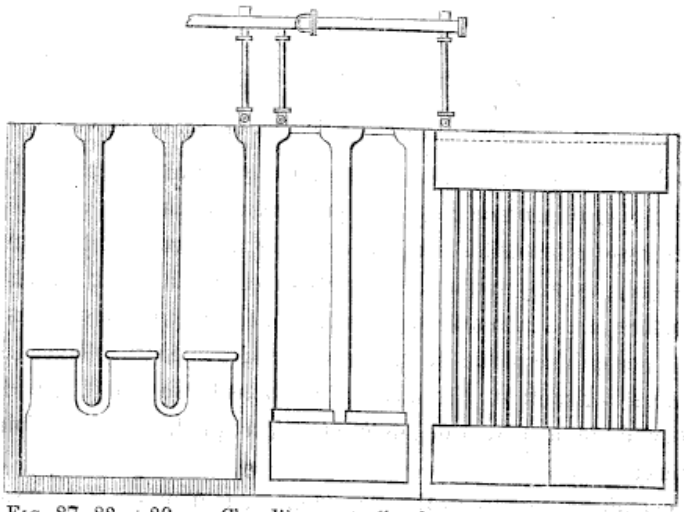


FIG. 87, 88 et 89. — Chaudières actuelles du *Great-Western*. — 1844.

Coupe horizontale par les fourneaux. *Coupe horizontale au-dessus des fourneaux.* *Coupe horizontale au-dessus des tubes.*

fait une surface totale de chauffe de 357 mètres carrés. L'aire de la grille du foyer est de 19 mètres carrés; la capacité de la chambre à vapeur, de 32 $\frac{1}{2}$ mètres cubes; le poids des chaudières et des tuyaux à vapeur, de 205 tonneaux de 1000 kilogrammes; celui de l'eau, de 81 tonneaux; la consommation moyenne du combustible est de 1016 tonneaux par voyage de 27 à 28 jours, aller et retour.

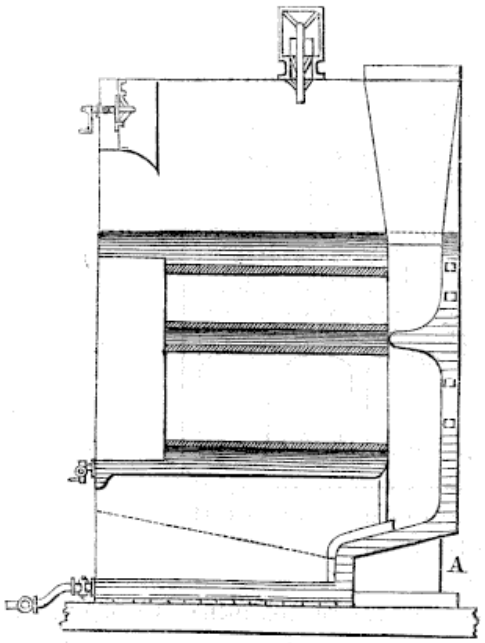
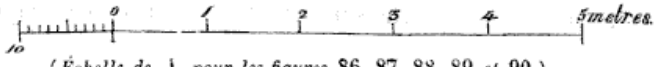


FIG. 90. — Chaudières actuelles du *Great-Western*. 1844.

Coupe longitudinale.

Dans les chaudières tubulaires, figures 86 à 90, la surface des tubes est de 548 mètres carrés; celle de la boîte à fumée, de 77 mètres carrés, et celle du foyer, de 39 mètres carrés, ce qui fait 664 mètres carrés de surface de chauffe; l'aire de la grille du foyer est de 13 $\frac{1}{2}$ mètres carrés; le poids des chaudières, de 57 tonneaux; celui de l'eau, de 52 $\frac{1}{2}$ tonneaux; la capacité de la chambre à vapeur, de 37 $\frac{1}{2}$ mètres cubes; enfin, la consommation moyenne du combustible est de 707 tonneaux par voyage complet de 29 jours. On voit que la vitesse du vaisseau a quelque peu diminué depuis qu'il est pourvu des nouvelles chaudières, mais l'économie du combustible est proportionnellement beaucoup plus grande.

La force des machines du *Great-Western* est d'environ 400 chevaux-vapeur, aussi bien pour les nouvelles chaudières que pour les anciennes. Les principales propriétés qui distinguent ces deux espèces de chaudières sont établies dans le tableau suivant, d'après la comparaison des données précédentes.



(*Échelle de* $\frac{1}{25}$ *pour les figures* 86, 87, 88, 89 *et* 90.)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Chaudières du Great-Western.

	Chaudières anciennes.	Chaudières nouvelles.
Surface de chauffe par cheval-vapeur.	0,89 mètre carré.	1,66 mètre carré.
Aire de la grille. . . . . dº.	0,0475 dº	0,0333 dº.
Capacité de la chambre à vap. dº.	0,081 mèt. cube.	0,094 mèt. cube.
Consomm. de combust. par heure et par cheval-vap.	3,79 kilog.	2,54 kilog.

Il faut remarquer, cependant, que les deux chiffres qui expriment dans ce tableau la consommation du combustible, n'ont pas été établis dans des circonstances identiques; car le chiffre, 3,79 kilogrammes, relatif aux anciennes chaudières, n'a été obtenu que lorsque ces chaudières commençaient à se fatiguer, tandis que le chiffre, 2,54 kilogrammes, relatif aux nouvelles chaudières, a été établi dans les premiers temps de leur service. Lorsque les anciennes chaudières étaient neuves, la consommation du combustible ne s'élevait pas au-delà de 2,72 kilogrammes par heure et par force de cheval.

Les tubes des chaudières sont en fer. La longueur de ces tubes est de 2,44 mètres, et leur diamètre intérieur de 76 millimètres. Les fourneaux ont 2 $\frac{1}{2}$ mètres de longueur, et cette proportion nous paraît un peu forte pour un bon entretien du feu, surtout dans les grands voyages auxquels le *Great-Western* est destiné.

Le niveau de l'eau dans la chaudière est un peu au-dessus des tubes les plus élevés, comme on le voit figure 86. Nous pensons qu'il vaudrait mieux laisser les tubes de retour traverser la chambre à vapeur, ce qui sècherait cette vapeur d'une manière fort efficace et la surchargerait, en quelque sorte, de calorique. On pourrait réaliser aisément cette disposition en abaissant un peu le niveau de l'eau. L'air chaud, en traversant les tubes inférieurs, aurait abandonné une assez grande quantité de sa chaleur à l'eau, pour qu'il n'y ait plus à craindre une action nuisible sur la dernière rangée des tubes non enveloppés par l'eau.

Les tubes en fer présentent un certain avantage sur les tubes en laiton, en ce qu'ils peuvent être exposés, sans danger, à une chaleur plus intense. On dit, cependant, que les divers dépôts faits par l'eau adhèrent avec beaucoup plus de ténacité sur le fer que sur le laiton; mais cette objection a peu de valeur si, comme on doit le faire, les chaudières sont débarrassées avec soin des sédiments qui peuvent s'y déposer.

Les figures 91 et 92 représentent les générateurs du steamer *le British-Queen,* destiné aux voyages

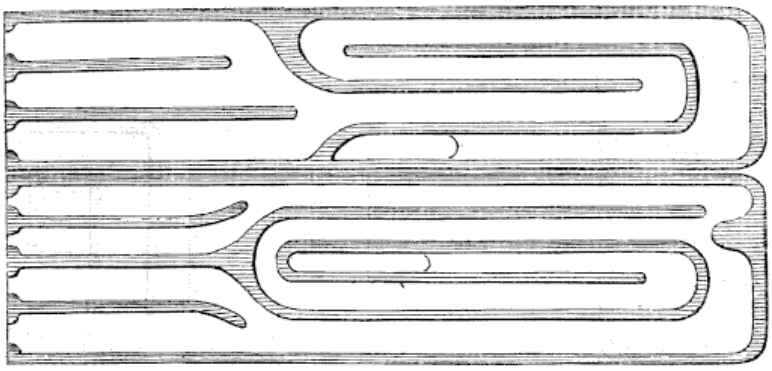


Fig. 91. — Chaudières du steamer *le British-Queen*. — R. Napier, Glasgow.

Coupe horizontale.

transatlantiques de Londres à New-York. Il n'y a rien de bien caractéristique dans ce genre de chaudières qui ne présente guère de différence avec les chaudières marines ordinaires des navires de cabotage.

Les chaudières du *British-Queen* sont au nombre de quatre, et sont rangées en travers du navire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il y a en tout quatorze fourneaux, les deux chaudières extrêmes ayant chacune quatre de ces fourneaux,

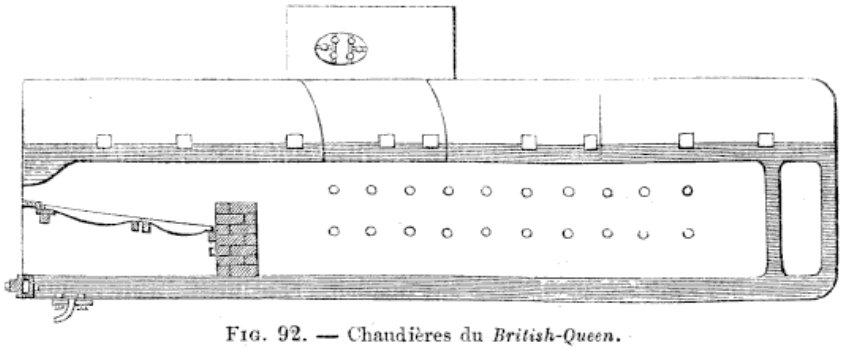


FIG. 92. — Chaudières du *British-Queen*.
Coupe longitudinale.

et les chaudières du milieu trois seulement. Le renflement de la chaudière, que l'on aperçoit figure 91, au point où la fumée, après avoir parcouru les carneaux, revient sur elle-même, a été ménagé afin d'empêcher les courants de fumée de venir se rompre et se refouler l'un par l'autre, au lieu de s'incliner dans le sens du nouveau carneau à parcourir. Ces chaudières étaient alimentées avec de l'eau douce, par suite de l'emploi que l'on faisait des condenseurs de Hall, qui, comme on le sait, renvoient la vapeur condensée dans la chaudière, pouvant ainsi maintenir le niveau de l'eau, sans nécessiter un renouvellement continuel. Ce genre de condenseur n'est guère employé aujourd'hui dans les navires à vapeur, attendu que son poids et les dépenses d'établissement qu'il occasionne sont des objections presque insurmontables. Un vaisseau de la marine royale, qui était encore muni, il y a quelque temps, du condenseur de Hall, n'avait pas moins de 35 kilomètres de tuyaux de cuivre pour accomplir la condensation de la vapeur. L'emploi de l'eau salée dans les chaudières n'a pas de grands inconvénients si l'on a soin de les nettoyer assez souvent. La durée de ces chaudières n'est point, d'ailleurs, augmentée d'une manière appréciable par suite de l'emploi de l'eau douce.

Les figures 93, 94 et 95 représentent les chaudières du steamer *la Ville-de-Londres*, qui a été der-

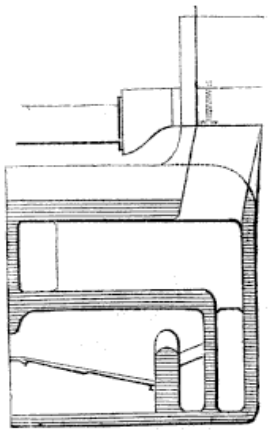


FIG. 93. — Chaudières du steamer *la Ville-de-Londres*. R. Napier. — Glasgow. — 1844.
Coupe verticale.

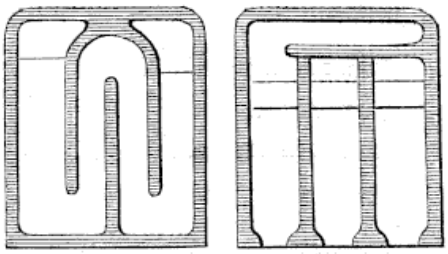
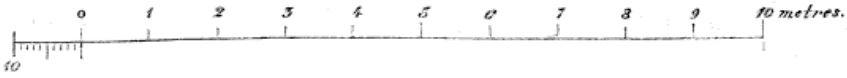


FIG. 94 et 95. — Chaudières du steamer *la Ville-de-Londres*. 1844.
Coupe horizontale par les carneaux. *Coupe horizontale par les fourneaux.*



(*Échelle de* $\frac{1}{120}$ *pour les figures* 93, 94 *et* 95.)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nièrement construit par M. Napier, de Glasgow, pour faire le service entre les deux ports d'Aberdeen et de Londres. Ces chaudières ont beaucoup de rapport avec celles des steamers *Thames* et *Medway*, et elles ont un foyer à chaque bout, ce qui n'a point lieu dans les chaudières du *British-Queen*. Les parois de la chaudière, directement au-dessus du foyer, forment une saillie ou, pour ainsi dire, un autel renversé rempli d'eau, à l'extrémité du foyer, de manière à ce que la flamme soit obligée de descendre au-dessous de cette saillie pour pouvoir entrer dans les carneaux. Nous trouvons cette disposition fort ingénieuse. L'air chaud, en vertu de sa légèreté spécifique, s'élève dans la partie supérieure du foyer, et il y reste tant qu'il n'a pas abandonné une portion notable de sa chaleur. Ce n'est, ainsi, qu'après s'être sensiblement refroidi qu'il peut entrer dans les carneaux. C'est aussi une fort bonne chose que de disposer un autel renversé qui, dans ce cas, peut être fait en tôle, au point où les carneaux débouchent dans la cheminée, de manière à ce qu'une couche d'air chaud soit retenue à la partie supérieure du conduit. Cette disposition est généralement adoptée dans les meilleures chaudières. On avait d'abord introduit un autel de cette nature dans les chaudières de *la Ville-de-Londres*, mais il arriva que le tirage s'en trouvait trop sensiblement diminué, et on fut obligé d'y renoncer.

Les figures 96 et 97 sont relatives aux chaudières du steamer *le Sydenham*, et des autres navires dont

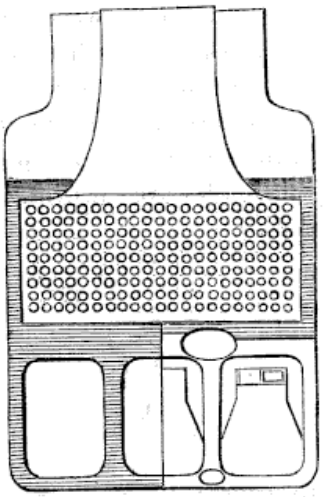


Fig. 96. — Chaudières tubulaires du steamer *le Sydenham*. — Atelier royal de Woolwich.
Coupe transversale.

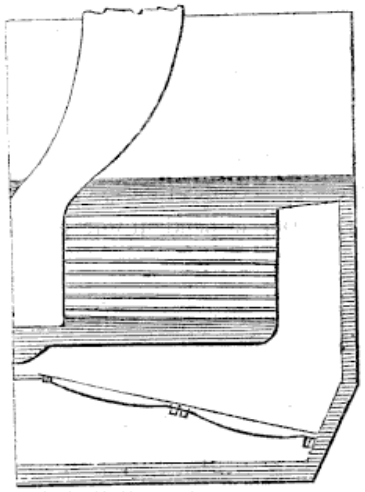


Fig. 97. — Chaudières tubulaires du steamer *le Sydenham*.
Coupe verticale.

les chaudières ont été établies dans les ateliers de construction de la marine royale à Woolwich. Ces chaudières sont tubulaires. Les tubes et les plaques qui les portent sont en laiton. Le diamètre intérieur des tubes est de 76 millimètres, et la distance de centre à centre est de 10 $\frac{1}{2}$ centimètres.

Les figures 98, 99 et 100 représentent les chaudières primitives du steamer *le Tage*, dont la construction est due à MM. Scott, Sinclair et Ce. Les figures 101, 102 et 103 sont relatives aux chaudières actuelles du même navire, qui sont du genre tubulaire, et qui ont été établies par MM. Miller, Ravenhill et Ce. Les fourneaux des chaudières primitives sont disposés sur une double rangée, l'une supérieure, l'autre inférieure. Ces chaudières sont au nombre de trois. Voici quelques-unes de leurs dimensions principales :

Longueur de chaque chaudière.	7,30	mètres.
Largeur do.	2,15	do.
Largeur totale de l'ensemble des trois chaudières, y compris les têtes des boulons.	6,50	do.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Longueur des fourneaux inférieurs.	2,44	mètres.
Longueur des fourneaux supérieurs.	2,28	dº.
Largeur de chaque fourneau.	0,91	dº.

Les fourneaux sont au nombre de douze. Chaque chaudière contient 14 tubes en fer d'environ 25 centimètres de diamètre et 3 mètres de longueur, et la fumée est obligée de circuler à travers pour se rendre à la cheminée. On voit, dans la coupe transversale de la figure 98, comment ces tubes sont disposés. La tôle qui les forme est la même que celle de la chaudière. Les extrémités de ces tubes sont munies de rebords ou colliers en saillie, rivés sur la plaque de la boîte à feu, où sont ménagées les ouvertures nécessaires au passage des tubes. Les têtes extérieures des rivets sont exposées à être brûlées, attendu qu'elles sont séparées du contact de l'eau par la double épaisseur de la plaque de la boîte et du rebord des tubes. Il y a dès lors à craindre que la plaque de la boîte à feu se trouvant refoulée par la force de la vapeur, les tubes ne s'en détachent. Il serait bien de recouvrir les têtes de ces rivets par une plaque, après avoir ménagé sur cette plaque des ouvertures placées en face des tubes, et d'un diamètre plus petit, afin que les rivets fussent protégés d'une manière plus efficace et pendant une plus longue période de temps.

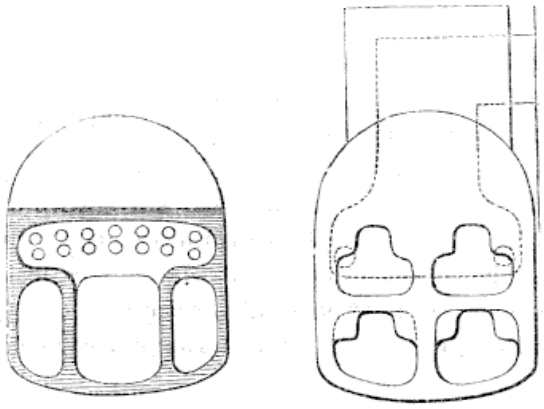


Fig. 98. — Chaudières primitives du steamer *le Tage*. Scott, Sinclair et Cᵉ. — 1838.

Coupe transversale. *Élévation.*

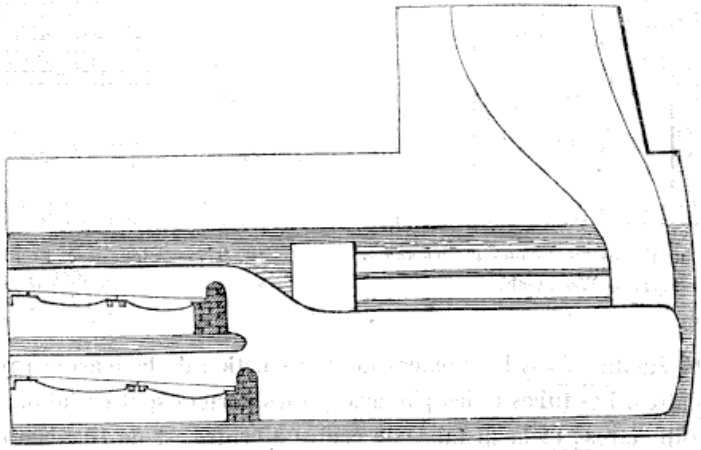


Fig. 99. — Chaudières primitives du *Tage*. — 1838.

Coupe longitudinale.

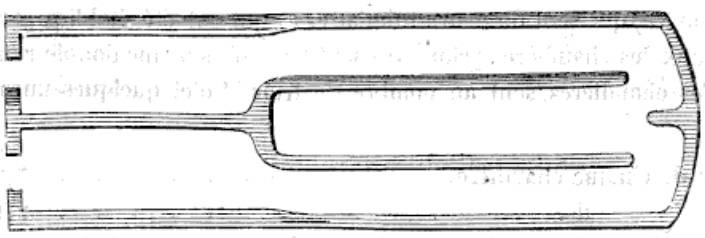


Fig. 100. — Chaudières primitives du *Tage*. — 1838.

Coupe horizontale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les chaudières actuelles du *Tage* n'ont pas réalisé tout ce que l'on doit attendre des chaudières dites tubulaires. Elles ne produisent pas une quantité de vapeur suffisante, et cette vapeur entraîne souvent

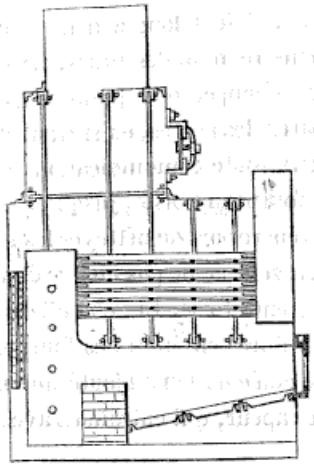


FIG. 101. — Chaudières actuelles du *Tage*. — Miller, Ravenhill et Cᵉ. — 1844.
Coupe verticale.

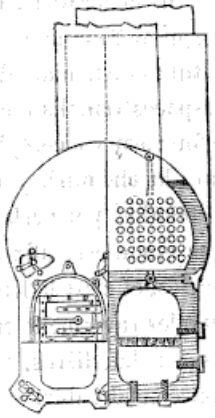


FIG. 102. — Chaudières actuelles du *Tage*. 1844.
Élévation et coupe transversale par le fourneau.

de l'eau avec elle. Il se produit aussi des bouillonnements lorsque la vapeur s'échappe au-dessus du niveau de l'eau. Cette circonstance provient de ce que ce niveau dans la chaudière, étant au-dessus des tubes, s'élève assez haut dans la partie cintrée pour que son aire superficielle en soit sensiblement diminuée.

Ces chaudières sont munies d'un foyer à chacune de leurs extrémités, comme nous l'avons déjà vu dans plusieurs des chaudières que nous avons décrites. Il y a, en tout, quatre chaudières. Les cylindres ont 1,57 mètre de diamètre, et la longueur de la course du piston est de 1,75 mètre. Les chaudières ont 3,05 mètres de long, et, comme elles sont disposées bout à bout, par couple, la longueur de chaque

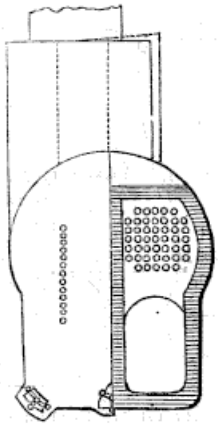
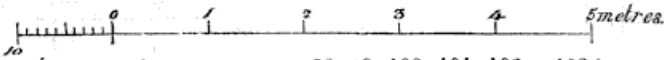


FIG. 103. — Chaudières actuelles du *Tage*. — 1844.
Élévation postérieure et coupe transversale par la boîte à fumée.



(*Échelle de* $\frac{1}{33}$ *pour les figures* 98, 99, 100, 101, 102 *et* 103.)

couple est de 6,10 mètres, plus un petit passage que l'on ménage entre elles, ce qui donne une longueur totale de 7 mètres environ, en mesurant à partir des devantures du foyer. La largeur de chaque chaudière, dans sa plus grande section, est d'environ $2^m,13$, et, comme il y a un passage d'environ 3 décimètres entre chaque couple de générateurs, la largeur de l'ensemble est de $4^m,56$. La hauteur est de $2^m,75$, à peu près comme dans les chaudières primitives du *Tage*; mais tout l'espace, compris au-dessus, est occupé par les conduits, tuyaux et boîtes de vapeur, tandis que, dans les anciennes chaudières, cet espace était réservé au combustible. Il se trouve ainsi que l'économie réalisée, dans le sens de la largeur, est compensée par la perte que l'on fait en hauteur. Il y a encore une autre perte d'espace, puisqu'il faut servir le feu à chacune des extrémités. Il en résulte que ces chaudières, malgré la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

petitesse de leurs dimensions, ne réalisent qu'une économie inappréciable dans l'espace qui leur est réservé sur le navire. Mais elles sont beaucoup plus légères que les anciennes, ce qui ne laisse pas que d'être un grand avantage.

Les tubes sont en laiton, leur diamètre est de 7 $\frac{1}{2}$ centimètres, et leur longueur de 1,98 mètre. Il y a 45 tubes dans chaque générateur, ce qui donne 180 pour le nombre total des tubes. Ce nombre est trop faible pour l'absorption complète de la chaleur, et il doit s'en échapper une quantité assez notable par la cheminée. Les tubes dépendant de chaque fourneau sont séparés des autres, en entrant dans les boîtes à fumée, par des espaces remplis d'eau, qui interceptent entr'eux toute communication, de sorte que la fumée de chaque fourneau est complétement séparée de celle du fourneau voisin, jusqu'au moment où cette fumée pénètre dans la cheminée. Cette disposition permet de réparer ou de nettoyer les tubes de l'un des fourneaux, sans éteindre, pour cela, les feux des autres. On a eu soin de ne pas mettre de tubes à la partie centrale de chaque chaudière, afin de pouvoir y fixer une forte entretoise. Les chaudières sont parfaitement bien assujetties, et c'est là leur principal mérite. Les devantures en fonte des fourneaux sont défectueuses, en ce qu'elles rayonnent une quantité assez notable de chaleur. On a ajouté une nouvelle boîte à vapeur au-dessus des chaudières, afin de sécher un peu plus la vapeur, qui entraînait avec elle une quantité d'eau par trop considérable.

Les figures 104, 105, 106, 107 et 108, représentent les chaudières du steamer *Braganza*, dont les

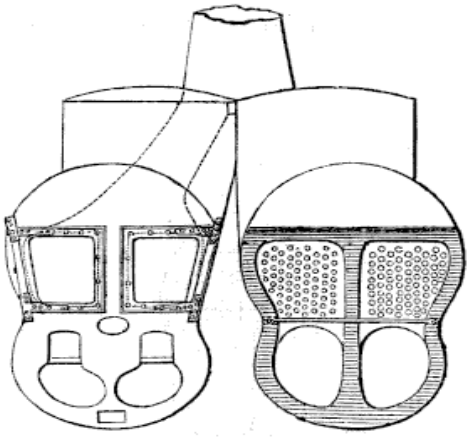


Fig. 104 et 105. — Chaudières du steamer *Braganza*. Bury, Curtis et Kennedy. — 1844.
Élévation. *Coupe transversale.*

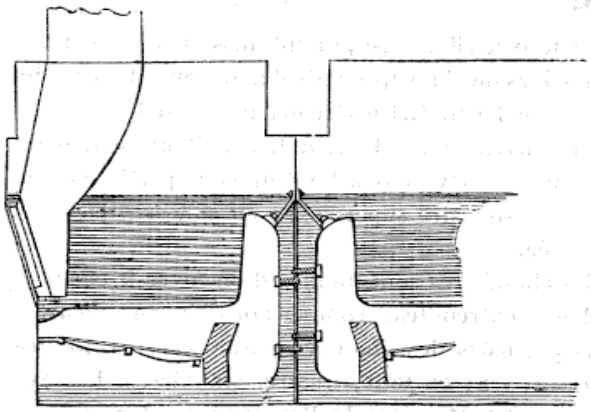


Fig. 106. — Chaudières du *Braganza*. — Bury, Curtis et Kennedy. — 1844.
Coupe longitudinale.

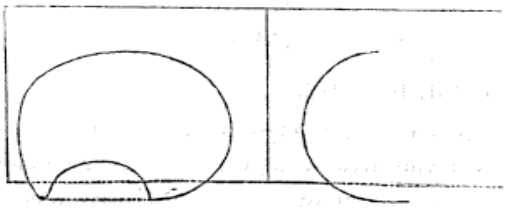


Fig. 107. — Chaudières du *Braganza*. — Bury, Curtis et Kennedy. — 1844.
Vue du dessus.

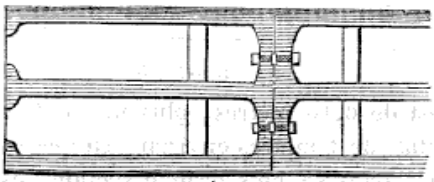
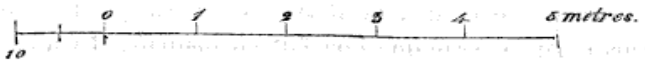


Fig. 108. — Chaudières du *Braganza*. — Bury, Curtis et Kennedy. — 1844.
Coupe horizontale par les fourneaux.



(*Échelle de* $\frac{1}{96}$ *pour les fig.* 104, 105, 106, 107 *et* 108.)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

machines ont à peu près la même force que celle du *Tage*. Il y a soixante-quinze tubes dans chacun des générateurs, qui sont au nombre de quatre, et qui ont la même longueur et le même diamètre que ceux du *Tage*, ce qui élève le nombre des tubes à trois cents au lieu de cent quatre-vingts. Il est de toute évidence, que ces proportions si différentes de surfaces tubulaires, pour la même force, ne peuvent être convenables toutes deux à la fois; et l'expérience a prouvé, que c'est la proportion admise dans le *Braganza*, qui est de beaucoup préférable.

Les générateurs de ce steamer donnent les résultats les plus satisfaisants. La vapeur se produit en abondance, sans entraîner d'eau avec elle; et la fumée abandonne sa chaleur à l'eau, en ne conservant que la portion nécessaire à un bon tirage. Les chaudières sont établies de manière à résister à une pression considérable, et leur élargissement, à la hauteur du niveau de l'eau, diminue la violence de l'ébullition. Nous dirons enfin, que les chaudières du *Braganza* nous paraissent satisfaire, de la manière la plus heureuse, à toutes les conditions des chaudières du genre tubulaire. Nous n'en connaissons aucune qui fonctionne avec plus d'efficacité.

La figure 109 représente une chaudière à tubes verticaux, sortie des ateliers de construction de M. David Napier. Ce n'est point la fumée qui circule dans l'intérieur des tubes; c'est l'eau elle-même. La vapeur, qui se forme dans les tubes, a une grande tendance à entraîner de l'eau avec elle, et la présence accidentelle d'une matière étrangère dans ce genre de chaudière, serait assez grave, en ce que cette substance, pénétrant dans l'un des tubes, pourrait amener une obstruction dans l'intérieur. Il s'ensuivrait nécessairement un arrêt dans le renouvellement de l'eau, et le tube serait bientôt brûlé.

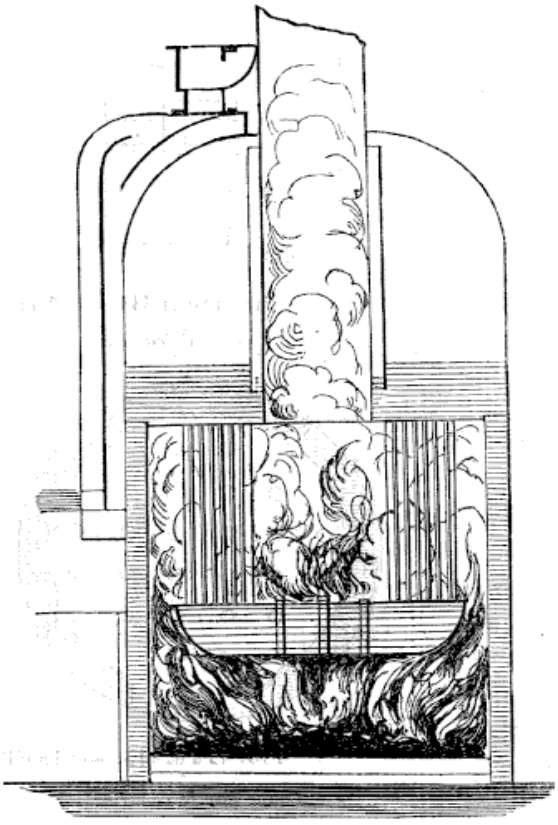


FIG. 109. — Chaudières cylindriques à tubes verticaux. David Napier, Millwall.

Coupe verticale.

Le navire, dans lequel ce générateur fonctionne, est pourvu d'un condenseur qui renvoie à la chaudière, la vapeur après l'avoir condensée par le froid extérieur. Il est naturel de supposer que cette disposition, qui permet à la chaudière d'employer constamment la même eau, à très peu de choses près, rend impossible l'introduction de toute matière étrangère, susceptible de boucher les tubes. Mais quelle que soit la nature de l'eau employée, elle dépose toujours plus ou moins, et la graisse que l'on emploie pour rendre étanches les diverses parties de la machine, finit, en se mélangeant avec ces dépôts, par former une espèce de mastic, dont quelques boules peuvent suffire pour obstruer les tubes. Nous pensons que ce serait un véritable perfectionnement que d'employer de l'huile au lieu de la graisse, dans les machines munies de semblables générateurs.

Les figures 110, 111, 112 et 113 représentent une chaudière marine, à tubes verticaux, mais l'eau est extérieure à ces tubes, qui servent de passage à la fumée. Nous avons déjà dit quelques mots de ce genre de chaudière, qui, nous le croyons, ne tardera pas à être adopté par le plus grand nombre des constructeurs.

La partie supérieure des tubes n'est point entourée d'eau; elle traverse la chambre à vapeur, ce qui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fait que cette vapeur est complétement séchée, c'est-à-dire que les petites quantités d'eau entraînées à l'état liquide sont vaporisées par suite de cette addition de chaleur. Comme nous allons retrouver un peu plus loin une machine de chaudière de terre, établie d'après le même principe, nous réservons ce que

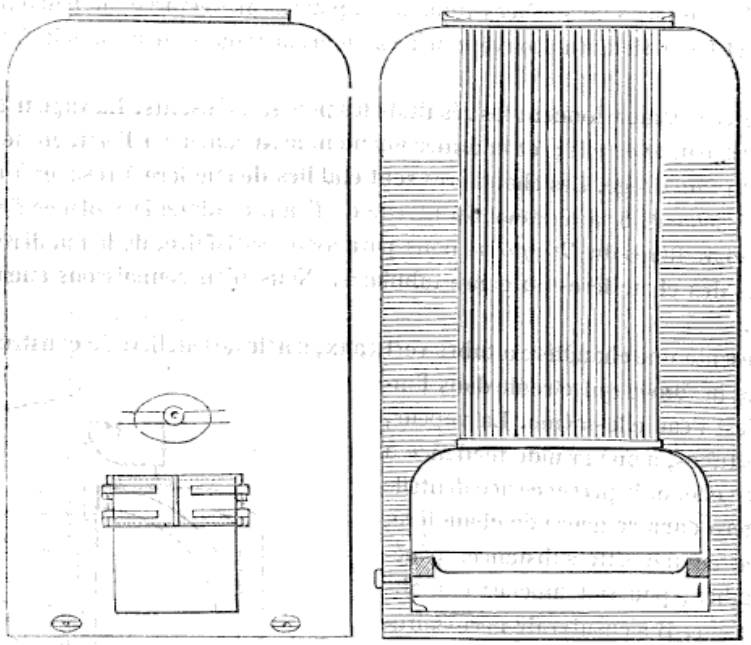


Fig. 110 et 111. — Chaudières cylindriques à tubes verticaux.

Élévation. *Coupe verticale.*

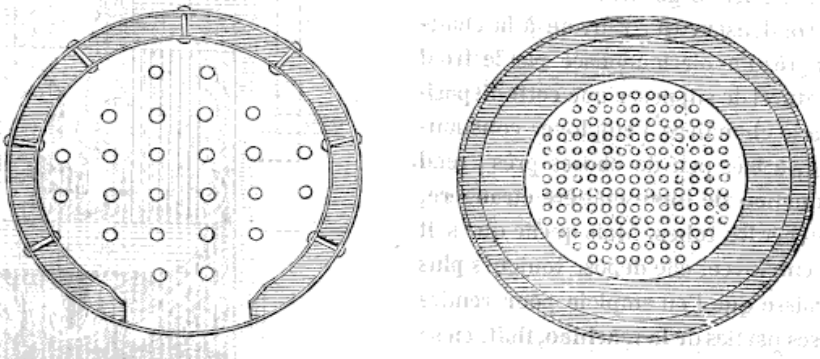


Fig. 112 et 113. — Chaudières cylindriques à tubes verticaux.

Coupe par le cendrier. *Coupe par les tubes.*

nous avons à dire à ce sujet, jusqu'au moment où nous ferons la description de la chaudière représentée dans les figures 120 et 121.



(*Échelle de* $\frac{1}{45}$ *pour les figures* 110, 111, 112 *et* 113.

Les figures 114, 115, 116, 117, 118 et 119 se rapportent aux chaudières du steamer *Queen*, navire qui ne voyage que sur les rivières, et qui est célèbre par la régularité et la rapidité de sa marche.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La construction en est due à MM. Rennie. Le but qu'on se proposait surtout d'atteindre, dans cette circonstance, était d'avoir une chaudière excessivement légère, et c'est pourquoi celle-ci ne peut contenir qu'une très petite quantité d'eau. Elle ne nous paraît pas, cependant, disposée de manière à supporter une forte pression; et, dans les navires destinés à avoir une marche rapide, ce détail est, certes, d'une grande importance. Voici quelques-unes des dimensions principales :

Longueur de chaque chaudière.	4,17	mètres.
Largeur dº	3,86	
Hauteur dº	1,83	
Longueur des fourneaux.	1,57	
Longueur des tubes.	1,70	
Largeur des fourneaux.	0,81	
Diamètre des tubes.	0,076	
Diamètre du cylindre des machines.	0,737	
Longueur de la course du piston.	1,37	

Le nombre total des tubes est de 228. Ces tubes sont en laiton; il y a deux machines, et elles sont à action directe, c'est-à-dire sans balancier. Leur puissance collective est de 76 chevaux.

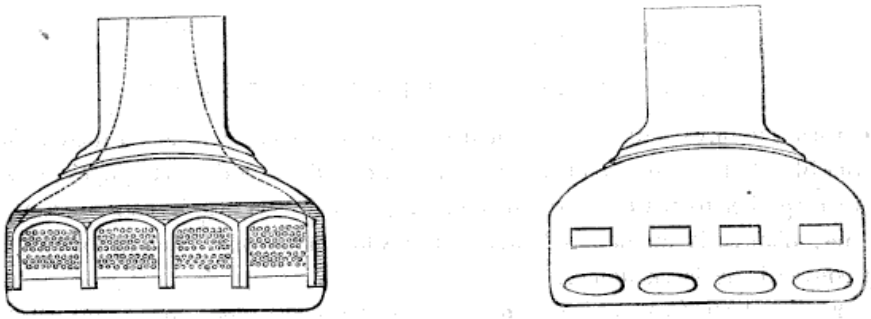


FIG. 114 et 115. — Chaudières du steamer *Queen*. — MM. Rennie.

Coupe transversale. *Élévation.*

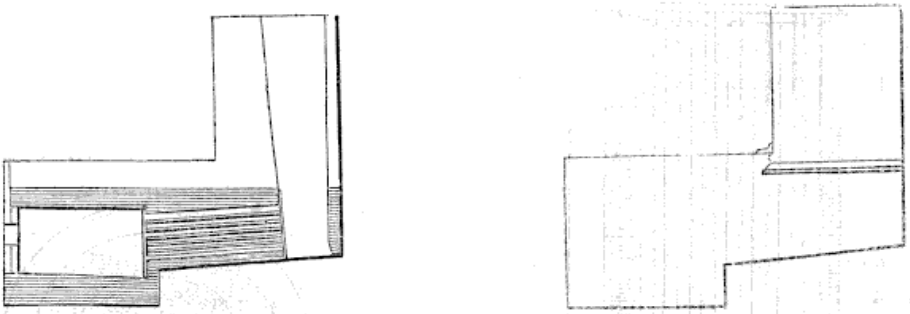


FIG. 116 et 117. — Chaudières du steamer *Queen*. — MM. Rennie.

Coupe longitudinale. *Élévation latérale.*

Si l'on voulait pousser la vapeur à une pression considérable dans cette chaudière, il serait nécessaire d'assujettir bien solidement le couvercle contre la partie supérieure du fourneau, tout en le reliant avec la base même de la chaudière. La force qui tend à soulever ce couvercle est, en effet, fort grande, du moment que la pression de la vapeur dépasse certaines limites, et il ne serait pas suffisant de bien étayer contre la voûte du foyer le dessus de la chaudière, sans l'assembler encore avec le fond, de manière à ne

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

former qu'un seul système. Les voûtes des fourneaux sont trop exposées à des modifications de forme, pour qu'on puisse les considérer comme des points d'appui suffisamment stables. Cependant les entretoises verticales, ou barres d'assemblage du couvercle avec le fond, présenteraient quelques inconvénients, si on les disposait de la manière ordinaire. Il serait, en effet, presque impossible de nettoyer l'interieur de la chaudière, qui se trouverait coupé par toutes ces barres. Nous pensons qu'on pourrait avantageusement

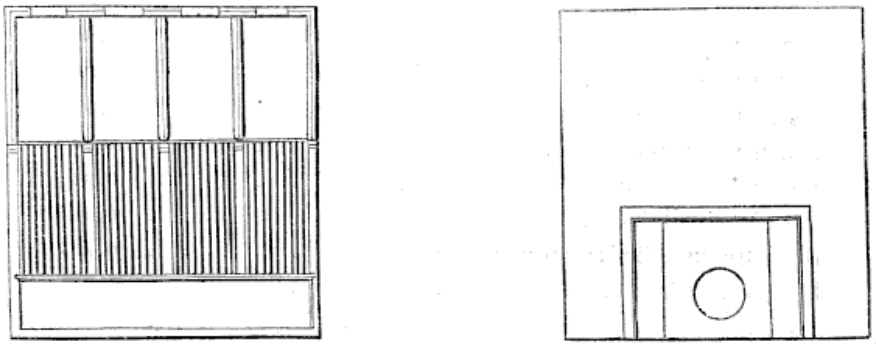
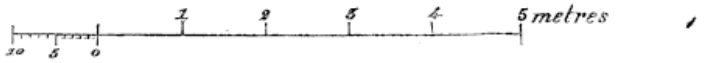


FIG. 118 et 119. — Chaudières du steamer *Queen*. — MM. Rennie.
Coupe horizontale. *Plan.*



(*Échelle de* $\frac{1}{96}$ *pour les figures* 114, 115, 116, 117, 118 *et* 119.)

fixer les entretoises à un arc-boutant, solidement relié par ses deux branches au fond de la chaudière, de manière à laisser libre toute la partie où se trouve l'eau, et qui exige des nettoyages assez fréquents. On pourrait encore empêcher toutes les variations de forme du dessus des foyers, au moyen d'une série d'arceaux en fer, d'après la méthode adoptée dans les locomotives de Stephenson, et y relier ensuite solidement le couvercle de la chaudière.

Les figures 120 et 121 représentent la chaudière à tubes verticaux, dont nous avons parlé tout à l'heure,

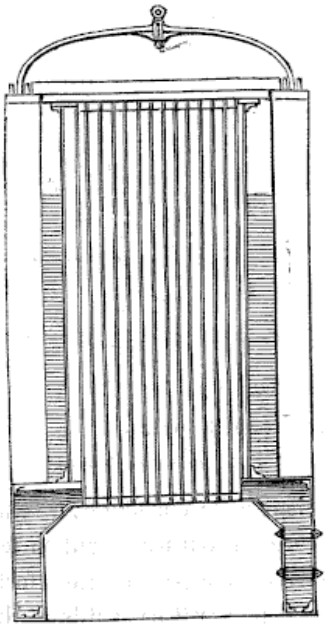


FIG. 120. — Chaudière de machine fixe à tubes verticaux.
Coupe transversale.

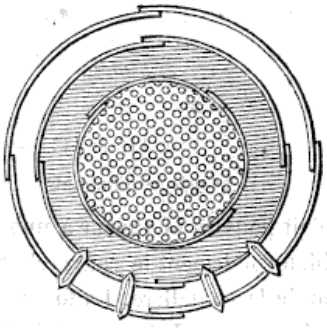
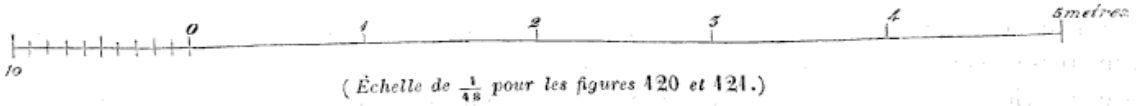


FIG. 121. — Chaudière de machine fixe à tubes verticaux.
Coupe verticale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



(*Échelle de* $\frac{1}{48}$ *pour les figures* 120 *et* 121.)

et qui est sortie des ateliers de MM. Rennie. Cette chaudière, ayant été faite pour une machine de terre, est entourée d'un revêtement cylindrique en briques réfractaires, et c'est entre ce revêtement et la tôle de la chaudière, que la fumée circule avant de se rendre dans la cheminée. Il est bien entendu que cette fumée passe également dans l'intérieur des tubes verticaux. Le cylindre de briques réfractaires est surmonté d'un dôme en fonte, qui repose par sa circonférence (fig. 120) dans une rainure où se trouve du sable, afin d'empêcher toute fuite ; et, en soulevant ce dôme au moyen d'un système de poulies qui lui est adapté, on a un accès facile aux extrémités supérieures des tubes.

Cette chaudière est identique, dans toutes ses dispositions principales, à la chaudière représentée dans les figures 110, 111, 112 et 113, bien que celle-ci eût été destinée à un navire à vapeur, et qu'elle fonctionne en réalité sur un des remorqueurs de la Tamise. Comme nous croyons fermement au succès de cette nouvelle variété de générateur, nous en considérerons les détails avec soin, et nous renverrons nos lecteurs aux figures 110, 111, 112 et 113, attendu que ces figures se rapportent plus spécialement à la chaudière que nous allons considérer. Voici les dimensions principales :

Diamètre de la chaudière.	1,83	mètres.
Hauteur dº	3,50	
Diamètre de la boîte à feu.	1,68	
Élévation de la plaque inférieure des tubes au-dessus des barreaux de la grille.	0,46	
Distance entre la grille et le fond du cendrier.	0,48	
Longueur des tubes.	2,44	
Diamètre dº.	0,051	
Distance entre les tubes, de centre à centre.	0,076	
Diamètre de la plaque qui porte les tubes.	1,17	
Largeur de l'espace annulaire qui sépare les tubes de la tôle de la chaudière .	0,356	
Hauteur de l'eau le long des tubes	1,52	
Longueur de la partie des tubes plongée dans la vapeur	0,91	

Le nombre total des tubes est de 145, et, comme ils sont plongés de $1^m,52$ dans l'eau, l'ensemble de la surface de chauffe tubulaire est de 35,25 mètres carrés. L'aire de la boîte à feu étant, d'ailleurs, de 3,27 mètres carrés, la surface de chauffe effective totale est de 38,52 mètres carrés. L'aire de la grille du foyer est de 1,95 mètre carré, ce qui donne la proportion de 1 à 20 environ, pour le rapport de cette aire à celle de la surface de chauffe.

C'est une chaudière de ce genre qui fournit toute la vapeur nécessaire à la marche de la machine. Le cylindre de cette machine a 66 $\frac{1}{2}$ centimètres de diamètre ; la longueur de la course du piston est de 96 $\frac{1}{2}$ centimètres, et le nombre des coups, par minute, de 35, lorsque le remorqueur marche seul, et de 26 à 30 lorsqu'il est en service. La consommation de combustible est de 508 kilogrammes par heure. Les tubes sont en fer, et ils ne paraissent souffrir en rien de l'action de la chaleur vers leur partie supérieure qui se trouve au-dessus du niveau de l'eau dans la chaudière.

Dans quelques-unes des chaudières établies d'après le système des tubes verticaux, il s'est manifesté des crevasses à la plaque inférieure, sur laquelle sont fixés les tubes, dans les intervalles d'un tube à l'autre. Nous pensons que, dans la plupart des cas, la distance de 2,54 centimètres entre les tubes est insuffisante. Il est bon aussi de disposer ces tubes en zig-zag, comme on le voit figure 121, ce qui, pour le même nombre de tubes, permet de laisser un plus grand intervalle entre chacun d'eux, et d'introduire plus aisément un instrument pour décrasser leurs parois extérieures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce serait aussi une excellente précaution de préserver la plaque à tubes de l'action trop directe du feu, en interposant entre cette plaque et le foyer un dôme en briques réfractaires, avec des ouvertures correspondant à chacun des tubes. Mais, dans ce cas, il faudrait augmenter la surface de chauffe tubulaire, par l'addition de quelques tubes, attendu qu'une moindre quantité de chaleur est absorbée par l'eau avant l'entrée dans les tubes du courant d'air chaud et de fumée.

Une sérieuse objection contre ce système de chaudière, qui doit se présenter tout d'abord à l'esprit de nos lecteurs praticiens, est le danger de brûler rapidement la plaque des tubes, par suite des dépôts qui peuvent se former sur sa paroi supérieure. Ce danger est déjà en grande partie évité, en adoptant l'emploi que nous venons de conseiller d'un dôme en briques réfractaires interposé entre le feu et le plateau. Mais nous ne connaissons, quant à nous, aucune chaudière de ce genre, qui ait présenté ce grave inconvénient, même sans l'emploi, comme préservatif, du dôme en briques. Cette circonstance provient de ce que l'agitation de l'eau, produite par l'ascension rapide de la vapeur, est un obstacle réel au maintien des sédiments sur le milieu de la plaque. Ces sédiments, violemment projetés dans tous les sens, finissent par se déposer sur les bords de la plaque, en dehors de la partie centrale, points extrêmes, où le feu n'agissant pas directement, l'eau est beaucoup plus tranquille. Il n'en est pas moins convenable de vider et de nettoyer les chaudières de ce genre assez fréquemment, ou bien d'avoir des pompes de refoulement, qui chassent à volonté de la chaudière l'eau sous l'action de la pression intérieure, du moment qu'on ouvre un robinet de décharge, empêchant ainsi cette eau de se charger de plus en plus de matières salines.

Ce serait une amélioration importante que de disposer dans les chaudières de toute nature un vase dans lequel viendraient se déposer successivement toutes les crasses contenues dans l'eau. Ces instruments n'ont guère été employés jusqu'à présent dans les bateaux à vapeur, bien qu'on en fasse usage depuis un certain temps, et avec avantage, dans les machines fixes. Tout le monde comprend, néanmoins, que l'introduction d'un appareil purgeur est beaucoup plus urgente pour les chaudières marines, que pour les chaudières de terre. Nous donnerons plus loin quelques exemples de ces appareils, dits *vases collecteurs*, tels qu'ils sont appliqués aux chaudières de navires ; mais pour bien faire comprendre, dès à présent, le parti que l'on peut en tirer, nous allons faire la description d'une des formes les plus simples dans son application aux chaudières de Watt, ou chaudières en chariot.

Nous devons faire observer, tout d'abord, que le mélange avec l'eau de quelques particules de matières étrangères facilite la formation de la vapeur, en abaissant même, dans certains cas, la température de l'ébullition. En général, la génération de la vapeur est beaucoup plus active dans les endroits où se trouvent ces particules, de telle sorte que la vapeur paraît pour ainsi dire s'en détacher. Les matières terreuses et salines sont continuellement poussées à droite et à gauche par la vapeur qui s'élève, et elles ne restent en repos que si l'ébullition vient à cesser. Si, dans de telles circonstances, un vase à ouverture étroite est plongé dans une chaudière, de manière à ce que l'eau n'y soit pas en ébullition, ce vase devra finir par se remplir de toutes les crasses, qui se seraient bientôt durcies et incrustées sur la tôle de la chaudière. C'est de cette observation que résulte la disposition générale des appareils purgeurs.

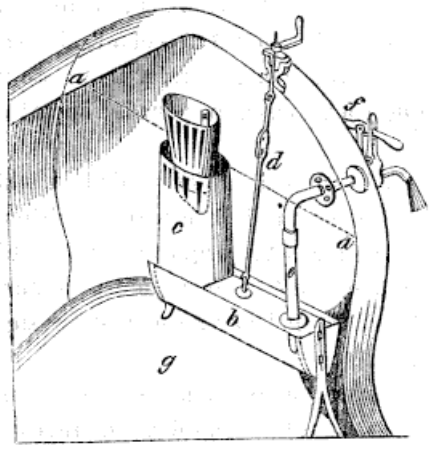


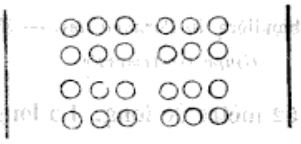
Fig. 122. — Appareil purgeur d'une chaudière en chariot.

La figure 122 représente un de ces appareils appliqué à une chaudière de Watt ; *a a* est la chaudière qui a été coupée suivant un certain plan, de manière à en faire apercevoir l'intérieur ; *b* est une boîte

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans laquelle les sédiments se déposent, en tombant par le col cylindrique *c*. Dans ce col, se trouve un autre cylindre, ou plutôt un tronc de cône, qui peut être élevé ou abaissé suivant les besoins. Toutes ces différentes pièces sont en tôle. *d* est un petit appareil, nommé *agitateur*, pour remuer et bien mélanger avec l'eau tous les sédiments dans la caisse, avant de vider cette caisse. A cet effet, on dispose sur le haut de la chaudière une boîte à étoupes, à travers laquelle passe la tige de l'agitateur, à laquelle on peut ainsi imprimer du dehors un mouvement de rotation, au moyen d'une manette. *e* est le tuyau par lequel on fait sortir l'eau surchargée de matières terreuses et salines ; *f* est le robinet de décharge, et *g* le fond de la chaudière. Il serait facile, dans une chaudière à tubes verticaux, de convertir un ou plusieurs des tubes en autant de cols ou goulots, communiquant avec un vase purgeur.

Les remarques que nous avons déjà faites, concernant cette variété des chaudières tubulaires, suffisent, nous le pensons, pour démontrer que les objections qu'on peut lui faire ne sont pas d'un caractère très sérieux. Les avantages qu'on y trouve sont, au contraire, d'une assez grande importance, et ces chaudières réalisent, notamment, deux améliorations qui suffisent pour les faire préférer à la plupart des anciennes. En premier lieu, la vapeur est parfaitement desséchée, et surchargée, pour ainsi dire, de chaleur, par suite du passage des tubes de fumée dans la chambre même à vapeur, disposition qui n'entraîne aucune nouvelle dépense. En second lieu, ces chaudières se prêtent très bien à l'introduction de la grille tournante, dont nous avons fait la description à la page 123. Nous sommes convaincus que l'emploi de cette grille tournante deviendra bientôt général dans les navires à vapeur. Il n'y a, en effet, rien de trop compliqué dans ce genre de foyer, pour qu'on ne puisse en faire l'application aux chaudières marines ; et ce serait, en outre, un point fort important que d'avoir, dans les steamers, des fourneaux munis d'appareils alimentaires, l'entretien du feu se faisant ainsi beaucoup plus régulièrement et plus économiquement qu'on ne peut l'obtenir à la main. Les chaudières devraient être disposées, à travers le navire, de la manière ci-contre avec un passage intermédiaire en croix. Ce passage n'aurait que la largeur nécessaire pour permettre aux chauffeurs d'allumer et de nettoyer les foyers.



Nous ne pouvons entrer ici dans les détails de cette application, cependant nous ferons observer que, dans le cas où l'on trouverait quelque inconvénient à faire tomber le charbon sur la grille, par une ouverture ménagée dans l'intérieur de la chaudière, comme cela a lieu dans l'application particulière que nous avons donnée de ces grilles tournantes, il serait probablement très aisé de combiner ces chaudières deux à deux, de manière à ce qu'un seul foyer pût suffire à chaque couple. Le charbon serait introduit alors tout naturellement par l'intervalle qui sépare les enveloppes cylindriques des chaudières.

On gagnerait encore, à l'adoption de ce système, de ne point produire de fumée, mérite que l'on a si souvent fait valoir en faveur des chaudières du Cornouailles ; et certes, si les chaudières du Cornouailles ne produisent pas de fumée, on ne doit attribuer cet effet à autre chose qu'à une combustion lente et à l'emploi de l'anthracite du pays de Galles, conditions que l'on peut toujours réaliser dans une chaudière quelconque. Ceci résulte, d'une manière très nette, de l'examen des figures 123, 124 et 125, qui représentent

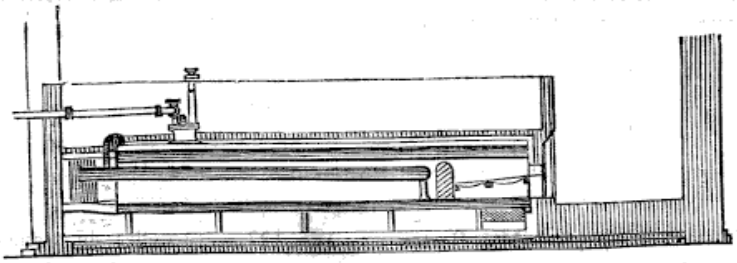


FIG. 123. — Chaudière du *Cornouailles*. — MM. Rennie.
Coupe longitudinale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une chaudière du Cornouailles, de la fabrique de M. Thomas Cubitt. Cette chaudière, il est vrai, ne produit aucune fumée, mais on n'y distingue aucun détail de construction susceptible d'amener un tel résultat.

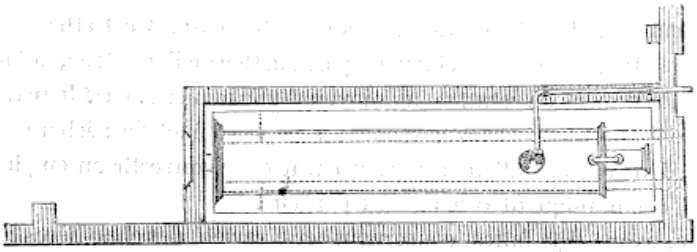


Fig. 124. — Chaudière du *Cornouailles*. — MM. Rennie.
Vue du dessus.

Il faut donc l'attribuer, comme nous l'avons déjà dit, à la lenteur de la combustion et à la qualité du combustible. Le diamètre de cette chaudière est de 1,98 mètre, sa longueur de 10,2 mètres. La longueur du fourneau est de 1,83 mètre; sa largeur de 1,16 mètre. Un tube d'environ 48 centimètres de diamètre, et complétement rempli d'eau, circule dans le conduit principal de fumée, conduit qui n'est autre chose que la continuation du foyer.

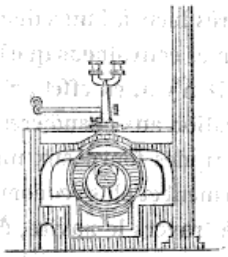


Fig. 125. — Chaudière du *Cornouailles*. — MM. Rennie.
Coupe transversale.

Les figures 126 et 127 représentent une petite chaudière tubulaire, construite par MM. Horton et fils, de Liverpool, pour un bâtiment à vapeur de cabotage, appelé *le Zéphyr*. Cette chaudière fonctionne bien, et les résultats obtenus ont été en tout point satisfaisants. Les tubes sont en fer, ont 7 $\frac{1}{2}$ centimètres de diamètre, et 1,52 mètre de long. La longueur du fourneau est de 1,52 mètre, et le nombre des tubes est

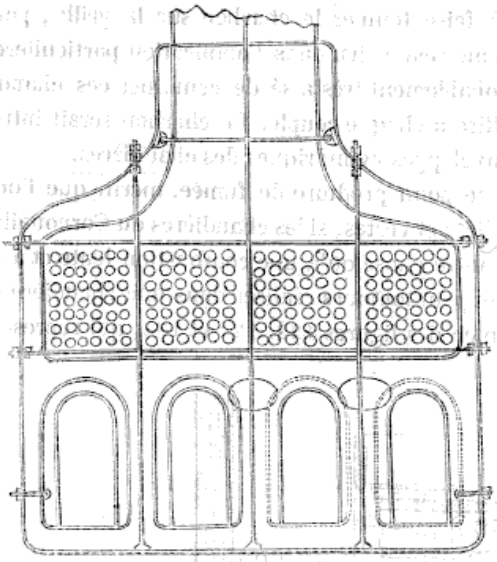


Fig. 126. — Chaudière du steamer *Zéphyr*. — MM. Horton et fils. — Liverpool.
Élévation et coupe transversale.

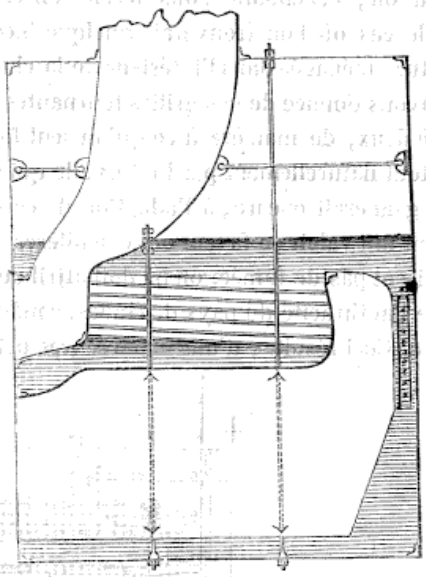


Fig. 127. — Chaudière du steamer *Zéphyr*. — MM. Horton et fils. — Liverpool.
Coupe longitudinale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de 168. Il y a deux machines. La consommation de charbon, par heure, est d'environ 305 kilogrammes. La pression de la vapeur est, moyennement, de 0,35 kilogramme par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique, ce qui fait un effort total de 1^{k},383.

Les figures 128, 129 et 130 représentent une autre chaudière, du genre tubulaire, de MM. Miller,

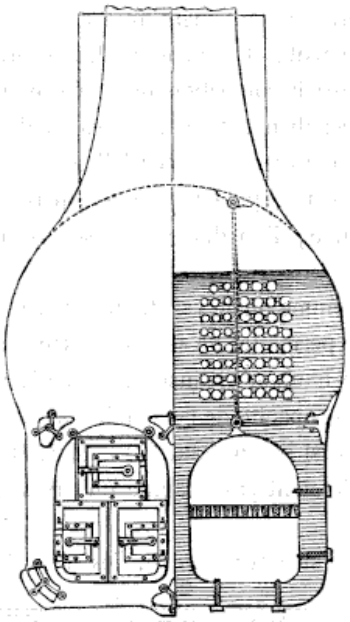


Fig. 128. — Chaudière du steamer de la marine royale *l'Infernal*. — Miller, Ravenhill et C^{e}.

Élévation antérieure et coupe transversale.

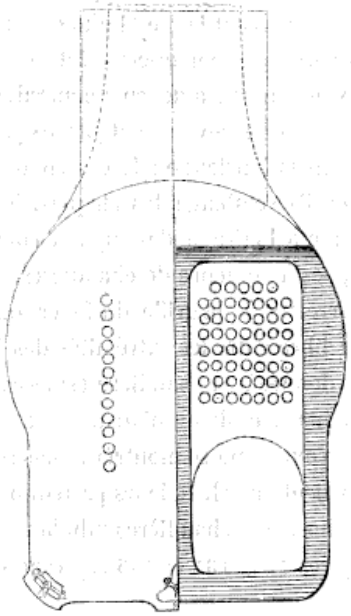


Fig. 129. — Chaudière du steamer de la marine royale *l'Infernal*. — Miller, Ravenhill et C^{e}.

Élévation postérieure et coupe transversale.

Ravenhill et compagnie. Cette chaudière, qui a été établie pour la machine du steamer de la marine royale *l'Infernal*, est identique, dans toutes ses dispositions importantes, aux chaudières du *Tage* dont nous avons déjà fait la description. Aussi les reproches que l'on peut faire aux chaudières de ces deux navires sont de même nature. Le tirage n'étant pas assez considérable, on a été obligé de faire échapper une partie de la vapeur par la cheminée, afin d'augmenter la force d'ascension.

Les tubes sont en laiton, de 8 centimètres de diamètre, et les plaques des tubes sont en fer. Il résulte de cette disposition une action galvanique entre le laiton et le fer, et cette action se manifeste non pas aux extrémités des tubes, mais aux extrémités des entretoises transversales, qui relient ensemble les côtés de la chaudière. Tout autour de ces extrémités, la tôle paraît avoir été creusée comme avec la pointe d'un couteau. Il est probable que cet effet ne se manifeste point à la même place dans toutes les chaudières ;

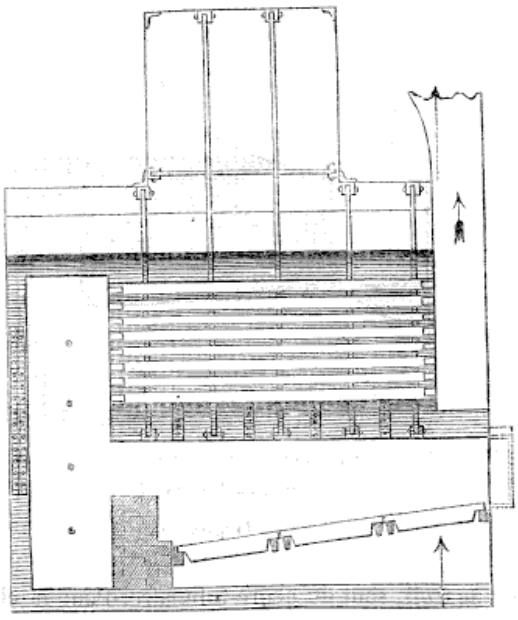
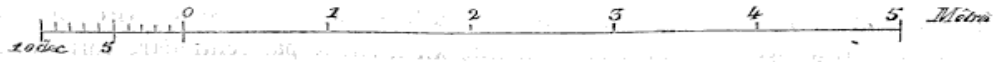


Fig. 130. — Chaudière de *l'Infernal*. — Miller, Ravenhill et C^{e}.

Coupe verticale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



(*Échelle de* $\frac{1}{60}$ *pour les figures* 126, 127, 128, 129 *et* 130.)

mais, dans les différents générateurs à tubes de laiton que nous avons observés, nous avons constamment remarqué que l'action galvanique se signalait au même endroit. On éviterait probablement cet inconvénient, en recouvrant le métal d'une couche de zinc. Il y aurait certainement un grand avantage à revêtir ainsi les parois des chaudières, intérieurement et extérieurement; et si l'emploi des générateurs à tubes verticaux est destiné à devenir général, de manière à en rendre la confection un article de fabrique, il sera facile d'obtenir ce revêtement par les procédés ordinaires de galvanisation. Une des conditions heureuses que présente la fabrication de ces chaudières, c'est qu'elles se prêtent très bien à l'emploi de la machine à river, pour l'assemblage des plaques. Nous ajouterons, cependant, que nous ne désespérons nullement de voir obtenir à l'étirage des tuyaux complets de fer malléable, d'un diamètre assez grand pour servir d'enveloppes à ce genre de chaudières.

Les barreaux de la grille du foyer sont à trois portées, comme on le voit figure 130, et il y a un petit intervalle libre entre les extrémités des barreaux, pour leur permettre de se dilater sous l'action du feu. La forme donnée à la chaudière est assez judicieuse, mais la hauteur est insuffisante. L'aire que présente la surface horizontale du niveau de l'eau est trop petite, et la capacité de la chambre à vapeur a le même défaut. On aurait pu se montrer moins sévère pour ces fautes, si les constructeurs, MM. Miller et compagnie, n'avaient pas élevé leurs prétentions très haut, et ne s'étaient pas imaginé qu'eux seuls connussent quelque chose aux chaudières tubulaires.

Les figures 131, 132 et 133 représentent les générateurs du steamer *l'Océan*. Ces générateurs, au nom-

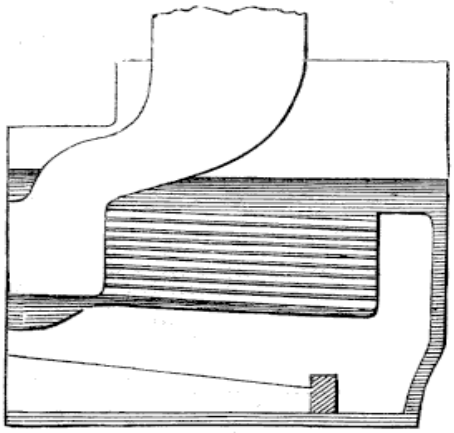


Fig. 131. — Chaudière du steamer *l'Océan*. — Horton et fils. — Liverpool.

Coupe longitudinale.

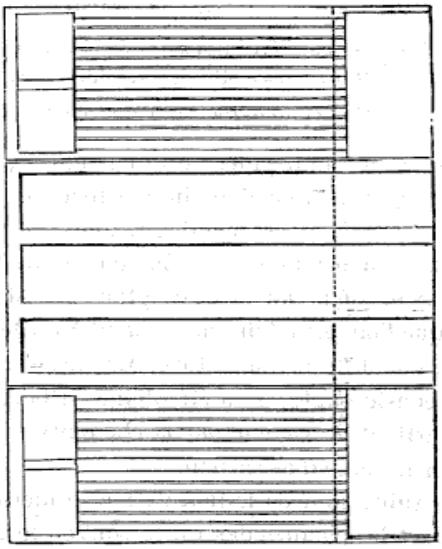


Fig. 132. — Chaudière du steamer *l'Océan*. — Horton et fils. — Liverpool.

Coupe horizontale par les tubes des chaudières latérales et par les fourneaux de la chaudière centrale.

bre de trois, sont du genre tubulaire. Pour la chaudière du milieu, il y a trois fourneaux; pour chacune des deux chaudières latérales, il y en a deux. Le métal des tubes est du fer, et ces tubes sont au nombre de 378. Les trois chaudières entretiennent deux machines. Voici quelques-unes des dimensions principales :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Diamètre des tubes.	0,08	mètres.
Longueur d°.	2,74	
Longueur des fourneaux	2,13	
Largeur d°.	0,63	
Largeur de l'ensemble des trois chaudières.	5,94	
Longueur de chaque chaudière.	4,27	
Diamètre du cylindre de la machine.	1,39	
Longueur de la course du piston.	1,68	
Pression de la vapeur sur un cent. carré au-dessus d'une atmosphère.	0,316	kilogrammes.
Consommation de charbon par heure, environ.	910,00	

Dans les navires ordinaires de cabotage, nous n'approuvons point le système d'allumer les fourneaux aux deux extrémités, en raison de la perte d'espace dans le sens de la longueur, amenée par l'addition d'un nouveau foyer. Nous pensons qu'il vaut beaucoup mieux, pour les facilités de l'arrimage, obtenir le nombre de feux nécessaires dans le travers du navire, en augmentant le nombre des tubes au-dessus des fourneaux, pour extraire tout l'excédant de chaleur produite. Lorsque l'on ne peut réaliser cette disposition, que nous croyons la meilleure, il faut établir quelques foyers sur un double rang au-dessous de la chaudière centrale, ce qui vaut encore mieux que de changer radicalement toute l'économie de ce genre d'arrimage en établissant des foyers à chaque extrémité des générateurs. Dans la plupart des navires, on trouve suffisamment de place dans le travers pour y établir les fourneaux, lorsque les machines travaillent avec détente ou expansion de vapeur. On peut, d'ailleurs, dans tous les cas, obtenir l'avantage de la détente, sans diminuer en rien la puissance, soit en faisant agir la vapeur à une plus haute pression dans

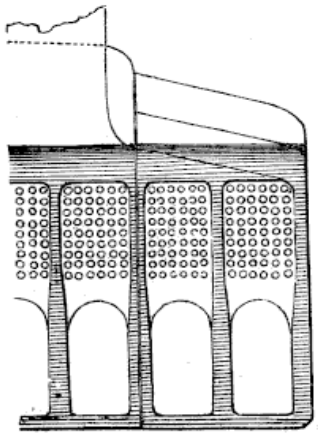
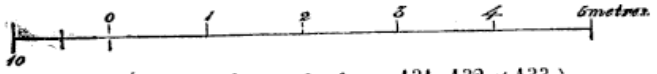


Fig. 133. — Chaudières de *l'Océan*. — Horton et fils. Liverpool.

Coupe transversale.



(*Échelle de* $\frac{1}{24}$ *pour les figures* 131, 132 *et* 133.)

les cylindres, dont les petites dimensions seraient conservées, soit en remplaçant ces cylindres par d'autres plus grands, et laissant alors la vapeur travailler à une pression moyenne, d'environ 0,703 kilogrammes par centimètre carré. Pour les nouveaux navires, ce dernier système des cylindres à grandes dimensions est, à notre avis, incomparablement supérieur, et nous n'hésitons pas à en recommander l'application pour tous les steamers futurs.

Les figures 134, 135, 136, 137, 138 et 139 sont relatives aux chaudières du steamer *Forth*, appartenant à la compagnie royale des paquebots à vapeur. Ces chaudières sont dignes de toute l'attention des ingénieurs; elles ont donné d'excellents résultats, tout en réalisant une économie de combustible notable sur toutes les chaudières employées dans les steamers de la compagnie. La vapeur est produite en abondance, et la marche du navire se maintient toujours à une grande vitesse. Il y a quatre chaudières en tout, chacune de ces chaudières étant munie de trois fourneaux, ce qui donne douze fourneaux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Voici quelques-unes des dimensions principales :

Longueur de chaque chaudière.	4,11 mètres.
Largeur idem.	2,99
Hauteur idem.	4,50
Longueur de chaque fourneau.	2,23
Largeur idem.	0,80
Diamètre de la cheminée.	1,70
Hauteur des carneaux.	1,52

Il y a, entre chaque chaudière, un espace laissé libre de 60 centimètres qui sert de passage d'avant

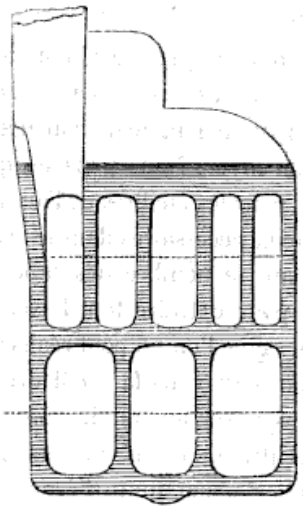


Fig. 134. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Élévation.

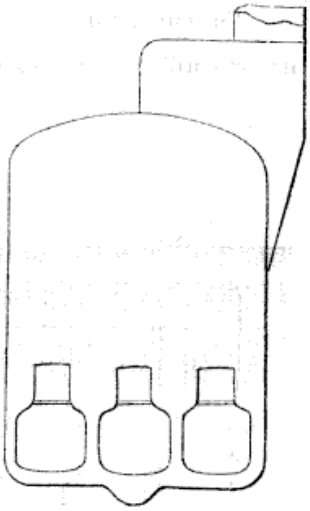


Fig. 135. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Coupe tranversale.

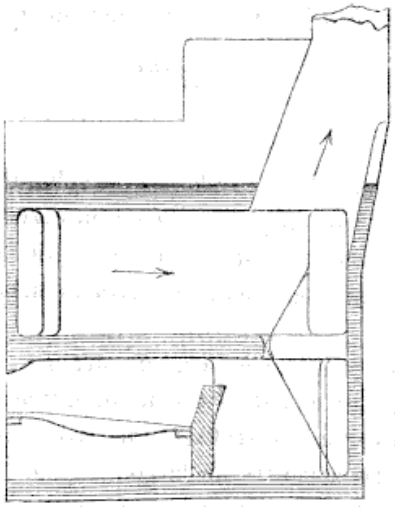


Fig. 136. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Coupe longitudinale.

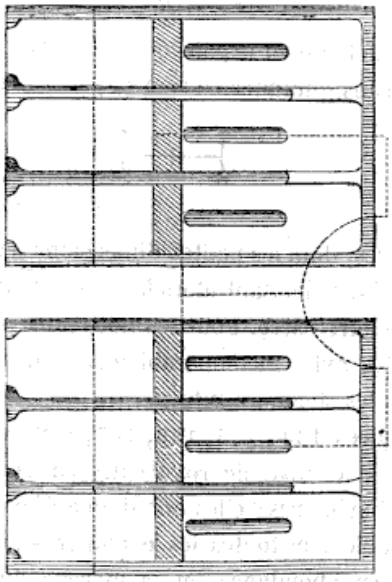


Fig. 137. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Coupe horizontale par les fourneaux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en arrière et réciproquement. Il y a aussi dans le sens transversal, à l'arrière des chaudières, un autre espace libre de 45 centimètres, pour le passage d'un homme.

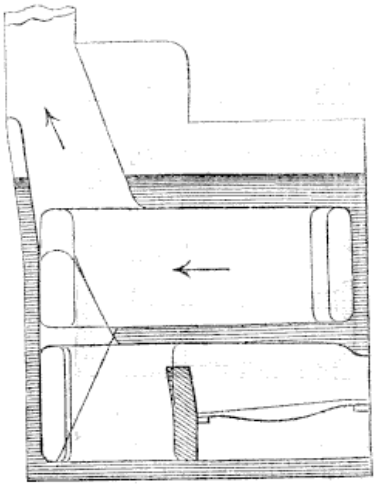


FIG. 138. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Coupe longitudinale.

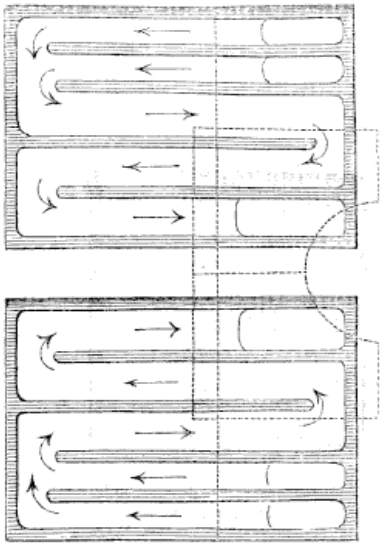


FIG. 139. — Chaudières du steamer *Forth*.
Bury, Curtis et Kennedy.
Coupe horizontale par les carneaux.

Les figures 140, 141, 142, 143, 144 et 145 représentent deux systèmes différents de chaudières, établies dans les ateliers de MM. Bury, Curtis et Kennedy, pour les deux vaisseaux à vapeur *Wladimir* et *Der*

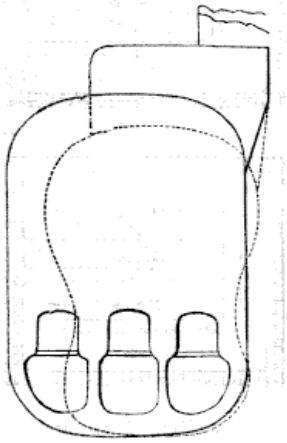


FIG. 140. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Élévation.

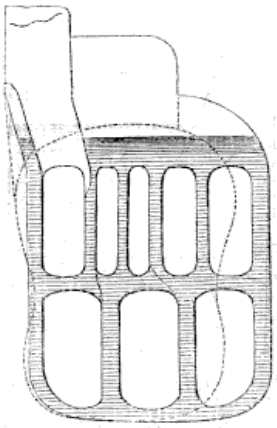


FIG. 141. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Coupe transversale.

Prussicke Adler. Ces deux navires de guerre appartiennent, le premier, au gouvernement russe, et l'autre au gouvernement prussien. Leur puissance, qui est la même, s'élève à 320 chevaux. L'examen comparatif de ces deux systèmes de chaudières offre un grand intérêt, à part toutes les autres considérations de succès qui s'attachent au nom de ces célèbres constructeurs. En effet, les chaudières du vaisseau russe sont du genre tubulaire, tandis que celles du vaisseau prussien sont établies sur le plan des carneaux ordinaires. On se trouve ainsi avoir sous les yeux un terme heureux de comparaison entre les mérites des deux systèmes.

La forme et les dimensions de la chaudière tubulaire sont représentées par les lignes ponctuées sur les figures mêmes dont les lignes pleines sont relatives aux chaudières à carneaux. Cette disposition permet

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

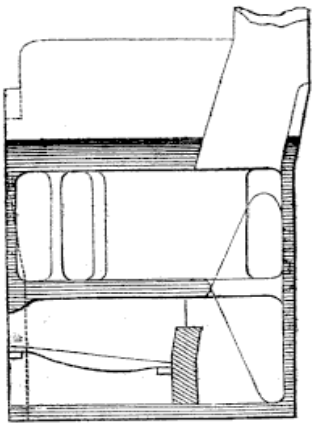


Fig. 142. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Coupe longitudinale.

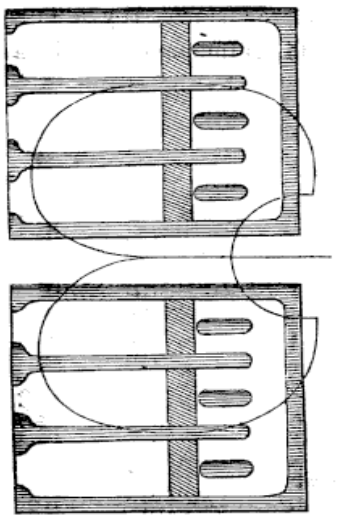


Fig. 143. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Coupe horizontale par les fourneaux.

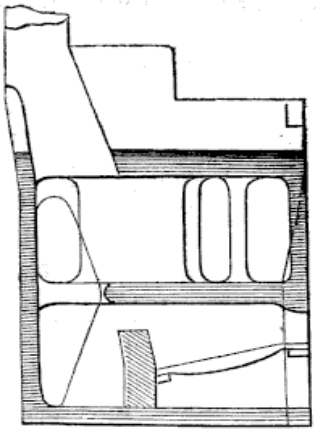


Fig. 144. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Coupe longitudinale.

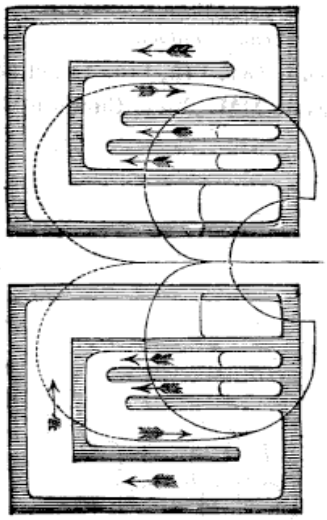
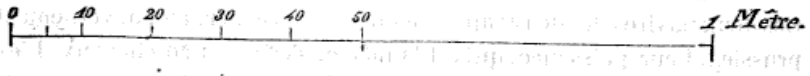


Fig. 145. — Chaudières de frégates prussiennes.
Bury, Curtis et Kennedy. — 1845.
Coupe horizontale par les carneaux.



(*Échelle de* $\frac{1}{95}$ *pour les figures* 134 *à* 145.)

d'apprécier au premier coup d'œil le plus ou moins grand espace qu'exige soit une chaudière tubulaire, soit une chaudière à carneaux, pour produire la même quantité de vapeur. On voit que, sous ce rapport, tout l'avantage reste ici à la chaudière tubulaire. Cette chaudière tubulaire, dont nous ne donnons, dans les figures ci-jointes, que le contour, est complétement identique à la chaudière du steamer le *Braganza*, dont nous avons déjà donné les dessins, page 146, et qu'il était, par conséquent, inutile de reproduire ici.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les figures 146, 147, 148, 149, 150, 151, 152 et 153 se rapportent aux chaudières de vaisseau de la marine royale, *Retribution*, de la force de 800 chevaux.

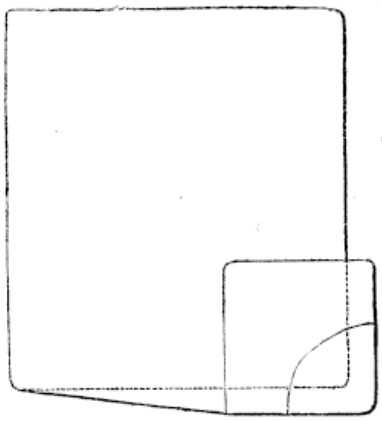


FIG. 146. — Chaudières du vaisseau de la marine royale *Retribution*, de 800 chevaux.
Maudslay fils et Field. — 1845.
Vue du dessus.

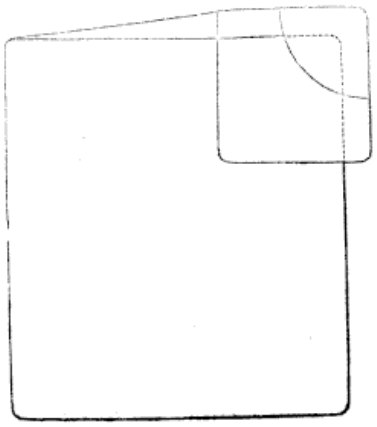


FIG. 147. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Vue du dessus.

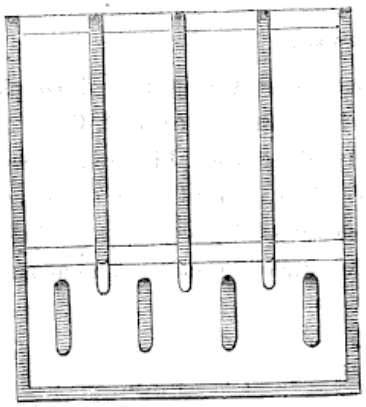


FIG. 148. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Coupe horizontale par les fourneaux.

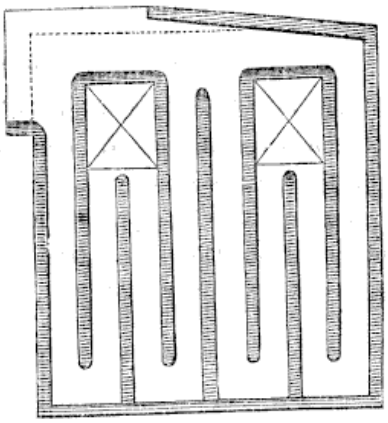


FIG. 149. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Coupe horizontale par les carneaux.

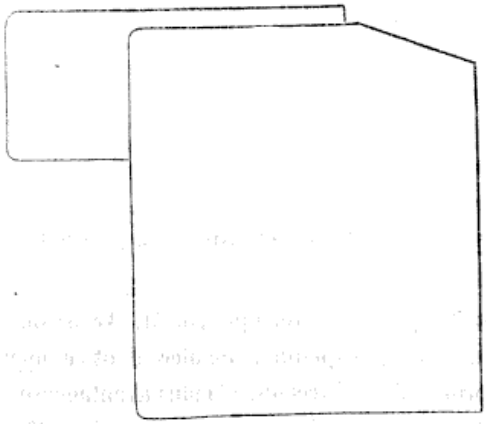


FIG. 150. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Élévation latérale.
Première Section.

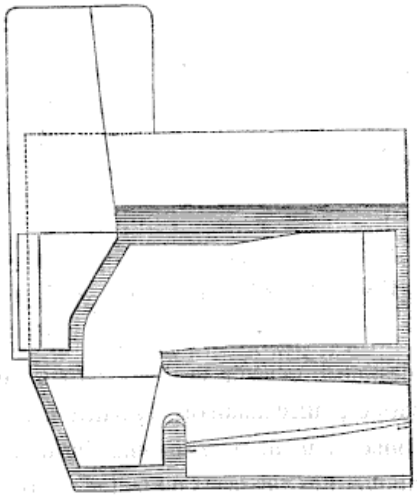


FIG. 151. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Coupe longitudinale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

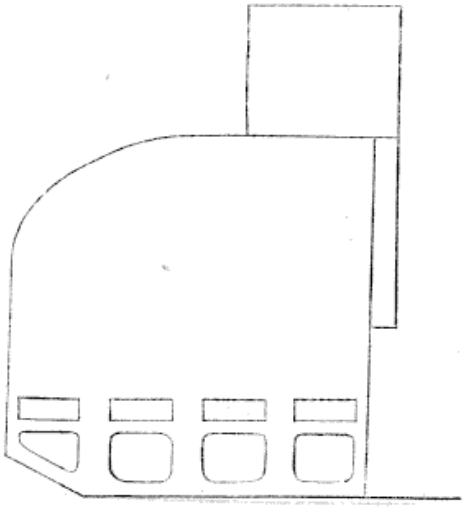


Fig. 152. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Élévation.

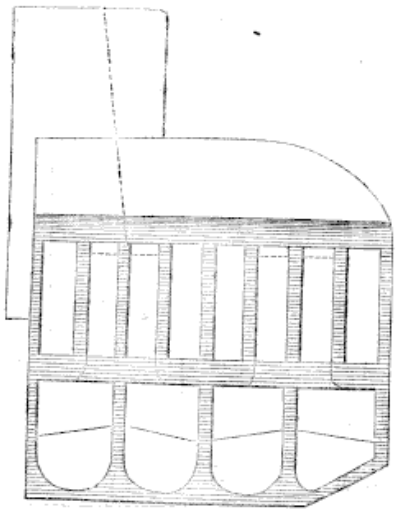
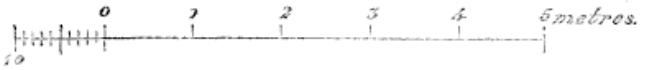


Fig. 153. — Chaudières du vaisseau *Retribution*.
Coupe transversale.



(*Échelle de* $\frac{1}{96}$ *pour les figures* 146 *à* 153).

Les puissantes machines, à double cylindre, de ce vaisseau, sont représentées dans une de nos planches. La construction en est due à MM. Maudslay et Field, qui ont pris un brevet à ce sujet. Il n'y a rien de bien particulier dans ces chaudières, si ce n'est la grandeur de leurs dimensions. Elles ressemblent d'ailleurs, sous presque tous les rapports, aux chaudières du *Great Western*, et à celles du *Thames* et *Medway*, qui sortent des ateliers des mêmes constructeurs, et dont nous avons déjà donné les dessins.

Les figures 154, 155, 156, 157, 158, 159 et 160 représentent les différentes parties d'un appareil purgeur destiné à prévenir les incrustations des chaudières, tel qu'il a été appliqué par M. Armstrong, de Manchester, aux chaudières des bateaux à vapeur. Nous avons déjà expliqué la manière dont cet appareil fonctionne ; il ne nous reste donc plus qu'à indiquer la forme qui a été reconnue la plus avantageuse dans la pratique. Les vaisseaux ou boîtes qui reçoivent les sédiments sont ordinairement composés de feuilles de tôle assez minces. On ajoute à cet appareil un *agitateur* correspondant à une tige qui traverse une boîte

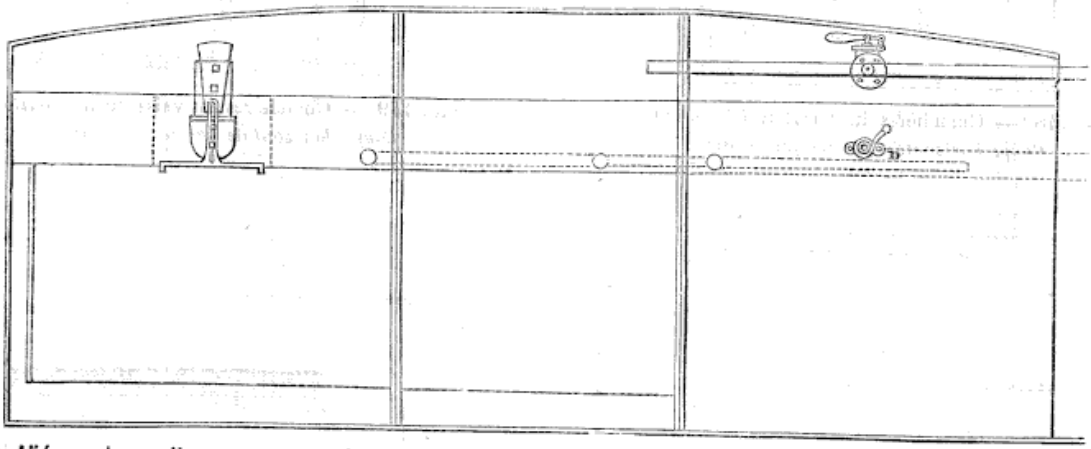


Fig. 154. — Appareils purgeurs pour les chaudières d'un steamer de 240 chevaux. — R. Armstrong. — Manchester.
Élévation antérieure des chaudières.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à étoupes, et se continue jusqu'à la partie extérieure de la chaudière. Au moyen de cet agitateur, on peut soulever et mélanger avec l'eau les diverses matières terreuses, avant de vider la boîte de toute l'eau qu'elle

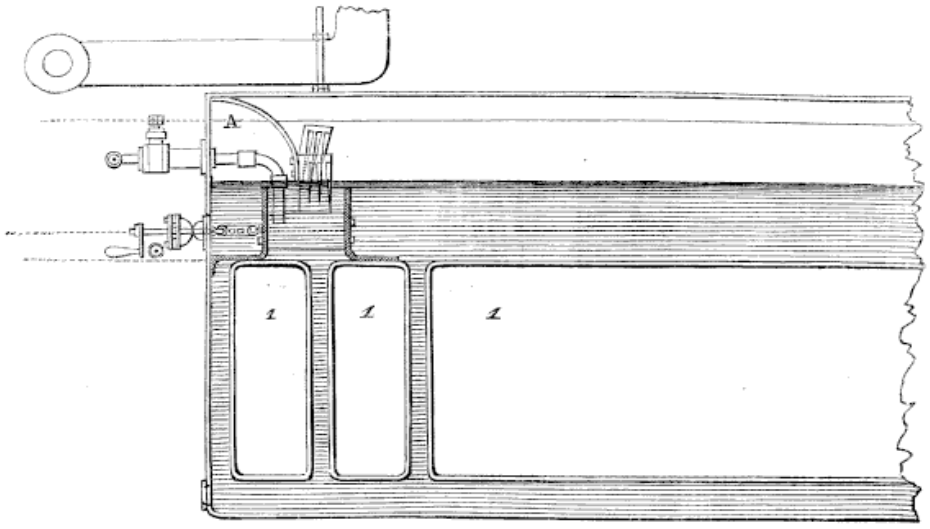


FIG. 155. — Appareils purgeurs pour des chaudières de 240 chevaux — R. Armstrong. — Manchester.
Coupe longitudinale des chaudières.

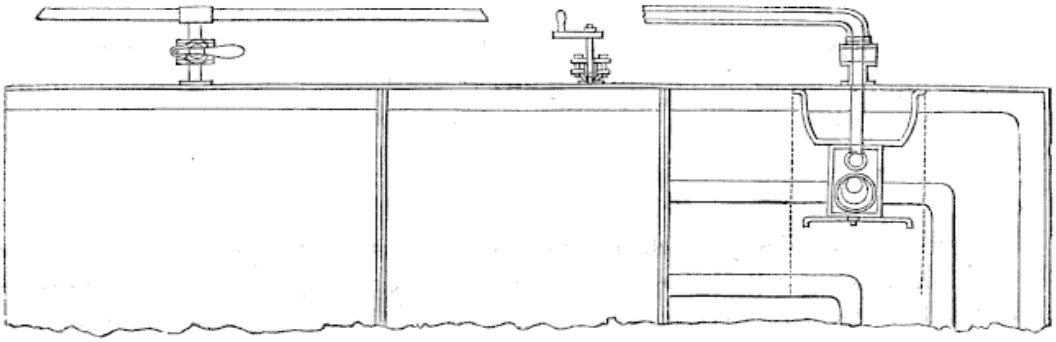


FIG. 156. — Appareils purgeurs pour des chaudières de 240 chevaux. — R. Armstrong. — Manchester.
Coupe horizontale et vue du dessus.

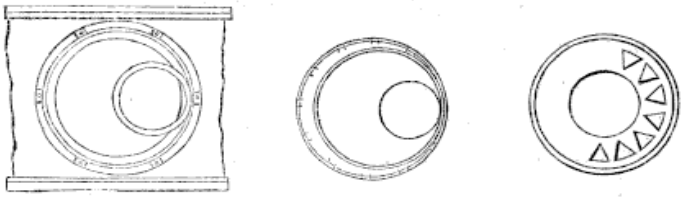


FIG. 157, 158 et 159. — *Plan, coupe et vue du dessus* d'un des récipients des appareils purgeurs.

contient. 1, 1, désigne cet agitateur dans la figure 160. Cette figure est faite sur une assez grande échelle pour qu'on puisse distinguer tous les détails de ces sortes d'appareils.

Nous donnerons enfin, comme dernier exemple de chaudières marines, les chaudières des steamers si connus sous le nom de *Her Majesty* et *Royal Consort*. Ces chaudières fournissent toute la vapeur nécessaire au service de deux machines dont les cylindres ont 1,65 mètre de diamètre. La longueur totale de la course du piston est de 1,65 mètre.

Il y a quatre chaudières dans chacun des deux steamers. Ces chaudières, disposées deux par deux, ont

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

leurs foyers à leurs extrémités opposées. Elles sont séparées l'une de l'autre de 33 centimètres, dans le sens de la longueur du vaisseau, et il y a un espacement entre chaque couple, dans le travers du navire,

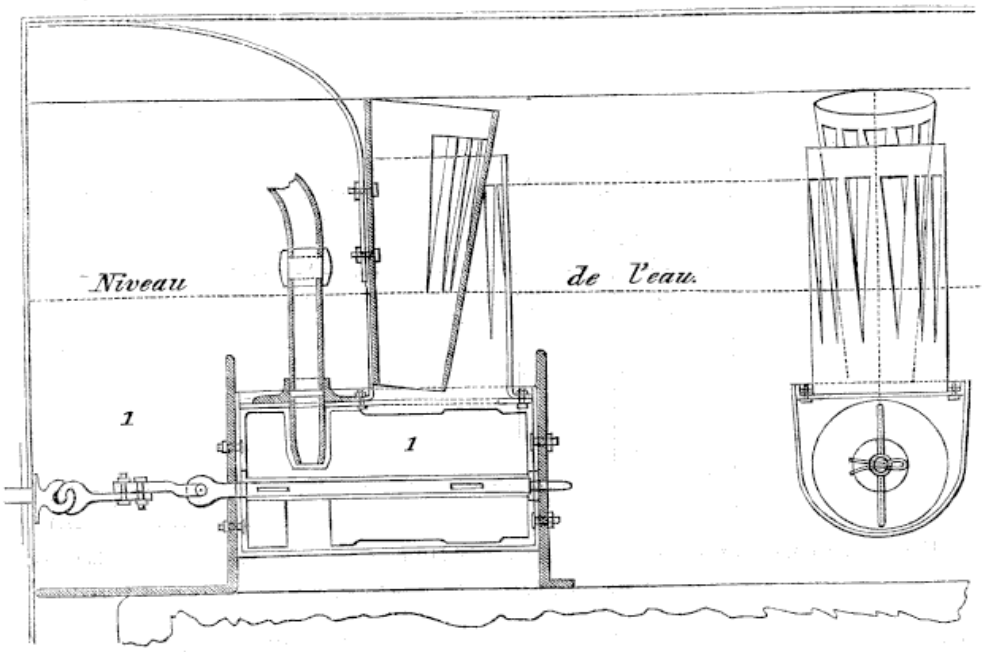
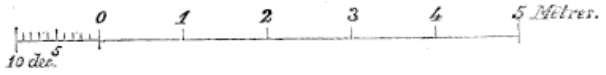


Fig. 160. — Appareils purgeurs de chaudières de 240 chevaux. — R. Armstrong. — Manchester.

Coupe longitudinale et élévation d'un des récipients.



(*Échelle de* $\frac{1}{12}$ *pour la figure* 160.)

de 75 centimètres. Les tubes des quatre chaudières viennent décharger la fumée dans une espèce de chambre en forme d'entonnoir, et complétement entourée d'eau, comme on le voit dans les figures ci-contre, qui représentent les chaudières dont nous donnons ici la description. Le conduit de la cheminée commence ainsi dans l'intérieur même de la chaudière, au lieu d'être formé, comme il l'est généralement, par la réunion des carneaux en dehors du générateur.

Voici quelques-unes des dimensions principales de ces chaudières :

Longueur de chaque chaudière.	3,00	mètres
Largeur dº.	2,78	
Hauteur dº jusqu'au sommet de la chambre à vapeur. . .	3,57	
Longueur des tubes.	1,88	
Diamètre dº.	0,075	
Distance de centre à centre.	0,12	

Le nombre des tubes dans chaque chaudière est de 160. Les plaques inférieures sont parfaitement bien assujetties, par 15 boulons à écrou de 5 centimètres, rivés d'un côté à l'enveloppe intérieure, comme on le voit dans les figures 162 et 163. Il y a en outre 5 entretoises de 5 centimètres, qui traversent la chaudière, entre le foyer et les tubes. Ces entretoises sont fixées à leurs bouts par des écrous. Enfin, sur la face intérieure de chaque chaudière, les plaques sont encore maintenues par 4 boulons de 5 centimètres.

Chaque générateur est muni de trois fourneaux. Le fourneau central a 66 centimètres de large, et les deux fourneaux latéraux ont 73 centimètres extérieurement. Le mérite principal de cette chaudière est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

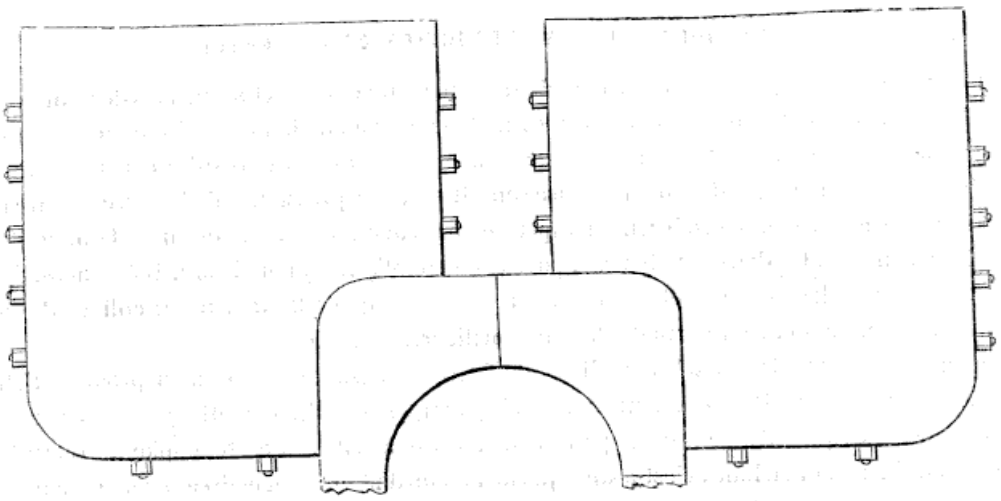


FIG. 161. — Chaudières des steamers *Her Majesty* et *Royal Consort*. — Tod et Macgregor.
Vue du dessus.

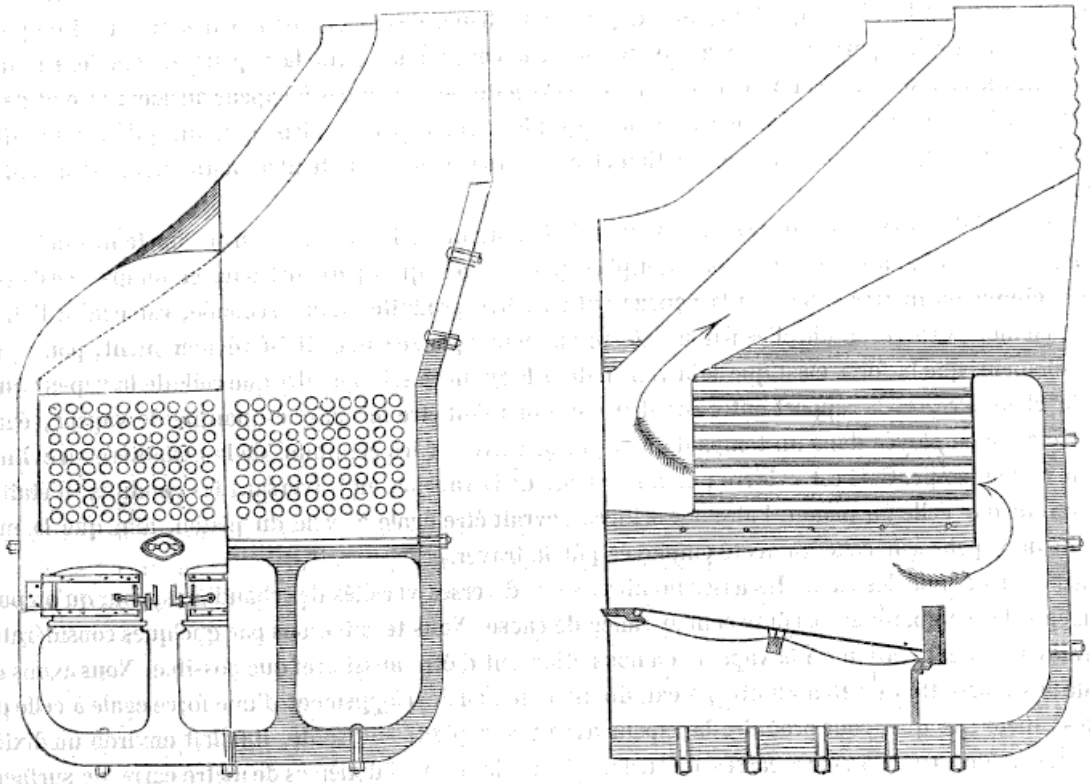


FIG. 162 et 163. — Chaudières des steamers *Her Majesty* et *Royal Consort*. — Tod et Macgregor.
Élévation antérieure et coupe d'une moitié. *Coupe longitudinale.*

(*Échelle de* $\frac{1}{34}$ *pour les figures* 161, 162 *et* 163).

d'être parfaitement bien assujettie, mais il vaudrait mieux que les tubes fussent légèrement inclinés, afin de rendre plus facile le passage de la fumée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

REMARQUES SUR LA PRODUCTION DE LA VAPEUR.

Lorsque la vapeur est engendrée dans la chaudière, à une température et à une pression données, il faut, pour qu'elle aille transmettre aux diverses parties de la machine l'action de sa force motrice, qu'elle traverse des tuyaux de conduite, et des orifices de formes et de dimensions différentes, avant d'arriver dans l'intérieur du cylindre, où elle doit produire son effet par la pression qu'elle exerce contre le piston. Il devient donc nécessaire, en considérant la vapeur comme une force, de déterminer la quantité de cette vapeur qui est convenable, dans certains cas, pour accomplir l'effet qu'on désire. Il faut aussi déterminer quelle doit être l'aire des passages et des orifices à travers lesquels la vapeur est obligée de passer, de manière à ce que son action se transmette dans les meilleures conditions.

Lorsque la vapeur a acquis, dans la chaudière, un degré de tension suffisant pour produire l'effet voulu contre le piston du cylindre, il faut de toute nécessité, pour que cet effet se continue, qu'il s'engendre, dans un temps donné, une quantité de vapeur précisément égale à celle qui a été employée, durant le même temps, à la marche de la machine; c'est-à-dire que la vapeur doit être engendrée dans la chaudière, avec la même rapidité qu'elle met à en sortir pour entretenir le mouvement de la machine. Ou bien encore, il faut que la chaudière soit d'une capacité telle, que la vapeur puisse s'en échapper en petites quantités, et à de courts intervalles, sans donner lieu à une diminution sensible dans la force élastique du milieu. C'est là en réalité, le point le plus important, dont dépend l'excellence des machines à vapeur; car, si on pouvait maintenir une égalité parfaite entre la production et la consommation de la vapeur, de manière à établir, dans toutes les circonstances un degré constant d'élasticité, les machines à vapeur auraient atteint dès lors le plus haut état de perfection dont elles sont susceptibles, en supposant, bien entendu, qu'on ait fait disparaître toutes les imperfections de construction et les diverses causes qui tendent à diminuer la transmission de force.

La quantité de vapeur nécessaire pour maintenir la marche de la machine durant un temps déterminé, est égale, en volume, à l'aire du piston multipliée par l'espace qu'il parcourt dans ce temps; c'est-à-dire que le volume, en mètres cubes, de la vapeur qui doit être produite en une seconde, est égal à l'aire du piston, en mètres carrés, multipliée par sa vitesse en mètres par seconde. Il faut évidemment, pour qu'il y ait écoulement, que la force élastique de la vapeur dans le cylindre soit moindre que celle de la vapeur qui est dans la chaudière, et le rapport entre ces deux tensions doit être tel qu'une quantité de vapeur, égale à celle qui a été employée dans un temps donné, puisse traverser les conduits, de la chaudière au cylindre, dans le même temps. Ceci est évident; et si la vitesse de la vapeur, en traversant les conduits, n'était pas plus grande que celle du piston, l'aire des orifices devrait être égale à celle du piston, afin que la même quantité de vapeur que celle qui a été employée pût la traverser.

Nous avons donné des exemples assez nombreux des diverses variétés des chaudières, pour qu'on puisse les juger et les comparer en parfaite connaissance de cause. Nous terminerons par quelques considérations générales sur la génération de la vapeur, en nous efforçant d'être aussi bref que possible. Nous avons déjà dit que la vaporisation de 25 à 30 litres d'eau donnait lieu au développement d'une force égale à celle d'un cheval-vapeur; et que, pour produire la vapeur avec une rapidité suffisante, il fallait environ un dixième de mètre carré (ou 10 décimètres carrés) de surface de grille, et neuf dixièmes de mètre carré de surface de chauffe effective, par force de cheval. Ces proportions sont celles généralement admises dans la pratique, du moins pour les machines fixes; mais elles varient d'une manière notable dans d'autres circonstances. Ainsi, dans quelques-unes des meilleures chaudières de bateaux à vapeur, l'aire de la grille du foyer se trouve limitée par la largeur du navire, et l'impossibilité d'entretenir d'une manière convenable le feu dans des foyers d'une grande longueur. Il en résulte que l'aire de la grille ne présente guère, dans ce cas, qu'un demi-dixième de mètre carré par cheval-vapeur.

On a généralement admis, comme moyenne par cheval-vapeur, un volume de 2 $\frac{1}{2}$ à 3 hectolitres d'eau

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans la chaudière, et un même volume de la chambre à vapeur, pour la même force, c'est-à-dire 250 à 300 décimètres cubes. Mais le fait est qu'aucune loi générale ne peut être établie à cet égard; car les proportions qui s'appliqueraient à une chaudière en chariot ne seraient plus applicables aux chaudières tubulaires des steamers et des locomotives. En pareilles circonstances, il vaut mieux s'en rapporter à des exemples bien choisis, qu'à des règles empiriques qui conduisent le plus souvent à un résultat erroné.

Une capacité de 85 décimètres cubes pour le foyer, par cheval-vapeur, paraît être une proportion convenable. Il est bon de donner aux foyers une grande largeur, parce qu'on peut piquer et activer le feu plus aisément, et que ces foyers produisent, d'ailleurs, moins de fumée que ceux dans lesquels la dimension de largeur est comparativement plus faible.

Quant à ce qui concerne l'intensité plus ou moins grande du tirage dans les foyers, les ingénieurs sont complétement en désaccord. Les uns préfèrent un tirage très lent, les autres un tirage très actif. Il est évident que cette question du tirage est virtuellement comprise dans celle de l'aire plus ou moins grande à donner à la grille du foyer, ou de la quantité de combustible que l'on doit brûler sur une surface connue de grille. Or, ici la même incertitude existe. Le poids de combustible brûlé par mètre carré de surface de grille, et par heure, varie en effet, dans la pratique, de 15 à 360 kilogrammes, suivant les circonstances. L'activité que doit avoir le tirage dépend encore de l'épaisseur même de la couche du combustible incandescent qui est étendu sur les barreaux. Car, si le tirage est très vif, et, en même temps, la couche du combustible peu épaisse, une grande quantité d'oxygène traversera le feu sans se combiner avec le carbone, et il en résultera un refroidissement contre les parois des carneaux. Si, d'un autre côté, la couche de combustible est d'une grande épaisseur, et le tirage peu actif, une grande partie de l'effet utile du charbon sera perdue; car alors, ce ne sera plus l'oxygène, mais le charbon qui sera en excès, et la combinaison contiendra de l'oxyde de carbone.

La longueur du circuit fait par la fumée est variable pour chaque chaudière, et on peut en dire autant de l'aire de la section transversale du conduit, que la fumée traverse. On a donné, comme une bonne moyenne, pour l'aire de la section du conduit principal qui se trouve derrière l'autel, un cinquième de l'aire de la grille du foyer, proportion qui diminue de moitié pour la section de la cheminée. Mais il vaut toujours mieux, dans de telles circonstances, s'en rapporter aux exemples nombreux que nous avons donnés précédemment, et dont nous choisirons les meilleurs pour établir une moyenne d'une bien plus grande autorité que ces proportions prises au hasard sur des modèles déjà anciens.

Lorsque le conduit est trop long, ou que l'aire de sa section transversale est insuffisante, le tirage devient trop faible pour produire la quantité de vapeur nécessaire. Si, au contraire, le conduit est trop court ou trop large dans sa section transversale, une grande quantité de chaleur s'échappe en pure perte par la cheminée, et il se forme, en outre, un dépôt considérable de suie dans l'intérieur du conduit. Ce dernier défaut est d'une certaine gravité dans les chaudières tubulaires lorsqu'on emploie de la houille bitumineuse, quoique, en réalité, on puisse remédier en partie à cet inconvénient, en bouchant quelques-uns des tubes.

L'aire superficielle du niveau de l'eau, dans les chaudières ordinaires de machines fixes, est, comme nous l'avons déjà dit, page 111, de 15 à 18 mètres carrés pour la vaporisation de 1 mètre cube d'eau par heure ou de 45 décimètres carrés environ par force de cheval. Cependant, dans un grand nombre de circonstances, cette proportion est beaucoup moindre; mais il est toujours avantageux de donner à l'aire superficielle du niveau de l'eau, dans la chaudière, autant d'étendue que possible; car, lorsque cette aire est resserrée, non seulement il se produit des agitations brusques et dangereuses dans l'eau de la chaudière, mais encore la vapeur entraîne de l'eau presque constamment avec elle, dans l'intérieur du cylindre, en raison même de la violente agitation et des projections d'eau qui se produisent lors de l'ascension rapide d'une grande quantité de vapeur, par un espace trop restreint.

Nous pensons que, dans les chaudières marines, il y aurait un avantage réel à évaser légèrement les parois, au lieu de les faire verticales, comme c'est l'usage habituel. La vapeur pourrait alors se dégager

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

librement, au-dessus des parois inclinées, au moment même de sa formation, au lieu d'être gênée dans son ascension, par des parois verticales le long desquelles elle est obligée de s'élever, venant le plus souvent s'agglomérer autour des rivets et des rebords des plaques, ce qui expose la tôle, séparée de l'eau, à être brûlée par l'action directe du feu.

Dans les comptes-rendus de l'Institut des ingénieurs civils (*Transactions of the Institution of civil Engineers*) on trouve plusieurs rapports au sujet des expériences faites par M. Parkes et autres sur les chaudières à vapeur. Nous avons réuni, dans la table I ci-dessous, quelques-uns des principaux résultats empruntés aux diverses séries de tableaux de M. Parkes. Nous avons ajouté, à droite de cette table, deux colonnes pour indiquer, en même temps, l'économie que présentent, dans la vaporisation de l'eau, les chaudières en usage aux établissements hydrauliques de Londres. Une de ces chaudières est établie sur le plan des chaudières du *Cornouailles*, et appliquée à une machine du même système. L'autre est une chaudière en chariot, avec un carneau intérieur, et elle fait fonctionner une machine d'épuisement de Boulton et Watt. La première chaudière, celle du *Cornouailles*, est cylindrique, à chauffage intérieur. Comme on emploie ordinairement la vapeur à une pression de 1 à 2 $\frac{1}{2}$ kilogrammes par centimètre carré, au-dessus de la pression atmosphérique, l'épaisseur de la tôle est d'environ 13 millimètres.

La première colonne, à gauche de la table, donne les résultats moyens des expériences faites sur les chaudières des machines de *Huel Towan* et des *Mines réunies* (*United Mines*) dans le Cornouailles.

La colonne suivante est consacrée aux expériences faites par M. Parkes à Warwick. Suivant cet ingénieur, un sixième environ de la quantité totale d'eau vaporisée, donnée dans cette colonne, est dû à l'influence de son appareil fumivore.

La troisième colonne donne la moyenne de huit expériences faites sur des chaudières en chariot, dans les différents lieux indiqués en tête de la colonne. Toutes ces expériences, à l'exception de celles qui ont été faites sur les machines des *Moulins d'Albion*, ont été dirigées par M. Parkes.

La quatrième colonne contient les résultats des expériences de M. Smeaton sur sa machine atmosphérique de Long-Benton.

Enfin, la cinquième colonne donne une moyenne entre onze expériences, faites sur des machines locomotives par M. de Pambour.

TABLE I.

ESPÈCES DE CHAUDIÈRES EMPLOYÉES.	Moyenne des expér. faites sur les chaud. de *Huel Towan* et des *Mines réunies* (*United Mines*) dans le Cornouaill.	Expérienc. faites par M. Parkes sur ses chaudières à Warwick.	Moyenne de 8 expér. faites aux *Moulins d'Albion*, à Clithero, à Preston et aux établi. de la compagnie de *New River Water*, à Londres.	Expérienc. faites sur la machine atmosph. de Smeaton à *Long-Benton* dans le Northumberland. 1772.	Moyenne de 11 expér. faites par M. de Pambour sur les locomotives du chemin de fer de Liverpool à Manchester.	Expériences faites sur les chaudières du Cornouailles aux établissements hydrauliq. de Londres. 1859.	Expérienc. faites sur les chaudières de Boulton et Watt, aux établiss. hydraul. de Londres. 1859.
	CHAUDIÈRE cylindrique avec carneau intérieur.	CHAUDIÈRE en chariot.	CHAUDIÈRE en chariot.	CHAUDIÈRE circulaire ou en forme de meule, dit. HAYSTACK (voir p. 17).	CHAUDIÈRE de locomotive.	CHAUDIÈRE cylindrique avec carneau intérieur.	CHAUDIÈRE en chariot avec carneau intérieur.
Surf. totale de chauffe, en mèt. carrés.	89,37	14,12	31,85	42,64	31,09	74,13	54,63
Long. des conduits de chaleur, en mèt.	47,24	15,44	22,10	16,09	2,13	25,33	23,77
Aire des grilles de foyer, en mèt. carr.	2,20	2,17	2,42	3,36	0,65	1,32	3,46
Poids du comb. brûlé par heure, et sur un mèt. carré de surf. de grille, en kil.	16,88	19,52	52,46	99,26	387,13	228,48	64,95
Eau vaporisée par 100 kil. de combustible, en mètres cubes.	1,053	0,917	0,776	0,781	0,612	0,852	0,780
Eau vaporisée par heure, en mèt. cub.	0,391	0,390	0,974	2,567	1,562	1,271	1,752
Surf. de chauffe pour chaque mèt. cube d'eau vapor. par heure, en mèt. carr.	223,45	36,21	32,70	16,61	19,90	58,32	31,18
Surface de chauffe pour chaque mètre carré de surf. de grille, en mèt. carr.	40,62	6,51	13,16	13,08	47,83	56,15	15,79
Pression de la vap. au-dessus d'une atmosphère, en kil. par cent. carré.	2,964	0,176	0,259	0,106	3,510	1,086	
Espèce de houille employée*.	G.	S.	L et N.	N.	Coke.	N.	N.

* G., pays de Galles. — S., comté de Strafford. — L., comté de Lancastre. — N., Newcastle.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On voit, en se reportant à la sixième ligne de ce tableau (en comptant suivant les lignes horizontales des chiffres), que la puissance de vaporisation des chaudières du Cornouailles est à peu près la même que celle des chaudières de Warwick; mais si l'on en excepte les chaudières des *établissements hydrauliques* de la ville de Londres, on reconnaîtra une supériorité manifeste des chaudières du Cornouailles sur toutes les autres.

Il ressort de l'examen des lignes cinquième et huitième de la table, deux des principales particularités que présentent les proportions des chaudières du Cornouailles. Ainsi, on remarque que l'étendue de leur surface exposée à la chaleur, pour chaque mètre cube d'eau vaporisée, est environ sept fois plus considérable que celle des autres. On remarque en outre que la combustion est conduite avec une grande lenteur dans ces machines, puisqu'elles ne consomment pas même 17 kilogrammes de houille par mètre carré de surface de grille, et par heure, comme on le voit à la quatrième ligne. La seule chaudière qui puisse se rapprocher des chaudières du Cornouailles, pour la lenteur de la combustion, est celle de Warwick.

M. Parkes est un grand partisan de la combustion lente; et il appuie son opinion principalement sur les effets qui résultent de cette lenteur, dans les chaudières de Warwick. C'est, du moins, d'après les expériences qu'il fit sur ces chaudières, qu'il demeura convaincu que ce principe devait être appliqué avec tout le degré d'extension qu'il recevait dans la circonstance actuelle. Nous croyons que, dans ce cas, il n'a pas eu égard à une circonstance importante. On voit, dans le tableau, que la surface de chauffe, comparativement à l'eau vaporisée, est, à très peu de chose près, la même dans ces chaudières que dans les chaudières en chariot. Mais, avant le changement que M. Parkes fit subir aux fourneaux de ces chaudières, la production de vapeur était beaucoup plus grande; et, par conséquent, la surface de chauffe était nécessairement très petite, comparativement à la quantité d'eau réduite en vapeur. Nous sommes donc porté à attribuer l'amélioration, dans l'effet utile des combustibles, plutôt à l'accroissement de la surface de chauffe de la chaudière, qu'à la diminution dans la rapidité de la combustion. Cependant, les autres expériences de M. Parkes nous feraient assez croire que, pour l'économie du combustible, la combustion, dans presque tous les foyers des chaudières en chariot, est un peu trop rapide.

La très grande proportion de surface de chauffe des chaudières du Cornouailles, par rapport au poids de l'eau vaporisée, est, sans aucun doute, nécessitée en grande partie par l'épaisseur des plaques que la chaleur est obligée de traverser, ainsi que par la haute température de l'eau que ces chaudières renferment, circonstances qui tendent à retarder la transmission de la chaleur. Nous ajouterons que cette extension considérable de surface de chauffe est, autant que nous avons pu nous en assurer, en grande faveur dans le Cornouailles. Cependant, nous sommes intimement convaincu qu'une légère diminution, dans l'étendue de cette surface, ne produirait aucun effet désavantageux sur les propriétés économiques des chaudières, tout en permettant de réaliser une économie dans la dépense première d'établissement.

On voit, d'après ce que nous venons de dire, qu'il ne faut point attribuer une bien forte part des avantages que présentent les machines du Cornouailles à la nature de leurs chaudières. Nous allons chercher à établir rapidement les principales causes de la supériorité de ces machines. On peut les énoncer sommairement ainsi :

1° L'emploi de la vapeur à haute pression, et fonctionnant par expansion, dans la plus grande partie de la course du piston.

2° Le soin avec lequel sont entourées de substances non conductrices toutes les parties de la machine susceptibles de laisser échapper la chaleur. Le cylindre est ordinairement encaissé dans un revêtement ou chemise à vapeur; et cette chemise elle-même, ainsi que tous les conduits de vapeur, la partie supérieure de la chaudière, etc., sont préservés du contact de l'air froid au moyen d'une couche de 7 à 10 centimètres d'épaisseur, formée avec des cendres, de la sciure de bois, ou tout autre corps mauvais conducteur du calorique. Toutes ces précautions doivent produire, on le conçoit, une diminution considérable dans la perte de la chaleur. Nous n'avons pas eu l'occasion de nous assurer, par expérience, de la valeur totale de l'économie réalisée au moyen du revêtement complet des différentes pièces d'une machine; mais

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

M. Wicksteed a trouvé que le revêtement seul du dessus de la chaudière produisait une économie de 10 $\frac{1}{2}$ pour cent dans la consommation du combustible.

3° Enfin, le troisième motif du bon service des machines du Cornouailles doit être attribué à l'excellent système, adopté depuis plusieurs années dans ce pays, qui consiste à enregistrer et à publier exactement le travail de chaque machine. Cette considération a rendu les propriétaires et les ingénieurs plus soigneux, qu'ils ne l'eussent été autrement, d'apporter toutes les corrections possibles aux moindres détails.

On oublie trop aisément que de légères imperfections, toutes minutieuses qu'elles sont lorsqu'on les considère séparément, ne laissent pas que d'être, dans leur ensemble, d'une importance majeure.

Nous dirons, pour nous résumer, que le grand secret de l'économie des machines du Cornouailles résulte de l'application, sur une large échelle, du principe de l'expansion. Les résultats qu'on a obtenus avec ces machines n'ont été que bien faiblement influencés par la disposition particulière des chaudières. Nous n'avons point l'intention de développer ici toutes les conséquences de l'application du principe de la détente au travail de la vapeur, et de rechercher le degré auquel on peut porter avantageusement ce principe dans les différents cas. Nous nous contenterons de donner la table suivante (table II), qui permet d'apprécier l'efficacité relative de différentes machines travaillant à des degrés plus ou moins élevés d'expansion.

TABLE II.

	MACHINE atmosphériq. de Smeaton à Long-Benton (Northumberland). 1772.	MACHINE à rotat. avec condenseur et sans détente, de Boulton et Watt, à Londres, *Albion - Mills*. 1786.	MACHINE d'épuisement, à simple effet et à détente, du Cornouailles, à Holmbush. 1856. (La vapeur est fermée au premier sixième de la course du piston.)	MACHINE à rotation, à double effet, sans détente ni condensation, à Congleton, comté de Chester. 1823.	MACHINE du Cornouailles, à détente. (Établissem. hydrauliq. de Londres.)	MACHINE d'épuisement à détente, de Boulton et Watt. (Établissem. hydrauliq. de Londres.)
Diamètre du cylindre en décim.	13,21	8,63	12,70	3,30	20,26	15,15
Longueur de la course du piston en mètres.	2,13	2,44	2,77	1,22	3,05	2,41
Nombre de coups de piston par minute.	12,00	16,00	4,63	27,50	7,00	11,50
Pression sur le piston, au-dessus ou au-dessous d'une atmosphère, en kil. par cent. carré.	. . . estimée à	— 0,18	+ 2,11	+ 1,41	+ 0,37	+ 0,15
Poids élevé à 1 mètre, par 100 kilog. de charbon, en kilog.	3427200	7005837	38211879	3377848	28740650	12675834 *
Poids élevé à 1 mètre, par 1 kil. d'eau réduite en vapeur, en kil.	4347	8689	36325	4831	33768	16278 *
Puissance effective de la machine, à l'époque de l'expérience, en chevaux-vapeur.	40,50	50,00	26,48	12,00	»	»
Effet utile de la vapeur, celui de la machine d'*Albion Mills* étant pris pour unité.	0,501	1,000	4,180	0,556	3,890	1,870
Effet utile du combustible, celui de la machine d'*Albion Mills* étant pris pour unité.	0,459	1,000	5,454	0,482	4,100	1,810
Distance qui reste à parcourir au piston, au moment où le passage de la vapeur est fermé, en fractions de la longueur de la course.	0	0	0,833	0	0,687	0,5
* En mesures anglaises :						
Poids élevé à 1 pied par 112 livres de charbon, en livres.	12 600 000	25 756 752	140 484 848	12 418 560	105 664 448	46 602 535
Poids élevé à 1 pied par une livre d'eau, reduite en vapeur.	14 280	28 489	149 097	15 840	110 716	55 569

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La première colonne, à gauche, donne les principaux détails et les résultats du travail de la machine atmosphérique de Smeaton, établie à Long Benton.

La seconde colonne est relative aux effets de la machine à rotation, avec condenseur, d'*Albion Mills*, de Boulton et Watt.

Les deux colonnes suivantes donnent les mêmes résultats : la première, pour la machine du Cornouailles, de *Holmbush*; la seconde pour une machine à haute pression et sans condenseur. Les effets de cette dernière machine ont été observés par M. Wicksteed.

Enfin, les deux dernières colonnes sont relatives à deux machines des établissements hydrauliques de la partie Est de Londres (*East London*). La première de ces machines est une machine ordinaire du Cornouailles à détente; la seconde est une machine d'épuisement aussi à détente, de Boulton et Watt.

Cette table prouve sans réplique les avantages économiques de l'expansion de la vapeur. Les effets dynamiques des différentes machines sont mentionnés à la ligne cinquième (comptée par les lignes de chiffres), et les différents degrés d'expansion, à la dernière ligne.

On remarquera que l'ordre suivant lequel se rangent les différentes machines, sous le rapport de la supériorité de leur travail, est précisément le même que celui du degré d'expansion avec lequel elles fonctionnent. Ainsi, la machine d'*Holmbush*, qui produit un travail de plus de 38 mille tonnes élevées à 1 mètre par 100 kilogrammes de charbon, agit par expansion pendant les 8 $\frac{1}{3}$ dixièmes de la course du piston; tandis que la machine du Cornouailles, employée aux établissements hydrauliques d'*East London*, qui produit un travail au-dessous de 29 mille tonnes, n'agit par expansion que pendant un peu moins des 7 dixièmes de la course du piston. De même, si l'on compare entre elles les deux machines de Boulton et Watt, on voit que celle d'*Albion Mills*, qui fonctionne sans expansion, produit un travail d'environ 7 mille tonnes, tandis que l'autre, celle des établissements hydrauliques d'*East London*, qui fonctionne par expansion durant la moitié de la course du piston, produit un travail de plus de 12 mille tonnes.

D'autres raisons peuvent, sans nul doute, avoir quelque influence sur ces puissances relatives. Ainsi, dans le dernier exemple que nous venons de citer, l'une des deux machines est à rotation et à double effet, tandis que l'autre est une machine d'épuisement à simple effet. Il est clair que le travail de ces machines doit être affecté par des différences aussi sensibles; mais il n'en est pas moins certain que le système d'expansion, d'après lequel la dernière machine travaille, est la principale cause de l'économie comparative qu'elle réalise.

M. Parkes, dont nous avons tout à l'heure mentionné les travaux, a étendu ses recherches jusqu'aux machines locomotives. Mais alors il est tombé dans d'étranges erreurs. Après avoir réuni toutes les expériences de Wood, Pambour et Lardner, et en avoir présenté le résumé sous forme de tableau, de la même manière qu'il l'avait déjà fait pour d'autres espèces de machines, M. Parkes conclut de son examen qu'il faut rejeter tous les résultats de ces expériences, comme ne méritant aucune espèce de confiance. Cette sentence sans appel est basée sur deux motifs principaux, que M. Parkes énonce ainsi : en premier lieu, les expériences, bien que faites par la même personne, sont en contradiction complète les unes avec les autres; en second lieu, elles tendent à prouver qu'un mètre cube d'eau, réduit en vapeur, produit un effet utile plus considérable dans une locomotive que dans toute autre espèce de machine.

Malheureusement pour les conclusions sévères de M. Parkes, tandis qu'il cherche, avec un zèle digne d'éloges, à mettre en évidence les erreurs des autres, il tombe lui-même dans la faute si commune de ne point voir les siennes propres. C'est à peine si, dans son Mémoire, il discute une expérience sans en changer le sens et la portée; puis il se jette bientôt dans un tel tissu d'erreurs, qu'il lui est impossible de s'en tirer.

M. Parkes ne paraît pas avoir eu complétement conscience du terrain glissant sur lequel il se trouvait. Entièrement préoccupé de l'idée d'avoir détruit toute confiance dans les expériences et les théories de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

trois auteurs qui, jusqu'à ce jour, avaient été considérés comme des autorités en cette matière, M. Parkes n'hésite pas à élever une théorie toute nouvelle sur des bases inconnues jusqu'alors.

C'est ainsi qu'il énonce le principe fondamental de sa nouvelle théorie : la *quantité de mouvement*, communiquée à la masse entière d'un train lancé sur la voie d'un chemin de fer, représente l'effet mécanique utile exercé par la vapeur. Voilà donc qui lève toute la difficulté. Mais, si l'on se rappelle que l'expression, *quantité de mouvement*, appliquée ici dans son sens ordinaire, signifie le poids du corps mis en mouvement, multiplié par sa vitesse, on voit immédiatement que cette mesure de la puissance d'une machine ne tient pas compte de la résistance de frottement du train sur les rails. Il résulterait de ce nouveau principe de M. Parkes, que la force nécessaire pour tirer un convoi sur un plan incliné et dans le sens de la rampe, à la vitesse de dix kilomètres à l'heure, serait précisément la même que celle qui est nécessaire pour faire descendre le convoi, suivant la même pente, avec une vitesse égale à la première. Cependant, M. Parkes ne s'aperçoit pas des inconséquences qui naissent de la fausse route où il s'est engagé, et il poursuit, jusqu'au bout, l'application de sa théorie nouvelle. Il prend toutes les expériences qu'il a pu réunir sur les machines locomotives, et multiplie le poids du convoi, en tonnes, par sa vitesse en mètres par seconde. Ce sont ces différents produits qu'il place dans ses tables, et qu'il appelle *quantités de mouvement*, c'est-à-dire, *mesures*, de la puissance de la machine. Il procède alors, avec la plus grande assurance, à la rectification des erreurs auxquelles toutes les autres expériences ont donné lieu. Il établit comme principe que, chaque fois que le poids d'un convoi est augmenté, sa vitesse est nécessairement diminuée, (oubliant naturellement que le convoi le moins chargé peut gravir une rampe, et le plus lourd, la descendre), et que cette diminution a lieu dans une proportion plus grande que l'augmentation de la charge. Ainsi, plus la vitesse est considérable, plus la quantité de mouvement doit être faible, toute proportion gardée, pour un même poids; ou bien, plus le poids est considérable, plus la quantité de mouvement doit être grande. M. Parkes n'hésite pas à rejeter tous les résultats d'expériences qui viennent contredire ces lois. Si on prend, pour exemple, les expériences faites avec la locomotive *Fury*, on reconnaît que cette machine a produit plus de travail en parcourant 40 $\frac{1}{4}$ kilomètres par heure, qu'en ne parcourant que 35 kilomètres dans le même temps. On doit donc conclure, avec certitude, d'après M. Parkes, que l'une ou l'autre de ces expériences est entachée d'erreur. L'excellence de la nouvelle méthode paraît ici dans tout son éclat. Au reste, le lecteur peut voir, dans l'introduction de la seconde édition du traité de M. de Pambour, sur les machines locomotives, combien sont erronées, en fait et en logique, toutes les idées contenues dans le Mémoire de M. Parkes.

Nous ne nous arrêterons pas davantage à ces discussions, et nous terminerons ici tout ce que nous voulions dire sur l'efficacité plus ou moins grande des différents systèmes de chaudières. Nous croyons avoir suffisamment développé ce sujet, et nous nous contenterons de donner une table de la puissance de vaporisation relative des diverses espèces de houille. Cette table est déduite des expériences de M. Wicksteed. Elle est surtout utile en ce qu'elle fournit des documents pour comparer entr'elles les expériences faites sur diverses chaudières, lorsqu'on emploie de la houille d'espèces différentes. Sans les moyens de rectification qu'offre cette table, les expériences ne sont point susceptibles de comparaison, à moins que le combustible employé, dans chacune d'elles, ne soit d'une puissance de vaporisation constamment la même, ce qui n'existe presque jamais. Lorsqu'on connaîtra, au contraire, l'efficacité relative des différentes espèces de houille, il sera facile de rectifier les résultats des expériences, de manière à les rendre comparables entr'eux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances relatives de vaporisation des diverses espèces de combustibles.

Nos.	COMBUSTIBLES.	EAU VAPORISÉE par kilogramme de houille.	PRIX de la tonne de 1000 kil. rendue à Londres.
		litres.	francs.
1	Charbon du pays de Galles, 1re qualité.	9,493	22,95
2	Anthracite.	9,014	21,80
3	Houille menue de Newcastle, 1re qualité.	8,524	20,60
4	id. qualité ordinaire. . . .	8,074.	19,55
5	Charbon du pays de Galles, qualité ordinaire. . . .	8,045	19,45
6	Coke des usines à gaz.	7,908	19,10
7	Coke et houille menue de Newcastle, par parties égales.	7,897	19,05
8	Houilles de Newcastle et du pays de Galles, par parties égales.	7,865	19,00
9	Houille du comté de Derby et houille menue de Newcastle, par parties égales.	7,710	18,60
10	Houille en fragments de Newcastle, qualité ordinaire. .	7,658	18,50
11	Houille du comté de Derby.	6,772	16,35
12	Houille du Northumberland (Blythe-Main).	6,600	15,95

DE LA RÉSISTANCE DES PLAQUES DE CHAUDIÈRES.

La grande extension donnée au principe de l'expansion de la vapeur, dans toute espèce de chaudière, ainsi que l'introduction simultanée d'une force de pression de plus en plus considérable, attribuent une importance sans cesse plus grande à tout ce qui se rapporte à la résistance des chaudières. Cette question a été traitée avec un grand succès, il y a quelques années, par une Commission de l'Institut de Franklin. Nous allons reproduire ici quelques-uns des résultats les plus importants auxquels cette Commission est arrivée. Il résulte des expériences que les plaques de tôle de fer des chaudières présentent une ténacité de plus en plus considérable à mesure que la température s'élève, et jusqu'à ce qu'elle ait atteint de 300 à 310 degrés centigrades, point auquel cette ténacité commence à décroître.

La Table suivante donne, en kilogrammes, la force de cohésion des plaques de tôle, à différentes températures, par centimètre carré de surface.

TEMPÉRATURES en degrés centigrades.	FORCE DE COHÉSION par centimètre carré de section.	OBSERVATIONS.
	kilogrammes.	
De 0° à 30°	3920	$\frac{1}{7}$ au-dessous du maximum.
306	4650	maximum.
382	3850	environ comme de 0° à 30°.
565	2240	environ $\frac{1}{2}$ du maximum.
671	1540	environ $\frac{1}{3}$ du maximum.
714	630	environ $\frac{1}{7}$ du maximum.
1650	0	point de fusion.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le CUIVRE suit une loi différente. Ce métal paraît diminuer de ténacité, à mesure que la température s'élève, à partir du point de congélation. On peut admettre, comme loi empirique, que le carré de la diminution de force varie comme le cube de la température, et c'est d'après cette loi que les chiffres du tableau suivant ont été calculés.

Table donnant les coefficients de réduction dans la force de cohésion des plaques de cuivre *des chaudières, à différentes températures, la force de cohésion à 0° étant de 2300 kilog. par centimètre carré.*

Nos.	TEMPÉRATURE en degrés cent.	COEFFICIENT de réduction.	Nos.	TEMPÉRATURE en degrés cent.	COEFFICIENT de réduction.
1	50°	0,0175	9	367°	0,3425
2	100	0,0540	10	428	0,4398
3	150	0,0926	11	451	0,4944
4	200	0,1513	12	488	0,5581
5	250	0,2046	13	519	0,6691
6	255	0,2133	14	556	0,6741
7	285	0,2446	15	668	0,8861
8	294	0,2558	16	723	1,0000

Pour le fer, nous donnerons le tableau suivant, établi d'une manière analogue, et dont les chiffres ont été calculés d'après des expériences directes.

Table donnant les coefficients de réduction dans la force de cohésion de la tôle des chaudières en fer, *pour de hautes températures, la ténacité* maximum *étant de 4650 kilog. par centimètre carré, à la température moyenne de 300 à 310 degrés centigrades.*

TEMPÉRATURE.		COEFFICIENT de réduction.	TEMPÉRATURE.		COEFFICIENT de réduction.
Degrés centig.	Deg. Fahrenheit.		Degrés centig.	Deg. Fahrenheit	
306	582	0,0000	458	856	0,2010
317	602	0,0869	518	964	0,3324
331	628	0,0899	526	979	0,3593
333	632	0,0964	572	1062	0,4478
350	662	0,1047	617	1143	0,5514
368	694	0,1155	642	1187	0,6000
401	754	0,1436	644	1191	0,6011
407	764	0,1491	659	1219	0,6352
408	766	0,1535	687	1269	0,6622
426	798	0,1589	692	1277	0,6715
428	802	0,1627	732	1349	0,7001

On a reconnu que la différence entre la force de cohésion des bandes de fer coupées suivant la direction des fibres, et de celles coupées normalement à cette direction, était d'environ 6 p. 100 en faveur des premières. Le martelage et la soudure augmentent la ténacité et la solidité du fer, mais si l'on soude ensemble des espèces de fer différentes, on arrive à un résultat défavorable. En rivant l'une à l'autre les plaques de fer, on en diminue également la force de résistance, qui peut décroître ainsi d'un tiers. Les excès de chaleur, auxquels on doit supposer qu'une chaudière puisse être accidentellement soumise, réduisent moyennement sa force de résistance de 4650 kilogr. à 3150 kilogr. par centimètre carré.

En ayant égard à toutes ces circonstances, il paraît convenable de limiter la pression, à laquelle on soumet les chaudières en fer, de manière à ce que l'effort de rupture ne soit que de 210 kil. par centimètre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

carré; et, dans le cas où les plaques d'une chaudière ne seraient pas en état de supporter cet effort, il faudrait ou bien avoir recours à des étais ou entre-toises, ou bien diminuer la pression intérieure à laquelle la chaudière doit être soumise. L'application des entre-toises aux chaudières marines a toujours été, pour les ingénieurs, une cause de difficultés sérieuses, surtout dans les parties de la chaudière qui se trouvent précisément au-dessus des barreaux de la grille du foyer. L'épaisseur ordinaire des plaques de tôle, qui est de 9 $\frac{1}{2}$ millimètres, est à peine suffisante pour contrebuter l'effort des étais, quand ils sont employés comme tasseaux; d'un autre côté, si les étais sont rivés aux plaques, les têtes des rivets sont exposées à être brûlées en peu de temps. Ce qu'il y a de mieux à faire, dans la pratique, paraît être de disposer suivant une ligne placée un peu au-dessous du niveau des barreaux, ceux des étais qu'on doit employer pour cette partie de la chaudière, en sorte qu'ils soient garantis du feu autant que possible. Quant à ceux qu'on est obligé de placer au-dessus du niveau des barreaux, il faut les établir aussi près qu'on le pourra de la partie supérieure du foyer, de manière à les écarter du contact immédiat du feu. Le meilleur moyen, pour fixer les extrémités des entre-toises aux plaques des chaudières, est de terminer ces entre-toises en forme de vis. Ces extrémités sont alors engagées dans la plaque, jusqu'à un petit renflement que porte l'entre-toise. La partie à vis extérieure reçoit un écrou formé de la même tôle qui a servi à construire la chaudière. Il y a peu de difficultés à établir des entre-toises entre les parois latérales, ou entre la partie supérieure et le fond; il faut seulement avoir soin d'en employer en quantité assez considérable. C'est ici le cas de remarquer qu'il est, suivant nous, indispensable d'avoir recours à l'emploi de ces entre-toises pour bien assujettir sur le fourneau la couronne de la chaudière, toutes les fois que la vapeur agit à haute pression. On voit que cette précaution a été observée dans les chaudières des steamers *Tagus* et *Infernal*, construites par MM. Miller, Ravenhill et Ce, et dont les dessins sont donnés pages 144, 145 et 155. Nous ne connaissons, d'ailleurs, aucune circonstance où les entre-toises aient été employées d'une manière plus judicieuse.

MÉTAL A EMPLOYER DANS LA CONSTRUCTION DES CHAUDIÈRES DE BATEAUX A VAPEUR.

On a souvent agité la question de savoir quel était celui des deux métaux, fer ou cuivre, qui devait être employé de préférence dans la construction des chaudières de navires à vapeur. Nous croyons, cependant, que cette question a été complétement résolue par tous les hommes pratiques, qui ont généralement adopté le fer pour leurs chaudières. Dans les comparaisons qu'on a établies entre le prix du cuivre d'une part, et sa durée de l'autre, on a, suivant nous, beaucoup trop exagéré cette dernière qualité dans presque tous les cas. Les chaudières en cuivre sont très exposées à être endommagées par le soufre que contient presque toujours la houille, et les carneaux intérieurs peuvent être attaqués par les sels qui s'y déposent lorsqu'il se manifeste accidentellement une fuite d'eau. Les fuites d'eau, dans une chaudière en cuivre, ne tendent pas à se refermer par la corrosion du métal, ainsi que cela a lieu dans les chaudières en fer; elles tendent, au contraire, à augmenter de plus en plus. Il est arrivé, dans certaines circonstances, que des parties de plaques en cuivre des foyers ont été complétement brûlées par l'action corrosive du soufre contenu dans la houille; et, comme on ne peut aisément se procurer d'autre espèce de houille, on est obligé d'établir des carneaux en fer dans l'intérieur des chaudières en cuivre. Il y a en outre un grand danger, dans les chaudières en cuivre, à laisser baisser un peu trop le niveau de l'eau. Une explosion est alors presque certaine pour peu que la pression soit considérable.

Ces considérations suffisent pour justifier, à nos yeux, la préférence générale qui a été donnée aux chaudières en fer sur les chaudières en cuivre. Mais il y a encore un autre motif qu'il ne faut point oublier. Chaque jour des perfectionnements nouveaux ont lieu dans les générateurs; et une chaudière qui serait établie de façon à fonctionner durant un long espace de temps, courrait le risque d'être d'une construction vieillie avant de se trouver hors de service. L'introduction générale des chaudières tubu-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

laires, par exemple, durant ces dernières années, est une de ces innovations auxquelles doivent nécessairement céder les anciennes méthodes. Cependant, dans le cas où l'on eût adopté des chaudières en cuivre, on n'aurait pas pu introduire ces perfectionnements sans être obligé de rejeter, comme inutiles, des chaudières encore en état de servir.

Quant aux tubes et aux plaques à tubes des chaudières tubulaires, nous pensons qu'il vaut mieux, tout bien considéré, les établir en fer qu'en laiton. Les sédiments adhèrent, il est vrai, au fer avec plus de ténacité qu'au laiton, ce qui est un désavantage; mais, si l'entretien des chaudières est aussi soigné qu'il doit l'être, il n'y a réellement aucune crainte que les sédiments ne se déposent dans les tubes. La fabrication des tubes en fer a acquis, de nos jours, une si grande perfection, qu'il ne serait pas bien difficile d'arriver à obtenir des tubes en fer doux bien travaillés, et dont les bouts seraient enchâssés, d'après la méthode ordinaire employée dans les chaudières de locomotives. Les tubes en fer offrent le grand avantage de ne point entrer soudainement en fusion, lorsqu'ils se trouvent exposés à toute l'action du feu par suite d'une dépression accidentelle du niveau de l'eau de la chaudière au-dessous de quelques-uns des tubes.

DES EXPLOSIONS DE CHAUDIÈRES A VAPEUR.

Ce sujet a été étudié avec le plus grand soin par la Commission de l'Institut de Franklin. Nous avons déjà fait connaître les résultats dus aux belles expériences de cette Commission, sur la force de résistance des chaudières. Nous ne suivrons cependant point les expérimentateurs dans les recherches compliquées auxquelles ils se sont livrés, et nous nous bornerons à résumer leur travail, en disant que la cause principale des explosions de chaudières provient, soit d'une pression excessive de la vapeur, soit d'un surcroît soudain de chaleur, auquel viendraient à être soumises les plaques des chaudières. Les plaques sont exposées à être brûlées, lorsqu'il y a manque d'eau dans la chaudière, de manière à laisser ces plaques à sec, ou bien par suite d'une disposition particulière des parties intérieures de cette chaudière, qui fait que la vapeur, une fois formée, ne se dégage qu'avec difficulté des parois pour s'élever jusqu'au niveau de l'eau. On comprend effectivement que, dans ce dernier cas, la couche de vapeur entre l'eau et la tôle laisse, pour ainsi dire, cette dernière à nu. C'est ce qui arrive pour les plaques de fond des carneaux à grande dimension, contre lesquelles la flamme vient agir. La vapeur qui se forme au-dessous ne s'échappe qu'avec difficulté, dans un sens horizontal, du dessous de ces plaques; et, quelquefois, le fer peut être assez ramolli pour perdre toute cohésion. Une vive combustion, des dégagements soudains d'une grande quantité de sédiments, et d'autres accidents semblables, ont été, sans nul doute, la cause d'un certain nombre d'explosions. Mais ces causes d'explosions ne sont point comparables à celles que nous avons mentionnées d'une manière générale, et auxquelles il faut attribuer le plus grand nombre des accidents. Nous ne rapporterons pas une foule d'autres explications qu'on a cru devoir donner des explosions des chaudières; car bien des personnes, dans ces circonstances, préfèrent de beaucoup baser leur explication sur une hypothèse toute nouvelle, que sur la cause souvent véritable, mais par trop simple.

Les plaques ou *rondelles fusibles* en métal, qu'on place quelquefois sur les chaudières, pour livrer passage à la vapeur, en se fondant, lorsque la température devient trop élevée, ne sont point d'un grand secours dans la pratique. L'alliage n'étant pas homogène, celui des métaux qui est le plus fusible entre d'abord en fusion et est expulsé, par la pression de la vapeur, hors des interstices qu'il occupait dans l'alliage, laissant sa place aux matières terreuses qui sont constamment en suspension dans l'eau. Il en résulte que la rondelle cesse d'être fusible au même degré qu'auparavant, et n'entre plus en fusion à une température et à une pression souvent beaucoup plus considérables que celles qui devaient servir à déterminer le point de fusion.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On doit donc écarter, à notre avis, l'emploi des rondelles en métal fusible, parce que ces rondelles sont une cause continuelle d'erreurs, et ne remplissent point le but que l'on veut obtenir. Cependant nous croyons qu'il est avantageux de placer, dans les chaudières tubulaires, des rondelles en plomb sur le haut des boîtes à feu, non pas dans le but de livrer passage, par leur fusion, à la vapeur, lorsqu'elle a atteint une pression et une température déterminées, mais pour avertir, lorsqu'elles viennent à se fondre, que le manque d'eau est à craindre dans l'intérieur de la chaudière.

Chaque chaudière doit être munie d'un manomètre à vapeur, pour servir d'indication lorsque la pression devient trop considérable. Les passages qui conduisent aux soupapes de sûreté ne doivent point communiquer avec les tuyaux qui conduisent aux soupapes d'arrêt. Il est arrivé, en effet, dans certains cas, que ces soupapes ont été soulevées de leurs siéges et poussées jusqu'à la naissance du conduit, de telle sorte que tout passage se trouvait ainsi fermé à la vapeur. Si donc, la soupape de sûreté d'une chaudière est disposée pour être mise en jeu sous la pression de la vapeur traversant ce conduit, cette chaudière, pour ainsi dire murée, courrait grand risque de faire explosion; et cet accident aurait lieu infailliblement, si l'on ne se pressait d'enlever le feu. Lorsque la soupape de sûreté vient à éprouver quelque dérangement, ou bien lorsque le cône du tuyau de décharge, dans un navire à vapeur, sort de son étui, et vient ainsi fermer l'embouchure du conduit, on doit diminuer la pression de la vapeur dans la chaudière en ouvrant les soupapes de dégagement de la machine. En tout cas, le manomètre doit toujours avertir, s'il y a un excès de pression dans l'intérieur de la chaudière.

MÉLANGE DE L'EAU AVEC LA VAPEUR.

L'entraînement de l'eau par la vapeur provient, soit de l'insuffisance de la capacité de la chambre à vapeur, soit d'une aire comparativement trop faible de la surface du niveau de l'eau, soit enfin de l'emploi d'une eau contenant des matières terreuses. Ce dernier inconvénient peut être prévenu par l'adoption des appareils purgeurs. Quant aux deux premiers, on ne peut y remédier qu'en agrandissant convenablement la capacité de la chaudière, ou bien en augmentant la pression et en faisant fonctionner la vapeur à un degré d'expansion plus considérable. C'est toujours au dégagement par trop rapide de la vapeur qu'est dû l'entraînement de l'eau. Ainsi, en fermant partiellement les soupapes ou valves à gorge d'une machine, on diminue généralement l'intensité des jets d'eau et de vapeur. Si, au contraire, on ouvre soudainement la valve, ces jets d'eau et de vapeur se font avec violence. Dans un navire à vapeur qui sortirait de la mer pour entrer dans une rivière, les générateurs seraient très exposés tout d'abord à produire une vapeur chargée d'eau. C'est un fait indiqué et vérifié par l'expérience. Cette circonstance s'explique, d'ailleurs, par le plus haut degré de chaleur auquel l'eau salée entre en ébullition, de sorte qu'une projection d'eau douce ordinaire dans une masse d'eau salée en ébullition est en quelque sorte comparable à celle de l'eau sur un métal en fusion. Les jets qui en résultent alors sont l'effet d'une rapide production de vapeur. Or, c'est ce qui a lieu lorsque les générateurs cessent presque subitement d'être alimentés avec de l'eau de mer.

Un des meilleurs palliatifs contre ces inconvénients de jets d'eau et de vapeur mélangées, parait être l'interposition d'une plaque percée de trous entre l'espace où se dégage la vapeur et l'eau de la chaudière. L'eau vient se briser, pour ainsi dire, contre cette plaque, et la vapeur, débarrassée du liquide, se dégage avec facilité. Lorsqu'on veut augmenter la capacité de la chaudière ou de la chambre à vapeur, en établissant une communication avec une chambre nouvelle, au lieu de faire, dans ce but, une large ouverture aux parois de la chaudière, il vaut mieux établir la communication en perçant un grand nombre de petits trous dans ces parois, de manière à former une espèce de crible à travers lequel l'eau entraînée par la vapeur ne peut passer.

INCRUSTATIONS.

Les incrustations des dépôts salins sur la tôle des chaudières ont été, à une certaine époque, un suj

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'une toute autre importance qu'il n'est aujourd'hui. Il a été établi, en effet, durant ces dernières années, d'une manière irréfragable, que les parois des chaudières pouvaient être préservées de toute incrustation dommageable par des nettoyages assez fréquents. On emploie généralement aujourd'hui des pompes de refoulement, qu'on désigne sous le nom de *pompes d'eau saumâtre* (*brine pumps*), pour chasser une certaine quantité d'eau à chaque coup de piston de la machine. Lorsque cette eau plus ou moins chargée de sels est refoulée par les pompes, elle est obligée de traverser des tuyaux intérieurs à ceux par lesquels arrive à la chaudière l'eau d'alimentation, de manière qu'il se produit ainsi un échange de calorique, qui compense un peu la perte produite par la sortie d'une certaine quantité d'eau chaude. Cependant ces *réfrigérateurs*, comme on les appelle assez improprement, ont une utilité fort contestable, sous certains rapports. La quantité de chaleur qu'ils utilisent est, à notre avis, inappréciable, et les petits tuyaux, dont ils sont formés, sont susceptibles de s'engorger, exposant ainsi la chaudière à un *trop plein*, dont rien ne ferait soupçonner l'existence.

Pour se garantir de ce danger, on doit introduire un hydromètre dans les chaudières munies de pompes de refoulement. Cet hydromètre ou aréomètre sert à indiquer la pesanteur spécifique de l'eau, de manière à ce que le mécanicien ne puisse être induit en erreur sur le mauvais travail des pompes et qu'il ne puisse supposer qu'elles fonctionnent, lorsqu'en réalité elles sont inactives.

Quand on fait sortir violemment l'eau, sous l'action de la pression intérieure de la vapeur d'après le procédé habituel, pour chasser les matières terreuses au dehors, le mécanicien observe son manomètre, et ouvre le robinet de décharge qu'il tient ainsi ouvert jusqu'à ce qu'il voie le niveau de l'eau descendre dans le tube en verre de son manomètre au point convenable. De cette façon il n'y a pas de doute que la chaudière ne se soit vidée d'une certaine quantité d'eau. Mais, il n'en est plus ainsi, lorsque l'eau est chassée d'une manière continue dans les tuyaux de décharge, soit par les pompes ordinaires, soit par la pression directe de la vapeur dans la chaudière. Aussi, toutes les chaudières, dans lesquelles l'un de ces deux expédients est en usage, doivent-elles être munies d'un hydromètre indicateur, pour les garantir contre une concentration de matières salines qui pourrait devenir dangereuse.

On a donné, à diverses époques, de nombreuses recettes pour combattre les dangers des incrustations des plaques. Ainsi, on a proposé de mettre dans la chaudière des pommes de terre, ou d'autres végétaux mucilagineux; et, dans les navires à vapeur, on a cru obtenir un excellent résultat en tirant l'eau d'alimentation de la cale du bâtiment. On a aussi recommandé l'emploi de l'huile dans l'intérieur des carneaux. Quelques chaudières ont même été munies d'un appareil destiné à y injecter de l'huile au moment même où on veut faire tomber la vapeur.

Nous considérons tous ces expédients comme parfaitement inutiles, et nous sommes convaincu que les chaudières ne sauraient être mieux préservées des incrustations que par des lavages souvent renouvelés. Les vases purgeurs sont cependant fort utiles, en ce qu'ils ne nécessitent que des lavages partiels et moins fréquents. Lorsque l'eau d'alimentation est bourbeuse, ces vases sont d'un très grand secours, et économisent du combustible en s'opposant à l'entraînement de l'eau par la vapeur qui se dégage.

Une erreur très générale parmi les mécaniciens consiste à ne recourir que rarement à l'emploi des pompes de nettoyage. Ils supposent probablement que l'on perd ainsi une grande quantité de chaleur, par suite de l'introduction de l'eau froide qui vient remplacer l'eau chaude, après son expulsion. Mais cette perte de chaleur n'est certainement pas considérable, et elle est beaucoup moindre que celle produite par l'excès de température à laquelle a lieu la vaporisation d'une eau chargée de matières salines. Elle est encore moindre que cette autre perte de chaleur due au passage de la flamme dans des carneaux sur les parois desquels s'est incrustée une couche de sédiments, ce qui fait qu'une grande partie du calorique s'échappe par la cheminée sans avoir servi. Il n'y a donc rien à gagner, sous tous les rapports, à ne pas recourir souvent aux divers procédés de nettoyage; il y a, au contraire, beaucoup à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

craindre une détérioration rapide de la chaudière, par suite de l'incrustation des sédiments sur la tôle Ces couches de matières terreuses se gonflent en forme de cloches, qui finissent par craquer sous l'action du feu, et elles nécessitent des réparations fort dispendieuses. Les propriétaires de machines ne devraient accepter aucune excuse de la part des mécaniciens qui laissent s'accumuler les incrustations de matières salines dans l'intérieur de leurs chaudières. Ces incrustations, nous le répétons, proviennent uniquement de ce qu'on a négligé trop souvent les lavages partiels et complets.

Le meilleur moyen de débarrasser les chaudières des dépôts, qui ont pu s'attacher contre leurs parois, est de faire brûler vivement une certaine quantité de copeaux dans les fourneaux et les carneaux, après qu'on a vidé toute l'eau des générateurs. La dilatation rapide du métal, qui se produit alors, fait craquer les couches de sédiments; et, si l'on nettoie ensuite l'intérieur des carneaux en les lavant avec soin, les dépôts tombent au fond de la chaudière, et sont ensuite entraînés par l'eau, dès qu'on ouvre les robinets de décharge.

Ce procédé de nettoyage des générateurs est un de ceux qui doit être exécuté par les mécaniciens eux-mêmes, et non par l'entremise des chauffeurs ou d'autres ouvriers subalternes. En effet, le métal de la chaudière peut être très aisément endommagé, si la chaleur produite par l'inflammation subite d'une masse de copeaux est par trop forte. Il faut avoir soin également de maintenir ouverte la soupape de sûreté durant tout le temps de l'opération, pour prévenir l'excès de pression pendant le chauffage ou le vide intérieur après le refroidissement.

Ce n'est, cependant, qu'accidentellement qu'on sera obligé d'avoir recours à ce procédé de nettoyage, si l'on a soin d'employer régulièrement les lavages dont nous avons parlé plus haut. Lorsque les dépôts ne sont point considérables, ou lorsqu'ils ne se sont formés que sur certaines parties, le mieux est de les fendre avec une hachette; après quoi on nettoie les plaques en les lavant à la manière ordinaire.

DE LA CORROSION ET DE LA DURÉE DES CHAUDIÈRES.

La *corrosion* des plaques métalliques des chaudières est un des sujets les plus obscurs de tout ce qui concerne l'étude des machines à vapeur. Les chaudières marines durent rarement plus de quatre ou cinq ans, tandis que les chaudières de terre, construites en métal de même qualité, fonctionnent encore souvent après dix-huit ou vingt années de service.

Cependant, on ne peut attribuer cette différence énorme dans la durée des deux espèces de chaudières à aucune action chimique provenant du contact de l'eau salée avec la tôle des plaques, car les tubes et carneaux métalliques des chaudières marines ne sont que fort rarement endommagés par cette action; et, même dans les générateurs mis hors de service, on peut voir, sur les plaques, les marques évidentes du martelage, qui datent de la construction même des chaudières. La couche mince des dépôts, qui est étendue sur les parois internes d'une chaudière, tend naturellement à préserver de la corrosion toute la partie qui est placée au-dessous de la surface du niveau de l'eau. Quelle que soit, d'ailleurs, la cause du fait, il est fort rare qu'il se manifeste aucune action corrosive intérieure contre les plaques d'une chaudière, alimentée par l'eau salée, qui se trouvent en contact avec l'eau. Ce n'est donc point à l'action chimique de l'eau salée qu'il faut attribuer l'usure rapide des chaudières marines. Aussi les chaudières des steamers munis de condenseurs de Hall, et qui sont ainsi entretenues avec de l'eau douce, ne présentent-elles point une durée supérieure à celle des chaudières des autres navires.

La *durée* plus ou moins grande des chaudières est soumise à diverses circonstances, dont il peut être bon de mentionner les principales. Dans les générateurs des steamers, les chambres à vapeur et les cendriers des fourneaux sont les premières parties qu'il faut remplacer. L'extérieur de la chambre à vapeur est usé par l'eau qui tombe par gouttes du pont du navire, et l'intérieur par l'action même de la vapeur. Quant au cendrier, sa prompte détérioration doit être attribuée à l'habitude où l'on est d'arroser les cendres

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et d'éteindre le feu avec de l'eau salée. L'action de la vapeur sur la partie intérieure de la chambre à vapeur est très irrégulière. Ainsi, l'on voit souvent des parties rapidement attaquées, tandis que d'autres restent intactes. Souvent, aussi, les mêmes parties qui, dans une chaudière, sont complétement détériorées, ne reçoivent aucune atteinte dans une autre.

Cependant, on peut dire, comme règle générale, que les plaques de la chambre à vapeur sont mises plutôt hors de service dans les chaudières où l'on permet aux dépôts de s'accumuler. Cette circonstance provient, sans doute, du dégagement de l'acide muriatique des matières salines que ces dépôts contiennent. Les couches de peinture, qu'on applique sur les parois internes des chaudières, sont à peu près sans effet pour préserver ces parois de la corrosion, tandis qu'elles augmentent, dit-on, la violence des jets simultanés d'eau et de vapeur. Néanmoins, nous pensons qu'un lait de chaux, ou, pour mieux dire, un lait de ciment romain appliqué, par couches successives, sur l'intérieur de la chambre à vapeur, serait un préservatif efficace contre la corrosion du fer. Pour garantir les plaques extérieures des chaudières, nous ne connaissons rien de mieux que de les feutrer, et de les recouvrir, ensuite, avec des feuilles de plomb soudées l'une à l'autre, à tous leurs joints. On a reconnu, cependant, que l'application du feutre sur les parois extérieures des chaudières, avait, dans maintes occasions, hâté la corrosion des plaques intérieures. Mais cette corrosion peut être arrêtée, comme nous l'avons dit, par l'enduit en ciment romain.

Les conduits à vapeur en *fer*, aussi bien que ceux en *cuivre*, présentent, dans la pratique, des inconvénients qui leur sont propres.

Les tuyaux en *fer malléable* sont rapidement corrodés par le passage de la vapeur ; et, souvent, de larges parcelles de rouille sont entraînées dans l'intérieur du tiroir et du cylindre, où elles produisent des effets fort nuisibles en établissant des petites rainures dans les parois de surfaces qui doivent être parfaitement étanches à la vapeur.

Les tuyaux en *cuivre* produisent une action galvanique sur les soupapes et les faces du cylindre, laquelle détruit bientôt le fer qui les compose, ou le réduit en plombagine.

Cependant, les tuyaux en cuivre offrent encore moins d'inconvénients que les tuyaux en fer, et doivent obtenir sur eux la préférence, bien que nous regardions comme vraisemblable que, grâce aux nouvelles réductions de droits sur le verre, on ne tardera pas à adopter des conduits en fer avec une couche intérieure d'émail, lesquels seront infiniment supérieurs à ceux actuellement en usage, attendu qu'ils ne seront point atteints, comme ceux-ci, par la corrosion.

Toutes les chaudières tubulaires devraient être munies d'un appareil, fonctionnant par lui-même, et destiné à maintenir une alimentation régulière. Cet appareil serait mis en jeu par une petite machine dont le but serait d'entretenir d'eau les générateurs. Par ce moyen, on peut arriver à obtenir un niveau d'eau constant et d'une hauteur convenable, même lorsque la machine ne marche plus, sans qu'on soit obligé d'avoir recours aux pompes alimentaires, qu'il faut faire agir laborieusement à la main. Dans un navire à vapeur, une petite machine peut être utilisée à une foule de choses, à part son service d'alimentation des chaudières, comme, par exemple, à soulever l'ancre du navire, ou à transporter le charbon d'un endroit dans un autre.

Nous avons toujours pensé que, bien qu'il n'y ait guère d'espoir d'accroître l'économie actuelle des machines à vapeur, par la découverte de ressources encore inconnues, ces machines ne sont point, cependant, le meilleur instrument que l'on puisse concevoir pour réaliser toute la puissance mécanique développée par une certaine quantité de chaleur. Ce n'est que lorsqu'il existe deux températures différentes que l'effet mécanique peut être réalisé ; et, plus la différence, entre ces deux températures, est considérable, plus est grand aussi le développement de puissance qui en résulte. En conséquence, l'instrument qui réaliserait le plus grand effet mécanique qu'on puisse retirer d'une quantité donnée de chaleur, serait celui qui serait susceptible de fonctionner dans les deux limites extrêmes de température. Si, donc, la vapeur pouvait être employée, pour le travail d'une machine, à un degré de chaleur aussi élevé, ou à peu près, que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

celui du feu au moyen duquel elle est produite, l'effet mécanique total, dû à la quantité de calorique développée, serait réalisé. Mais comme il est évident que ce résultat ne peut être atteint, il y a une perte attribuable à l'usage même de la machine à vapeur, perte que des découvertes nouvelles peuvent prétendre à éviter.

Dans toutes les circonstances que nous pouvons concevoir, il existe en apparence une grave difficulté, par suite de cette très haute température, qui paraît, au premier coup d'œil, indispensable à la réalisation du *maximum* d'effet utile. Cependant, il faut remarquer que ce ne sont point précisément de très hautes températures qui sont ici nécessaires, mais bien de grandes différences dans les températures, et rien ne s'oppose à ce que l'on puisse arriver à obtenir des températures très basses, si l'on ne peut les avoir très élevées. Ce n'est point par le moyen de la vapeur que, suivant toute probabilité, les avantages, dûs aux grandes différences des températures, pourront être réalisés ; et il n'y a guère d'espoir d'arriver à ce but, si on ne trouve quelqu'autre agent, mieux approprié aux circonstances nouvelles dans lesquelles on le fera servir.

SOUPAPES DE SURETÉ.

A peine eut-on découvert les effets merveilleux que l'on pouvait tirer de l'emploi de la vapeur comme force motrice, qu'on dut songer à se prémunir contre les dangers que présentait la puissante énergie du nouvel agent. Quand un fluide élastique est enfermé dans un vase clos, il exerce contre les parois de ce vase une pression qui est proportionnelle à l'intensité de sa force élastique, et qui lui sert de mesure. Ce vase lui-même est généralement plongé dans un milieu fluide. Du moment qu'il y a une différence entre les forces élastiques des deux fluides, il s'ensuit nécessairement une pression qui s'exerce, soit du dedans, soit du dehors, contre les parois du vase, et qui est proportionnelle à l'excès de la force élastique de l'un des fluides sur celle de l'autre.

Or, ce sont précisément ces circonstances qui se présentent dans le cas des chaudières à vapeur, et qui peuvent amener leur explosion, dans le cas où la différence de pression viendrait à dépasser la force de cohésion de l'enveloppe. Tous les procédés qui ont été employés pour prévenir ce danger, quelque variables qu'ils aient été dans leur mode d'application et dans leur théorie, ont reçu le nom d'*appareils* ou *soupapes de sûreté*.

Les soupapes de sûreté sont dites *internes* ou *atmosphériques*, lorsqu'elles ont pour but de garantir la chaudière contre la pression extérieure de l'atmosphère, et généralement alors elles sont appliquées *intérieurement* à la chaudière. Elles sont dites *externes*, lorsque leur effet est, au contraire, d'empêcher tout excès dangereux dans la pression intérieure de la vapeur, et qu'elles sont appliquées *extérieurement* à la chaudière. Les soupapes de sûreté ne sont autre chose que des pièces mobiles fermant hermétiquement des ouvertures pratiquées dans les parois de la chaudière, et pouvant s'ouvrir et se fermer sous l'action de pressions intérieure et extérieure.

Si on laisse une chaudière se refroidir, il est clair que la force élastique de la vapeur diminuera graduellement d'intensité suivant la loi qui lie les forces élastiques aux températures. Lorsque la température sera descendue au-dessous de 100 degrés, la pression atmosphérique l'emportera sur la tension de la vapeur, et, dès lors, les parois de la chaudière auront à supporter un effet extérieur d'autant plus considérable que la température de la vapeur sera plus basse.

La soupape atmosphérique est disposée de telle sorte que, lorsque la température de la vapeur s'est abaissée à un certain point, cette soupape s'ouvre d'elle-même sous l'excès de la pression atmosphérique, et livre ainsi passage à l'air qui vient rétablir, dans la chaudière, l'équilibre de pression. La soupape atmosphérique est de forme conique, et elle est maintenue dans son siége par une tige, reliée à l'extrémité d'un levier, dont l'autre extrémité porte un poids convenablement calculé. On établit générale-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment ce poids de manière à ce que la soupape soit comprimée dans son siége par une force de 280 à 350 grammes par centimètre carré; et il en résulte que la soupape s'ouvre pour donner entrée à l'air, lorsque la pression atmosphérique excède d'un peu plus que cette quantité la pression intérieure. Comme la pression atmosphérique est de 1033 grammes par centimètre carré, nous voyons que la soupape doit s'ouvrir lorsque la pression de la vapeur descend à 650 ou 700 grammes environ.

La soupape de sûreté extérieure a pour but de laisser échapper la vapeur, lorsque, soit par suite d'un défaut de surveillance de la part du mécanicien, soit par tout autre motif, la vapeur a acquis une force élastique dangereuse pour la sûreté de la chaudière. Les nombreuses explosions de chaudières, que l'on signale dans tous les pays où l'usage des machines à vapeur est répandu, n'arrivent que trop souvent par suite des défauts et des irrégularités dans l'action de la soupape de sûreté, et cette observation démontre d'une manière sérieuse toute l'importance qu'il faut attribuer à cette soupape, et tout le soin que l'on doit mettre à l'établir d'après les meilleures données de l'expérience et de la théorie. On donne généralement la forme conique aux surfaces annulaires de contact de la soupape et de son siége. Ces surfaces doivent être alésées avec soin et parfaitement bien ajustées, de manière à fermer hermétiquement l'ouverture. La soupape est chargée avec un poids proportionné à l'aire de l'orifice et à la tension *maxima* que l'on veut avoir dans la chaudière. Supposons, par exemple, que l'aire de l'orifice soit de 60 centimètres carrés et que l'on veuille faire ouvrir la soupape sous une pression effective de 350 grammes ($0^{kil.},35$) par centimètre carré, qui correspond à une température de 107° environ [1]. La charge totale qui devra comprimer la soupape dans son siége sera de $0^{kil.},35 \times 60 = 21$ kilogrammes. Les charges des soupapes de sûreté se font de deux manières : soit en disposant directement des poids sur la tête ou le *chapeau* de la soupape; soit en transmettant l'action de ces poids au moyen d'un levier.

Il est d'une certaine importance de pouvoir déterminer l'aire de la surface qu'il est le plus convenable de donner à l'orifice; mais il est surtout de première nécessité que cette aire ne soit point trop petite. Tredgold admet, comme une proportion suffisante, 4 centimètres carrés ou environ 5 centimètres circulaires, par force de cheval ($\frac{8}{10}$ d'un pouce anglais circulaire). Il est de toute évidence, néanmoins, que cette limite dépend beaucoup plus de la puissance de vaporisation de la chaudière et de la pression *maxima* de la vapeur, que de la force même de la machine. Il nous semble donc plus naturel de déterminer l'aire *minima* de la soupape d'après cette double considération.

Soit t, la plus haute température à laquelle on veuille laisser monter la vapeur dans la chaudière;

p, la pression correspondante de la vapeur en kilogrammes par centimètre carré;

V, le volume, en mètres cubes, de l'eau qui peut être vaporisée en une heure;

v, la vitesse en mètres par seconde, avec laquelle la vapeur s'échapperait dans l'air lorsqu'elle est arrivée à la température t, et que sa force élastique est p;

Enfin, x, l'aire en centimètres carrés de l'orifice de la soupape de sûreté.

V exprimant en mètres cubes le volume de l'eau vaporisée en une heure, 1700 V sera le volume de la vapeur produite à la température de 100° et sous la pression ordinaire de l'atmosphère. Si nous nous reportons aux formules [2], qui donnent la relation entre les volumes relatifs, les pressions et les températures, nous voyons que le volume U de la vapeur produite en une heure, à la température t, et sous la pression correspondante p, sera donné par l'expression suivante :

$$U = 1700\ V \frac{1 + 0{,}00364\,t}{1 + 0{,}364} \cdot \frac{1{,}033}{p}$$

[1] Voir les tables des forces élastiques de la vapeur d'eau, page 90, et les formules empiriques, pages 91 et 92.

[2] Voir *Volumes relatifs des vapeurs*, page 95.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et en réduisant

$$U = 1287\ V\ \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p}$$

La quantité de vapeur qui pourra s'échapper par l'orifice de la soupape sera :

$$\frac{v\,x}{10{,}000} \text{ mètres cubes par seconde,}$$

et $0{,}36.\ v\,x$ idem par heure.

Or, l'air de l'orifice devra évidemment satisfaire à cette condition de donner issue à une quantité de vapeur précisément égale à la quantité qui se forme dans la chaudière durant le même temps. Nous aurons donc la relation suivante :

$$0{,}36.\ v\,x = U$$

ou $$0{,}36.\ v\,x = 1287\ V.\ \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p}$$

d'où $$x = 3436\ V\ \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p\,v}$$

D'un autre côté, la vapeur sortant par la soupape devra s'échapper dans le milieu atmosphérique avec la même vitesse qu'elle s'échapperait dans un milieu rempli de vapeur à 100°, puisque la tension est la même dans ces deux milieux. Cette vitesse est donc donnée par les formules ordinaires de l'écoulement des fluides élastiques [1], et nous aurons :

$$v^2 = 2\ g\ (H - h)$$

H et h étant les hauteurs des colonnes fluides de même densité qui feraient équilibre, l'une à la force élastique de la vapeur à $t°$, l'autre à la force élastique de la vapeur à 100°, on a la proportion :

$$H\ :\ h\ ::\ p\ :\ 1{,}033$$

d'où $$H - h = h\ \frac{p - 1{,}033}{1{,}033}$$

La hauteur h est, d'ailleurs, égale à 10,33 mètres, hauteur d'une colonne d'eau faisant équilibre à la pression atmosphérique, multipliés par le rapport inverse des densités de la vapeur à 100° et de l'eau à 0°, c'est-à-dire, par 1700. Nous avons donc :

$$H - h = 10^m{,}33 \times 1700\ \frac{p - 1{,}033}{1{,}033} = 17000\ (p - 1{,}033)$$

et $$v^2 = 2\ g.\ 1700\ (p - 1{,}033)$$

d'où : $$v = k.\ 181\ \sqrt{p - 1{,}033},$$

k étant le coefficient de réduction de la vitesse théorique [2], qu'il est convenable de supposer ici égal à 0,61, ce qui donne :

$$v = 110\ \sqrt{p - 1{,}033}$$

[1] Voir pages 99 et 100.

[2] Voir page 100 les divers coefficients de réduction de la vitesse pour l'écoulement des fluides par des orifices d'une forme donnée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Substituant cette valeur de v dans l'expression de l'aire de l'orifice de la soupape, nous avons :

$$x = 31\ \mathrm{V}\ \frac{+\ 0{,}00364\ t}{p\sqrt{p - 1{,}033}}$$

Comme $p - 1{,}033$ n'est autre chose que l'excès de la pression de la vapeur sur la pression atmosphérique, ou, en d'autres termes, sa pression effective, nous désignerons cette quantité, qui est le plus souvent une des données immédiates de la question, par p', et l'expression précédente deviendra :

$$x = 31\ \mathrm{V}\ \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p\sqrt{p'}}\ ^{1}$$

Nous avons ainsi le *minimum* de l'aire que l'on doit donner à l'orifice de la soupape de sûreté, en fonction de la quantité d'eau vaporisée en une heure, de la température de la vapeur et de sa pression correspondante. Voici l'énoncé de cette expression en langage ordinaire :

Ajoutez l'unité au produit de 0,00364 *par la température de la vapeur en degrés centigrades; divisez le résultat par le produit que l'on obtient en multipliant la pression totale de la vapeur, exprimée en kilogrammes sur un centimètre carré, par la racine carrée de la pression effective, c'est-à-dire, de l'excès de la pression totale sur la pression atmosphérique ordinaire.*

Enfin, ce quotient étant ainsi obtenu, il faut le multiplier par 31 *fois le nombre de mètres cubes d'eau vaporisée par heure.*

Le résultat exprimera, en centimètres carrés, le MINIMUM *de l'aire qu'il faut donner à l'orifice de la soupape de sûreté.*

Appliquons, pour plus de clarté, cette règle aux deux exemples suivants :

Premier exemple. Déterminer le *minimum* de l'aire, que l'on doit donner à l'orifice d'une soupape de sûreté, pour une chaudière desservant une machine de 250 chevaux et travaillant avec une pression effective de 0,422 kilogramme par centimètre carré.

Nous avons immédiatement :

$$p' = 0^{k},422 \qquad \text{et} \qquad p = 1^{k},455.$$

La température devra se déterminer à l'aide des formules empiriques qui lient la température de la vapeur à sa pression. En calculant cette température d'après l'une des formules que nous avons données[2], $t = 174\sqrt[6]{p} - 75$, nous trouvons, pour la valeur ci-dessus de p,

$$t = 110^{\circ}.$$

[1] La formule de l'*Artizan Club*, calculée d'une manière un peu différente, ne conduit qu'à un *minimum théorique*, en ce qu'elle ne tient pas compte de la contraction de la veine fluide dans l'issue de la vapeur par l'orifice de la soupape. Voici cette formule telle qu'elle est donnée avec les mesures anglaises :

$$x = 0{,}0653 \times \mathrm{V}\sqrt{\frac{459 + t}{f\,(f - f')}}$$

x est l'aire de l'orifice de la soupape en pouces carrés ;

V, le volume de l'eau vaporisée par heure en pieds cubes ;

t, la température de la vapeur en degrés Fahrenheit ;

f, la force élastique correspondante mesurée en pouces de mercure ;

f', la force élastique correspondante à la température d'ébullition, égale à la pression atmosphérique ordinaire, et mesurée par une hauteur de 30 pouces de mercure.

[2] Voir page 92. La formule employée ici est celle de l'*Artizan Club*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quant au volume, V, de l'eau vaporisée en une heure, il faut se rappeler qu'il y a, environ, 30 décimètres cubes [1] d'eau vaporisée par heure et par force de cheval. Nous aurons donc, pour la valeur de V :

$$V = 0^{m.cub.},030 \times 250 = 7\ \tfrac{1}{2} \text{ mètres cubes.}$$

En soumettant alors ces diverses quantités au calcul qui résulte de l'expression de l'aire *minima* de l'orifice de la soupape, et que nous avons énoncée en langage ordinaire, on trouve :

$$x = 345 \text{ centimètres carrés } [2].$$

Cette aire correspond à la surface d'un cercle d'environ 21 centimètres de diamètre.

Deuxième exemple. Déterminer l'aire *minima* de l'orifice de la soupape de sûreté, pour une chaudière desservant une machine de 500 chevaux, et travaillant à une pression telle que la température de la vapeur ne s'élève jamais au-delà de 149° centigrades.

Dans cet exemple, nous avons la température de la vapeur; la pression correspondante devra se déterminer à l'aide des formules empiriques qui ont été employées dans l'exemple précédent. Nous aurons ainsi les trois données suivantes :

$$t = 149^{o}, \qquad p = 4^{k},6, \qquad p' = 3^{k},567.$$

Pour la quantité d'eau vaporisée par heure, nous aurons :

$$V = 0^{m.cub.},030 \times 500 = 15 \text{ mètres cubes.}$$

En introduisant ces valeurs de t, p, p' et V dans l'expression de l'aire de la soupape, on trouve :

$$x = 83 \text{ centimètres carrés.}$$

Cette aire correspond à la surface d'un cercle d'environ 10,3 centimètres de diamètre.

On voit, d'après ces exemples, que plus est grande la tension de la vapeur, et par conséquent sa température, plus est petite l'aire de la soupape de sûreté. Ce résultat était facile à prévoir, puisque la vitesse de l'écoulement de la vapeur est d'autant plus rapide que la tension est plus grande.

Nous devons faire remarquer que les résultats auxquels conduit la formule ci-dessus, ne sont que des *minima* indiqués par la théorie, et que les circonstances si diverses et si multiples de la pratique forcent d'adopter des dimensions plus considérables. Nous donnerons plus loin les dimensions suivies par les meilleurs praticiens, mais nous voulions indiquer, dès à présent, la méthode d'investigation théorique qu'il est convenable de prendre pour base d'une détermination aussi importante.

[1] Voir *Remarques sur la production de la vapeur*, page 166.

[2] En appliquant à l'exemple ci-dessus la formule de l'*Artizan-club*, que nous avons donnée dans la note de la page 184, on arrive à un résultat beaucoup plus faible.

Les données de cet exemple, en mesures anglaises, sont :

$$f = 42 \text{ pouces} \qquad f' = 30 \text{ pouces}$$
$$t = 230 \text{ degrés Fahrenheit}$$
$$\text{et } V = 250 \text{ pieds cubes.}$$

Le calcul de la formule conduit à cette valeur de x :

$$x = 19 \text{ pouces carrés.}$$

Ce résultat n'équivaut qu'à environ 123 centimètres carrés, au lieu de 345, auxquels nous sommes arrivé, d'après la formule du texte. Cette différence provient de ce que l'expression de l'*Artizan-club* ne peut conduire qu'à un *minimum* théorique, comme nous l'avons expliqué dans la même note de la page 184, puisqu'elle ne comporte pas le coefficient de réduction, et que, d'ailleurs, elle a été calculée sur des bases non identiques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ajoutons ici la formule suivante, qui a été imposée en France par l'ordonnance royale relative aux appareils à vapeur des machines fixes :

$$D = 2,6\sqrt{\frac{m}{n-0,412}}$$

Dans cette formule, D représente le diamètre de l'orifice de la soupape de sûreté, en centimètres ; m, le nombre de mètres carrés de surface de chauffe, et n le numéro du timbre que porte la chaudière, c'est-à-dire la pression de la vapeur en atmosphères.

CHAPITRE QUATRIÈME.

PROPORTIONS ET PARTIES PRINCIPALES DES MACHINES A VAPEUR.

Dans la construction des différentes parties des machines à vapeur, et, pour mieux dire, de toutes les machines possibles, il est d'une grande importance de donner à ces parties toute la force de résistance qu'elles réclament ; mais, en même temps, il faut bien se garder d'exagérer cette force. Il est, en effet, de toute évidence qu'un excès de force donne lieu à un poids inutile qui entraîne lui-même une perte d'effet. On peut encore ajouter que la sécurité se trouve compromise, jusqu'à un certain point, puisque, outre la mise en mouvement de poids plus considérables, ces poids inutiles peuvent devenir des causes de rupture.

Il est donc grandement à désirer que l'on puisse réduire les dimensions de toutes les parties des machines aux limites qui sont indiquées comme suffisantes par les données de l'expérience et de la théorie. Il ne faudrait point, cependant, inférer de ce que nous venons de dire, qu'on ne doit donner aux parties des machines que la force strictement nécessaire pour résister aux efforts qu'elles ont à supporter dans leur service régulier. Ce que nous voulons faire comprendre, c'est que les forces de résistance doivent être proportionnées à ces efforts, leur valeur absolue étant fixée, d'ailleurs, par l'expérience et la théorie. Ainsi, telle partie d'une machine, qui peut être exposée à des efforts doubles de ceux qu'une autre partie de la même machine supporte, doit avoir une force de résistance double, et une force de résistance triple, si ces efforts sont trois fois plus grands. Supposons, par exemple, que la première partie destinée à supporter des efforts doubles, n'ait que $1\frac{1}{2}$ fois la force de la seconde. De deux choses l'une : ou cette première partie est trop faible; ou, si elle a une résistance suffisante, la seconde a un excès de force de $\frac{1}{4}$. Cet excès de force serait de $\frac{1}{2}$, si le rapport des efforts était de 3 à 1 ; et il serait, en général, de $\frac{2m-3}{2m}$, si ce rapport était de m à 1.

Quelle que soit l'évidence de ces observations, il n'en est pas moins vrai que l'on voit tous les jours des machines dont les diverses parties sont loin d'être proportionnées, quant à leur force de résistance, suivant les efforts qu'elles ont à supporter. Il résulte de cette disproportion, comme nous l'avons dit, non seulement une force inutile, mais encore un danger permanent, et, dans tous les cas, une dépense irrationnelle.

On conçoit aisément que la force des diverses parties des machines à vapeur doive dépendre principalement de la pression exercée par la vapeur sur le piston, du diamètre de ce piston ou du cylindre, et de la pression de la vapeur dans la chaudière, ou, plus exactement, de la plus grande force élastique que la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur puisse atteindre dans la chaudière avant de s'échapper par la soupape de sûreté. Quelques parties même doivent avoir leur force de résistance proportionnée à la longueur de la course du piston, comme, par exemple, dans une machine marine, le diamètre de l'arbre des roues et de son tourillon. Nous devons faire observer, qu'en général, les parties des machines de bateaux à vapeur doivent être plus fortes que dans les machines de terre, attendu que les accidents sont plus dangereux, et les réparations plus difficiles.

Avant de rechercher, d'après les données de la théorie, les divers coefficients de résistance des matériaux qui entrent dans la composition d'une machine, nous croyons utile d'établir, dès à présent, d'après des considérations indépendantes, les dimensions de certaines parties, et nous commencerons par nous occuper des dimensions des fourneaux et des chaudières, qui forment une suite naturelle au chapitre précédent.

DIMENSIONS DES PARTIES PRINCIPALES DES FOURNEAUX ET DES CHAUDIÈRES.

Il n'existe peut-être pas, dans les machines à vapeur, une seule partie qui ait donné lieu à des opinions et à des essais plus dissemblables de la part des ingénieurs et des mécaniciens, que tout ce qui se rattache aux proportions des fourneaux et des chaudières. Il y a, sans nul doute, pour ces parties, aussi bien que pour les autres, certaines proportions capables de produire le *maximum* d'effet utile, dans les diverses circonstances spéciales où l'on se trouve placé, circonstances que l'on doit toujours considérer comme des données de la question. Mais la détermination de ces proportions, d'après les considérations théoriques, a rencontré, jusqu'à ce jour, d'insurmontables difficultés, provenant principalement des connaissances imparfaites que nous possédons sur les lois de la combustion dans les foyers, et de la transmission du calorique à l'eau de la chaudière. Ainsi, dans les relations que nous donnons ci-après, entre les différentes parties des chaudières et des fourneaux, il est bien entendu que nous ne les présentons pas comme les meilleures d'une manière absolue. Ce sont seulement des moyennes fournies par les résultats pratiques des plus célèbres constructeurs de nos jours.

Dans le plus grand nombre des cas, nous avons donné la valeur moyenne d'après la puissance nominale de la machine en chevaux-vapeur. On sait que le terme *cheval-vapeur* est une unité de convention pour mesurer la puissance des machines à vapeur, de même qu'un kilomètre sert à mesurer les distances parcourues. Il y a pourtant cette différence entre ces deux mesures, que, tandis que la longueur du kilomètre est définitivement fixée et connue de chacun, la valeur d'un cheval-vapeur, au contraire, présente assez souvent des variations dans la pratique des constructeurs. L'important n'est point de connaître quelle est la puissance exacte que l'on doit attribuer à la force d'un cheval, mais bien que cette puissance, une fois fixée, soit considérée comme une mesure irrévocable. Ici se présente la question de savoir à quelle opinion on doit se conformer de préférence pour fixer cette mesure. Tout le monde jugera, comme nous, que l'autorité de Boulton et Watt doit être respectée et acceptée avant toute autre, puisque la mesure qu'ils ont proposée résout très nettement la question dont il s'agit; et que, d'ailleurs, c'est à eux que l'on est redevable de l'idée de mesurer la force des machines au moyen de chevaux-vapeur. Ainsi, du moment que nous acceptons cette expression de chevaux-vapeur pour exprimer la puissance des machines, ce qui nous permettra de les comparer entre elles, nous devons admettre que cette unité dynamique revient à un travail de 75 kilogrammes élevés à un mètre dans une seconde de temps[1]. Les tableaux que nous allons donner de la puissance dynamique des machines à vapeur seront dressés d'après cette unité de Boulton et Watt.

[1] L'évaluation de la force d'un *cheval-vapeur* par Watt, se rapproche tellement de la mesure donnée ci-dessus, qu'on peut

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On comprend qu'il doit exister une relation entre les trois quantités : *puissance nominale en chevaux vapeur*, *longueur de la course du piston* et *diamètre du cylindre*, pour toutes les machines de même genre, fonctionnant dans les mêmes conditions. Pour exprimer cette relation par une formule, appelons :

l, la longueur de la course du piston, en décimètres;
d, le diamètre du cylindre, en centimètres;
P, la puissance de la machine, en chevaux-vapeur.

En adoptant les conditions ordinaires des machines de Boulton et Watt, ainsi que la mesure dynamique proposée par James Watt, nous aurons, pour l'expression de la puissance nominale en chevaux-vapeur des machines, la formule suivante :

$$P = \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{437}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (A)^1.$$

adopter l'une pour l'autre sans erreur sensible. Voici, d'ailleurs, les valeurs exactes de cette unité, telles qu'elles sont généralement employées en France et en Angleterre :

UNITÉ DE PUISSANCE POUR LES MACHINES A VAPEUR.

FORCE D'UN CHEVAL-VAPEUR.	PAR SECONDE. (En poids.)	PAR MINUTE. (En poids.)	PAR HEURE. (En poids et en volume d'eau.)
En mesures françaises.	75 kil.	4500 kil.	270000 kil. ou 270 m. cub. élevés à 1 mètre.
En mesures angl. évaluat. franç. .	542,6 liv.	32556 liv.	1953360 liv. ou 31254 p. cub. élevés à 1 pied.
En mesures angl. évaluat. de Watt.	550 liv.	33000 liv.	1980000 liv. ou 31680 p. cub. élevés à 1 pied.

[1] On ne dit pas, dans le traité de l'*Artizan-club*, d'après quelles données on arrive à cette expression. Voici, d'ailleurs, la formule telle qu'elle est présentée avec les mesures anglaises :

$$P = \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{47}$$

P, désigne la force de la machine en chevaux-vapeur ;
d, le diamètre du cylindre en pouces ;
l, la longueur de la course du piston en pieds.

La pression de la vapeur n'entrant point dans cette formule, il est clair qu'elle ne peut convenir qu'aux machines dans lesquelles la vapeur a sensiblement la même pression. Cette remarque doit s'appliquer aux chiffres de la *Table des puissances nominales des machines* (pages 190 et suiv.), puisque ces chiffres concordent tous avec la formule, comme il est aisé de s'en assurer. Il est très probable que cette formule et la table, qui en est le développement, sont relatives aux machines à basse pression ordinaires de Boulton et Watt, qui fonctionnent toutes avec une pression moyenne effective de 7 livres par pouce carré, ou 0,492 kil. par centimètre carré.

Boulton et Watt admettent, en effet, cette pression moyenne comme règle générale dans l'établissement de leurs machines, et, de plus, ils considèrent la vitesse du piston comme la plus favorable, lorsque cette vitesse, en pieds par minute, est environ 128 fois la racine cubique de la longueur de course. En partant de ces données, qui sont d'accord avec toutes les tables du travail de ces machines, il est facile d'arriver à la formule de l'*Artizan-club* :

$$P = \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{47}$$

Nous avons effectivement, pour la mesure de la puissance d'une machine, le poids total supporté par le piston, multiplié

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous allons donner immédiatement une table qui dispense de recourir au calcul de la formule précédente pour déterminer la puissance d'une machine en chevaux-vapeur, lorsque l'on connaît le diamètre du cylindre et la longueur de la course du piston [1].

par l'espace que ce poids a parcouru dans un temps donné; ou, en termes plus précis, cette mesure est le nombre de livres exprimant la pression sur le piston, multiplié par le nombre de pieds que le piston parcourt en une seconde.

Ce poids sera ici de. . . . . $\frac{\pi d^2}{4} \times 7$ livres.

D'un autre côté, le nombre de pieds, parcourus en une seconde, est de. . $\frac{128 \sqrt[5]{l}}{60}$

L'effet dynamique total de la machine, dans une seconde de temps, sera donc:

$$\frac{\pi d^2}{4} \times 7 \times \frac{128 \sqrt[5]{l}}{60}$$

En divisant ce produit par la mesure de la force d'un cheval-vapeur, c'est-à-dire, par 550 (*voir la table de la note, page* 188), on aura pour la puissance P de la machine en chevaux-vapeur :

$$P = \frac{3{,}1416 \times 7 \times 128\, d^2 \sqrt[5]{l}}{4 \times 60 \times 550} = \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{46{,}9}$$

Ou très approximativement:

$$P = \frac{d \sqrt[5]{l}}{47}$$

comme dans le texte anglais.

[1] Nous avons cru devoir conserver dans ces tableaux les mesures anglaises, en les accompagnant toutefois de leur traduction *littérale* en mesures métriques. Ce serait s'exposer à des chances nombreuses d'erreur, que de vouloir dresser *directement* ces tables, en renversant tous les nombres, d'après l'ordre naturel des unités françaises; et il n'y aurait certainement pas eu grand avantage à le faire, la continuité des chiffres étant assez serrée pour qu'un exemple, donné directement en mesures françaises, se trouve compris dans la table avec une erreur différentielle, sans importance dans la pratique.

Les longueurs de course du piston sont disposées suivant deux colonnes horizontales, supérieure et inférieure. La colonne supérieure donne les longueurs en pieds anglais, et la colonne du bas les donne en décimètres.

Les diamètres successifs des cylindres se trouvent, en pouces anglais, dans la première colonne verticale, à gauche du tableau, et ils sont reproduits en centimètres, dans la dernière colonne verticale à droite.

La série des longueurs de course est une progression par différence, dont la raison est: en mesures anglaises, 1/4 de pied; et, en mesures françaises, 0,762 décimètre ou, environ, 3/4 de décimètre.

La série des diamètres de cylindres est aussi une progression par différence, dont la raison est: en mesures anglaises, 1/2 pouce; et, en mesures françaises, 1,27 centimètre ou, environ, 6/5 de centimètre.

On voit, d'après la continuité de ces nombres, que, si un exemple, donné en mesures françaises, ne tombe pas directement sur les chiffres du tableau, ceux qui en approcheront le plus en différeront assez peu pour qu'on puisse les adopter sans erreur préjudiciable.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
1	0.021	0.023	0.024	0.026	0.027	0.028	0.029	0.030	0.031	0.032	0.032	0.033	0.034	0.034	0.035	0.036	0.036	0.037	2.54
1 1/2	0.048	0.052	0.055	0.058	0.060	0.063	0.065	0.067	0.069	0.071	0.073	0.074	0.076	0.078	0.079	0.080	0.082	0.083	3.81
2	0.085	0.092	0.097	0.103	0.107	0.111	0.116	0.119	0.123	0.126	0.129	0.132	0.135	0.138	0.141	0.143	0.146	0.148	5.08
2 1/2	0.133	0.143	0.152	0.160	0.168	0.176	0.180	0.186	0.192	0.197	0.202	0.207	0.211	0.215	0.220	0.224	0.227	0.231	6.35
3	0.191	0.206	0.219	0.231	0.241	0.251	0.260	0.268	0.276	0.284	0.291	0.297	0.304	0.310	0.316	0.322	0.327	0.333	7.62
3 1/2	0.261	0.281	0.298	0.314	0.328	0.341	0.354	0.365	0.376	0.386	0.396	0.405	0.414	0.422	0.430	0.438	0.446	0.453	8.90
4	0.340	0.367	0.390	0.410	0.429	0.446	0.462	0.477	0.491	0.504	0.517	0.529	0.540	0.551	0.562	0.572	0.582	0.592	10.2
4 1/2	0.431	0.464	0.493	0.519	0.543	0.565	0.585	0.604	0.621	0.638	0.654	0.669	0.684	0.698	0.711	0.724	0.737	0.749	11.5
5	0.532	0.573	0.609	0.641	0.670	0.697	0.722	0.745	0.767	0.788	0.808	0.826	0.844	0.862	0.878	0.894	0.910	0.924	12.7
5 1/2	0.644	0.693	0.737	0.776	0.811	0.843	0.874	0.902	0.928	0.953	0.977	1.00	1.04	1.04	1.06	1.10	1.10	1.12	14.0
6	0.766	0.825	0.877	0.923	0.965	1.00	1.04	1.07	1.10	1.13	1.16	1.19	1.22	1.24	1.26	1.29	1.31	1.33	15.2
6 1/2	0.899	0.968	1.08	1.08	1.13	1.18	1.22	1.26	1.30	1.33	1.36	1.40	1.41	1.46	1.48	1.49	1.54	1.56	16.5
7	1.04	1.12	1.19	1.26	1.31	1.37	1.41	1.46	1.50	1.54	1.58	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.78	1.81	17.8
7 1/2	1.20	1.29	1.37	1.44	1.51	1.57	1.62	1.68	1.73	1.77	1.82	1.86	1.90	1.94	1.98	2.01	2.05	2.08	19.1
8	1.36	1.47	1.56	1.64	1.72	1.78	1.85	1.91	1.96	2.02	2.07	2.12	9.16	2.21	2.25	2.29	2.33	2.37	20.3
8 1/2	1.54	1.66	1.76	1.85	1.94	2.01	2.09	2.15	2.21	2.28	2.33	2.39	2.44	2.49	2.54	2.58	2.63	2.67	21.6
9	1.72	1.86	1.97	2.08	2.17	2.26	2.34	2.41	2.49	2.55	2.62	2.68	2.74	2.79	2.84	2.90	2.95	2.99	22.9
9 1/2	1.92	2.07	2.20	2.31	2.42	2.52	2.60	2.69	2.79	2.84	2.92	2.98	3.05	3.11	3.17	3.23	3.28	3.34	24.2
10	2.13	2.29	2.44	2.56	2.68	2.79	2.89	2.98	3.07	3.15	3.23	3.31	3.38	3.45	3.51	3.58	3.64	3.70	25.4
10 1/2	2.35	2.53	2.68	2.83	2.96	3.07	3.18	3.29	3.38	3.47	3.56	3.64	3.72	3.80	3.87	3.94	4.01	4.08	26.7
11	2.57	2.77	2.95	3.10	3.21	3.37	3.49	3.61	3.77	3.81	3.91	4.00	4.15	4.17	4.25	4.30	4.40	4.47	27.9
11 1/2	2.81	3.03	3.22	3.39	3.54	3.69	3.82	3.94	4.05	4.17	4.26	4.37	4.60	4.56	4.64	4.87	4.87	4.89	29.2
12	3.06	3.30	3.51	3.69	3.86	4.01	4.16	4.29	4.42	4.54	4.65	4.76	4.86	4.96	5.06	5.15	5.24	5.32	30.5
12 1/2	3.32	3.58	3.80	4.01	4.19	4.36	4.51	4.66	4.79	4.92	5.05	5.16	5.28	5.38	5.49	5.59	5.68	5.78	31.8
13	3.60	3.87	4.12	4.33	4.53	4.71	4.88	5.04	5.19	5.33	5.46	5.59	5.64	5.82	5.94	5.97	6.15	6.25	33.0
13 1/2	3.88	4.18	4.44	4.67	4.88	5.08	5.26	5.43	5.59	5.74	5.89	6.02	6.16	6.28	6.40	6.52	6.63	6.74	34.3
14	4.17	4.49	4.77	5.03	5.25	5.46	5.66	5.84	6.01	6.18	6.33	6.48	6.62	6.75	6.88	7.01	7.13	7.25	35.6
14 1/2	4.47	4.82	5.12	5.39	5.64	5.86	6.07	6.27	6.45	6.63	6.79	6.95	7.10	7.26	7.38	7.52	7.65	7.77	36.9
15	4.77	5.16	5.48	5.77	6.03	6.27	6.50	6.71	6.90	7.09	7.27	7.44	7.60	7.75	7.90	8.05	8.19	8.32	38.1
15 1/2	4.95	5.51	5.85	6.16	6.44	6.70	6.94	7.16	7.37	7.57	7.76	7.94	8.11	8.28	8.44	8.59	8.74	8.88	39.4
16	5.45	5.87	6.23	6.56	6.86	7.14	7.39	7.63	7.86	8.07	8.27	8.46	8.65	8.82	8.99	9.16	9.31	9.47	40.6
16 1/2	5.79	6.24	6.63	6.98	7.30	7.59	7.86	8.12	8.35	8.58	8.79	9.00	9.25	9.38	9.56	9.80	9.91	10.07	41.9
17	6.15	6.62	7.04	7.41	7.75	8.06	8.35	8.61	8.86	9.11	9.34	9.55	9.76	9.96	10. 5	10.34	10.52	10.69	43.2
17 1/2	6.52	7.02	7.46	7.85	8.21	8.54	8.84	9.14	9.40	9.65	9.89	10.12	10.34	10.55	10.76	10.95	11.14	11.32	44.4
18	6.89	7.43	7.89	8.31	8.68	9.03	9.36	9.66	9.94	10.21	10.47	10.71	10.94	11.17	11.38	11.59	11.79	11.98	45.7
18 1/2	7.28	7.84	8.33	8.77	9.17	9.54	9.88	10.21	10.55	10.79	11.06	11.32	11.56	11.80	12.03	12.25	12.46	12.66	47.0
19	7.68	8.27	8.79	9.26	9.68	10.07	10.42	10.76	11.17	11.38	11.66	11.93	12.19	12.14	12.68	12.91	13.13	13.25	48.3
19 1/2	8.09	8.71	9.26	9.75	10.19	10.60	10.98	11.34	11.67	11.98	12.28	12.57	12.69	13.10	13.26	13.44	13.84	14.06	49.6
20	8.51	9.17	9.74	10.26	10.72	11.15	11.55	11.92	12.27	12.60	12.92	13.22	13.51	13.79	14.05	14.31	14.55	14.79	50.8
20 1/2	8.94	9.63	10.24	10.78	11.26	11.72	12.13	12.53	12.89	13.24	13.65	13.89	14.35	14.48	14.86	15.19	15.29	15.54	52.1
21	9.38	10.11	10.89	11.31	11.82	12.29	12.73	13.14	13.53	13.90	14.25	14.58	14.89	15.20	15.49	15.77	16.04	16.31	53.3
21 1/2	9.83	10.59	11.26	11.85	12.39	12.89	13.35	13.78	14.19	14.57	14.86	15.28	15.46	15.93	16.14	16.37	16.82	17.09	54.6
22	10.30	11.09	11.79	12.41	12.97	13.49	13.98	14.43	14.85	15.25	15.63	16.00	16.62	17.08	17.30	17.59	17.65	17.90	55.9
22 1/2	10.77	11.60	12.33	12.95	13.57	14.12	14.62	15.10	15.54	15.96	16.35	16.73	17.10	17.45	17.78	18.11	18.42	18.72	57.1
23	11.25	12.12	12.88	13.56	14.18	14.75	15.28	15.77	16.22	16.67	17.05	17.49	18.40	18.23	18.58	19.49	19.25	19.56	58.4
23 1/2	11.75	12.66	13.45	14.16	14.80	15.40	15.95	16.46	16.92	17.40	17.76	18.25	18.73	19.03	19.40	19.90	20.10	20.42	59.7
24	12.26	13.20	14.03	14.77	15.44	16.06	16.63	17.17	17.67	18.15	18.61	19.04	19.45	19.85	20.23	20.60	20.95	21.30	61.0
24 1/2	12.77	13.76	14.62	15.39	16.09	16.73	17.33	17.89	18.44	18.92	19.47	19.84	20.20	20.69	21.09	21.32	21.84	22.20	62.3
25	13.30	14.32	15.22	16.02	16.75	17.42	18.05	18.63	19.18	19.70	20.19	20.66	21.11	21.54	21.95	22.35	22.74	23.11	63.5
25 1/2	13.84	14.90	15.84	16.67	17.43	18.13	18.78	19.38	19.83	20.49	21.01	21.49	21.96	22.41	22.84	23.26	23.66	24.04	64.7
26	14.39	15.49	16.46	17.33	18.12	18.85	19.52	20.15	20.75	21.31	21.84	22.35	22.56	23.30	23.75	23.89	24.60	25.00	66.0
26 1/2	14.94	16.09	17.10	18.01	18.82	19.58	20.28	20.93	21.60	22.14	22.68	23.21	23.18	24.20	24.67	24.55	25.56	25.97	67.3
27	15.51	16.71	17.75	18.69	19.54	20.32	21.05	21.73	22.37	22.97	23.55	24.10	24.62	25.12	25.61	26.07	26.52	26.96	68.6
27 1/2	16.09	17.33	18.42	19.39	20.27	21.08	21.84	22.55	23.07	23.82	24.43	25.00	25.58	26.06	26.56	27.02	27.50	27.97	69.8
28	16.68	17.97	19.09	20.10	21.02	21.86	22.64	23.37	24.06	24.71	25.33	25.91	26.48	27.02	27.54	28.04	28.52	28.99	71.1
28 1/2	17.28	18.62	19.78	20.83	21.77	22.65	23.45	24.21	25.12	25.6	26.24	26.85	27.43	27.99	28.53	29.05	29.55	30.04	72.4
29	17.89	19.27	20.48	21.56	22.54	23.45	24.28	25.07	25.81	26.50	27.17	27.80	28.41	28.98	29.54	30.08	30.60	31.10	73.7
29 1/2	18.52	19.95	21.19	22.31	23.33	24.21	25.12	25.94	26.50	27.43	28.11	28.77	29.40	29.99	30.57	31.12	31.66	32.18	75.0
30	19.15	20.63	21.92	23.08	24.13	25.09	25.99	26.83	27.62	28.36	29.07	29.75	30.40	31.02	31.61	32.19	32.74	33.28	76.2
30 1/2	19.79	21.32	22.66	23.85	24.94	25.94	26.86	27.73	28.54	29.32	30.05	30.75	31.41	32.06	32.68	33.27	33.85	34.40	77.4
31	20.45	22.03	23.41	24.64	25.76	26.79	27.75	28.65	29.49	30.29	31.04	31.77	32.45	33.12	33.76	34.37	34.96	35.54	78.7
31 1/2	21.11	22.74	24.17	25.44	26.60	27.61	28.65	29.58	30.45	31.27	32.05	32.8	33.51	34.20	34.85	35.49	36.10	36.69	80.0
32	21.79	23.47	24.96	26.25	27.51	28.55	29.57	30.52	31.42	32.27	33.08	33.85	34.59	35.29	35.97	36.62	37.26	37.86	81.3
32 1/2	22.47	24.21	25.72	27.08	28.31	29.45	30.50	31.49	32.41	33.29	34.12	34.92	35.68	36.40	37.10	37.78	38.43	39.06	82.6
33	23.17	24.95	26.52	27.92	29.19	30.38	31.46	32.46	33.40	34.32	35.18	36.00	36.80	37.53	38.25	38.97	39.62	40.27	83.8
33 1/2	23.88	25.72	27.33	28.77	30.08	31.32	32.42	33.45	34.41	35.37	36.25	37.10	37.92	38.67	39.42	40.15	40.83	41.50	85.1
	3.05	3.81	4.57	5.33	6.10	6.86	7.62	8.38	9.14	9.91	10.7	11.4	12.2	13.0	13.7	14.5	15.2	16.0	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines (suite).

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
34	24.60	26.49	28.19	29.64	30.99	32.27	33.39	34.46	35.44	36.43	37.34	38.21	39.04	39.84	40.60	41.34	42.06	42.74	86.4
34 1/2	25.32	27.28	28.99	30.52	31.91	33.25	34.38	35.48	36.49	37.51	38.36	39.34	40.40	41.02	41.81	42.84	43.31	44.01	87.6
35	26.06	28.08	29.84	31.41	32.84	34.15	35.37	36.52	37.59	38.61	39.57	40.49	41.37	42.22	43.03	43.81	44.57	45.30	88.9
35 1/2	26.81	28.88	30.69	32.31	33.78	35.14	36.39	37.57	38.71	39.72	40.80	41.66	42.36	43.43	44.27	44.80	45.85	46.60	90.2
36	27.572	29.70	31.56	33.23	34.74	36.13	37.42	38.63	39.77	40.84	41.87	42.84	43.77	44.66	45.52	46.35	47.15	47.92	91.4
36 1/2	28.35	30.53	32.45	34.16	35.71	37.14	38.47	39.71	40.80	41.99	42.94	44.04	45.20	45.92	46.80	47.93	48.47	49.27	92.7
37	29.13	31.38	33.34	35.10	36.70	38.17	39.53	40.82	41.97	43.15	44.18	45.26	46.35	47.19	48.10	49.11	49.81	50.64	94.0
37 1/2	29.92	32.23	34.25	36.06	37.70	39.21	40.61	41.92	43.15	44.32	45.43	46.48	47.49	48.46	49.40	50.29	51.16	52.00	95.2
38	30.72	33.10	35.17	37.02	38.71	40.26	41.69	43.05	44.46	45.51	46.64	47.73	48.77	49.77	50.72	51.64	52.54	53.40	96.5
38 1/2	31.54	33.97	36.10	38.00	39.73	41.32	42.80	44.19	45.67	46.72	47.88	49.00	49.77	51.09	51.88	52.70	53.94	54.82	97.8
39	32.36	34.86	37.04	39.00	40.77	42.41	43.92	45.34	46.69	47.91	49.13	50.28	51.76	52.42	53.03	53.76	55.35	56.24	99.1
39 1/2	33.20	35.76	38.00	40.00	41.82	43.5	45.05	46.52	47.89	49.18	50.41	51.58	52.90	53.78	54.62	55.49	56.78	57.70	100
40	34.04	36.67	38.97	41.02	42.89	45.61	46.20	47.69	49.10	50.42	51.69	52.89	54.04	55.14	56.20	57.22	58.21	59.17	102
40 1/2	34.90	37.59	39.95	42.06	43.97	46.73	47.36	48.89	50.33	51.69	52.99	54.22	55.40	56.53	57.62	58.67	59.68	60.65	103
41	35.77	38.53	40.94	43.10	45.06	47.87	48.54	50.11	51.56	52.97	54.59	55.56	57.38	57.94	59.45	60.76	61.15	62.16	104
41 1/2	36.64	39.47	41.95	44.17	46.17	48.02	49.73	51.34	52.84	54.28	55.78	56.93	58.48	59.36	60.71	61.92	62.66	63.70	105
42	37.53	40.43	42.96	45.23	47.29	49.18	50.94	52.58	54.13	55.60	56.98	58.31	59.58	60.79	61.96	63.09	64.18	65.23	107
42 1/2	38.43	41.40	43.99	46.31	48.42	50.36	52.16	53.84	55.44	56.94	58.21	59.71	60.71	62.25	63.26	64.29	65.72	66.80	108
43	39.34	42.38	45.03	47.41	49.57	51.55	53.39	55.11	56.75	58.28	59.44	61.12	61.84	63.72	64.55	65.49	67.28	68.37	109
43 1/2	40.26	43.37	46.09	48.52	50.72	52.76	54.64	56.40	58.06	59.64	61.13	62.55	63.91	65.21	66.47	67.68	68.84	69.97	110
44	41.19	44.37	47.15	49.64	51.90	53.98	55.91	57.71	59.38	61.02	62.54	64.00	66.46	68.32	68.00	70.39	70.44	71.60	112
44 1/2	42.13	45.39	48.23	50.77	53.08	55.21	57.18	59.03	60.76	62.41	63.97	65.46	67.42	69.05	69.56	71.40	72.05	73.23	113
45	43.08	46.41	49.32	51.92	54.28	56.46	58.48	60.36	62.14	63.82	65.42	66.94	68.39	69.79	71.13	72.43	73.67	74.88	114
45 1/2	44.05	47.45	50.42	53.08	55.50	57.72	59.78	61.71	63.51	65.25	66.80	68.43	69.88	71.35	72.73	74.02	75.32	76.56	116
46	45.02	48.50	51.54	54.25	56.72	58.99	61.10	63.07	64.88	66.69	68.19	69.94	71.43	72.92	74.33	75.65	76.99	78.25	117
46 1/2	46.01	49.56	52.66	55.44	57.96	60.28	62.44	63.46	66.35	68.14	69.85	71.48	73.02	74.52	75.95	77.34	78.66	79.96	118
47	47.00	50.63	53.80	56.64	59.22	61.59	63.79	65.83	67.68	69.62	71.03	73.02	74.92	76.12	77.60	79.58	80.38	81.68	119
47 1/2	48.00	51.71	54.95	57.85	60.48	62.90	65.15	67.25	69.19	71.1	72.72	74.58	76.36	77.76	79.26	80.99	82.09	83.43	121
48	49.02	52.81	56.11	59.07	61.76	64.24	66.53	68.68	70.70	72.62	74.42	76.16	77.82	79.40	80.94	82.40	83.83	85.20	122
48 1/2	50.05	53.91	57.29	60.31	63.06	65.58	67.93	70.12	72.24	74.14	76.15	77.76	79.29	81.07	82.63	83.84	85.58	86.98	123
49	51.08	55.03	58.48	61.56	64.36	66.94	69.33	71.58	73.78	75.68	77.88	79.37	80.78	82.76	84.35	85.30	87.36	88.78	124
49 1/2	52.13	56.16	59.68	62.82	65.68	68.31	70.75	72.04	75.15	77.22	79.15	80.99	84.13	84.44	86.07	88.18	89.15	90.61	126
50	53.19	57.30	60.89	64.10	67.02	69.69	72.19	74.52	76.71	78.79	80.76	82.64	84.44	86.16	87.82	89.41	90.96	92.45	127
50 1/2	54.25	58.45	62.06	65.39	68.37	71.10	73.65	76.02	78.02	80.38	82.39	84.30	86.14	87.90	89.59	91.22	92.79	94.31	128
51	55.3	59.61	63.35	66.69	69.72	72.52	75.11	77.52	79.34	81.97	84.02	85.98	87.85	89.64	91.36	93.03	94.63	96.18	129
51 1/2	56.42	60.78	64.60	68.01	71.10	73.95	76.59	79.06	81.17	83.60	85.67	87.68	89.05	91.41	93.17	94.30	96.51	96.08	131
52	57.55	61.96	65.86	69.33	72.48	75.39	78.08	80.60	83.00	85.23	87.35	89.38	90.25	93.19	94.98	95.57	98.40	99.99	132
52 1/2	58.65	63.17	67.14	70.67	73.89	76.85	79.60	82.19	84.70	86.89	89.04	91.12	92.56	95.00	96.83	98.56	100.3	101.9	133
53	59.76	64.38	68.42	72.02	75.30	78.32	81.12	83.72	86.40	88.55	90.74	92.86	94.88	96.81	98.68	98.19	102.24	103.8	135
53 1/2	60.90	65.60	69.72	73.39	76.73	79.81	82.66	85.32	87.94	90.21	92.47	94.62	96.68	98.65	100.5	102.3	104.1	105.8	136
54	62.04	66.83	71.02	74.76	78.17	81.30	84.20	86.92	89.48	91.88	94.20	96.39	98.49	100.50	102.4	104.3	106.1	107.8	137
54 1/2	63.20	68.08	72.35	76.16	79.63	82.82	85.77	88.55	90.89	93.58	95.96	98.19	100.4	102.3	104.3	106.3	108.0	109.8	138
55	64.36	69.33	73.68	77.56	81.09	84.34	87.35	90.19	92.30	95.28	97.73	100.00	102,3	104.2	106.2	108.4	110.0	111.9	140
55 1/2	65.54	70.60	75.03	78.98	82.58	85.88	88.95	91.83	94.26	97.06	99.51	101.8	104.1	106.1	108.1	110.3	112.0	114.4	141
56	66.72	71.88	76.38	80.41	84.07	87.43	90.55	93.48	96.23	98.84	101.30	103.6	105.9	108.0	110.1	112.2	114.1	116.0	142
56 1/2	67.92	73.17	77.75	81.85	85.58	89.00	92.17	95.17	98.36	100.6	103.1	105.5	107.8	110	112.1	114.2	116.9	118.0	144
57	69.13	74.46	79.13	83.30	87.10	90.58	93.80	96.86	100.49	102.4	104.9	107.4	109.7	112.0	114.1	116.2	118.2	120.1	145
57 1/2	70.35	75.78	80.53	84.77	88.64	92.18	95.47	98.56	101.8	104.2	106.7	109.3	111.6	113.9	116.1	118.2	120.3	122.4	146
58	71.58	77.10	81.93	86.25	90.18	93.79	97.14	100.27	103.2	106.0	108.6	111.2	113.6	115.9	118.2	120.3	122.4	124.5	147
58 1/2	72.82	78.44	83.35	87.75	91.75	95.31	98.81	102.0	104.6	107.8	110.5	113.1	115.6	117.9	120.2	122.4	124.5	126.5	149
59	74.06	79.78	84.78	89.25	93.32	96.83	100.48	103.7	106.0	109.7	112.4	115.0	117.6	119.9	122.2	124.5	126.6	128.7	150
59 1/2	75.33	81.14	86.23	90.77	94.91	98.60	102.2	105.5	108.2	111.5	114.3	117	119.6	122.0	124.3	126.6	128.3	130.9	151
60	76.60	82.51	87.68	92.30	96.50	100.37	103.9	107.3	110.4	113.4	116.3	119.0	121.6	124.1	126.4	128.7	131.0	133.1	152
60 1/2	77.88	83.89	89.15	93.85	98.12	102.0	105.6	109.1	113.3	115.3	118.2	121.0	123.6	126.1	128.5	130.9	133.2	135.8	154
61	79.17	85.28	90.63	95.40	99.75	103.7	107.4	110.9	114.2	117.2	120.2	123.0	125.6	128.2	130.7	133.1	135.4	137.6	155
61 1/2	80.46	86.69	92.13	96.99	101.39	105.46	109.2	112.8	116.1	119.2	122.9	125.1	129.2	130.4	133.8	136.8	137.7	139.9	156
62	81.79	88.10	93.62	98.56	103.04	107.17	111.00	114.59	117.96	121.14	124.18	127.07	129.81	132.48	135.03	137.49	139.86	142.1	157
62 1/2	83.12	89.32	95.14	100.16	104.37	108.8	112.8	116.4	119.8	123.06	126.2	129.1	131.9	134.5	137.2	139.7	142.1	144.4	159
63	84.45	90.97	96.67	101.76	106.40	110.66	114.62	118.31	121.80	125.08	128.22	131.20	134.05	136.78	139.42	141.96	144.40	146.77	160
63 1/2	85.8	92.41	98.20	103.39	108.2	112.5	116.4	120.2	123.7	127.0	130.2	133.2	136.1	138.9	141.5	144.0	146.7	149.0	161
64	87.15	93.88	99.84	105.02	110.0	114.2	118.3	122.1	125.7	129.1	132.3	135.4	138.3	141.2	143.9	146.5	149.0	151.4	163
64 1/2	88.52	95.25	101.37	106.6	111.6	116.0	120.1	123.9	127.5	131.1	134.3	137.5	140.4	143.3	146.1	148.7	151.3	153.8	164
65	89.90	96.84	102.90	108.3	113.2	117.8	122.0	125.9	129.6	133.1	136.5	139.6	142.7	145.6	148.40	151.1	153.7	156.21	165
65 1/2	91.29	98.31	104.5	110.0	115.0	119.6	123.8	127.8	131.6	135.1	138.6	141.8	145.0	147.9	150.7	153.4	156.0	158.6	166
66	92.68	99.79	106.1	111.7	116.8	121.5	125.8	129.8	133.6	137.3	140.7	144.0	147.3	150.2	153.0	155.7	158.5	161.1	168
66 1/2	94.09	101.3	107.7	113.3	118.5	124.3	127.7	131.8	135.6	139.3	142.8	146.1	149.4	152.3	155.3	158.1	160.9	163.5	169
	3.05	3.81	4.57	5.33	6.10	6.86	7.62	8.38	9.14	9.91	10.7	11.4	12.2	13.0	13.7	14.5	15.2	16.0	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines (suite).

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2	3 3/4	4	4 1/4	4 1/2	4 3/4	5	5 1/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
67	95.51	102.9	109.3	115.1	120.3	125.2	129.7	133.8	137.6	141.4	145.0	148.3	151.5	154.7	157.7	160.5	163.3	166.0	170
67 1/2	96.95	104.4	110.9	116.8	122.1	127.1	131.6	135.8	139.7	143.5	147.2	150.5	153.8	157.0	160.4	162.9	167.7	168.5	171
68	98.4	106.0	112.6	118.6	123.9	129.1	133.6	137.8	141.8	145.7	149.4	152.8	156.2	159.4	162.4	165.4	168.2	171.0	173
68 1/2	99.9	107.5	114.2	120.3	125.7	131.1	135.6	139.8	143.9	147.8	151.4	155.1	158.5	161.7	164.8	167.8	170.7	173.5	174
69	101.3	109.1	115.9	122.0	127.6	133.0	137.5	141.9	146.0	150.0	153.4	157.4	160.6	164.0	167.2	171.3	173.2	176.0	175
69 1/2	102.8	110.7	117.6	123.8	129.4	134.8	139.3	143.7	148.2	155.2	157.8	159.7	163.0	166.4	169.6	173.2	175.7	178.6	177
70	104.26	112.3	119.3	125.6	131.3	136.6	141.5	146.0	150.4	154.4	158.3	162.0	165.5	168.8	172.1	175.2	178.2	181.2	178
70 1/2	105.8	113.9	121.0	127.4	133.2	138.5	143.5	147.1	152.6	156.6	160.5	164.3	167.7	171.2	174.5	177.2	180.8	183.8	179
71	107.2	115.5	122.8	129.2	135.1	140.5	145.6	150.3	154.8	158.8	163.2	166.6	169.4	173.7	177.0	180.2	183.4	186.4	180
71 1/2	108.7	117.1	124.5	131.0	137.0	142.7	147.6	152.4	158.9	161.1	165.3	169.0	172.2	176.1	179.5	182.8	186.0	189.0	182
72	110.3	118.8	126.2	132.9	139.0	144.5	149.7	154.5	159.1	163.4	167.4	171.4	175.1	178.6	182.1	185.4	188.6	191.7	183
72 1/2	111.8	120.4	128.0	134.7	140.9	146.5	151.8	156.1	161.1	165.6	169.6	173.7	177.4	181.1	184.6	188.5	191.2	194.4	184
73	113.4	122.1	129.8	136.6	142.8	148.6	153.9	158.8	163.2	167.9	171.8	176.1	179.8	183.6	187.2	191.7	193.3	197.1	185
73 1/2	114.9	123.8	131.6	138.5	144.8	150.6	156.0	161.0	165.5	170.2	174.2	178.5	182.6	186.2	189.8	194.0	196.5	199.8	187
74	116.5	125.5	133.4	140.4	146.8	152.6	158.1	163.3	167.9	172.6	176.7	181.0	185.4	188.8	192.4	196.4	199.2	202.6	188
74 1/2	118.1	127.3	135.2	142.4	149.8	154.7	160.2	166.6	170.6	174.9	179.3	183.4	187.4	191.4	195.0	198.9	201.9	205.2	189
75	119.7	128.9	137.0	144.2	150.8	156.8	162.4	167.7	172.6	177.3	181.7	185.9	190.0	193.8	197.6	201.2	204.6	208.0	190
75 1/2	120.3	130.5	138.8	146.0	152.8	158.9	164.6	169.9	174.6	179.6	184.1	188.4	192.5	196.4	200.2	203.9	207.3	210.8	192
76	122.9	132.4	140.7	148.1	154.8	161.0	166.8	172.2	178.6	182.0	186.6	190.9	195.0	199.0	202.9	206.6	210.1	213.6	193
76 1/2	124.5	134.1	142.5	149.0	156.8	163.1	169.0	174.5	180.6	184.4	189.0	193.4	197.6	201.7	205.2	208.8	212.9	216.4	194
77	126.1	135.9	144.4	152.0	158.9	165.3	171.2	176.8	182.7	186.9	191.5	196.0	200.2	204.4	207.5	210.8	215.8	219.3	196
77 1/2	127.7	137.6	146.3	153.5	161.0	167.4	173.4	179.1	184.7	188.4	194.0	198.5	202.8	207.1	209.8	212.9	218.6	222.1	197
78	129.4	139.4	148.2	156.0	163.1	169.6	175.6	181.4	186.7	191.8	196.5	201.1	205.4	209.7	212.1	215.0	221.4	225.0	198
78 1/2	131.1	141.2	150.1	158.0	165.2	171.7	177.9	183.7	189.2	194.2	199.0	203.7	208.0	212.4	215.3	218.5	224.2	227.9	199
79	132.8	143.0	152.0	160.0	167.3	174.0	180.2	186.1	191.6	196.7	201.6	206.3	210.6	215.1	218.5	222.0	227.1	230.8	201
79 1/2	134.5	145.8	153.9	162.0	169.4	176.2	182.5	188.4	194.0	199.2	204.1	208.9	213.3	217.8	221.6	225.9	229.9	233.7	202
80	136.2	146.7	155.8	164.1	171.6	178.4	184.8	190.8	196.4	201.7	206.7	211.5	216.1	220.6	224.8	229.9	232.8	236.6	203
80 1/2	137.9	148.5	157.8	166.1	173.7	180.5	187.1	193.2	198.8	204.2	209.3	214.2	218.8	223.3	227.6	232.2	235.7	239.6	204
81	139.6	150.4	159.8	168.2	175.9	182.6	189.4	195.6	201.3	206.8	211.9	216.9	221.6	226.1	230.5	234.6	238.7	242.6	206
81 1/2	141.3	152.2	161.8	170.3	178.0	184.8	191.8	198.0	203.7	209.3	214.6	219.5	224.2	228.9	234.1	238.8	241.6	245.6	207
82	143.0	154.1	163.8	172.4	180.2	187.2	194.2	200.4	206.2	211.9	217.3	222.2	226.9	231.7	237.8	241.2	244.6	248.6	208
82 1/2	144.8	156.0	165.8	174.5	182.4	189.6	196.6	202.9	208.8	214.5	220.2	224.9	229.5	234.4	240.3	245.3	247.6	251.7	210
83	146.6	157.9	167.8	176.6	184.6	192.0	198.9	205.4	211.4	217.1	223.1	227.7	233.9	237.4	242.8	247.7	250.6	254.8	211
83 1/2	148.4	159.8	169.8	178.7	186.8	194.3	201.3	207.9	213.9	219.7	225.5	230.4	236.1	240.2	245.3	250.0	253.6	257.9	212
84	150.1	161.7	171.8	180.9	189.1	196.7	203.8	210.3	216.5	222.4	227.9	233.2	238.3	243.2	247.8	252.3	256.7	260.9	213
84 1/2	151.9	163.6	173.9	183.0	191.4	199.0	206.2	212.8	219.1	225.1	230.3	236.0	240.5	246.1	250.4	254.7	259.8	264.0	215
85	153.7	165.6	176.0	185.2	193.7	201.4	208.6	215.4	221.8	227.8	232.8	238.8	242.8	249.0	253.0	257.2	262.9	267.2	216
85 1/2	155.5	167.5	178.0	187.4	195.9	203.7	211.1	217.9	224.4	230.4	235.3	241.6	245.1	251.9	255.6	259.5	266.0	270.3	217
86	157.4	169.5	180.1	189.6	198.2	206.2	213.6	220.4	227.0	233.1	237.8	244.5	247.4	254.8	258.2	261.9	269.1	273.5	218
86 1/2	159.1	171.5	182.1	191.8	200.6	208.6	216.1	223.0	229.6	235.8	241.7	247.3	252.6	257.8	262.7	267.6	272.1	276.7	220
87	161.0	173.4	184.3	194.0	202.9	211.0	218.6	225.6	232.2	238.5	244.5	250.2	255.6	260.8	265.8	270.7	275.4	279.9	221
87 1/2	162.9	175.4	186.4	196.2	205.2	213.4	221.1	228.2	234.6	241.2	247.3	253.1	258.6	263.8	268.9	273.8	278.5	283.1	222
88	164.8	177.5	188.6	198.5	207.6	215.9	223.6	230.8	237.5	244.0	250.2	256.0	261.6	266.9	272.0	277.0	281.7	286.4	223
88 1/2	166.7	179.5	190.7	200.8	209.9	218.3	226.1	233.4	240.1	246.8	253.0	258.9	264.6	269.9	275.1	280.1	284.9	289.6	225
89	168.5	181.5	192.9	203.1	212.3	220.8	228.7	236.1	243.0	249.6	255.9	261.8	267.6	273.0	278.2	283.3	288.2	292.9	226
89 1/2	170.4	183.5	195.1	205.4	214.7	223.3	231.3	238.7	245.8	252.4	258.8	264.7	270.6	276.1	281.3	286.5	291.4	296.2	227
90	172.3	185.6	197.3	207.7	217.1	225.8	233.9	241.4	248.6	255.3	261.7	267.7	273.6	279.2	284.5	289.7	294.7	299.5	229
90 1/2	174.2	187.7	199.5	210.0	219.5	228.3	236.5	243.1	251.3	258.1	264.4	270.7	276.5	282.3	287.7	292.9	298.0	302.8	230
91	176.2	189.8	201.7	212.3	222.0	230.8	239.1	246.8	254.0	261.0	267.2	273.7	279.5	285.4	290.9	296.1	301.3	306.2	231
91 1/2	178.1	191.9	203.9	214.6	224.4	233.6	241.6	249.5	256.7	263.8	270.0	276.9	282.6	288.5	294.1	299.3	304.6	309.6	232
92	180.1	194.0	206.1	217.0	226.9	236.0	244.4	252.3	259.5	266.7	272.8	279.8	285.7	291.7	297.3	302.6	307.9	313.0	234
92 1/2	182.0	196.1	208.3	219.4	229.3	238.5	247.1	255.0	262.4	269.6	276.1	282.8	288.8	294.9	300.5	305.9	311.2	316.4	235
93	184.0	198.2	210.6	221.8	231.8	241.1	249.8	257.8	265.4	272.6	279.4	285.9	292.0	298.1	303.8	309.3	314.6	319.8	236
93 1/2	186.0	200.3	212.9	224.1	234.3	243.7	252.5	260.5	268.0	275.5	281.7	288.9	295.3	301.3	307.1	312.6	318.0	323.2	237
94	188.0	202.5	215.2	226.5	236.8	246.3	255.2	263.3	270.7	278.5	284.1	292.0	298.6	304.5	310.4	315.9	321.5	326.7	239
94 1/2	190.0	204.6	217.5	228.9	239.3	248.9	257.9	266.1	273.7	281.4	287.5	295.1	302.0	307.7	313.7	319.9	324.9	330.2	240
95	192.0	206.8	219.8	231.4	241.9	251.6	260.6	269.0	276.8	284.4	290.9	298.3	305.4	311.0	317.0	324.0	328.4	333.7	241
95 1/2	194.0	209.0	222.1	233.7	244.4	254.2	263.3	271.8	279.8	287.4	294.3	301.4	308.4	314.3	320.3	326.8	331.8	337.2	243
96	196.1	211.2	224.4	236.3	247.0	256.9	266.1	274.7	282.8	290.4	297.7	304.6	311.2	317.6	323.7	329.6	335.3	340.8	244
96 1/2	198.1	213.4	226.8	238.7	249.6	259.6	268.9	277.6	285.9	293.5	301.1	307.8	314.2	320.9	327.1	332.5	338.8	344.3	245
97	200.2	215.6	229.2	241.2	252.2	262.3	271.7	280.5	289.0	296.6	304.6	311.0	317.2	324.3	330.5	335.4	342.3	347.9	247
97 1/2	202.3	217.8	231.4	243.6	254.8	265.0	274.5	283.4	292.1	299.7	308.0	314.2	320.3	327.6	333.9	338.7	345.8	351.4	248
98	204.3	220.1	233.9	246.2	257.4	267.7	277.3	286.3	295.1	302.7	311.5	317.5	323.1	331.0	337.4	341.2	349.4	355.1	249
98 1/2	206.4	222.3	236.3	248.7	260.0	270.4	280.1	289.5	297.8	305.8	314.0	320.7	326.8	334.4	340.8	345.8	353.0	358.7	250
99	208.5	224.6	238.7	251.3	262.7	273.2	283.0	292.8	300.6	308.9	316.6	324.0	330.5	337.8	344.3	350.4	356.6	362.4	251
99 1/2	210.6	226.9	241.1	253.8	265.3	277.0	285.9	296.0	303.7	312.0	319.8	327.2	334.2	341.2	347.7	355.0	360.2	366.1	253
100	212.8	229.2	243.5	256.4	268.0	278.8	288.8	298.1	306.8	315.2	323.0	330.5	337.7	344.6	351.2	357.6	363.8	369.8	254
	3.65	3.81	4.57	5.33	6.10	6.86	7.62	8.38	9.14	9.91	10.7	11.4	12.2	13.0	13.7	14.5	15.2	16.0	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines (suite).

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	5 1/2	5 3/4	6	6 1/4	6 1/2	6 3/4	7	7 1/4	7 1/2	7 3/4	8	8 1/4	8 1/2	8 3/4	9	9 1/4	9 1/2	9 3/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
1	.038	.038	.039	.039	.040	.040	.041	.041	.042	.042	.043	.043	.043	.044	.044	.045	.045	.045	2.54
1 1/2	.084	.086	.087	.088	.089	.090	.091	.093	.094	.095	.096	.097	.098	.099	.099	.100	.101	.102	3.81
2	.150	.152	.155	.157	.159	.160	.163	.165	.167	.168	.170	.172	.174	.175	.177	.179	.180	.182	5.08
2 1/2	.235	.238	.242	.245	.248	.251	.254	.257	.260	.263	.266	.269	.271	.274	.277	.279	.282	.284	6.35
3	.338	.343	.348	.353	.357	.362	.366	.371	.375	.379	.383	.387	.391	.395	.398	.402	.406	.409	7.62
3 1/2	.460	.467	.474	.480	.486	.493	.498	.504	.510	.516	.521	.527	.532	.537	.542	.547	.552	.557	8.90
4	.600	.610	.619	.627	.635	.643	.651	.659	.666	.674	.681	.688	.695	.701	.708	.715	.721	.727	10.2
4 1/2	.760	.772	.783	.794	.804	.814	.824	.834	.843	.853	.862	.871	.879	.888	.896	.904	.912	.920	11.5
5	.939	.953	.966	.980	.993	1.00	1.02	1.03	1.04	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09	1.11	1.12	1.13	1.14	12.7
5 1/2	1.14	1.15	1.17	1.19	1.20	1.22	1.23	1.25	1.26	1.27	1.29	1.30	1.31	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	14.0
6	1.35	1.37	1.39	1.41	1.43	1.45	1.47	1.48	1.50	1.52	1.53	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	15.2
6 1/2	1.59	1.61	1.63	1.66	1.68	1.70	1.72	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.83	1.85	1.87	1.89	1.90	1.92	16.5
7	1.84	1.87	1.89	1.92	1.95	1.97	1.99	2.02	2.04	2.06	2.09	2.11	2.13	2.15	2.17	2.19	2.21	2.23	17.8
7 1/2	2.11	2.14	2.17	2.20	2.23	2.26	2.29	2.32	2.34	2.37	2.39	2.42	2.44	2.47	2.49	2.51	2.53	2.56	19.1
8	2.40	2.44	2.47	2.51	2.54	2.57	2.60	2.63	2.67	2.69	2.72	2.75	2.78	2.81	2.83	2.86	2.88	2.91	20.3
8 1/2	2.71	2.75	2.79	2.83	2.87	2.91	2.94	2.97	3.01	3.04	3.07	3.11	3.14	3.17	3.20	3.23	3.26	3.28	21.6
9	3.04	3.09	3.13	3.17	3.22	3.26	3.30	3.34	3.37	3.41	3.45	3.48	3.52	3.55	3.59	3.62	3.65	3.68	22.9
9 1/2	3.39	3.44	3.49	3.54	3.58	3.63	3.67	3.72	3.76	3.80	3.84	3.88	3.92	3.96	3.99	4.03	4.07	4.10	24.2
10	3.76	3.81	3.87	3.92	3.97	4.02	4.07	4.12	4.16	4.21	4.26	4.30	4.34	4.38	4.43	4.47	4.51	4.55	25.4
10 1/2	4.14	4.20	4.26	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.59	4.64	4.69	4.74	4.79	4.83	4.88	4.92	4.97	5.01	26.7
11	4.54	4.61	4.68	4.74	4.80	4.86	4.92	4.98	5.04	5.09	5.15	5.20	5.25	5.31	5.35	5.40	5.45	5.50	27.9
11 1/2	4.97	5.04	5.11	5.18	5.25	5.32	5.38	5.45	5.51	5.57	5.63	5.69	5.74	5.80	5.85	5.91	5.96	6.01	29.2
12	5.41	5.49	5.57	5.64	5.72	5.79	5.86	5.93	5.99	6.06	6.13	6.19	6.25	6.31	6.37	6.43	6.49	6.54	30.5
12 1/2	5.86	5.96	6.04	6.12	6.20	6.28	6.36	6.43	6.51	6.58	6.65	6.72	6.78	6.85	6.92	6.98	7.04	7.10	31.8
13	6.35	6.44	6.53	6.62	6.71	6.80	6.88	6.96	7.04	7.12	7.19	7.27	7.34	7.41	7.48	7.55	7.62	7.68	33.0
13 1/2	6.84	6.95	7.05	7.14	7.24	7.33	7.42	7.50	7.59	7.67	7.74	7.84	7.91	7.99	8.07	8.14	8.21	8.28	34.3
14	7.36	7.47	7.58	7.68	7.78	7.88	7.98	8.07	8.16	8.25	8.34	8.43	8.51	8.59	8.67	8.75	8.83	8.91	35.6
14 1/2	7.90	8.01	8.13	8.23	8.34	8.44	8.54	8.65	8.75	8.84	8.94	9.03	9.12	9.21	9.29	9.38	9.46	9.55	36.9
15	8.45	8.58	8.70	8.82	8.93	9.05	9.16	9.26	9.37	9.47	9.57	9.67	9.77	9.86	9.96	10.05	10.14	10.23	38.1
15 1/2	9.02	9.16	9.28	9.41	9.55	9.66	9.78	9.89	10.02	10.13	10.22	10.34	10.44	10.54	10.64	10.74	10.83	10.93	39.4
16	9.61	9.76	9.90	10.03	10.16	10.29	10.42	10.54	10.66	10.78	10.89	11.01	11.12	11.22	11.33	11.43	11.54	11.64	40.6
16 1/2	10.23	10.38	10.53	10.67	10.80	10.95	11.08	11.21	11.34	11.46	11.58	11.70	11.82	11.94	12.05	12.16	12.27	12.38	41.9
17	10.85	11.02	11.17	11.33	11.47	11.62	11.76	11.90	12.04	12.17	12.30	12.42	12.55	12.67	12.79	12.90	13.02	13.14	43.2
17 1/2	11.50	11.67	11.84	12.00	12.16	12.31	12.46	12.61	12.75	12.89	13.03	13.16	13.30	13.43	13.55	13.67	13.80	13.92	44.4
18	12.17	12.35	12.53	12.70	12.86	13.03	13.19	13.34	13.49	13.64	13.79	13.93	14.07	14.21	14.34	14.47	14.60	14.73	45.7
18 1/2	12.87	13.05	13.22	13.40	13.58	13.75	13.96	14.08	14.24	14.39	14.56	14.71	14.85	14.99	15.14	15.27	15.41	15.54	47.0
19	13.56	13.76	13.96	14.15	14.33	14.51	14.69	14.86	15.03	15.20	15.36	15.52	15.67	15.83	15.98	16.12	16.27	16.41	48.3
19 1/2	14.28	14.49	14.70	14.90	15.10	15.29	15.48	15.66	15.84	16.01	16.18	16.35	16.51	16.67	16.83	16.98	17.14	17.28	49.6
20	15.02	15.25	15.46	15.68	15.88	16.08	16.28	16.47	16.66	16.84	17.02	17.20	17.37	17.54	17.70	17.86	18.02	18.18	50.8
20 1/2	15.78	16.02	16.25	16.47	16.69	16.90	17.11	17.30	17.50	17.69	17.88	18.07	18.25	18.42	18.60	18.78	18.94	19.10	52.1
21	16.56	16.81	17.05	17.28	17.51	17.73	17.94	18.16	18.36	18.57	18.77	18.96	19.15	19.34	19.52	19.69	19.87	20.05	53.3
21 1/2	17.36	17.62	17.87	18.12	18.35	18.59	18.81	19.03	19.25	19.46	19.67	19.87	20.07	20.26	20.46	20.61	20.83	21.01	54.6
22	18.18	18.45	18.71	18.96	19.22	19.46	19.70	19.93	20.16	20.38	20.60	20.81	21.01	21.22	21.42	21.62	21.81	22.00	55.9
22 1/2	19.01	19.30	19.57	19.84	20.10	20.36	20.60	20.85	21.08	21.32	21.54	21.76	21.98	22.20	22.40	22.61	22.81	23.01	57.1
23	19.87	20.17	20.45	20.73	21.01	21.27	21.53	21.79	22.04	22.27	22.51	22.74	22.97	23.19	23.41	23.63	23.83	24.05	58.4
23 1/2	20.74	21.05	21.35	21.64	21.93	22.21	22.48	22.74	23.00	23.25	23.50	23.74	23.98	24.21	24.44	24.67	24.88	25.10	59.7
24	21.63	21.95	22.27	22.57	22.87	23.16	23.44	23.72	23.99	24.25	24.51	24.76	25.01	25.25	25.49	25.73	25.96	26.18	61.0
24 1/2	22.54	22.87	23.21	23.52	23.83	24.13	24.43	24.72	25.00	25.27	25.54	25.81	26.06	26.32	26.56	26.81	27.05	27.28	62.3
25	23.47	23.82	24.16	24.49	24.82	25.13	25.44	25.74	26.03	26.31	26.59	26.87	27.14	27.40	27.66	27.92	28.16	28.41	63.5
25 1/2	24.42	24.78	25.14	25.49	25.82	26.15	26.46	26.77	27.08	27.38	27.67	27.96	28.24	28.51	28.78	29.04	29.30	29.56	64.7
26	25.39	25.76	26.14	26.49	26.84	27.18	27.51	27.83	28.15	28.46	28.78	29.06	29.35	29.64	29.92	30.19	30.46	30.72	66.0
26 1/2	26.37	26.76	27.16	27.53	27.89	28.24	28.59	28.92	29.25	29.58	29.88	30.20	30.50	30.80	31.10	31.37	31.65	31.93	67.3
27	27.38	27.79	28.18	28.57	28.95	29.31	29.67	30.02	30.36	30.70	31.02	31.34	31.66	31.96	32.26	32.56	32.85	33.14	68.6
27 1/2	28.40	28.83	29.24	29.64	30.03	30.41	30.78	31.14	31.50	31.84	32.18	32.51	32.83	33.16	33.47	33.78	34.07	34.38	69.8
28	29.44	29.89	30.31	30.72	31.13	31.52	31.90	32.28	32.65	33.01	33.36	33.70	34.04	34.37	34.69	35.01	35.33	35.64	71.1
28 1/2	30.51	30.96	31.40	31.83	32.25	32.66	33.06	33.45	33.82	34.20	34.56	34.92	35.27	35.61	35.95	36.28	36.60	36.92	72.4
29	31.59	32.06	32.48	32.92	33.35	33.78	34.18	34.58	34.98	35.37	35.79	36.11	36.48	36.83	37.17	37.50	37.85	38.18	73.7
29 1/2	32.68	33.17	33.64	34.09	34.54	34.98	35.40	35.82	36.23	36.63	37.03	37.40	37.78	38.14	38.50	38.85	39.20	39.54	75.0
30	33.80	34.31	34.80	35.27	35.74	36.19	36.63	37.06	37.48	37.89	38.30	38.69	39.08	39.46	39.83	40.20	40.56	40.91	76.2
30 1/2	34.94	35.46	35.97	36.48	36.97	37.43	37.90	38.33	38.77	39.20	39.59	40.02	40.42	40.82	41.20	41.59	41.95	42.31	77.4
31	36.09	36.63	37.15	37.70	38.20	38.68	39.17	39.60	40.07	40.51	40.89	41.36	41.77	42.18	42.58	42.98	43.35	43.71	78.7
31 1/2	37.26	37.82	38.36	38.89	39.40	39.90	40.38	40.86	41.31	41.78	42.22	42.65	43.09	43.51	43.91	44.31	44.71	45.11	80.0
32	38.46	39.03	39.59	40.13	40.66	41.17	41.68	42.17	42.64	43.11	43.57	44.02	44.46	44.91	45.32	45.73	46.14	46.54	81.3
32 1/2	39.67	40.26	40.84	41.40	41.94	42.47	42.99	43.49	43.99	44.47	44.96	45.41	45.87	46.31	46.74	47.17	47.60	48.01	82.6
33	40.90	41.51	42.10	42.68	43.24	43.79	44.32	44.85	45.36	45.85	46.34	46.82	47.28	47.75	48.19	48.64	49.07	49.51	83.8
33 1/2	42.15	42.78	43.39	44.00	44.57	45.13	45.68	46.22	46.75	47.26	47.76	48.26	48.74	49.21	49.67	50.12	50.57	51.02	85.1
	16.8	17.5	18.3	19.0	19.8	20.6	21.3	22.1	22.9	23.6	24.4	25.1	25.9	26.7	27.4	28.2	29.0	29.7	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines (suite).

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	5 1/2	5 3/4	6	6 1/4	6 1/2	6 3/4	7	7 1/4	7 1/2	7 3/4	8	8 1/4	8 1/2	8 3/4	9	9 1/4	9 1/2	9 3/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
34	43.41	44.06	44.69	45.32	45.90	46.48	47.05	47.60	48.14	48.67	49.19	49.70	50.20	50.68	51.16	51.60	52.08	52.54	86.4
34 1/2	44.70	45.37	46.02	46.65	47.26	47.86	48.44	49.03	49.58	50.12	50.65	51.18	51.67	52.19	52.68	53.17	53.63	54.11	87.6
35	46.00	46.69	47.36	48.01	48.64	49.26	49.85	50.44	51.01	51.58	52.13	62.66	53.19	53.71	54.21	54.17	55.20	55.69	88.9
35 1/2	47.33	48.03	48.73	49.40	50.05	50.68	51.30	51.90	52.49	53.07	53.63	54.19	54.73	55.26	55.78	56.29	56.80	57.30	90.2
36	48.67	49.40	50.11	50.79	51.46	52.11	52.75	53.37	53.97	54.57	55.15	55.72	56.28	56.82	57.36	57.88	58.40	58.91	91.4
36 1/2	50.03	50.78	51.50	52.20	52.89	53.55	54.20	54.85	55.47	56.08	56.69	57.27	57.84	58.40	58.95	59.49	60.02	60.55	92.7
37	51.42	52.19	52.89	53.62	54.32	55.00	55.84	56.33	56.97	57.60	58.26	58.82	59.40	59.98	60.55	61.10	61.64	62.18	94.0
37 1/2	52.81	53.60	54.37	55.11	55.84	56.54	57.24	57.91	58.57	59.21	59.84	60.46	61.06	61.65	62.23	62.82	63.36	63.92	95.2
38	54.23	55.04	55.83	56.59	57.34	58.06	58.78	59.46	60.13	60.80	61.45	62.08	62.70	63.31	63.91	64.50	65.06	65.63	96.5
38 1/2	55.68	56.51	57.32	58.10	58.86	59.61	60.34	61.04	61.73	62.42	63.07	63.73	64.37	65.00	65.61	66.21	66.80	67.38	97.8
39	57.12	57.97	58.81	59.61	60.39	61.16	61.91	62.63	63.34	64.04	64.72	65.39	66.05	66.69	67.31	67.93	68.54	69.13	99.1
39 1/2	58.61	59.48	60.33	61.16	61.96	62.75	63.51	64.26	64.99	65.70	66.39	67.09	67.76	68.42	69.06	69.69	70.32	70.93	100
40	60.09	60.99	61.859	62.71	63.53	64.34	65.12	65.89	66.63	67.37	68.08	68.79	69.47	70.15	70.81	71.46	72.10	72.73	102
40 1/2	61.60	62.52	63.42	64.29	65.13	65.96	66.78	67.55	68.31	69.07	69.80	70.52	71.23	71.92	72.60	73.29	73.93	74.57	103
41	63.14	64.08	64.99	65.88	66.74	67.59	68.45	69.22	70.00	70.78	71.53	72.26	72.99	73.70	74.39	75.12	75.76	76.42	104
41 1/2	64.69	65.66	66.60	67.58	68.39	69.19	70.08	70.98	71.72	72.62	73.29	74.04	74.79	75.52	76.22	76.92	78.02	78.30	105
42	66.25	67.24	68.21	69.13	70.04	70.93	71.78	72.63	73.45	74.27	75.06	75.83	76.60	77.34	78.06	78.77	79.49	80.19	107
42 1/2	67.85	68.86	69.83	70.79	71.72	72.63	73.51	74.37	75.22	76.05	76.86	77.65	78.43	79.19	79.94	80.66	81.40	82.10	108
43	69.44	70.48	71.49	72.46	73.42	74.35	75.25	76.14	77.00	77.85	78.68	79.49	80.28	81.07	81.82	82.58	83.32	84.06	109
43 1/2	71.07	72.13	73.17	74.16	75.13	76.09	76.99	77.91	78.79	79.67	80.52	81.34	82.17	82.97	83.73	84.58	85.27	86.04	110
44	72.71	73.80	74.85	75.88	76.87	77.84	78.79	79.73	80.63	81.52	82.38	83.23	84.06	84.88	85.68	86.47	87.23	88.01	112
44 1/2	74.38	75.49	76.57	77.62	78.64	79.63	80.61	81.56	82.48	83.39	84.27	85.14	85.99	86.83	87.65	88.46	89.24	90.03	113
45	76.05	77.19	78.30	79.36	80.41	81.43	82.43	83.39	84.33	85.27	86.17	87.06	87.93	88.79	89.63	90.45	91.26	92.05	114
45 1/2	77.76	78.92	80.05	81.14	82.21	83.25	84.27	85.27	86.23	87.18	88.10	89.02	89.89	90.78	91.63	92.49	93.30	94.12	116
46	79.47	80.66	81.81	82.93	84.02	85.08	86.12	87.16	88.14	89.10	90.04	90.98	91.86	92.78	93.64	94.53	95.34	96.20	117
46 1/2	81.21	82.42	83.59	84.75	85.86	86.94	88.04	89.05	90.07	91.06	92.01	92.97	93.89	94.81	95.72	96.61	97.45	98.27	118
47	82.97	84.22	85.40	86.57	87.71	88.82	89.90	90.98	92.01	93.01	94.00	94.97	95.91	96.85	97.76	98.67	99.54	100.4	119
47 1/2	84.74	86.01	87.23	88.42	89.59	90.72	91.84	92.91	93.96	95.01	96.01	96.99	97.97	98.93	99.86	100.8	101.7	102.6	121
48	86.53	87.82	89.08	90.30	91.49	92.65	93.78	94.88	95.95	97.02	98.04	99.06	100.0	101.0	102.0	103.0	103.8	104.7	122
48 1/2	88.34	89.66	90.95	92.20	93.41	94.59	95.70	96.88	97.97	99.06	100.1	101.1	102.1	103.1	104.1	105.1	106.0	106.9	123
49	90.16	91.50	92.82	94.10	95.34	96.54	97.73	98.88	100.0	101.1	102.2	103.2	104.3	105.3	106.3	107.2	108.2	109.1	124
49 1/2	92.02	93.40	94.74	96.03	97.20	98.53	99.72	100.9	102.1	103.2	104.3	105.3	106.4	107.4	108.4	109.4	110.4	111.4	126
50	93.89	95.29	96.65	97.98	99.27	100.5	101.7	102.9	104.1	105.3	106.4	107.5	108.5	109.6	110.6	111.7	112.6	113.6	127
50 1/2	95.78	97.21	98.6	99.94	101.2	102.5	103.7	105.4	106.2	107.4	108.6	109.6	110.7	111.8	112.8	113.9	114.9	115.9	128
51	97.68	99.14	100.6	101.9	103.2	104.6	105.8	107.1	108.3	109.5	110.7	111.8	112.9	114.0	115.1	116.1	117.2	118.2	129
51 1/2	99.61	101.1	102.5	103.9	105.3	106.6	107.9	109.2	110.4	111.6	112.9	114.0	115.6	116.2	117.3	118.4	119.5	120.5	131
52	101.55	103.1	104.5	106.0	107.4	108.7	110.0	111.3	112.6	113.8	115.1	116.2	117.4	118.5	119.6	120.8	121.8	122.9	132
52 1/2	103.5	105.0	106.5	108.5	109.4	110.8	112.2	113.5	114.8	116.0	117.3	118.5	119.7	120.8	121.9	123.1	124.2	125.3	133
53	105.5	107.0	108.6	110.4	111.5	112.9	114.2	115.7	117.0	118.3	119.5	120.7	121.9	123.1	124.3	125.4	126.6	127.7	135
53 1/2	108.0	109.1	110.6	112.3	113.6	113.8	116.4	117.8	119.2	120.5	121.7	122.9	124.1	125.4	126.7	127.8	129.0	130.1	136
54	109.5	111.1	112.7	114.3	115.8	117.2	118.7	120.0	121.4	122.8	124.1	125.4	126.6	127.8	129.0	130.2	131.4	132.5	137
54 1/2	111.5	113.2	114.8	116.4	118.0	119.4	120.9	122.2	123.7	125.1	126.4	127.7	128.9	130.2	131.4	132.6	133.8	135.0	138
55	113.61	115.3	116.9	118.5	120.1	121.6	123.1	124.6	126.0	127.4	128.7	130.0	131.3	132.6	133.8	135.1	136.3	137.5	140
55 1/2	115.7	117.4	119.0	120.6	122.3	123.9	125.7	126.8	128.2	129.6	131.1	132.4	133.7	135.0	136.3	137.5	138.7	139.9	141
56	117.8	119.5	121.2	122.9	124.5	126.1	127.6	129.1	130.6	132.0	133.4	134.8	136.2	137.5	138.8	140.0	141.3	142.6	142
56 1/2	119.8	121.6	123.4	125.1	126.7	128.3	129.9	131.5	133.0	134.4	135.8	137.2	138.6	139.9	141.3	142.5	143.8	145.1	144
57	122.0	123.8	125.6	127.3	129.0	130.6	132.2	133.8	135.3	136.8	138.2	139.7	141.0	142.4	143.8	145.1	146.4	147.6	145
57 1/2	124.2	126.0	127.8	129.6	131.3	132.9	134.6	136.2	137.7	139.2	140.7	142.2	143.5	144.9	146.3	147.7	148.9	150.3	146
58	126.3	128.2	129.9	131.7	133.4	135.1	136.7	138.3	139.9	141.5	143.1	144.4	145.9	147.3	148.7	150.0	151.4	152.7	147
58 1/2	128.5	130.4	132.3	134.1	135.9	137.7	139.3	141.0	142.6	144.1	145.7	147.2	148.6	150.1	151.5	152.9	154.3	155.6	149
59	130.7	132.7	134.6	136.4	138.2	139.9	141.6	143.3	144.9	146.5	148.1	149.6	151.1	152.6	154.0	155.4	156.8	158.2	150
59 1/2	132.9	134.9	136.9	138.7	140.5	142.2	144.0	145.7	147.4	149.0	150.6	152.2	153.7	155.2	156.6	158.1	159.5	160.9	151
60	135.2	137.2	139.2	141.1	142.9	144.7	146.5	148.2	149.9	151.6	153.2	154.8	156.3	157.8	159.3	160.8	162.2	163.6	152
60 1/2	137.4	139.4	141.4	143.3	145.4	147.2	149.0	150.7	152.5	154.2	155.7	157.4	158.9	160.5	162.0	163.6	165.0	166.4	154
61	139.7	141.8	143.9	145.9	147.9	149.7	151.6	153.3	155.1	156.8	158.3	160.1	161.7	163.3	164.8	166.4	167.8	169.2	155
61 1/2	141.9	144.0	146.2	148.3	150.3	152.1	154.0	155.7	157.5	159.3	161.0	162.7	164.3	165.8	167.4	169.1	170.5	171.9	156
62	144.37	146.52	148.7	150.8	152.8	154.7	156.7	158.4	160.3	162.0	163.6	165.4	167.1	168.7	170.3	171.9	173.4	174.8	157
62 1/2	146.9	148.9	151.0	153.1	155.2	157.1	159.1	160.9	162.7	164.5	166.6	168.0	169.7	171.3	172.9	174.5	176.1	177.6	159
63	149.06	151.29	153.4	155.5	157.6	159.6	161.5	163.4	165.2	167.1	168.9	170.6	172.3	174.0	175.6	177.2	178.8	180.4	160
63 1/2	151.44	153.7	155.9	158.0	160.1	162.1	164.1	166.0	167.9	169.7	171.6	173.3	175.0	176.8	178.4	180.0	181.7	183.3	161
64	153.82	156.13	158.4	160.5	162.6	164.7	166.7	168.7	170.6	172.4	174.3	176.1	177.8	179.6	181.3	182.9	184.6	186.2	163
64 1/2	156.24	158.5	160.8	162.0	165.2	167.3	169.3	171.3	173.2	175.1	177.0	178.8	180.6	182.4	184.1	185.9	187.5	189.1	164
65	158.66	161.04	163.3	165.6	167.8	169.9	172.0	174.0	175.9	177.9	179.8	181.6	183.4	185.2	187.0	188.7	190.4	192.0	165
65 1/2	161.1	163.5	165.8	168.1	170.4	172.5	174.6	176.7	178.6	180.6	182.6	184.4	186.2	188.1	189.9	191.6	193.3	195.0	166
66	163.60	166.0	168.4	170.7	173.0	175.1	177.3	179.4	181.4	183.4	185.4	187.2	189.1	191.0	192.8	194.6	196.2	198.0	168
66 1/2	166.1	168.5	171.0	173.3	175.6	177.8	180.0	182.1	184.2	186.2	188.2	190.1	192.0	193.9	195.7	197.5	199.2	201.0	169
	16.8	17.5	18.3	19.0	19.8	20.6	21.3	22.1	22.9	23.6	24.4	25.1	25.9	26.7	27.4	28.2	29.0	29.7	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	5 1/2	5 3/4	6	6 1/4	6 1/2	6 3/4	7	7 1/4	7 1/2	7 3/4	8	8 1/4	8 1/2	8 3/4	9	9 1/4	9 1/2	9 3/4	Diamètre du cylindre en centimètres.
67	168.6	171.1	173.6	176.0	178.2	180.5	182.7	184.9	187.0	189.0	191.0	193.0	195.0	196.8	198.7	200.5	202.3	204.1	170
67 1/2	171.7	173.6	176.2	178.6	180.9	183.2	185.4	187.6	189.6	191.8	193.9	195.9	197.9	199.7	201.6	203.4	205.3	207.1	171
68	173.6	176.2	178.8	181.3	183.6	185.9	188.2	190.4	192.6	194.7	196.8	198.8	200.8	202.7	204.6	206.4	208.3	210.2	173
68 1/2	176.2	178.8	181.4	183.9	186.3	188.6	191.0	193.2	195.4	197.6	199.7	201.7	203.7	205.7	207.6	209.5	211.4	213.2	174
69	178.8	181.5	184.0	186.6	189.0	191.4	193.8	196.1	198.3	200.5	202.6	204.7	206.7	208.7	210.7	212.7	214.5	216.4	175
69 1/2	181.4	184.1	186.7	189.3	191.8	194.2	196.6	198.9	201.1	203 4	205.5	207.6	209.7	211.7	213.7	215.7	217.6	219.6	177
70	184.0	186.8	189.4	192.0	194.6	197.0	199.4	201.7	204.0	206.3	208.5	210.6	212.8	214.8	216.8	218.8	220.8	222.8	178
70 1/2	186.6	189.4	192.1	195.8	197.4	199.8	202.3	204.6	207.0	209.3	211.5	213.6	215.8	217.9	219.9	222.0	224.0	226.0	179
71	189.3	192.1	194.9	197.6	200.2	202.7	205.2	207.6	210.0	212.3	214.5	216.7	218.9	221.0	223.1	225.2	227.2	229.2	180
71 1/2	192.0	194.8	197.6	200.4	203.0	205.5	208.1	210.5	212.9	215.2	217.5	219.7	222.9	224.1	226.2	228.3	230.4	232.4	182
72	194.7	197.6	200.4	203.2	205.8	208.4	211.0	213.5	215.9	218.2	220.6	222.8	225.1	227.3	229.4	231.5	233.6	235.6	183
72 1/2	197.4	200.3	203.2	206.0	208.7	211.3	214.1	216.4	218.9	221.2	223.7	225.9	228.2	230.4	232.6	234.7	236.8	238.9	184
73	200.1	203.1	206.0	208.8	211.6	214.2	217.2	219.4	221.9	224.3	226.8	229.1	231.4	233.6	235.8	238.0	240.1	242.2	185
73 1/2	202.9	205.9	208.8	211.6	214.4	217.1	220.3	222.3	224.9	227.3	229.9	232.2	234.5	236.7	239.0	241.2	243.3	245.4	187
74	205.7	208.8	211.6	214.5	217.3	220.0	223.4	225.3	227.9	230.4	233.0	235.3	237.6	239.9	242.2	244.4	246.6	248.7	188
74 1/2	208.4	213.5	214.5	217.5	220.4	223.3	226.0	228.4	231.1	233.6	236.2	238.6	240.9	243.3	245.6	248.0	250.0	252.3	189
75	211.2	214.4	217.4	220.5	223.3	226.2	229.0	231.6	234.2	236.8	239.4	241.8	244.2	246.6	248.9	251.3	253.4	255.7	190
75 1/2	214.0	217.3	220.3	223.5	226.3	229.2	232.0	234.8	237.2	240.0	242.6	245.0	247.5	249.9	252.2	254.6	256.8	259.1	192
76	216.9	220.2	223.3	226.4	229.4	232.2	235.1	237.8	240.5	243.2	245.8	248.3	250.8	253.2	255.6	258.0	260.2	262.5	193
76 1/2	219.7	223.1	226.2	229.4	232.4	235.3	238.2	241.0	243.7	246.4	249.0	251.6	254.1	256.5	259.0	261.4	263.3	265.9	194
77	222.7	226.0	229.3	232.4	235.4	238.4	241.4	244.2	246.9	249.7	252.3	254.9	257.5	260.0	262.4	264.8	267.2	269.5	196
77 1/2	225.5	228.9	232.2	235.4	238.5	241.5	244.5	247.3	250.1	252.9	255.6	258.2	260.8	263.3	265.8	268.2	270.7	273.0	197
78	228.5	231.9	235.2	238.4	241.6	244.6	247.6	250.5	253.4	256.2	258.9	261.6	264.2	266.7	269.2	271.7	274.2	276.5	198
78 1/2	231.4	234.9	238.2	241.5	244.7	247.8	250.8	253.7	256.7	259.5	262.2	265.0	267.6	270.2	272.7	275.2	277.7	280.1	199
79	234.4	237.9	241.3	244.6	247.8	251.8	254.0	257.0	260.0	262.8	265.6	268.4	271.0	273.7	276.2	278.8	281.3	283.7	201
79 1/2	237.4	240.9	244.3	247.7	250.9	254.1	257.2	260.2	263.3	266.1	268.9	271.8	274.4	277.1	279.7	282.3	284.8	287.3	202
80	240.4	243.9	247.4	250.8	254.1	257.3	260.5	263.5	266.5	269.5	272.3	275.1	277.9	280.6	283.2	285.8	288.4	290.9	203
80 1/2	243.4	247.0	250.5	254.0	257.3	260.5	263.8	266.8	269.8	272.9	275.7	278.6	281.4	284.0	286.6	289.5	292.0	294.6	204
81	246.4	250.1	253.7	257.2	260.5	263.8	267.1	270.2	273.2	276.3	279.2	282.1	284.9	287.7	290.4	293.2	295.7	298.3	206
81 1/2	249.4	253.2	256.8	260.3	263.7	267.1	270.4	273.5	276.6	279.7	282.1	285.6	288.4	291.2	294.0	296.8	299.3	302.0	207
82	252.5	256.3	260.0	263.5	267.0	270.4	273.8	276.9	280.0	283.1	286.1	289.0	292.0	294.8	297.6	300.5	303.0	305.7	208
82 1/2	255.6	259.4	263.2	266.7	270.3	273.5	277.1	280.4	283.4	286.8	289.6	292.6	295.6	298.4	301.2	304.5	307.5	309.4	210
83	258.8	262.6	266.4	270.0	273.6	276.7	280.3	283.9	286.9	290.5	293.1	296.2	299.2	302.1	304.9	308.5	312.1	313.2	211
83 1/2	261.9	265.8	269.6	273.2	276.9	280.2	283.7	287.2	290.3	293.8	296.6	299.8	302.8	305.7	308.5	311.7	315.0	317.0	212
84	265.0	269.0	272.8	276.5	280.2	283.7	287.1	290.5	293.8	297.1	300.2	303.3	306.4	309.4	312.2	315.0	317.9	320.8	213
84 1/2	268.2	272.2	276.0	279.8	283.5	287.1	290.5	294.0	297.3	300.6	303.8	306.9	310.0	313.1	316.0	318.8	321.7	324.6	215
85	271.4	275.4	279.3	283.2	286.9	290.5	294.0	297.5	300.9	304.2	307.4	310.6	313.7	316.8	319.8	322.6	325.6	328.4	216
85 1/2	274.6	278.6	282.6	286.5	290.3	293.9	297.5	301.0	304.4	307.8	311.0	314.3	317.4	320.5	323.5	326.4	329.4	332.3	217
86	277.8	281.9	286.0	289.8	293.7	297.4	301.0	304.6	308.0	311.4	314.7	318.0	321.1	324.3	327.3	330.3	333.3	336.2	218
86 1/2	280.9	285.2	289.4	293.2	297.0	300.5	304.4	308.0	311.4	315.7	318.4	321.5	325.0	328.0	331.0	334.5	337.1	340.2	220
87	284.2	288.5	292.7	296.6	300.5	304.4	308.0	311.6	315.1	318.7	322.1	325.3	328.7	331.8	334.9	338.3	341.0	344.1	221
87 1/2	287.5	291.8	296.0	300.0	304.0	307.9	311.6	315.2	318.8	322.4	325.8	329.1	332.4	335.6	338.8	342.1	344.9	348.0	222
88	290.8	295.2	299.4	303.5	307.5	311.4	315.2	318.9	322.5	326.1	329.5	332.9	336.2	339.5	342.7	345.9	348.9	352.0	223
88 1/2	294.1	298.6	302.8	307.0	311.0	314.9	318.8	322.5	325.7	329.8	333.2	336.7	340.1	343.4	346.6	349.8	352.9	356.0	225
89	297.5	302.0	306.3	310.5	314.6	318.5	322.4	326.2	328.9	333.6	337.0	340.6	344.0	347.3	350.6	353.8	356.9	360.1	226
89 1/2	300.8	305.3	309.7	313.9	318.1	322.1	326.0	329.9	333.1	337.3	340.8	344.4	347.8	351.2	354.6	357.7	360.9	364.1	227
90	304.2	308.7	313.2	317.4	321.6	325.7	329.7	333.6	337.3	341.1	344.7	348.2	351.7	355.2	358.5	361.8	365.0	368.2	229
90 1/2	307.6	312.2	316.7	321.0	325.2	329.3	333.4	337.3	341.4	344.9	348.5	352.1	355.6	358.1	362.5	365.9	369.1	372.3	230
91	311.0	315.7	320.2	324.6	328.8	333.0	337.1	341.1	344.9	348.7	352.4	356.1	359.6	363.1	366.5	370.0	373.2	376.5	231
91 1/2	314.4	319.1	323.7	328.1	332.4	336.6	340.8	344.8	348.7	352.5	356.3	360.0	363.5	367.1	370.5	374.0	377.3	380.6	232
92	317.9	322.6	327.2	331.7	336.1	340.3	344.5	348.6	352.6	356.4	360.2	363.9	367.4	371.1	374.6	378.1	381.4	384.8	234
92 1/2	321.3	326.1	330.8	335.3	339.7	344.0	348.3	352.4	356.4	360.3	364.1	367.9	371.5	375.1	378.7	382.2	385.6	388.9	235
93	324.8	329.6	334.4	339.0	343.4	347.8	352.2	356.2	360.3	364.2	368.0	371.9	375.6	379.2	382.9	386.4	389.8	393.1	236
93 1/2	328.3	333.2	338.0	342.5	347.1	351.5	355.9	360.0	364.1	368.1	372.0	375.9	379.6	383.3	386.9	390.5	394.0	397.4	237
94	331.8	336.8	341.6	346.3	350.8	355.3	359.6	363.9	368.0	372.0	376.0	379.9	383.6	387.4	391.0	394.7	398.2	401.7	239
94 1/2	335.4	340.4	345.2	350.0	354.6	359.1	363.5	367.7	371.9	376.0	380.0	383.9	387.7	391.5	395.2	398.9	402.4	405.9	240
95	339.0	344.0	348.9	353.7	358.4	362.9	367.4	371.6	375.8	380.0	384.0	388.0	391.9	395.7	399.4	403.1	406.7	410.2	241
95 1/2	342.5	347.6	352.6	357.4	362.2	366.7	371.2	375.5	379.8	384.0	388.1	392.1	396.0	399.9	403.6	407.3	411.0	414.5	243
96	346.1	351.3	356.3	361.2	366.0	370.6	375.1	379.5	383.8	388.1	392.2	396.2	400.2	404.1	407.9	411.6	415.3	418.9	244
96 1/2	349.7	354.9	360.0	365.0	369.8	374.5	378.9	383.5	387.8	392.1	396.3	400.3	404.3	408.2	412.1	415.8	419.6	423.2	245
97	353.4	358.6	363.8	368.8	373.6	378.4	382.8	387.5	391.9	396.2	400.4	404.4	408.4	412.4	416.4	420.1	424.0	427.6	247
97 1/2	356.9	362.2	367.5	372.6	377.4	382.3	386.6	391.6	395.9	400.2	404.5	408.5	412.5	416.5	420.6	424.3	428.3	431.9	248
98	360.6	366.0	371.3	376.4	381.4	386.2	390.9	395.5	400.0	404.4	408.7	412.9	417.0	421.0	425.0	429.0	432.8	436.6	249
98 1/2	364.3	369.8	375.1	380.2	385.1	390.2	394.9	399.5	404.1	408.5	412.8	417.1	421.3	425.4	429.4	433.4	437.2	441.1	250
99	368.1	373.6	379.0	384.1	388.8	394.1	398.9	403.6	408.2	412.7	417.0	421.4	425.6	429.8	433.8	437.8	441.6	445.6	251
99 1/2	371.8	377.4	382.8	387.9	392.9	398.1	402.9	407.7	412.3	416.8	421.2	425.6	429.9	434.1	438.2	442.2	446.1	450.1	253
100	375.6	381.2	386.6	391.9	397.0	402.1	407.0	411.8	416.5	421.0	425.5	429.9	434.2	438.4	442.6	446.6	450.6	454.6	254
	16.8	17.5	18.3	19.0	19.8	20.6	21.3	22.1	22.9	23.6	24.4	25.1	25.9	26.7	27.4	28.2	29.0	29.7	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous allons maintenant établir, d'après les dimensions adoptées par les plus célèbres constructeurs, les meilleures proportions à appliquer aux différentes parties des fourneaux et des chaudières.

I. — Aire de la grille du foyer.

La pratique donne, pour terme moyen, 5 décimètres carrés d'aire de grille du foyer, pour chaque cheval-vapeur [1]. De là, nous déduirons la règle suivante :

Règle I. — *Pour déterminer l'aire de la grille du foyer, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par le nombre* 5 : *le produit donnera l'aire de la grille en décimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer l'aire totale de la grille du foyer d'une machine de la force de 400 chevaux.

Nous aurons, d'après la règle précédente, pour l'aire cherchée :

$$400 \times 5 = 2000 \text{ décim. carrés ou } 20 \text{ mètres carrés.}$$

On peut également se proposer de déterminer l'aire de la grille du foyer en fonction de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre.

Nous venons de dire qu'il fallait, pour obtenir cette aire, multiplier la puissance nominale, en chevaux, de la machine, par le nombre 5. Or, la puissance est, comme nous l'avons vu, exprimée algébriquement par $\frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{437}$, nous aurons donc, pour la mesure cherchée :

$$\frac{5 \times d^2 \sqrt[3]{l}}{437} = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{87}$$

Cette formule, exprimée en langage ordinaire, fournit la règle suivante :

Règle II. — *Pour déterminer l'aire de la grille du foyer d'une machine à vapeur, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, exprimé en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, exprimée en décimètres, et diviser le produit résultant par* 87 : *le quotient sera l'aire de la grille du foyer, en décimètres carrés.*

Exemple. — Quelle est l'aire totale de la grille du foyer d'une machine, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres?

Dans ce cas, nous avons : $l = 24{,}4$ décimètres, et $d = 127$ centimètres.

D'après la règle, on aura, pour l'aire cherchée :

$$\frac{(127)^2 \sqrt[3]{24{,}4}}{87} = 538 \text{ décimètres carrés.}$$

Pour vérifier à posteriori l'exactitude de ce résultat, d'après la première règle, on peut chercher dans les tables qui précèdent (page 194) la puissance en chevaux d'une machine présentant des dimensions égales à celles que nous avons prises pour l'exemple précédent. On trouve que la puissance d'une pareille machine est de 106,4 chevaux-vapeur, et, par conséquent, d'après la règle I, on a, pour l'aire de la grille de cette machine :

$$106{,}4 \times 5 = 532 \text{ décimètres carrés.}$$

[1] Il y a, dans le texte anglais, 0,55 pied carré par force de cheval, ce qui correspond à 5,1095 décimètres carrés. On peut donc, sans grande erreur, adopter le chiffre de 5 décimètres carrés. Dans l'exemple donné ci-dessus, et bien que la puissance de la machine soit considérable, on obtiendrait 20,4 mètres carrés de surface de grille, en adoptant la traduction exacte, au lieu de 20, erreur insignifiante pour des dimensions de cette nature.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est important de remarquer que non seulement ces règles ont été déduites de la pratique, et que, par conséquent, on doit les considérer comme des règles empiriques, mais encore, qu'elles ne sont applicables qu'à des machines d'une assez grande puissance. Lorsque la machine est faible, elle réclame, proportionnellement, une plus grande dimension de surface de grille. Cette circonstance provient de la nécessité où l'on se trouve de sacrifier, pour la combustion complète de la houille, une certaine partie de la surface de la grille, qui est à peu près la même dans tous les cas.

II. — Longueur du foyer.

Les longueurs attribuées aux fourneaux varient entre des limites considérables. Les différents constructeurs assignent à ces fourneaux des longueurs plus ou moins grandes, dans les mêmes conditions; et souvent, même, cette variation se reproduit dans des constructions provenant d'un seul et même mécanicien. Il est évident, en effet, que toutes les dimensions d'un fourneau dépendent, jusqu'à un certain point, des circonstances particulières où il se trouve placé.

En prenant un terme moyen entre les longueurs des foyers de différentes chaudières, nous trouvons, pour cette valeur moyenne, 2 mètres environ [1].

III. — Hauteur du conduit principal de la fumée.

Cette dimension, de même que la précédente, varie beaucoup dans la pratique. Cependant on peut admettre, d'un manière assez exacte, que la hauteur moyenne du carneau principal est de 0,61 mètre.

IV. — Capacité de la chambre du foyer au-dessus des barreaux de la grille.

Pour déterminer la capacité moyenne des chambres de foyer, au-dessus des barreaux de la grille, nous reproduirons, sous forme de tableau, les chiffres fournis par quelques machines assez dissemblables et de construction moderne.

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chev.-vapeur.	CAPACITÉ totale du foyer au-dessus des barreaux de la grille.	CAPACITÉ par cheval-vapeur.
		mètres cubes.	mètres cubes.
Sydenham.	78	2,392	0,031
Retribution.	903	19,930	0,022
Royal-Consort.	317	15,226	0,048
Her Majesty.	317	15,226	0,048
Forth.	430	14,551	0,034
Dee et *Solway.*	434	13,987	0,032

En prenant une moyenne entre les différentes capacités des foyers de ces machines, on trouve $0^{m.c.},035$ ou 35 décimètres cubes par force de cheval. De là, on déduit la règle suivante :

Règle I. — *Pour déterminer la capacité de la chambre du foyer, au-dessus des barreaux de la grille, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par* 35 : *le produit est la capacité cherchée, en décimètres cubes.*

Exemple. Trouver la capacité de la chambre du foyer, au-dessus des barreaux de la grille, pour une machine de la force de 400 chevaux.

[1] En mesures anglaises, 6 pieds 6 pouces, ce qui correspond plus exactement à 1,98 mètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous aurons, pour cette capacité, d'après la règle donnée ci-dessus :

$$400 \times 35 = 14000 \text{ décim. cubes ou } 14 \text{ mètres cubes.}$$

On peut aussi, au moyen de la formule (A), déterminer une règle qui fasse connaître la capacité de la chambre du foyer en fonction seulement de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre. Nous aurons, en effet, pour l'expression générale de cette capacité, en nous reportant à la moyenne ci-dessus de 35 décimètres cubes par force de cheval :

$$35 \times \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{437} \text{ décimètres cubes.}$$

et en simplifiant :

$$\frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{12,5} \text{ déc. cub.}$$

d'où l'on déduit la règle suivante :

Règle II. — *Pour trouver la capacité de la chambre du foyer au-dessus des barreaux de la grille, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit par* 12,5 : *le quotient sera la capacité de la chambre du foyer, en décimètres cubes.*

Exemple. Trouver la capacité de la chambre du foyer pour une machine à vapeur, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres.

Nous aurons : $l = 24,4$, $d = 127$

et, d'après la règle précédente, la capacité cherchée sera :

$$\frac{(127)^2 \sqrt[5]{24,4}}{12,5} = 3742 \text{ décim. cubes ou environ } 3,7 \text{ mètres cubes.}$$

On peut aussi, au moyen des tables des puissances nominales des machines, déterminer plus simplement cette capacité, en fonction de la longueur de course et du diamètre du cylindre. En cherchant, dans la table (page 194), la force de la machine, dont la longueur de course et le diamètre du cylindre répondent aux données précédentes, on trouve 106,4 chevaux-vapeur ; de sorte qu'en appliquant la règle I, on a, pour la capacité de la chambre du foyer de cette machine :

$$106,4 \times 35 = 3724 \text{ décim. cubes ou environ } 3,7 \text{ mètres cubes.}$$

V. — Aire totale de l'ensemble minimum des sections des carneaux et des tubes.

Nous prendrons pour données les dimensions des carneaux et des tubes dans les machines que nous avons déjà choisies pour établir ces sortes de moyennes.

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines. en chev.-vap.	AIRE de la section *minimum* des tubes et carneaux.	AIRE par force de cheval.
		mètres carrés.	centim. carrés.
Sydenham.	78	0,67	85
Royal-Consort.	317	2,45	77
Her Majesty.	317	2,45	77
Forth.	430	2,68	62
Dee et *Solway.*	434	2,71	62

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La moyenne, par force de cheval, est de 72 centimètres carrés. Nous aurons donc la règle suivante :

Règle I. — *Pour déterminer l'aire totale de l'ensemble (minimum) des sections des carneaux et des tubes, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par* 72 : *le produit sera l'aire cherchée en centimètres carrés.*

Exemple. Quelle est l'aire totale *minimum* que doivent avoir les carneaux ou les tubes d'une chaudière de machine à vapeur de la puissance de 400 chevaux?

Nous aurons pour cette aire, d'après la règle précédente :

$$400 \times 72 = 28800 \text{ centimètres carrés ou } 2{,}88 \text{ mètres carrés.}$$

La formule (A) fournit encore une règle très commode pour obtenir l'aire *minimum* des carneaux et des tubes en fonction de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre. En effet, d'après la moyenne établie précédemment, nous aurons pour l'expression de cette aire :

$$72 \times \frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{437} \text{ centimètres carrés}$$

qui revient à la suivante :

$$\frac{d^2 \sqrt[5]{l}}{6{,}1} \text{ cent. car.}$$

Nous dirons donc, en langage ordinaire :

Règle II. — *Pour déterminer l'aire totale (minimum) des carneaux et des tubes, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit par* 6,1 : *le quotient exprimera l'aire cherchée, en centimètres carrés.*

Exemple. — Quelle doit être l'aire totale des tubes d'une chaudière tubulaire, pour une machine dans laquelle la longueur de la course du piston est de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres?

Nous avons : $l = 24{,}4$, $d = 127$

et, d'après la règle précédente, l'aire cherchée est :

$$\frac{(127)^2 \times \sqrt[5]{24{,}4}}{6{,}1} = 7668 \text{ centimètres carrés.}$$

Pour résoudre la même question par la règle I, on cherche, dans les tables, la puissance nominale de la machine qui répond aux données précédentes. Cette puissance étant de 106,4 chevaux, on a pour l'aire des tubes, d'après la règle I :

$$106{,}4 \times 72 = 7661 \text{ centimètres carrés.}$$

VI. — Surface de chauffe effective.

Nous déterminerons la moyenne pratique de surface de chauffe effective par cheval-vapeur, en choisissant comme exemples les steamers dont nous avons déjà décrit les générateurs, et dont les puissances offrent des différences assez notables.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chev.-vap.	SURFACE totale de chauffe effective.	SURFACE de chauffe par cheval-vap.
		mètres carrés.	mètres carrés.
Retribution.	903	635,06	0,70
Royal-Consort.	317	289,81	0,91
Her Majesty.	317	289,81	0,91
Forth.	430	436,13	1,01
Dee et *Solway.*	434	442,96	1,03

Prenant une moyenne entre ces diverses unités de surface, on trouve le nombre 0,91. D'où l'on déduit la règle suivante :

RÈGLE I. — *Pour déterminer la surface de chauffe effective d'un générateur, multipliez le nombre de chevaux de la machine par* 0,91 : *le résultat sera l'aire de la surface de chauffe effective cherchée, en mètres carrés.*

Exemple. — Quelle est la surface de chauffe effective d'une machine de 400 chevaux?

La règle précédente nous donne, pour cette surface :

$$400 \times 0{,}91 = 364 \text{ mètres carrés.}$$

Pour trouver la surface de chauffe effective d'une machine en fonction de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre, il n'y a, d'après la règle précédente, qu'à multiplier l'expression (A) de la puissance, par le nombre 0,91. On obtient ainsi :

$$\frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{437} \times 0{,}91 = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{480}$$

d'où l'on déduit la règle suivante :

RÈGLE II. — *Pour trouver la surface de chauffe effective d'une machine à vapeur, multipliez le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston en décimètres, et divisez le produit par le nombre* 480 : *le quotient sera la surface de chauffe effective cherchée, en mètres carrés.*

Exemple. — Quelle est la surface de chauffe effective d'une machine à vapeur, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres?

Nous avons : $l = 24{,}4$, $d = 127$

et, d'après la règle précédente, la surface de chauffe effective sera égale à :

$$\frac{(127)^2 \times \sqrt{24{,}4}}{480} = 97 \tfrac{1}{2} \text{ mètres carrés environ}$$

On peut encore appliquer la règle I à la solution de cet exemple, en ayant recours aux tables des puissances nominales. La puissance de la machine, correspondante à ces données, étant de 106,4 chevaux-vapeur, d'après les tables, nous aurons pour l'aire cherchée :

$$106{,}4 \times 0{,}91 = 97 \text{ mètres carrés environ.}$$

VII. — Aire de la cheminée.

Voici, pour déterminer l'aire de la cheminée d'une machine à vapeur, quelques exemples tirés des steamers qui nous ont déjà servi.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chev.-vap.	AIRE de la cheminée.	AIRE par cheval-vapeur.
		mètres carrés.	centim. carrés.
Sydenham.	78	0,55	71
Royal-Consort.	317	2,21	70
Her Majesty.	317	2,21	70
Forth.	430	2,28	53
Dee et *Solway.*	434	2,63	61
Queen.	160	1,16	72

La moyenne entre les aires par cheval-vapeur des cheminées de ces différents steamers est 66, et l'on en conclut la règle suivante :

RÈGLE I. — *Pour trouver l'aire de la cheminée d'une machine à vapeur, il faut multiplier la puissance nominale en chevaux de la machine par le nombre* 66 : *le produit sera l'aire de la cheminée en centimètres carrés.*

Exemple. — Quelle est l'aire de la cheminée d'une machine de 400 chevaux ?

D'après la règle, cette aire nous sera donnée par le produit :

$$400 \times 66 = 26400 \text{ centimètres carrés ou } 2{,}64 \text{ mètres carrés.}$$

Pour obtenir une règle déduite de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre, nous devons multiplier l'expression algébrique (A) de la puissance par le nombre 66; ce qui donne :

$$\frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{437} \times 66 = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{6{,}6}$$

et la règle qu'elle fait connaître est la suivante :

RÈGLE II. — *Pour trouver l'aire de la cheminée d'une machine à vapeur, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit par le nombre* 6,6 : *le quotient sera l'aire cherchée, en centimètres carrés.*

Exemple. — Quelle est l'aire de la cheminée d'une machine, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres?

Nous avons : $l = 24{,}4$, $d = 127$;

D'après la règle précédente, l'aire de la cheminée est donnée par le quotient :

$$\frac{(127)^2 \times \sqrt[3]{24{,}4}}{6{,}6} = 7087 \text{ centimètres carrés, environ } 0{,}7 \text{ mètre carré.}$$

Ainsi qu'il résulte des tables, comme nous l'avons déjà vu, la machine dont les dimensions sont celles qui ont été données ci-dessus est de la force de 106,4 chevaux-vapeur. Dès lors, en appliquant la règle I à la solution de la question, nous trouvons également pour l'aire de la cheminée de cette machine :

$$106{,}4 \times 66 = 7022 \text{ centimètres carrés ou environ } 0{,}7 \text{ mètre carré.}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

VIII. — Volume de l'eau dans la chaudière.

La quantité d'eau contenue dans la chaudière d'une machine à vapeur varie non seulement pour des chaudières différentes, mais souvent encore dans la même chaudière pour des époques différentes. Il peut être utile, cependant, de connaître le volume moyen de l'eau que doit contenir un générateur, pour une machine d'une puissance nominale déterminée. Nous aurons recours ici, comme dans les paragraphes précédents, à quelques exemples choisis parmi les steamers dont les machines offrent le service le plus satisfaisant.

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chevaux-vap.	VOLUME moyen de l'eau dans la chaudière.	VOLUME moyen par cheval-vapeur.
		mètres cubes.	centim. cubes.
Fawn.	33,4	3,596	0,108
Sydenham.	78	8,254	0,106
Retribution.	903	188,157	0,208
Royal-Consort.	317	40,583	0,128
Her Majesty.	317	40,583	0,128
Forth.	430	69,064	0,161
Dee et *Solway.*	434	66,209	0,153

Le volume moyen, par cheval-vapeur, est 0,142 mètre cube, et on en déduit la règle suivante :

Règle I. — *Pour déterminer le volume moyen de l'eau contenue dans la chaudière d'une machine à vapeur, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par* 0,142 : *le produit sera, en mètres cubes, la quantité d'eau ordinairement contenue dans la chaudière.*

Pour obtenir une règle en fonction de la longueur de la course du piston et du diamètre du cylindre seulement, on n'a qu'à multiplier l'expression (A) de la puissance par le facteur 0,142 et cette expression deviendra :

$$\frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{437} \times 0{,}142 = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{3077}$$

d'où l'on déduit la règle :

Règle II. — *Pour obtenir le volume de l'eau contenue dans la chaudière d'une machine à vapeur, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit résultant par* 3077 : *le quotient exprimera, en mètres cubes, le volume de l'eau que doit contenir la chaudière.*

Exemple. — Quel est le volume de l'eau d'une chaudière pour une machine dans laquelle la longueur de la course du piston est de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres ?

Nous aurons : $l = 24{,}4$, $d = 127$

En substituant ces nombres dans la formule ci-dessus, on trouve, pour le volume d'eau cherché :

$$\frac{(127)^2 \times \sqrt[3]{24{,}4}}{3077} = 15 \text{ mètres cubes environ.}$$

Résolvons la même question au moyen de la règle I. Nous savons que la force de la machine, à laquelle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

se rapportent les dimensions données, est de 106,4 chevaux. Par conséquent, en appliquant la règle I, on trouve pour le volume de l'eau contenue dans la chaudière :

$$106{,}4 \times 0{,}142 = 15 \text{ mètres cubes.}$$

IX. — Aire superficielle du niveau de l'eau dans les chaudières.

Voici quelques exemples de l'aire qu'occupe le niveau de l'eau dans les chaudières de divers steamers.

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chevaux-vap.	AIRE du niveau de l'eau.	AIRE par cheval-vapeur.
		mètres carrés.	décim. carrés.
Fawn	33,4	3,81	11,41
Sydenham	78	6,06	7,77
Retribution	903	79,01	8,75
Royal-Consort	317	28,30	8,93
Her Majesty	317	28,30	8,93
Forth	430	52,43	12,19
Queen	160	17,24	10,77

L'aire moyenne, par cheval-vapeur, est de 10 décimètres carrés environ, ce qui permet d'énoncer la règle d'une manière fort simple :

Règle I. — *Pour trouver l'aire superficielle du niveau de l'eau dans une chaudière de machine à vapeur, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par* 10 : *le résultat exprime, en décimètres carrés, l'aire cherchée.*

Exemple. — Trouver l'aire superficielle du niveau de l'eau dans la chaudière d'une machine de la force de 400 chevaux.

Cette aire sera, d'après la règle précédente :

$$400 \times 10 = 4000 \text{ décimètres carrés, ou 4 mètres carrés.}$$

Si l'on veut avoir cette mesure en fonction de la course du piston et du diamètre du cylindre, il faut, dans la formule (A), introduire le multiplicateur 10. Cette formule devient alors :

$$\frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{437} \times 10 = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{43{,}7}$$

ou, par approximation : $\dfrac{d^2 \sqrt[3]{l}}{44}$

on en déduit la règle suivante :

Règle II. — *Pour déterminer l'aire superficielle du niveau de l'eau dans une chaudière de machine à vapeur, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit par* 44 : *le quotient exprimera l'aire du niveau de l'eau, en décimètres carrés.*

Exemple. — Quelle doit être l'aire superficielle du niveau de l'eau pour la chaudière d'une machine, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres?

Nous avons : $l = 24{,}4$, $d = 127$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et la formule donne pour l'aire cherchée :

$$\frac{(127)^2 \sqrt[5]{24,4}}{44} = 1063 \text{ décimètres carrés, ou environ } 10\ \tfrac{1}{2} \text{ mètres carrés.}$$

Pour résoudre la même question au moyen de la règle I, il n'y a qu'à multiplier le nombre 106,4, qui répond, dans les tables, à la puissance nominale, en chevaux-vapeur, de la machine dont il s'agit, par 10. Le résultat devra donner le nombre de décimètres carrés qu'occupe, dans la chaudière, le niveau superficiel de l'eau. On trouve ainsi, pour cette surface :

$$106,4 \times 10 = 1064 \text{ décimètres carrés, ou environ } 10\ \tfrac{1}{2} \text{ mètres carrés.}$$

X. — Capacité de la chambre à vapeur.

Il est évident que la capacité à donner à la chambre à vapeur, de même que le volume à faire occuper par le liquide dans la chaudière d'une machine à vapeur, est une quantité extrêmement variable, non seulement pour des générateurs différents, mais encore pour le même générateur, considéré dans deux instants différents. Il est bon, cependant, de connaître le volume qu'occupe ordinairement la vapeur dans cette partie de la chaudière. En suivant la même méthode que précédemment, nous établirons le tableau suivant qui donne quelques exemples de la capacité moyenne de la chambre à vapeur, pour les chaudières de divers steamers.

NOMS DES STEAMERS.	PUISSANCE collective des machines en chevaux-vap.	CAPACITÉ totale de la chambre à vapeur.	CAPACITÉ par cheval-vapeur.
		mètres cubes.	mètres cubes.
Fawn.	33,4	5,380	0,161
Sydenham.	78	6,087	0,078
Retribution.	903	64,341	0,071
Royal-Consort.	317	12,135	0,038
Her Majesty.	317	12,135	0,038
Forth.	430	65,255	0,152
Dee et *Solway*.	434	50,116	0,115
Queen.	160	10,533	0,065

La capacité moyenne, par cheval-vapeur, étant de 0,09 mètre cube, on peut énoncer la règle suivante :

Règle I. — *Pour déterminer la capacité moyenne de la chambre à vapeur d'une machine, il faut multiplier le nombre de chevaux-vapeur de la machine par le nombre* 0,09 : *le produit sera la capacité cherchée, en mètres cubes.*

Exemple. — Quelle est la capacité moyenne de la chambre à vapeur d'une machine de la force de 400 chevaux?

Cette capacité nous sera donnée, d'après la règle précédente, par le produit :

$$400 \times 0,09 = 36 \text{ mètres cubes.}$$

Enfin, pour appliquer cette règle, dans le cas où le diamètre du cylindre et la longueur de la course du piston, seulement, seraient connus, il faut introduire, dans la formule (A), le multiplicateur 0,09. Cette formule devient alors :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{0{,}09 \times d^2 \sqrt[3]{l}}{437} = \frac{d^2 \sqrt[3]{l}}{4856}$$

et on en déduit la règle suivante :

Règle II. — *Pour déterminer la capacité moyenne de la chambre à vapeur d'une machine, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par la racine cubique de la longueur de la course du piston, en décimètres, et diviser le produit résultant par le nombre* 4856 : *le quotient exprimera, en mètres cubes, la capacité moyenne cherchée.*

Exemple. — Quelle est la capacité moyenne de la chambre à vapeur d'une machine, la longueur de la course du piston étant de 24,4 décimètres, et le diamètre du cylindre, de 127 centimètres ?

Nous aurons : $l = 24{,}4$, $d = 127$

et la formule donne pour la capacité moyenne cherchée :

$$\frac{(127)^2 \sqrt[3]{24{,}4}}{4856} = 9\ \tfrac{1}{2} \text{ mètres cubes environ.}$$

En ayant recours aux tables, la règle I conduit immédiatement au même résultat. En effet, si on multiplie 106,4, qui exprime le nombre de chevaux-vapeur de la machine, par 0,09, on trouve pour la capacité moyenne de la chambre à vapeur :

$$106{,}4 \times 0{,}09 = 9\ \tfrac{1}{2} \text{ mètres cubes environ.}$$

Pour terminer tout ce qui se rapporte à l'usage des règles précédentes, nous devons répéter qu'il ne faut point les considérer comme des règles fondamentales, dont l'application doive infailliblement réaliser le *maximum* d'effet dynamique, qui peut être produit par une quantité donnée de combustible. Ces règles constituent des données empiriques bien appropriées aux circonstances les plus générales, mais il ne faut point les regarder comme invariables, et les appliquer en toute circonstance, avec tout le degré d'extension possible. Nous ne les présentons que comme des moyennes prises sur des proportions pratiques, fort variables elles-mêmes, qui ont été appliquées par les constructeurs les mieux connus. Il suit de là que, sans être des formules conduisant d'une manière absolue au *maximum* d'effet utile, les proportions données par les règles ci-dessus sont cependant telles que leur application intelligente doive mener à des résultats fort peu différents de ceux qu'ont obtenus les constructeurs le plus justement appréciés de nos jours.

On s'est plaint fort souvent, et avec raison, du désaccord qui existe entre différents fabricants de machines à vapeur sur la manière d'évaluer la puissance nominale, en chevaux-vapeur, de leurs machines. Les méthodes d'évaluation varient, en effet, à un tel point, qu'à moins de savoir de quel atelier est sortie une machine, il est à peu près impossible de déduire, avec exactitude, les dimensions des parties principales de cette machine, de la connaissance seule de sa puissance en chevaux. Cependant, quelle que soit la confusion qui règne sur ce sujet, elle est bien plus grande encore pour tout ce qui se rapporte à la construction des chaudières. Il existe, en effet, plusieurs causes, faciles à concevoir, qui font que, jusqu'à ce jour, l'adoption, dans la pratique, d'une unité fondamentale qui pût servir de base pour la proportion à donner aux différentes parties des appareils de vaporisation, a constamment rencontré des obstacles insurmontables. Ainsi, rien de plus incertain que la grandeur à attribuer au foyer, ou que l'extension à donner à la surface de chauffe pour produire la vaporisation d'une quantité donnée d'eau. Chaque constructeur a ses dimensions propres et sa méthode spéciale, méthode qu'il met naturellement au-dessus de toutes les autres, bien qu'il n'y ait dans tous ces systèmes sans exception, que des données également empiriques, et qu'aucune d'elles n'ait été déduite d'expériences positives et réellement concluantes.

C'est en raison de cette obscurité que les circonstances qui influent sur la puissance plus ou moins

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grande de vaporisation d'un générateur peuvent être considérées comme à peu près inconnues. En supposant même qu'on soit parvenu à établir une mesure de la force de vaporisation d'une chaudière donnée, il resterait encore une difficulté, ou plutôt une série de difficultés provenant des connaissances imparfaites que nous avons sur les pertes de puissance dynamique dues aux causes suivantes : condensation d'une partie de la vapeur, lors de son passage de la chaudière au cylindre ; condensation imparfaite de cette même vapeur, après qu'elle a servi à faire jouer le piston ; frottement des diverses pièces formant la partie mobile de la machine ; enfin, et surtout, variation infinie dans l'importance de toutes ces pertes de force pour des machines construites d'après diverses échelles de grandeur.

Il résulte de là que nous n'avons pu établir que des valeurs moyennes, indiquées comme les meilleures par la pratique, pour la construction des machines d'une puissance nominale donnée. Il faut aussi remarquer qu'il se produit fréquemment des modifications plus ou moins importantes, dans l'établissement des différentes parties des chaudières et des fourneaux. En effet, à part la difficulté que présente la solution du problème général de mécanique industrielle que l'on peut énoncer ainsi : *obtenir le* MAXIMUM *d'effet par le* MINIMUM *de moyens* ; il existe encore des sources continuelles de variations considérables suivant que ce *minimum*, qui est la *limite* à atteindre, s'applique au poids, au volume, ou au prix de revient plus ou moins considérable du matériel à employer. En outre, lorsqu'on calcule les proportions convenables à donner à une chaudière et à ses accessoires, il importe de distinguer entre la puissance de vaporisation et l'économie du service de cette chaudière ou son effet utile. Cette distinction, du reste, n'est pas seulement applicable à la chaudière d'une machine ; elle l'est à la machine elle-même. La puissance d'une machine ne s'évalue qu'en raison du temps plus ou moins considérable qu'elle emploie à produire un certain effet mécanique, abstraction faite de la quantité de combustible qui a été consommée ; tandis que son effet utile ne dépend que de la quantité d'effet dynamique produit au moyen d'une certaine consommation de combustible, indépendamment du temps employé à produire cet effet. En parlant de l'effet utile des machines, on éviterait toute confusion fâcheuse, si on considérait séparément le service de la chaudière et celui de la machine. Ce sont là, en effet, deux choses complétement distinctes.

Voici, en termes généraux, la quantité d'effet utile réalisée par les machines à vapeur ordinaires :

Un travail effectif, équivalant à un cheval-vapeur, est produit par 4 ½ *kilogrammes de combustible brûlé en une heure.*

On peut encore énoncer ce résultat moyen du travail des machines à vapeur de la manière suivante, qui revient à la première :

Un travail effectif, équivalant à 76,200 *kilogrammes élevés à* 1 *mètre, est produit par* 1 *kilogramme de combustible brûlé en une heure.*

Le but constant des différents constructeurs a été d'augmenter cette quantité d'effet utile, en se proposant, par exemple, d'obtenir, à l'aide de 4 ½ kilogrammes de combustible, un effet supérieur à la force d'un cheval-vapeur ; ou, en d'autres termes, d'arriver à faire élever à 1 mètre, par 1 kilogramme de combustible, un poids de plus de 76,200 kilogrammes. C'est là, du reste, un résultat qui a été atteint dans certaines circonstances, avec un grand succès. Ainsi, on est arrivé à produire le travail d'un cheval-vapeur avec 2 kilogrammes de combustible, et même avec 1 ½ kilogramme environ.

Nous donnons ci-contre une table dont les chiffres ont été déduits, soit des expériences directes de MM. J. Parkes et Wicksteed, soit de données réunies par ces deux ingénieurs. Cette table a pour but de faire connaître les modes de fonction respectifs, ainsi que l'économie comparative des deux systèmes de production de vapeur employés, d'une part, dans les chaudières de Boulton et Watt, et, de l'autre, dans les chaudières de Trevithick ou du Cornouailles.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des effets comparatifs des chaudières de Boulton et Watt et des chaudières du Cornouailles.

DÉSIGNATION des CHAUDIÈRES.	Longueur en mètres.	Poids en tonnes de 1000 kilog.	NOMBRE.	LOCALITÉS où les expériences ont été faites.	SURFACE DE CHAUFFE par mèt. carré de surface de grille.	SURFACE DE CHAUFFE par mètre cube d'eau vap. en 1 heure.	SURFACE DE CHAUFFE par kilog. de combust. brûlé en 1 heure.	POIDS du combustib. brûlé par heure et par mètre carré de surface de grille.	VOLUME de l'eau vaporisée par 100 kilog. de combustib.
	mètr. carrés				mètr. carrés.	mètr. carrés.	mètr. carrés.	kilog.	mètr. cubes.
Chaudière en chariot de Boulton et Watt.	de 4,9 à 5,5	7 ½	1	Old Ford. . .	21,28	30,74	0,265	80,23	0,862
			1	Albion Mills. .	15,78	33,40	0,267	59,58	0,700
		. .	. .	(*Voir la note* [1].)	13,16	32,70[2]	0,270	52,46	0,776
Moyennes.	. . .	. .	. .	. . . . .	16,74	32,28	0,267	64,09	0,779
Chaudière cylindrique du Cornouailles.	de 11 à 12	de 12 à 13	3	Huel Towan. .	36,11	246,90	2,614	13,81	1,058
			3	United Mines.. (*Mines réunies.*)	43,88	209,41	2,198	19,96	1,048
			4	Old Ford. . .	43,70	319,64	2,686	17,76	0,852
Moyennes.	. . .	. .	. .	. . . . .	41,23	258,65	2,499	17,18	0,989

Il résulte de l'examen de cette table les considérations suivantes :

1° Dans les chaudières du Cornouailles, le rapport de l'aire de la surface de chauffe à celle de la surface de grille est plus que double de celui qui a lieu, entre les mêmes surfaces, dans les chaudières ordinaires.

2° Dans les mêmes chaudières, le rapport de la surface de chauffe au volume de l'eau réduite en vapeur ou au poids du combustible brûlé, est environ dix fois plus considérable que dans les autres chaudières.

3° La combustion est relativement plus lente dans les chaudières du Cornouailles que dans les autres, dans le rapport approximatif de 1 à 4.

4° Enfin, il existe une économie d'environ 27 pour cent dans la consommation du combustible, en faveur des chaudières du Cornouailles comparées aux chaudières ordinaires de terre, bien que ces premières aient été inférieures, sous ce rapport, aux chaudières marines, dans les expériences faites au chemin de fer de Londres à Blackwall [3].

Il est important de remarquer, néanmoins, que cette grande économie de combustible, réalisée par les chaudières du Cornouailles, n'est point obtenue sans une perte de temps considérable. Ainsi, une chaudière en chariot, employée aux établissements d'*Albion Mills*, et pesant seulement 7 ½ tonnes, réduit en vapeur un volume d'eau de plus de 1 ½ mètre cube, par heure, tandis que trois chaudières cylindriques,

[1] Les chiffres de cette ligne expriment les moyennes de résultats obtenus dans 8 expériences à Albion-Mills, Clithero, Preston, et aux établissements de la Compagnie de *New-River-Water*, à Londres. Quelques-uns de ces chiffres ont déjà été donnés dans la Table I, page 168.

[2] Ce n'est point 32,70 qui résulte exactement du nombre anglais, mais bien 35,04. Le chiffre donné par l'*Artizan Club* dans cette table est 17,1 pieds carrés pour 100 livres d'eau vaporisée en une heure, qui reviennent, comme nous venons de le dire, à 35,04 mètres carrés par mètre cube d'eau vaporisée en une heure. Nous avons préféré conserver le nombre 32,70 de la table de la page 168, parce qu'il se déduit d'un chiffre plus certain, et répété, d'ailleurs, dans une partie plus avancée de l'ouvrage anglais.

[3] Voir pages 127 et 128.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ou du Cornouailles, pesant ensemble 48 $\frac{1}{2}$ tonnes, ne vaporisent que 1 $\frac{1}{3}$ mètre cube environ. Ce résultat provient des différents modes d'entretien du feu pour une chaudière et pour l'autre.

Il faut se rappeler, d'ailleurs, que, dans l'appréciation des différentes qualités des deux systèmes de chaudières, d'après une table présentant les résultats directs de la pratique, comme celle que nous venons de donner, il faut se rappeler, disons-nous, que la pression moyenne de la vapeur est beaucoup plus considérable dans les chaudières du Cornouailles que dans les chaudières en chariot. La pression ordinaire, dans les chaudières du Cornouailles, est de 3,16 kilogrammes par centimètre carré, tandis que, dans la chaudière en chariot employée aux établissements d'*Albion Mills*, cette pression ne dépassait pas 1,26 à 1,41 kilogramme par centimètre carré. La haute pression de la vapeur, dans les chaudières du Cornouailles, exige constamment une température élevée à l'intérieur et à l'extérieur de la chaudière. Il en résulte, par conséquent, une plus forte perte de calorique.

Nous terminerons, par ces dernières remarques, ce qu'il nous restait à dire sur le sujet général des chaudières des machines à vapeur, sujet sur lequel nous nous sommes suffisamment étendu. Nous ferons observer, cependant, que malgré les améliorations incontestables qui ont été réalisées par les appareils de vaporisation, une large carrière reste encore ouverte aux perfectionnements à venir. Quelques mécaniciens ont fait, il est vrai, des efforts, pour donner une impulsion plus rapide aux progrès des divers procédés de génération de vapeur. Mais il faut malheureusement reconnaître que le plus grand nombre s'est contenté de suivre pas à pas le sentier déjà tracé par les faits antérieurs. La grande majorité des constructeurs semble avoir pris pour règle invariable de reproduire les détails de construction qui lui ont paru les plus heureux, en les imitant aussi complétement que les circonstances le permettent. Cette aveugle soumission aux maximes des prédécesseurs, cette servile imitation de leurs essais, ont été jusqu'à ce jour les obstacles les plus réels aux perfectionnements de toute nature que réclame depuis longtemps cette partie, si importante cependant, des machines à vapeur.

Le système de la routine ne pouvait conduire, en effet, qu'à des conséquences stériles. On ne saurait, raisonnablement, espérer aucun perfectionnement réel dans une branche quelconque de la science ou de l'industrie, tant qu'un esprit supérieur ne vient pas affranchir la pratique des anciennes méthodes qui l'embarrassent et la retardent dans son développement. Espérons donc que nos constructeurs s'occuperont davantage par eux-mêmes des améliorations à apporter aux appareils de vaporisation et aux fourneaux, et qu'ils cesseront de se traîner ainsi à la remorque de leurs devanciers. Les chaudières de locomotives sont un exemple frappant des immenses perfectionnements qui peuvent, dans certains cas, être le résultat d'expériences judicieuses. Nous donnerons plus loin des exemples de ces dernières chaudières. Il nous reste aussi à présenter encore sur les divers systèmes de générateurs quelques tables de résistance et certains détails, que nous croyons inopportun de placer ici.

DIMENSIONS DES TUYAUX DISTRIBUTEURS.

AIRE DES TUYAUX DE CONDUITE ET PASSAGES DE VAPEUR.

Nous devons remarquer, en premier lieu, que toute exagération, dans la grandeur des dimensions des tuyaux de conduite de la vapeur, n'est préjudiciable qu'en ce qui concerne les pertes de calorique. Il est de toute évidence, en effet, que lorsque la vapeur se rend de la chaudière au cylindre, sa puissance dynamique est d'autant moins affectée par les diverses résistances à l'écoulement, que les passages sont plus grands ; mais, en même temps, les pertes de calorique sont d'autant plus importantes que l'aire des passages et, par conséquent, la surface de refroidissement, sont plus considérables. Nous reviendrons tout à l'heure sur ces pertes dues au refroidissement.

Tant que la vapeur, dans son écoulement par les tuyaux, n'a pas atteint la partie la plus étroite des passa-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ges, elle doit conserver sensiblement la même densité que dans la chaudière. Mais, lorsqu'elle a traversé l'orifice ou la lumière du cylindre pour y pénétrer et pousser le piston devant elle, il doit y avoir nécessairement diminution de densité, et c'est à la différence de pression qui en résulte dans la chaudière, d'une part, et dans le cylindre de l'autre, qu'est dû le mouvement de la vapeur de la chaudière vers le cylindre. La vitesse de ce mouvement est d'autant plus grande que la diminution de densité est plus forte, et, puisque les forces élastiques sont proportionnelles aux densités, la condition d'équilibre du système, en ne tenant point compte des pertes dues au refroidissement, pourra s'énoncer ainsi :

Pour qu'il y ait équilibre entre la puissance dynamique de la vapeur dans la chaudière et son effet dynamique dans le cylindre, il faut que la force élastique de la vapeur dans la chaudière, multipliée par la vitesse avec laquelle elle s'écoule à travers les orifices, et par l'aire de ces orifices, soit égale à la force élastique de la vapeur dans le cylindre, multipliée par la vitesse du piston et par l'aire du cylindre.

Pour exprimer cette condition d'équilibre d'une manière analytique, appelons :

f, la force élastique de la vapeur dans la chaudière, exprimée en atmosphères ;

f', la force élastique de la vapeur dans le cylindre, idem ;

a, l'aire des passages ou orifices de vapeur, en centimètres carrés ;

V, la vitesse avec laquelle la vapeur traverse ces orifices, en mètres par seconde ;

a', l'aire du piston, en centimètres carrés ;

V', la vitesse avec laquelle le piston se meut, en mètres par seconde.

La puissance dynamique de la vapeur dans la chaudière, exprimée d'une manière générale, d'après les notations précédentes, sera : $f a$ V. De même, pour la vapeur dans le cylindre, l'expression de la puissance sera : $f' a'$ V'. Or, la condition d'équilibre, que nous avons citée plus haut, entraîne l'égalité de ces deux termes. Nous aurons donc :

$$f a \mathrm{V} = f' a' \mathrm{V}'.$$

Telle est l'*équation de condition* qui doit toujours être satisfaite pour qu'il y ait équilibre entre la puissance de la vapeur dans la chaudière et son effet dans le cylindre.

V désignant la vitesse de l'écoulement de la vapeur par les orifices ordinaires des machines, nous pouvons l'éliminer de cette expression. Il s'agit ici, en effet, de l'écoulement d'un fluide d'un milieu plus dense dans un milieu moins dense, et, d'après les considérations exposées sur les lois de ces mouvements [1], nous avons d'une manière générale :

$$\mathrm{V} = k \sqrt{2g \times 10^{m},33 (fv - f'v')}$$

k étant le coefficient de réduction de la vitesse en raison de la contraction de la veine ; $g = 9^{m},8088$, la mesure de l'intensité de la pesanteur ; enfin, v et v', les volumes relatifs de la vapeur correspondants respectivement aux températures de la vapeur dans la chaudière et dans le cylindre.

Nous avons vu que, dans les circonstances ordinaires du mouvement de la vapeur dans une machine, il était convenable de prendre le nombre 0,58 pour le coefficient de réduction de la vitesse théorique. Nous adopterons donc cette valeur pour k ; et si, dans l'expression précédente, nous remplaçons k et g par leurs valeurs numériques, elle deviendra :

$$\mathrm{V} = 0,58 \sqrt{2 \times 9,8088 \times 10,33 (fv - f'v')},$$

et, en simplifiant :

$$\mathrm{V} = 8,25 \sqrt{fv - f'v'}$$

[1] Voir, page 99, *mouvement et écoulement des fluides élastiques* ; et, pages 100 et 101, *mouvement de la vapeur dans une machine.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des dimensions des parties principales

DÉSIGNATION DES DIVERSES PARTIES.	PUISSANCE NOMINALE EN CHEVAUX-VAPEUR : 10		15		20		25		30	
	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.
DIAMÈTRES.										
Du cylindre	20	50,8	24	61,0	27	68,6	29 1/2	74,9	32	81,3
De la tige du piston	2	5,1	2 5/16	6,0	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,4
De la pompe à air	12	30,5	15	38,1	17	43,2	17 1/2	44,4	18 1/2	47,0
De la tige de la pompe à air	1 1/4	3,2	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/16	5,4	2 1/4	5,7
Du robinet d'injection	1 1/4	3,2	1 1/2	3,8	1 5/8	4,1	1 3/4	4,4	2	5,1
De la pompe à eau chaude	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3	3	7,6	3 5/16	8,4	3 1/2	8,9
Du tuyau d'alimentation	1 1/2	3,8	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/16	5,4	2 1/4	5,7
Du tuyau à vapeur	4	10,2	5	12,7	5 3/4	14,6	6	15,2	6 1/2	16,5
Du tuyau de décharge de l'eau de condensation	5	12,7	6	15,2	7	17,8	7 1/2	19,0	8	20,3
De l'axe principal du balancier	3 1/2	8,9	4 1/2	10,8	5	12,7	5 1/4	13,3	5 1/2	14,0
Des axes extrêmes du balancier	2	5,1	2 7/16	6,0	2 15/16	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3
Des tourillons sur le balancier des bielles de la pompe à air	1 1/4	3,2	1 5/8	4,1	1 13/16	4,4	1 7/8	4,8	2	5,1
Du bouton de la manivelle	2 1/2	6,3	3	7,6	3 1/16	8,9	3 3/16	9,5	4	10,2
De l'arbre moteur	4 1/4	10,8	5 1/2	14,0	6 1/4	15,9	6 3/4	17,1	7	17,8
Des roues à aubes	108	274	132	335	132	335	144	366	156	396
Des tourillons de l'arbre de commande des tiroirs	2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3	2 1/2	6,3	2 5/8	6,7
LONGUEUR DE LA COURSE.										
Du piston du cylindre	24	61,0	30	76,2	30	76,2	33	83,8	36	91,4
Du piston de la pompe à air	12	30,5	15	38,1	15	38,1	16 1/2	41,9	18	45,7
Du piston plongeur de la pompe alimentaire	6	15,2	7 1/2	19,0	7 1/2	19,0	8	20,3	9	22,9
TRAVERSE DE LA TIGE DU CYLINDRE.										
Hauteur de la douille d'assemblage	6	15,2	7 1/2	19,0	8	20,3	9	22,9	9 1/2	24,1
Diamètre idem	4	10,2	4 1/2	11,4	5	12,7	5 1/2	14,0	6	15,2
Largeur au milieu de la traverse	5	12,7	5 1/2	14,0	6 1/4	15,9	7	17,8	7 1/2	19,0
Épaisseur de la traverse	1 1/2	3,8	1 5/8	4,1	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/4	5,7
TRAVERSE DE LA TIGE DE LA POMPE A AIR.										
Hauteur de la douille d'assemblage	4 1/2	11,4	5	12,7	5 1/2	14,0	6 1/2	16,5	6 3/4	17,1
Diamètre idem	2 3/4	7,0	3 3/8	8,6	3 1/2	8,9	4	10,2	4 1/8	10,5
Largeur au milieu de la traverse	3 1/2	8,9	4	10,2	4 1/2	11,4	5	12,7	5 1/4	13,3
Epaisseur de la traverse	1	2,5	1 1/8	2,9	1 1/4	3,2	1 3/8	3,5	1 1/2	3,8
COLONNES DE SUPPORT.										
Diamètre en haut	4	10,2	4 3/4	12,1	5 1/2	13,0	5 1/2	14,0	6	15,2
Diamètre en bas	4 1/2	11,4	5 1/2	14,0	6 1/4	15,9	6 3/8	16,2	6 3/4	17,1
DISTANCE DE CENTRE A CENTRE.										
Des bielles latérales de la pompe à air	29 1/2	74,9	34 1/4	87,0	37 1/4	95,0	39 1/2	100	42 1/4	107
Des balanciers (du même cylindre)	33	83,8	39	99,0	42 1/2	108	45	114	48	122
Des deux flasques du châssis	21	53,3	23	58,4	25 1/2	64,8	26	66,0	27	68,6
Des cylindres des deux machines	66	168	72	183	76	193	80	20,3	84	213
LUMIÈRES A VAPEUR.										
Largeur	7 1/2	19,0	8 3/4	22,2	10	25,4	11	27,9	11 1/2	29,2
Hauteur	1 1/2	3,8	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3
SOUPAPE A CLAPET DU FOND.										
Hauteur	2	5,1	2	5,1	2 1/2	6,3	2 1/2	6,3	3 1/4	8,3
Longueur	13	33,0	14	35,6	15 1/2	39,4	17	43,2	18	45,7
BALANCIER.										
Largeur au milieu	14	35,6	18	45,7	19	48,3	21	53,3	23	58,4
Idem aux extrémités	15	38,1	6	15,2	6 3/4	17,1	7 1/2	19,0	8	20,3
Epaisseur	1	2,5	1 1/8	2,9	1 1/8	2,9	1 3/8	3,5	1 1/2	3,8

des machines pour la navigation à vapeur, de MM. Maudslay fils et Field.

PUISSANCE NOMINALE EN CHEVAUX-VAPEUR : 40		50		60		70		80		90		100		110		120	
pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	Pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.	pouces angl.	centimètres.
36 1/16	92,7	40	102	43	109	46	117	48	122	50	127	52 1/16	133	55 1/16	141	57	145
3 1/16	8,9	4	10,2	4 1/16	10,8	4 1/16	11,4	4 3/16	12,1	4 3/16	12,4	5	12,7	5 1/16	13,3	5 1/16	14,0
21	53,3	23	58,4	24	6,1	26	66,0	27 1/16	70,0	28	71,1	30	76,2	31 1/16	80,0	34	86,4
2 1/16	6,3	2 3/16	7,0	2 1/16	5,4	3	7,6	3 1/16	8,3	3 1/16	8,9	3 3/16	9,5	4	10,2	4 1/16	10,8
2 1/16	5,7	2 3/16	6,3	2 1/16	7,0	3	7,6	3 1/16	7,9	3 1/16	8,3	3 3/16	8,3	3 3/16	8,6	3 3/16	8,9
4	10,2	4 1/16	10,8	4 1/16	11,4	5	12,7	5 1/16	14,0	6	15,2	6 1/16	16,5	7	17,8	7 1/16	19,0
2 1/16	6,3	2 1/16	6,3	2 1/16	7,0	3	7,6	3 1/16	8,3	3 1/16	8,3	3 1/16	8,9	3 1/16	8,9	4	10,2
7	17,8	7 1/16	19,7	8 1/16	21,6	9 1/16	23,5	10	25,4	10 1/16	26,7	11	27,9	11 1/16	29,2	12	30,5
9	22,9	9 1/16	24,1	10	25,4	10 1/16	26,7	11 1/16	29,2	12 1/16	31,1	13	33,0	13 1/16	34,3	14	35,6
6	15,2	6 1/16	16,5	7	17,8	7 1/16	19,0	8	20,3	8 1/16	21,6	9	22,9	9 1/16	24,1	9 1/16	24,8
3 1/16	8,9	4	10,2	4 1/16	10,8	4 1/16	11,4	4 1/16	11,4	5	12,7	5 1/16	13,3	5 1/16	13,3	5 1/16	14,0
2 1/16	5,7	2 1/16	6,3	2 1/16	6,3	2 1/16	7,3	2 1/16	7,3	3	7,6	3 1/16	7,9	3 1/16	7,9	3 1/16	8,3
4 1/16	11,4	5	12,7	5 1/16	14,0	6	15,2	6 1/16	16,5	7	17,8	7 1/16	18,7	7 1/16	19,7	8	20,3
7 1/16	19,0	8 1/16	21,6	9 1/16	23,5	10	25,4	10 1/16	26,0	10 1/16	26,7	11 1/16	29,2	12	30,5	12 1/16	31,7
156	396	180	457	204	518	204	518	228	579	228	579	252	640	252	640	276	701
2 1/4	5,7	2 3/4	7,0	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/4	8,3	3 1/4	8,9	3 3/4	9,5	3 3/4	9,5
36	91,4	42	107	48	122	52	132	56	142	60	152	63	160	66	168	72	183
18	45,7	21	53,3	24	61,0	26	66,0	28	71,1	30	76,2	31 1/16	80,0	33	83,8	36	91,4
9	22,9	10 1/16	26,7	12	30,5	13	33,0	14	35,6	15	38,1	16	40,6	16 1/16	41,9	18	45,7
10 1/16	26,7	12	30,5	13	33,0	14	35,6	14 1/16	36,8	15	38,1	16	40,6	17	43,2	17 1/16	44,5
6	17,1	7 1/16	19,0	8	20,3	8 1/16	22,2	9	22,9	9 1/16	24,1	10	25,4	11	27,9	12	30,5
8	21,6	9 1/16	24,1	10 1/16	26,0	11 1/16	29,2	11 15/16	29,9	12 1/16	31,7	13	33,0	13 1/16	34,3	14	35,6
2 1/16	6,3	2 3/16	7,0	3	7,6	3 1/16	8,3	3 1/16	8,9	3 1/16	8,9	3 3/16	9,5	4	10,2	4 1/16	10,5
8	20,3	9	22,9	10	25,4	10 1/16	26,7	10 3/16	27,3	11	27,9	11 1/16	29,2	12	30,5	12 1/16	31,7
4	11,7	5 1/16	13,0	5 1/16	13,3	5 1/16	14,6	6	15,2	6 1/16	16,5	6 1/16	17,1	7 1/16	18,4	7	19,0
6	15,9	7	17,8	7 1/16	19,4	8	20,3	8 1/16	21,0	8 1/16	21,6	9	22,9	9 1/16	23,5	9 1/16	24,1
1 1/16	4,4	2	5,1	2 1/16	5,4	2 1/16	5,7	2 1/16	5,7	2 1/16	6,0	2 1/16	6,3	2 1/16	7,0	2 1/16	7,0
7	17,8	8	20,3	8 1/16	21,0	9 1/16	23,2	9 1/16	23,5	9 1/16	24,1	10	25,4	10 1/16	26,0	10 1/16	26,7
7 1/16	19,7	9	22,9	9 1/16	23,8	10 1/16	26,7	10 1/16	27,3	11	27,9	11 1/16	29,2	11 1/16	29,9	12	30,5
47 1/16	121	53	135	55 3/16	142	60 3/16	154	63	160	67	170	68 1/16	174	70	178	72	183
54	137	60	152	63	160	69	175	69	175	72	183	78	198	80	203	83	211
30	76,2	34	86,4	34	86,4	40	102	40	102	42	107	44	112	45	114	46	117
88	22,4	96	244	100	25,4	108	274	108	274	112	284	126	320	128	325	130	330
13 1/16	33,0	15	38,1	18 1/16	47,0	18 1/16	47,0	19	48,3	19	48,3	20	50,8	20	50,8	21	53,3
2 1/16	7,0	3	7,6	3	7,6	4	10,2	4	10,8	4 1/16	10,8	4 1/16	11,4	4 3/16	12,1	4 1/16	12,1
3 3/16	9,5	4	10,2	4 1/16	11,4	5	12,7	5 1/16	14,0	5 1/16	14,0	6	15,2	6 1/16	16,5	7	17,8
20	50,8	24	61,0	26	66,0	28	71,1	28	73,7	29	73,7	31	78,7	31	78,7	32	81,3
25	63,5	28	71,1	29	73,7	33	83,8	34	84,6	35	88,9	38	91,4	36	96,5	39	99,1
8 3/16	22,2	10	25,4	10 1/16	26,7	12	30,5	12 1/16	31,1	12 3/16	32,4	15	35,6	14	38,1	15 1/16	39,4
1 1/16	4,4	1 1/16	4,8	2	5,1	2 1/16	5,7	2 1/16	6,0	2 1/16	6,3	2 1/16	6,3	2 1/16	6,3	2 1/16	6,7

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des dimensions des parties principales des machines pour la navigation à vapeur, de MM. Seaward et Cie.

DÉSIGNATION DES DIVERSES PARTIES.	PUISSANCE NOMINALE EN CHEVAUX-VAPEUR : 10		15		20		30		40	
	pouces angl.	centi-mètres.	pouces angl.	centi-mètres.	pouces angl.	centi-mètres.	pouces angl.	centi-mètres.	pouces angl.	centi-mètres.
DIAMÈTRES.										
Du cylindre	20	50,8	24	61,0	27	68,6	31 5/8	80,6	36 1/4	92,7
De la pompe à air	12	30,5	15	38,1	17	43,2	18 1/2	47,0	20	50,8
Des roues à aubes	108	274	132	335	132	335	156	396	156	396
De l'arbre moteur	4	10,2	4 3/4	12,1	5 3/4	14,6	6 3/4	17,1	7 1/2	19,0
De la tige du piston	2	5,1	2 1/2	6,3	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9
De la tige de la pompe à air, en cuivre	1 1/4	3,2	1 1/2	3,8	1 3/4	4,4	1 7/8	4,8	2 1/4	5,7
Idem. en fer	1	2,5	1 1/4	3,2	1 1/2	3,8	1 5/8	4,1	1 7/8	4,8
Du tuyau à vapeur	4	10,2	5	12,7	5 3/4	14,6	6 1/2	16,5	7	17,8
Du tuyau de décharge de l'eau de condensation	5	12,7	6	15,2	7	17,8	8	20,3	9	22,9
Du tuyau d'alimentation	1 1/2	3,8	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3
Des tourillons de la traverse de la tige du cylindre	2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3	2 3/4	7,0	3	7,6
Des tourillons de l'arbre de commande des tiroirs	2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3	2 3/4	6,3	2 3/4	7,0
Du bouton de la manivelle	2 1/2	6,3	3	7,6	3 1/2	8,9	4	10,2	4 1/2	11,4
COURSE DU PISTON.										
Longueur de la course	24	61,0	30	76,2	30	76,2	36	91,4	36	91,4
BALANCIER.										
Longueur	72	183	84	213	96	244	104	264	120	305
LONGUEUR DE PORTÉE.										
Des tourillons de l'arbre de commande	2 1/2	6,3	2 1/2	6,3	3	7,6	3 1/2	8,9	3 1/2	8,9
Du bouton de la manivelle	2 3/4	7,0	3 1/4	8,3	3 3/4	9,5	4 1/4	10,8	4 1/4	12,1
TRAVERSE DE LA TIGE DU PISTON.										
Hauteur de la douille d'assemblage	7	17,8	8 1/2	21,6	10	25,4	10 3/4	27,1	11 1/2	29,2
AXE PRINCIPAL DU BALANCIER.										
Diamètre	3	7,6	4	10,2	5	12,7	5 1/2	14,0	6	15,2
TOURILLON DU BRAS DU PISTON.										
Diamètre	1 3/8	3,5	1 1/2	3,8	1 3/4	4,4	2	5,1	2 1/4	5,7

PUISSANCE NOMINALE EN CHEVAUX-VAPEUR : 50		60		70		80		90		100		110		120	
pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.	pouces anglais.	centimètres.
39 1/2	100	43	109	46	117	48	122	50	127	52 1/2	133	55	140	57 1/2	146
22	55,9	24	61,0	25 1/2	64,8	27	68,6	28	71,1						
180	457	204	518	204	518	228	579	228	579	252	640	252	640	276	701
8 1/4	20,9	9	22,9	9 1/2	24,1	10	25,4	10 1/2	26,7	11	27,9	11 1/2	29,2	12 1/2	31,7
3 3/4	9,5	4	10,2	4 1/4	10,8	4 1/2	11,4	4 3/4	12,1	5	12,7	5 1/4	13,3	5 1/2	14,0
2 1/2	6,3	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9	3 5/8	9,5	4	10,2	4 1/4	10,8
2	5,1	2 1/4	5,7	2 1/2	6,3	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/8	7,9	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9
7 3/4	19,7	8 1/4	21,6	9 1/4	23,5	10	25,4	10 1/2	26,7	11	27,9	11 1/2	29,2	12	30,5
9 1/2	24,1	10	25,4	10	25,4	11	27,9	12 1/2	31,7	13	33	13 1/2	34,3	14	35,6
2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9	3 1/2	9,5	4	10,2	4 1/4	10,8	4 1/2	11,4
3 1/4	8,3	3 1/4	8,9	3 3/4	9,5	4	10,2	4 1/4	10,8	4 1/4	11,4	4 3/4	12,1	5	12,7
2 3/4	7,0	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9	3 5/8	9,5	3 3/4	9,5
5	12,7	5 1/2	14,0	6	15,2	6 1/2	16,5	7	17,8	7 3/8	18,7	7 3/4	19,7	8	20,3
42	107	48	122	51	130	54	137	57	14,5	60	152	60	152	66	168
126	320	138	350	150	381	156	396	162	411	192	488	192	488	210	533
3 3/4	9,5	4	10,2	4 1/4	10,8	4 1/2	11,4	4 3/4	12,1	5	12,7	5 1/4	13,3	5 1/2	14,0
5 1/4	13,3	6	15,2	6 1/2	16,5	7	17,8	7 1/2	19,0	7 3/4	19,7	8 1/4	21,0	8 1/2	21,6
12 1/4	31,1	13	33,0	13 3/4	34,9	14 1/2	36,8	15 1/4	38,7	16	40,6	16 3/4	42,5	17 1/2	44,5
6 1/2	16,5	7	17,8	7 1/2	19,1	8	20,3	8 1/2	21,6	9	22,9	9 1/2	24,1	9 3/4	24,8
2 1/2	6,3	2 3/4	7,0	3	7,6	3 1/4	8,3	3 1/2	8,9	3 5/8	9,2	3 3/4	9,5	3 3/4	9,5

Les forces élastiques f et f', que nous considérons ici, ne sont point différentes par suite d'une variation dans la température. Nous ne tenons point compte, du moins, de la petite variation qui provient de cette cause, et sur laquelle nous reviendrons tout à l'heure. La différence qui rompt l'équilibre entre ces forces provient du mouvement du piston qui, augmentant rapidement l'espace occupé par la vapeur dans le cylindre, la dilate nécessairement et diminue ainsi sa tension. Dans le mouvement de dilatation qui a lieu, la température s'abaisse, il est vrai, en raison de l'absorption de chaleur latente, nécessitée par le fait même de la dilatation [1]. Mais la perte de calorique, provenant de cette cause, est assez minime pour que l'on n'en tienne aucun compte dans la pratique. Dès-lors, les volumes v et v', qui ne sont autre chose que les volumes relatifs de la vapeur pour des températures supposées les mêmes à très peu de chose près, devront être sensiblement égaux. Cependant, cette hypothèse n'est réalisée qu'autant que les pertes de calorique, dues au refroidissement de la vapeur dans les tuyaux de conduite, sont insignifiantes. Nous

[1] Voir les considérations sur la *chaleur latente*, pages 68 et 69.

reviendrons plus loin sur la perte de force provenant de ce refroidissement; mais pour la circonstance présente, nous supposerons $v' = v$, et l'expression précédente deviendra :

$$V = 8{,}25\sqrt{v\,(f-f')}$$

Substituant cette valeur de V dans l'équation de condition à laquelle doit satisfaire l'aire a des passages de vapeur, nous avons :

$$8{,}25 \times af\sqrt{v\,(f-f')} = f'\,a'\,V'$$

En désignant par t la température de la vapeur, nous aurons pour le volume relatif v [1] :

$$v = 1287\,\frac{1 + 0{,}00364\,t}{f}$$

[1] Voir *Relations entre les volumes relatifs, les pressions et les températures, dans les vapeurs en contact ou non avec les liquides*, page 95.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si, d'un autre côté, nous désignons par r la fraction qui indique la perte de force éprouvée par la vapeur après son passage de la chaudière dans le cylindre, nous aurons :

$$r = \frac{f - f'}{f} \quad \text{ou :} \quad rf = f - f'$$

En introduisant ces valeurs dans l'équation de condition, et effectuant les calculs qui proviennent de cette substitution, on obtient :

$$296 \times a f \sqrt{r\,(1 + 0{,}00364\,t)} \quad = f'\,a'\,V'$$

Nous pouvons éliminer f et f' de cette expression en remplaçant f' par $f - fr = f\,(1 - r)$, et divisant les deux membres par f, ce qui donne :

$$296 \times a \sqrt{r\,(1 + 0{,}00364\,t)} \quad = (1 - r')\,a'\,V'$$

La quantité r, qui est maintenue dans l'équation, est bien, il est vrai, fonction de f et f' ; mais la détermination de cette perte de force étant toute empirique et fondée sur les observations directes du travail des meilleures machines, on peut dire que l'équation de condition, d'où dépend l'étendue de l'aire des passages de vapeur, est débarrassée des pressions f et f'.

Nous avons donc une expression analytique qui peut servir à déterminer l'aire des conduits de vapeur, du moment que l'on connaît la diminution d'effet de la vapeur lorsqu'elle agit dans le cylindre. Mais il a fallu évidemment retourner la question pour déterminer cette perte d'effet d'une manière empirique, puisque l'on ne pouvait faire des observations que sur des machines déjà établies avec des passages de vapeur d'une aire fixée à l'avance. On a donc dû relever de nombreuses observations sur les effets présentés par les meilleures machines à ce sujet, et en combinant ensemble tous les résultats, il a été possible d'établir la moyenne la plus probable. C'est ainsi que Tredgold est parvenu à restreindre cette quantité r entre des limites suffisamment rapprochées pour pouvoir lui attribuer, avec une assez grande garantie d'exactitude, la valeur suivante :

$$r = \frac{f - f'}{f} = \frac{1}{144}$$

c'est-à-dire la 144^{me} partie de la puissance de la vapeur dans la chaudière.

Nous devons faire observer que les constructeurs les plus célèbres de machines à vapeur, entre autres Boulton et Watt, ont généralement adopté les *deux dixièmes* environ du diamètre du piston, pour le diamètre des conduits de vapeur.

D'autres constructeurs considèrent comme une proportion préférable de donner 6 $\frac{1}{2}$ *centimètres carrés*, aux aires des passages de vapeur, par force de cheval. Ils n'assignent, d'ailleurs, aucune cause rationnelle qui puisse motiver cette préférence.

Il est évident que ces deux principes, tout dissemblables qu'ils sont, doivent avoir pour but l'un et l'autre de donner une même vitesse à l'écoulement de la vapeur dans les machines de dimensions quelconques. Cette conséquence ne saurait s'accorder cependant d'une manière absolue avec ces règles, qui déterminent la grandeur des passages de vapeur d'après la puissance des machines. Or, il faut beaucoup plus de vapeur, proportion gardée, dans les petites machines que dans les grandes, et personne, que nous sachions, ne pense à contester ce fait.

Mais, pour revenir à la détermination théorique de l'aire des passages de vapeur, en fonction de la quantité r, qui représente la perte d'effet de la vapeur après son passage de la chaudière dans le cylindre, nous introduirons dans l'équation de condition les éléments d'après lesquels les mécaniciens ont l'habitude d'évaluer le travail de leurs machines.

Désignons par d, le diamètre du piston, en centimètres ;

δ, le diamètre des passages de vapeur, en centimètres ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l, la longueur de la course du piston, en décimètres ;
et n, le nombre de coups par minute.

V' étant la vitesse en mètres par seconde, nous aurons :

$$300\,V' = l\,n \qquad \text{ou } V' = \frac{1}{300}\,l\,n$$

Nous avons, d'un autre côté, entre les quantités a,a', d et δ, la proportion :

$$a : a' :: \delta^2 : d^2$$

Il sera donc possible d'éliminer les quantités V', a et a' de l'équation de condition obtenue précédemment pour le mouvement de la vapeur. En introduisant les rapports qui précèdent dans cette équation, elle deviendra :

$$88800 \times \delta^2 \sqrt{r\,(1 + 0{,}00364\,t)} = (1 - r)\,d^2\,l\,n$$

Telle est l'équation de condition d'où l'on doit déduire le diamètre δ des passages ou plutôt de l'orifice de l'entrée de la vapeur dans le cylindre. Cette détermination théorique sera d'autant mieux appropriée à la pratique, que la quantité r aura été évaluée d'une manière plus exacte. En adoptant pour la valeur de r le rapport de $\frac{1}{144}$ fixé par Tredgold, l'expression précédente deviendra :

$$7451 \times \delta^2 \sqrt{1 + 0{,}00364\,t} = d^2\,l\,n$$

$$\text{d'où : } \quad \delta^2 = \frac{d^2\,l\,n}{7451\sqrt{1 + 0{,}00364\,t}}$$

$$\text{et enfin : } \quad \delta = \frac{d}{86}\sqrt{\frac{l\,n}{\sqrt{1 + 0{,}00364\,t}}}$$

La règle qui se déduit de cette formule peut s'énoncer en langage ordinaire de la manière suivante :

RÈGLE POUR LA DÉTERMINATION DE L'AIRE DES PASSAGES DE VAPEUR. — *Multipliez la longueur de la course du piston, exprimée en décimètres, par le nombre de coups en une minute ; divisez le résultat de la multiplication par la racine carrée de l'unité ajoutée au produit du coefficient de la dilatation,* 0,00364, *par la température de la vapeur en degrés centigrades ; extrayez la racine carrée du quotient ainsi obtenu ; puis, enfin, multipliez cette racine carrée par le quotient du diamètre du cylindre, en centimètres, divisé par* 86 : *le nombre qui résultera de cette dernière opération exprimera, en centimètres, le diamètre des passages ou orifices de vapeur.*

Les considérations théoriques qui précèdent nous ont donc conduit, à l'aide de coefficients déterminés par la pratique, à une solution générale de la question, puisque cette solution tient compte non seulement de la puissance de la machine, mais de tous les éléments qui peuvent avoir quelque influence. Il est évident qu'elle s'applique également bien aux machines à haute et à basse pression, et qu'elle convient aux passages et orifices de la vapeur se rendant du cylindre au condenseur. Nous allons éclaircir cette règle par un exemple, et on remarquera que le résultat se rapproche beaucoup de la solution empirique de Boulton et Watt.

Exemple. — Quel diamètre devra-t-on donner aux orifices ou aux parties les plus étroites des conduites de vapeur, le diamètre du cylindre de la machine étant de 122 centimètres ; la longueur de la course, de 14 décimètres ; le nombre de coups, par minute, de 26 ; et la température de la vapeur, de 120 degrés centigrades ?

Nous avons pour cet exemple :

$$d = 122,\ l = 14,\ n = 26,\ t = 120.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Opérons sur ces données, d'après l'énoncé en langage ordinaire :

Le produit de la longueur de course par le nombre de coups, ou $l\,n$, est égal à 364 ;

La racine carrée de l'unité, ajoutée au produit de la température de 120° par le coefficient 0,00364, est égale à 1, 2 ;

Le produit 364, divisé par la racine carrée 1, 2, donne pour quotient le nombre 303, dont la racine carrée est 17, 4 ;

Enfin, le produit de la racine de 17, 4, multipliée par le quotient, 1, 42, du diamètre, ou de 122 sur 86, est égal à 24, 7.

Le nombre 24,7 exprime donc, d'après la règle, le diamètre des passages de vapeur, en centimètres. Nous voyons que ce diamètre est, à peu près, égal aux *deux dixièmes* ou au *cinquième* du diamètre du cylindre.

PERTE DE FORCE PAR SUITE DU REFROIDISSEMENT DE LA VAPEUR DANS LES TUYAUX DE CONDUITE.

Nous avons déjà dit qu'un excès dans l'étendue donnée aux dimensions des tuyaux à vapeur, entre la chaudière et les orifices d'entrée dans le cylindre, n'a d'autre inconvénient que celui de produire une plus grande perte de force par le refroidissement de la vapeur, en raison de la plus grande surface exposée au contact de l'air froid. Dans la pratique moderne, cette perte de force est considérablement réduite par les moyens que l'on emploie pour préserver les tuyaux métalliques du contact immédiat de l'air froid, en les revêtant de feutre ou d'autres substances non conductrices. Cependant, comme il arrive assez souvent de laisser le métal nu, il est non seulement curieux, mais encore utile, de rechercher quelle doit être, dans cette hypothèse, la diminution de température qui affecte la vapeur, lors de son passage de la chaudière dans les cylindres par les tuyaux ordinaires en fonte. Cette recherche précède naturellement la détermination de la perte de force, qui est une conséquence de la diminution de température.

Nous désignerons les différents éléments qui entrent dans cette question de la manière suivante :

d est le diamètre du tuyau à vapeur, en centimètres,
l, la longueur du tuyau, y compris les coudes et courbures, à partir de la chaudière jusqu'au cylindre, en mètres ;
V, la vitesse avec laquelle la vapeur se meut dans le tuyau, en mètres par seconde ;
t, la température de la surface du tuyau à vapeur, en degrés centigrades[1] ;
et t', la température de l'air extérieur.

D'après les désignations qui précèdent, l'aire de la section transversale du tuyau à vapeur sera exprimée par :

$$\frac{1}{4}\,\pi\,d^2 \text{ centimètres carrés,}$$

étant le rapport de la circonférence au diamètre.

Or, la quantité de vapeur qui traverse le tuyau, en une seconde, étant évidemment proportionnelle

[1] Il résulte des nombreuses expériences qui ont été faites pour déterminer la température à la surface du tuyau, par rapport à celle de la vapeur dans la chaudière, que la différence est de $\frac{1}{20}$ environ. Ainsi, l'élément t sera égal à la température dans la chaudière, diminuée de $\frac{1}{20}$; ou bien, en désignant cette dernière donnée par T, nous aurons :

$$t = \mathrm{T}\left(1 - \tfrac{1}{20}\right)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à l'aire de la section du tuyau, multipliée par la vitesse du mouvement, nous aurons, pour l'expression de cette quantité :

$$\frac{\pi d^2 V}{40000} \text{ mètres cubes.}$$

La surface du tuyau à vapeur est mesurée par la circonférence de sa section transversale multipliée par la longueur du tuyau. Nous aurons donc, pour l'expression de cette surface :

$$\frac{\pi d l}{100} \text{ mètres carrés.}$$

D'après les lois du refroidissement, la perte de chaleur subie par la vapeur doit être en raison directe de l'étendue de la surface du tuyau, et en raison inverse de la quantité de vapeur exposée au refroidissement pendant une seconde, puisque cette dernière est proportionnelle à la vitesse. Dès lors, la perte de chaleur dans une seconde de temps, c'est-à-dire, la quantité de chaleur qui a été enlevée à la vapeur dans son trajet à travers le tuyau, est proportionnelle à :

$$\frac{\pi d l}{100} \times \frac{40000}{\pi d^2 V} = \frac{400\, l}{d\, V}$$

Il résulte, d'ailleurs, d'expériences récentes, et notamment de celles de Tredgold [1], que, lorsqu'il s'agit de tuyaux en fonte, la quantité de chaleur perdue par mètre carré de surface, en une minute de temps, est représentée par le coefficient :

$$0{,}65\ (t - t'),$$

en supposant que t soit la température de la surface du tuyau, en degrés centigrades, et t', la température de l'atmosphère.

Nous aurons donc, en désignant par θ le nombre de degrés centigrades, dont la température de la vapeur se sera abaissée, sur toute l'étendue du tuyau :

$$\theta = \frac{0{,}65\ (t - t')}{60} \times \frac{400\, l}{d\, V}$$

et, en réduisant :

$$\theta = 4{,}33\ \frac{l\,(t - t')}{d\, V} \quad \text{(A)}$$

Nous avons ainsi une expression fort simple qui nous permet d'évaluer la quantité θ, ou l'abaissement, en degrés centigrades, de la température de la vapeur, dans son passage de la chaudière au cylindre.

Traduisant la règle qui fournit cette formule en langage ordinaire, nous dirons :

RÈGLE. — *Pour déterminer la perte de chaleur éprouvée par la vapeur dans les tuyaux de conduite de la chaudière au cylindre, multipliez la longueur du tuyau, en mètres, par l'excès de la température de la surface du tuyau* [2] *sur celle de l'air ambiant, les températures étant exprimées en degrés centigrades; divisez le résultat par le produit du diamètre du tuyau, en centimètres, multiplié par la vitesse de l'écoulement de la vapeur, en mètres par seconde; puis, enfin, multipliez le quotient ainsi obtenu par le coefficient* 4,33 *: le résultat exprimera, en degrés centigrades, l'abaissement de la température de la vapeur à son entrée dans le cylindre.*

[1] *Traité du chauffage et de la ventilation*, par Tredgold.

[2] Nous savons, d'après la note de la page 216, que la température de la surface du tuyau est égale à la température de la vapeur dans la chaudière, moins un vingtième.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Éclaircissons cette règle par un exemple :

Exemple. Supposons que la longueur du tuyau à vapeur d'une machine soit de 4,8 mètres; que le diamètre de ce tuyau soit de 12,5 centimètres; que la vitesse de l'écoulement de la vapeur soit d'environ 30 mètres par seconde; et, enfin, que la température de la vapeur, dans la chaudière, soit de 121 degrés centigrades, l'air ambiant étant à 15° : on demande quel sera l'abaissement de la température de la vapeur, lorsqu'elle aura pénétré dans le cylindre.

La température dans la chaudière étant de 121°, nous aurons, pour la température de la surface du tuyau, 121°, moins 6°, ou 115° (voir la note de la page 216), et le produit de la longueur du tuyau (4,8 mètres), par l'excès de 115° sur 15°, sera 480. En divisant 480 par le produit 375 du diamètre (12,5 centimètres) multiplié par la vitesse (30 mètres par seconde), nous obtenons le quotient 1,28, qui, multiplié par le coefficient 4,33, donne le nombre 5,5424.

L'abaissement de la température de la vapeur sera donc exprimé, d'après la règle, dans l'exemple ci-dessus, par 5,5424 degrés centigrades, ou environ $5\frac{1}{2}$ degrés.

Si nous examinons la composition de l'équation (A), nous voyons que la perte de calorique sera d'autant moins considérable que le diamètre du tuyau et la vitesse de l'écoulement de la vapeur seront plus grands, puisque ces deux éléments entrent comme diviseurs dans l'expression de θ ou de l'abaissement de la température. Nous voyons, au contraire, que la perte de chaleur croîtra proportionnellement à la longueur du tuyau et à l'élévation de la température.

Puisque la vapeur perd une partie de son calorique dans le trajet de la chaudière au cylindre, il doit en résulter une diminution correspondante dans l'intensité de sa force élastique. Cette diminution de la force élastique de la vapeur, provenant de l'abaissement de la température, est fort importante à constater. Car, du moment qu'il y a perte d'effet, on doit se prémunir contre toutes les dispositions de conduite de vapeur qui ne tendraient pas à atténuer cette perte. Cette circonstance de réduction dans la température devrait être prise en considération par les constructeurs, principalement dans l'établissement des machines pour la navigation, dans lesquelles il est d'usage de faire circuler les tuyaux de vapeur autour des cylindres, au lieu de leur donner la direction se rapprochant autant que possible de la plus courte distance.

Pour rechercher jusqu'à quel point la force élastique de la vapeur peut être altérée par le refroidissement dans les tuyaux, nous conserverons les notations précédentes, et nous désignerons de la manière suivante les nouvelles données de la question :

f est la force élastique de la vapeur correspondante à la température dans la chaudière;

f', la force élastique réduite de la vapeur, après qu'elle s'est refroidie dans son trajet de la chaudière au cylindre;

$f-f'$ exprimera évidemment la quantité dont la force élastique de la vapeur aura été diminuée par suite du refroidissement. Mais, puisqu'il y a eu réduction dans la température et la force élastique correspondante d'une vapeur saturée, il devra y avoir nécessairement précipitation en liquide d'une certaine portion de vapeur, et cette condensation sera proportionnelle à l'importance de la réduction dans la force élastique. Nous aurons donc, pour déterminer la quantité x de vapeur liquéfiée :

$$f : 1 :: f-f' : x = \frac{f-f'}{f}$$

Nous nous rappelons d'ailleurs que, d'après les expériences de M. Regnault, la chaleur latente de la vapeur d'eau, ou la chaleur nécessaire pour la conversion et le maintien de l'eau à l'état de vapeur, est de 537 degrés centigrades. Nous aurons donc, en adoptant la loi de Southern, c'est-à-dire, en admettant que la chaleur latente ou chaleur de vaporisation de l'eau est la même sous toutes les pressions possibles :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$537^{\circ} \times \frac{f - f'}{f}$$

pour exprimer la quantité de chaleur perdue par le refroidissement [1] :

En comparant cette quantité à la première expression (A) de θ ou de la perte de chaleur, nous aurons l'équation :

$$4{,}33\,\frac{l\,(t-t')}{d\,\mathrm{V}} = 537\,\frac{f-f'}{f}$$

Déduisant de cette équation la valeur de f', nous obtenons :

$$f' = f\left\{1 - \frac{1}{537} \times \frac{4{,}33\,l\,(t-t')}{d\,\mathrm{V}}\right\}$$

Si l'abaissement θ de la température était calculé à part ou connu *à priori*, la force élastique de la vapeur, dans le cylindre, pourrait se mettre sous la forme :

$$f' = f\,(1 - 0{,}0019\,\theta). \quad . \quad . \quad .

observations directes ont été faites à la température très rapprochée de 121°,16, nous jugeons beaucoup plus exact de choisir les chiffres qu'il a obtenus et qui sont, dans ces températures, assez sensiblement plus élevés que ceux obtenus par les expérimentateurs qui l'ont précédé. Nous trouvons ainsi que la force élastique correspondante à la température de 121°, est de

153 centimètres de mercure,
ou de 2,075 kilogrammes par centimètre carré.

D'après la règle II, nous devons retrancher de l'unité une fraction ayant pour numérateur : les 8 millièmes de la longueur, 4,8 mètres, du tuyau, multipliés par 100°, excès de la température, 115°, de la surface du tuyau [1], sur celle, 15°, de l'air ambiant, c'est-à-dire, ayant pour numérateur, 3,84; et pour dénominateur : le produit du diamètre du tuyau, 12,5 centimètres, par la vitesse de l'écoulement, 30 mètres par seconde, c'est-à-dire, 375. En retranchant la fraction $\frac{3,84}{375}$ de l'unité, nous obtenons $\frac{371,16}{375} = 0,99$.

La force élastique de la vapeur dans le cylindre sera donc de :

$153 \times 0,99 = 151,47$ centimètres de mercure,
ou $2,075 \times 0,99 = 2,054$ kilogrammes par centimètre carré.

Ce qui correspond à une perte de force de :

1,53 centimètre de mercure,
ou 0,021 kilogramme par centimètre carré.

Cette perte forme la 100e partie environ de la force élastique normale dans la chaudière. Quoiqu'elle soit assez faible, dans le présent exemple, elle indique néanmoins qu'il y a une certaine importance à éviter autant que possible les causes qui peuvent l'aggraver, et qu'il faut notamment ne donner au tuyau de circulation de la vapeur que le développement strictement nécessaire.

RÉSISTANCES DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR.

Nous venons de donner, pages 210, 211, 212, 213, les tableaux des dimensions principales adoptées par MM. Maudslay, d'une part, et Seaward, de l'autre, dans l'établissement de leurs machines pour la navigation à vapeur. Nous reviendrons plus tard sur ces proportions, que nous recommandons à toute l'attention des constructeurs, car le succès en a été consacré par l'expérience. Mais avant de donner les règles qui doivent servir à déterminer les dimensions des différentes pièces d'une machine à vapeur, en raison des résistances qu'elles doivent supporter, nous croyons nécessaire de présenter quelques considérations générales sur la mesure de ces résistances, en tenant compte des différentes espèces qu'elles présentent.

Les corps solides peuvent être soumis à quatre espèces d'efforts ayant un mode d'action parfaitement distinct; ce qui donne lieu à différentes forces de résistance. Les efforts auxquels les matériaux doivent résister sont les efforts dits de *traction*, de *flexion transversale*, de *torsion*, de *compression*. Quelquefois les pièces ne sont soumises qu'à un seul de ces efforts ; mais elles doivent souvent résister à l'action simultanée de plusieurs.

I. — TRACTION. Lorsque les corps solides sont soumis à des efforts qui tendent à disjoindre les molécules l'une de l'autre, en les écartant longitudinalement dans une seule et même direction, ces efforts sont dits de *traction*. Comme exemples de pièces soumises à ce genre d'efforts, nous avons les cordages et courroies ;

[1] On sait que la température de la surface du tuyau est égale à celle de la vapeur dans la chaudière, moins un vingtième.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en charpenterie, les poinçons de comble, les entraits, etc., et, dans une machine à vapeur, la tige du piston d'une machine à simple effet, la bielle, etc.

II. — FLEXION TRANSVERSALE. Ce genre d'effort a lieu lorsque les forces agissent perpendiculairement à la longueur du corps portant sur des appuis fixes ou mobiles. Les solives ou leviers de toute nature, et, dans une machine à vapeur, la manivelle, le balancier, etc., présentent des exemples d'efforts de flexion transversale.

III. — TORSION. Lorsque les forces qui agissent sur un corps solide tendent à séparer l'une de l'autre les molécules de ce corps, en leur imprimant des petits mouvements de rotation autour d'un axe fixe ou non, le corps est soumis à des efforts de torsion. Comme exemple de pièces qui doivent résister à ce genre d'efforts, nous avons l'axe d'une roue, la tête d'une presse, etc.; dans une machine à vapeur de terre, l'arbre du volant, et, dans une machine pour la navigation, l'arbre des roues à pales, etc.

IV. — COMPRESSION. Enfin les corps peuvent être soumis à des forces qui compriment les molécules l'une contre l'autre, tendant ainsi à amener la rupture par écrasement. Comme exemples, nous avons : les piliers, les colonnes, les pilots, les étais, etc., et, dans une machine à vapeur à double effet, les tiges des cylindres et des pompes à air, les tringles des parallélogrammes, etc.

L'élément principal de la résistance que les corps opposent à ces divers efforts, est la force de cohésion avec laquelle les molécules des corps sont agrégées l'une à l'autre. Mais cet élément de résistance est puissamment modifié suivant la nature des efforts qui doivent se produire. Lorsque ces efforts dépassent une certaine limite, la force de cohésion des molécules n'est plus assez grande pour empêcher le corps de subir une nouvelle forme. Ainsi, par exemple, lorsqu'un balancier d'une machine à vapeur éprouve des efforts de flexion transversale considérables, on observe fréquemment qu'il affecte une forme sensiblement curviligne. Quand la force, qui produit cet effet, ne dépasse point une certaine limite, le balancier reprend sa première forme, immédiatement après avoir cessé d'être sous l'action de cette force ; c'est-à-dire que la flexion n'est pas permanente ; mais, si cette force, au contraire, est poussée au-delà de la limite d'élasticité, le balancier ne revient plus exactement à sa première forme, lorsque la force a cessé d'agir. Les molécules sont alors dans un état d'équilibre différent du premier, et le corps a subi une flexion permanente. Il est remarquable que, du moment que les molécules d'un corps quelconque ont été désagrégées de leur première position d'équilibre, ce corps est loin d'offrir la même énergie de résistance. Ainsi, le balancier d'une machine, que l'on aurait soumis, par circonstance, à des efforts de flexion transversale dépassant la limite d'élasticité naturelle, pourrait fort bien, après avoir subi une flexion permanente, ne plus suffire au travail ordinaire de la machine.

Ces remarques ne sont pas vraies seulement pour la matière avec laquelle sont composés d'ordinaire les balanciers de machines, elles sont applicables à tous les corps en général. Si l'on formait une tige quelconque avec de l'argile, et que l'on soumît cette tige à un effort de traction, elle se tendrait plus ou moins, et si la force ne dépassait point une certaine limite, la tige reprendrait sa première forme, du moment que l'effort de tension aurait disparu. Si, au contraire, la force dépassait une certaine limite, la tige affecterait une longueur différente de celle qu'elle avait primitivement. Les mêmes expériences de changements permanents, amenés dans la forme d'un corps par des efforts dépassant la limite d'élasticité, peuvent être répétés un certain nombre de fois; et, à chaque fois, la force nécessaire pour amener un changement permanent est de plus en plus petite.

La force de cohésion est variable avec les différents matériaux employés dans les constructions, mais elle est constante pour le même corps, ou, pour mieux dire, elle est constante pour la même qualité du même corps. Son efficacité pour résister à l'action des forces est puissamment modifiée par la forme. Ainsi, un balancier d'une certaine forme pourra fort bien résister à un effort moitié plus

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

considérable que celui que supporterait un autre balancier de même substance et de même poids, mais affectant une forme différente. Son efficacité dépend aussi de la manière dont la force est appliquée, c'est-à-dire qu'il y a une grande différence dans l'énergie de la résistance des corps, suivant que les efforts, auxquels ces corps doivent résister, proviennent de forces de traction ou de compression, de forces tendant à faire fléchir le corps ou à le tordre. Un balancier, par exemple, pourrait fort bien résister à une force de 2000 kilogrammes, qui agirait par traction longitudinale, tandis qu'il se romprait sous une force de 100 kilogrammes agissant par flexion transversale.

Nous allons considérer brièvement les forces de résistances correspondantes aux différents genres d'efforts que nous avons énumérés.

I. — RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX SOUMIS AUX EFFORTS DE TRACTION LONGITUDINALE.

Ce genre d'effort est le plus simple de tous ceux auxquels pourront être soumis les corps; les autres n'en sont, à la rigueur, que des modifications. Il est donc naturel de nous y arrêter d'abord, l'examen que nous allons en faire étant, en quelque sorte, une introduction à l'étude des autres espèces de résistances.

Nous avons déjà fait remarquer que c'est par la cohésion, plus ou moins intime, de leurs molécules, que les corps résistent aux différentes forces qui tendent à altérer leur forme première. Dans le cas que nous considérons ici, celui de la résistance aux efforts de traction longitudinale, la force de cohésion des molécules est directement opposée à cet effort de traction, sauf quelques exceptions fort rares qui peuvent, dans certaines circonstances, modifier cette direction des forces. Cela jette un grand jour sur la question. Si l'on considère, par exemple, un corps cylindrique ou prismatique, tel que la tige du piston d'une machine à vapeur à simple effet, on peut dire qu'une force de traction, agissant à l'une de ses extrémités, produit dans le corps un état de tension suivant toute la longueur. Il est facile de voir que l'énergie de la tension est la même en tous les points de la longueur. C'est, en effet, une conséquence directe de l'égalité entre l'action et la réaction, égalité que l'expérience démontre, quel que soit le mode d'action des corps les uns sur les autres. La première lame prismatique ou section élémentaire d'une des extrémités du corps est maintenue en équilibre par deux forces opposées : la force de traction, qui tend à séparer la lame du corps, et la force de cohésion, qui la rattache au corps. Ces forces sont directement opposées l'une à l'autre, et l'expérience prouve que, pour que deux forces directement opposées soient en équilibre, il faut que ces deux forces soient égales. Si l'on considère la seconde lame moléculaire, on voit également que cette lame est maintenue en équilibre par deux forces : la force de cohésion, qui unit entre elles la première et la seconde lame, et qui, comme nous venons de le dire, est égale à la force de traction; et la force de cohésion qui rattache la seconde lame à la troisième. Ces deux forces, comme les deux précédentes, sont absolument égales. En continuant ce raisonnement, il est évident qu'on peut démontrer que la portion de force de cohésion, qui est employée à résister à la force de traction agissant à l'extrémité d'un corps, est toujours exactement égale à cette force de traction.

Puisque toutes les molécules d'un corps se trouvent ainsi dans un état de tension parfaitement égal, il est clair que l'effort, qui a lieu suivant une section transversale du corps, est constamment le même, en quelque point que l'on suppose la section. Ainsi, la force de résistance d'un corps prismatique aux efforts de traction longitudinale est proportionnelle à l'aire de la section transversale *minimum* du corps. Si f désigne le poids *maximum* en kilogrammes qu'une barre, de 1 centimètre carré de section, peut supporter sans éprouver de déformation permanente, et si A désigne l'aire, en centimètres carrés, de la section transversale d'une autre barre prismatique, ou bien de la section transversale *minimum* d'une barre de forme quelconque, le plus grand poids, que cette barre pourra supporter sans rupture, sera représenté généralement par l'expression suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

f A. kilogrammes.

La valeur de f varie naturellement pour les différents matériaux. C'est l'expérience seule qui peut la déterminer. Les matériaux que nous aurons occasion de considérer, pour ce qui concerne la construction des machines à vapeur, sont la fonte, le fer et l'acier. Pour tous ces métaux, la valeur de f a été déterminée avec un degré d'exactitude suffisant. Voici les résultats que l'expérience a fait connaître :

DÉSIGNATION DES CORPS.	EFFORT par centimètre carré (valeur de f).
	kilogrammes.
Fonte.	1100
Fer.	1250
Acier.	3150

Ces nombres représentent la force de cohésion immédiatement avant la désunion des premières particules, ou bien la force qui réunit les lames prismatiques deux à deux, avant que la force de traction ne les ait séparées. C'est ce que nous appelons *force de section*. On peut aussi adopter, avec la même raison, le nom de *force absolue*, puisqu'elle s'exerce dans sa forme la plus simple, sans être modifiée par aucune dépendance d'une circonstance étrangère.

On doit remarquer que les différentes valeurs que nous avons attribuées à f, pour les divers métaux, ne doivent pas être considérées comme parfaitement sûres. Elles ont été déduites d'expériences, et ne doivent être prises que comme des moyennes déterminées dans un certain nombre de circonstances différentes. Les variations, pour les différents cas, sont considérables, puisqu'aucune substance ne présente une texture ou un degré de fermeté invariable. La qualité des métaux varie suivant une foule de circonstances diverses, la plupart inconnues, qui dépendent soit de leur degré de pureté, soit du degré de chaleur auquel leur fusion a eu lieu, etc. Lorsqu'on voudra appliquer les nombres du tableau précédent, il faudra, pour écarter toute cause de danger, employer les matériaux avec un degré de force un peu supérieur à celui qui est indiqué par la théorie

II. — RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX SOUMIS AUX EFFORTS DE FLEXION TRANSVERSALE, AGISSANT PERPENDICULAIREMENT A LEUR LONGUEUR.

L'effort de flexion transversale est le plus commun, et, en même temps, le plus considérable de tous ceux auxquels les corps sont exposés à être soumis. Ce n'est que rarement, cependant, que cet effort se présente sous une forme parfaitement simple. Lorsqu'on applique une force à l'extrémité d'une poutre horizontale, encastrée par l'autre bout dans un mur, la poutre se rompt ordinairement en un point voisin du mur. Durant le temps de l'opération, les parties intermédiaires de la poutre, entre le point d'application de la force et celui de la rupture, ont rempli l'office de levier. Ainsi, on ne peut considérer ce cas comme un simple cas de rupture transversale, puisqu'il y a une complication d'effet due à l'action du levier. Le seul cas, peut-être, où l'on puisse dire qu'un corps est soumis à un effort de flexion transversale simple, sans complication d'effet étranger, est celui où il se trouve serré par une paire de pinces ou de cisailles. Comme c'est là un cas exceptionnel, nous ne nous arrêterons pas à l'examiner. Nous dirons seulement que, dans cette circonstance, la force de résistance de la pièce, soumise à l'effort qui

[1] Ces valeurs du coefficient f paraissent assez faibles. Voici les chiffres que donne M. Morin dans son *Aide-Mémoire de mécanique pratique* :

Fonte : 1250 kil.; — Fer : 2400 kil.; — Acier : 7500 kil.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tend à la rompre, est proportionnelle à l'aire de la section. Nous allons considérer actuellement le cas le plus général, et le plus important d'ailleurs, celui dans lequel les effets de flexion transversale se trouvent compliqués de l'action du levier.

Avant d'aller plus loin, et avant d'étudier théoriquement la force de résistance des solides à un effort de flexion transversale, nous devons remarquer que nos connaissances, touchant la manière dont se manifestent à nos sens les effets de la cohésion moléculaire des corps, sont encore extrêmement imparfaites. Galilée, dont le nom est si brillamment inscrit dans les annales des sciences physiques, fut le premier qui chercha à traiter ce sujet important d'après les principes de l'analyse mathématique, et il essaya de déterminer la loi des forces de résistance que les différents corps possèdent, en raison de la longueur, la largeur, l'épaisseur, la forme et la position de ces corps. Il arriva à cette première conséquence, qui est exacte, que, lorsqu'une pièce prismatique est soumise à un effort de traction longitudinale, sa force de cohésion absolue est proportionnelle à l'aire de la section transversale. Mais, lorsqu'il voulut rechercher l'efficacité des résistances aux efforts transversaux, les conséquences auxquelles il arriva furent erronées. Cette recherche est, en effet, d'une toute autre difficulté que la première, car nous sommes loin de voir aussi clairement de quelle manière et dans quelle proportion les forces de résistance agissent.

Galilée partit de cette hypothèse que, lorsqu'un corps prismatique, supporté par ses deux extrémités, est chargé d'un poids au milieu, toutes les fibres de ce corps exercent des résistances égales pour prévenir la rupture, et que, lorsque ces résistances sont vaincues, le plan, ou la section suivant laquelle la rupture a eu lieu, tend à tourner autour de la ligne transversale de rupture, en contact avec le point, comme axe principal de rotation. En déduisant les conséquences analytiques de ce principe, Galilée arriva définitivement à cette conclusion : lorsqu'un corps prismatique est solidement fixé à un mur, ou à toute autre masse immobile, dans une position horizontale, la résistance des fibres intégrantes du corps à la rupture est proportionnelle à leur somme multipliée par la distance du centre de gravité de la section de rupture au point le plus bas de cette section.

Les conséquences de cette théorie sont, certes, d'une grande simplicité; mais, malheureusement, l'hypothèse n'est pas conforme à ce qui se passe dans la nature. Elle admet, par exemple, que le corps prismatique est parfaitement inflexible, excepté au point de rupture. Or, nous savons qu'il n'y a point de corps parfaitement inflexible. Elle admet, en même temps, que les fibres sont inextensibles et incompressibles, ce qui est encore contraire à toutes les expériences.

La théorie de Galilée, appuyée sur des bases aussi peu exactes, devait donc conduire nécessairement à des conclusions que l'expérience ne pouvait confirmer. La première personne qui attira l'attention sur ces défauts de la théorie de Galilée fut Mariotte. Les quelques observations qu'il présenta à cet égard, dans son ouvrage intitulé *Traité du mouvement des eaux*, excitèrent la curiosité de Leibnitz, qui proposa immédiatement une nouvelle théorie. L'hypothèse qui servit de base à la théorie de Leibnitz coïncidait avec celle de Galilée, en ce qui concerne l'axe de rotation autour duquel la section de rupture tend à tourner. Leibnitz admettait en effet, comme Galilée, que cet axe passait au point le plus bas de la section de rupture, lorsque le corps prismatique n'était fixé qu'à une de ses extrémités; et, au point le plus élevé, lorsque le corps était supporté par ses deux extrémités. Mais il rejeta l'hypothèse de l'égale résistance des fibres dans toute la section de rupture. Ayant remarqué fréquemment qu'un corps, avant sa rupture, subit toujours une flexion plus ou moins sensible, Leibnitz en conclut que les fibres de tous les corps étaient extensibles. Adoptant alors le principe, émis pour la première fois par le docteur Hooker, *la force est proportionnelle au degré de l'extension*, il admit que chaque fibre de la section de rupture exerçait une force de résistance proportionnelle à l'extension qu'elle devait subir, ou, ce qui est la même chose, proportionnelle à la distance qui séparait cette fibre de l'axe autour duquel la section devait tendre à tourner. Les résistances des diverses fibres n'étaient donc plus égales, puisqu'elles devenaient

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

proportionnelles à leurs distances respectives d'une certaine ligne de rotation. Mais, en adoptant la même position pour cette ligne que celle qui avait été déjà imaginée par Galilée, Leibnitz admettait encore l'incompressibilité des fibres.

Cette théorie de Leibnitz, tout en présentant l'erreur fondamentale que nous venons de signaler, était, cependant, beaucoup plus près de la vérité que celle de Galilée. Bien que ces deux théories diffèrent l'une de l'autre, et qu'elles ne soient point conformes aux faits naturels, elles présentent, néanmoins, une coïncidence remarquable, en conduisant l'une et l'autre à une conséquence dont l'exactitude a été surabondamment prouvée par l'expérience. Il résulte, en effet, de ces deux théories, pour ce qui concerne la force de résistance transversale d'un prisme présentant une section rectangulaire, que cette résistance est proportionnelle à la largeur du prisme multipliée par le carré de sa hauteur.

Enfin James Bernouilli proposa une troisième théorie. Ce savant remarqua qu'à l'instant où un corps se rompt sous un effort transversal, une partie des fibres de ce corps est bien dans un état d'extension, mais qu'une autre partie est dans un état de compression. Que cette remarque ait échappé ou non à Galilée et à Leibnitz, il n'en est pas moins vrai que personne avant Bernouilli n'en avait fait un élément de la question. Bernouilli fut donc conduit à admettre que l'axe de rotation ne se trouvait point à l'une des extrémités, supérieure ou inférieure, de la section de rupture, mais bien dans l'intérieur même de cette section, au point où les fibres cessaient d'être tendues et commençaient à être soumises à des efforts de compression. On donne, généralement, à cet axe de rotation le nom d'axe neutre central, parce que les molécules, qu'il est supposé traverser, ne sont soumises ni à des forces d'extension ni à des forces de compression.

La théorie de Bernouilli l'a emporté sur toutes les autres jusqu'à présent, et les résultats qu'elle a donnés sont d'ailleurs confirmés par l'expérience. Nous allons énoncer maintenant les règles principales qui concernent les résistances des différents corps aux efforts de flexion transversale. Mais nous voulions faire voir, par les quelques considérations historiques qui précèdent, combien les recherches les plus simples, en apparence, nécessitent d'efforts de la part des esprits les plus éminents, pour conduire à des conclusions conformes à la raison et aux faits.

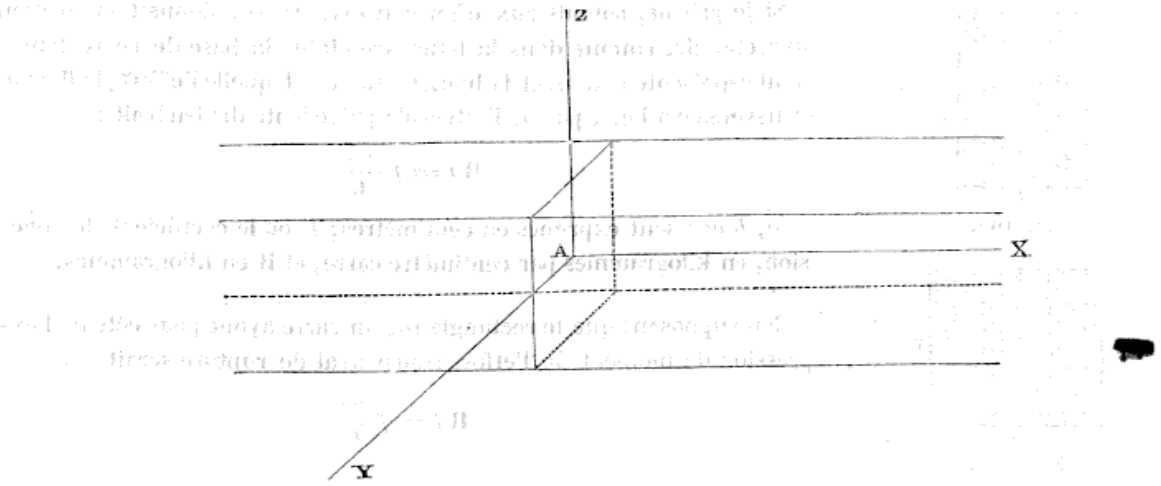


FIG. 164.

Supposons que, par la section de rupture d'un prisme quelconque soumis à des efforts transversaux, on fasse passer un plan normal à l'axe du prisme. Nous admettons, pour plus de clarté, dans la figure ci-jointe, que le prisme est un parallélipipède droit. La ligne des fibres invariables, c'est-à-dire la ligne suivant laquelle sont réparties les fibres qui ne sont ni comprimées ni détendues, est, d'après le principe de Bernouilli, située dans l'intérieur de la section. Des expériences récentes semblent prouver que cette ligne est généralement plus rapprochée de la partie supérieure du corps que de la partie inférieure. Mais,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans aucun cas, l'axe des fibres invariables ne s'écarte beaucoup de l'axe naturel du corps; et, lorsque ce corps est symétrique par rapport à une ligne quelconque, on peut adopter la position de cette ligne pour celle de l'axe neutre. Cette conclusion est purement expérimentale, car, jusqu'à présent, la théorie n'a jamais pu s'appliquer avec succès à la solution directe de la question.

Prenons le point A, supposé appartenir à l'axe des fibres invariables, pour l'origine de coordonnées rectangulaires à trois dimensions. L'axe des x est parallèle à l'axe naturel du prisme, supposé horizontal; l'axe des z est vertical, c'est-à-dire qu'il est dirigé suivant la hauteur du corps, et l'axe des y est dirigé dans le sens de la largeur. Nous supposons, de plus, que b soit la plus grande hauteur du corps, évaluée dans le sens suivant lequel agit l'effort transversal. D'après les dispositions de la figure, cet effort aurait lieu verticalement, et la hauteur b ne serait autre que l'épaisseur du parallélipipède.

R désignant, en kilogrammes, l'effort sous lequel la rupture a lieu; l, la distance à laquelle l'effort agit à partir du point de rupture; et, enfin, f, le coefficient de la cohésion, nous avons, pour la valeur du moment R l :

$$\mathrm{R}\,l = \frac{2f}{b}\int\int z^2\,dz\,dy$$

Les quantités l et b expriment des centimètres du moment que f est la force de cohésion des molécules du corps en kilogrammes par centimètre carré.

La première intégrale doit être prise, entre les limites convenables, par rapport à l'axe des y; la seconde doit l'être par rapport à l'axe des z, et, dans les hypothèses ci-dessus, entre les limites $-\frac{b}{2}$ et $+\frac{b}{2}$. Nous aurons donc, d'une manière générale :

$$\mathrm{R}\,l = \frac{2f}{b}\int_{-y}^{+y}\int_{-\frac{b}{2}}^{+\frac{b}{2}} z^2\,dz\,dy.$$

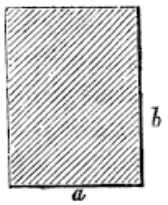


FIG. 165.

Si le prisme, soumis aux efforts transversaux, donnait en section un rectangle, comme dans la figure ci-jointe, la base de ce rectangle étant représentée par a, et la hauteur suivant laquelle l'effort de flexion transversale a lieu, par b, l'intégrale précédente deviendrait :

$$\mathrm{R}\,l = f\frac{a\,b^2}{6}$$

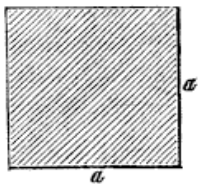


FIG. 166.

a, b et l sont exprimés en centimètres; f, ou le coefficient de cohésion, en kilogrammes par centimètre carré, et R en kilogrammes.

En supposant que le rectangle fût un carré ayant pour côté a, l'expression du moment de l'effort transversal de rupture serait :

$$\mathrm{R}\,l = f\frac{a^3}{6}$$

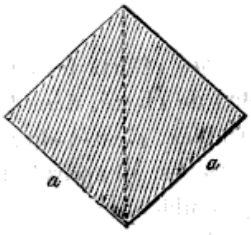


FIG. 167.

Si, la section étant toujours carrée, l'effort agissait dans le sens de la diagonale, on aurait :

$$\mathrm{R}\,l = f\frac{a^3}{6\sqrt{2}}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si la section était une ellipse, avec les notations de la figure ci-contre, nous aurions :

$$R\,l = f\frac{\pi}{4}\,a\,b^3$$

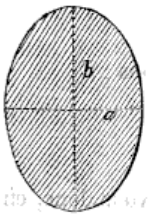


FIG. 168.

Dans le cas d'un cercle, comme on a :

$$a = b = r,$$

la formule précédente deviendrait :

$$R\,l = f\frac{\pi}{4}\,r^3$$

Prenons le cas d'un cylindre elliptique creux qui serait soumis à des efforts transversaux ; et, en supposant que la figure 169 soit la section de ce cylindre, admettons les désignations suivantes :

$$OA = a,\ OB = b. \quad . \quad . \quad OA' = a',\ OB' = b'.$$

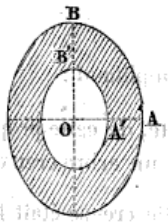


FIG. 169.

Le moment $R\,l$ de la résistance transversale de ce cylindre creux sera évidemment égal au momen de la résistance totale du cylindre supposé plein, moins le moment de la résistance du petit cylindre elliptique intérieur, qui serait également supposé plein. En traitant directement la double intégrale d'après cette considération, on obtient :

$$R\,l = f\frac{\pi}{4\,b}\left\{a\,b^3 - a'\,b'^3\right\}$$

Si les deux ellipses étaient semblables, nous aurions :

$$a' = n\,a, \qquad b' = n\,b,$$

et l'expression précédente deviendrait :

$$R\,l = f\frac{\pi}{4}\,a\,b^3\left\{1 - n^4\right\}$$

En supposant que le cylindre creux soit un cylindre circulaire, on aura :

$$a = b = r$$

et, par conséquent :

$$R\,l = f\frac{\pi}{4}\,r^3\left\{1 - n^4\right\}$$

n étant le rapport du petit rayon au grand.

Nous profiterons de ce dernier exemple pour faire voir que, à égalité de matière, un arbre creux offre une résistance sensiblement plus considérable qu'un arbre plein. Cherchons, en effet, le rayon d'un cylindre plein, dont la section offrirait la même aire superficielle que celle de l'anneau circulaire donné par le cylindre creux. Nous aurons, pour déterminer ce rayon r_1 :

$$\pi\,r_1^2 = \pi\,r^2 - \pi\,n^2\,r^2 = \pi\,r^2\,(1 - n^2),$$

d'où :

$$r_1 = r\sqrt{1 - n^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Or, le moment $R_1 l$ de la résistance transversale de ce cylindre étant :

$$R_1 l = f \frac{\pi}{4} r_1^3$$

Nous aurons :

$$R_1 l = f \frac{\pi}{4} r^3 \left\{ 1 - n^2 \right\} \sqrt{1 - n^2}$$

Nous avons donc, en comparant les résistances dans les deux cas :

$$R : R_1 :: 1 - n^4 : \left\{ 1 - n^2 \right\} \sqrt{1 - n^2}$$

ou, en simplifiant : $$R : R_1 :: 1 + n^2 : \sqrt{1 - n^2}$$

Il résulte, de cette proportion, que R est toujours plus grand que R_1. Ainsi, à égalité de matière ou de poids, un arbre creux offre une résistance plus grande qu'un arbre plein. Si, par exemple, le rayon de la partie creuse était la moitié du grand rayon, nous aurions $n = \frac{1}{2}$, et le rapport précédent serait :

$$R : R_1 :: 1 + \frac{1}{4} : \sqrt{\frac{3}{4}}$$

ou : $$R : R_1 :: 5 : 3{,}46.$$

Nous voyons, par cette proportion, qu'il existe une différence notable dans les deux résistances. Comme il résulte, en outre, de l'examen des formules précédentes, que la résistance croît en raison du carré de la hauteur, et de la première puissance seulement de la largeur, nous devrons, quand il faudra fortifier un corps quelconque contre des efforts transversaux, sans augmenter le poids, choisir, au lieu d'un arbre plein, un cylindre elliptique creux. La nature, dont l'économie des moyens est toujours si essentiellement intelligente, offre une application remarquable de l'action des forces dans la construction du corps humain. Nous voyons, en effet, que ceux de nos os qui ont à subir des efforts transversaux assez considérables sont creux et ont de grands diamètres; de sorte que, tout en présentant une résistance suffisante aux efforts qu'ils peuvent avoir à supporter, ils ne nuisent point, par leur poids, à la légèreté de nos mouvements.

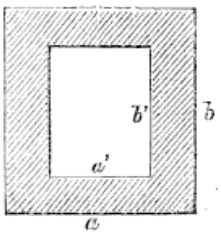


Fig. 170.

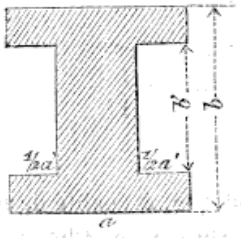


Fig. 171.

Donnons encore les formules de résistance transversale pour les deux formes indiquées par les figures 170 et 171, qui se présentent assez fréquemment dans la construction des machines à vapeur.

Pour ces deux sections nous avons, en adoptant les notations des figures, la formule suivante :

$$R l = \frac{f (a b^3 - a' b'^3)}{6 b}$$

Dans toutes les formules qui précèdent, nous supposons que l'effort R agit normalement à la barre prismatique, supposée encastrée à l'une de ses extrémités, et à une distance l du point d'encastrement.

Ou bien encore, nous supposons que la pièce est maintenue en son milieu sur un point fixe par l'action d'une autre force égale, comme l'est, par exemple, le balancier d'une machine à vapeur. Il est clair

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que, dans ce cas, la distance l doit être comptée à partir du point où agit directement la force, jusqu'à la section du balancier dont on veut mesurer la résistance à la rupture transversale.

Ces formules sont encore applicables, avec les acceptions précédentes, aux efforts transversaux supportés par des pièces qui, sans être encastrées à leurs extrémités, sont assujetties, comme les manivelles, à tourner autour d'un point fixe. En un mot, elles sont vraies pour tous les efforts transversaux, du moment que l'on évalue convenablement la distance l, à laquelle l'effort agit sur le point que l'on considère.

Si la pièce est supportée à ses deux extrémités et reçoit l'effort en son milieu, l étant la longueur de la pièce, on ne devra multiplier le poids de rupture que par $\frac{1}{4}\ l$ dans les expressions précédentes, c'est-à-dire que l'on aura pour une section rectangulaire :

$$R\ \frac{l}{4} = f\frac{a\,b^2}{6}, \qquad \text{ou bien : } R\,l = f\frac{2\,a\,b^2}{3}$$

Au lieu d'être supportée, la pièce peut être encastrée par ses deux extrémités : il ne faudra multiplier alors R que par $\frac{1}{8}\ l$, et l'on aura, toujours pour une section rectangulaire :

$$R\ \frac{l}{8} = f\frac{a\,b^2}{6}, \qquad \text{ou : } R\,l = f\frac{4\,a\,b^2}{3}$$

Les formules relatives aux autres formes devront être modifiées d'une manière analogue pour devenir applicables à ce cas.

Enfin, si le poids de rupture, au lieu d'agir en un seul point, était réparti uniformément sur toute la longueur, les formules seraient les mêmes, sauf qu'il faudrait remplacer R par $\frac{1}{2}$ R.

Jusqu'à présent, nous n'avons point tenu compte du poids propre de la pièce soumise aux efforts transversaux. Si l'on voulait avoir égard à ce poids, qu'il est permis de négliger dans la plupart des circonstances, les formules se modifieraient de la manière suivante.

Soit p le poids de la barre prismatique, la résistance, au lieu d'être exprimée par R l, le serait par :

$$\left(R + \frac{1}{2}\,p\right)\ l,$$

c'est-à-dire qu'il faudrait remplacer R par $R + \frac{1}{2}\,p$ dans les formules précédentes.

Soit, plus généralement, F, la résistance à l'effort transversal, quand on tient compte du poids de la pièce, on aura :

$$F = \left(R + \frac{1}{2}\,p\right)\ l.$$

L'influence de la forme sera, d'ailleurs, toujours la même que dans les cas précédents, et il suffira de remplacer dans les formules le moment R l par F.

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX SOUMIS AUX EFFORTS DE TORSION.

Nous avons établi déjà que la résistance des matériaux aux efforts de différentes natures dépend de la force de cohésion qui réunit entre elles les molécules du corps, et nous avons vu quelle est l'influence

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de cette force lorsque les efforts exercés sur le corps sont des efforts de traction longitudinale ou de flexion transversale. Il nous faut rechercher maintenant le rôle que joue la cohésion de la matière lorsque le corps est soumis à des efforts de torsion. La solution de cette question présente encore plus de difficultés que dans le cas précédent, en raison des hypothèses plus ou moins vérifiées qu'elle exige sur l'action comparative de résistance à ce genre d'effort de la part des fibres dissemblablement placées.

Cependant, bien qu'il nous soit impossible de nous faire une idée très nette de la loi suivant laquelle se modifie l'action de la cohésion pour résister aux efforts de torsion, nous pouvons admettre, sans aucun doute, que, lorsque des molécules sont semblablement situées et agissent également, leur résistance totale est proportionnelle à leur nombre. Admettant ce premier principe, nous imaginerons un tube de matière quelconque, mais infiniment mince, et présentant une section transversale suivant laquelle la force normale de cohésion soit un peu plus faible que pour les autres sections. Il est clair que si ce tube est contourné à la fois et en sens contraire par ses deux extrémités, de manière à être obligé de se tordre autour de son axe, il devra finir par se rompre suivant la section transversale de moindre résistance.

Or, la petite surface annulaire, que l'on obtient dans cette section, aura une épaisseur infiniment mince, représentée par dr, r étant le rayon du tube, et l'on pourra considérer toutes les molécules de cette section comme étant semblablement disposées et agissant d'une manière identique. Dès lors, leur résistance totale devra être proportionnelle à leur nombre, et, par suite, à la surface annulaire infiniment petite que nous venons d'imaginer, ayant pour circonférence $2\pi r$, et pour largeur dr. Ainsi donc, la résistance totale à la torsion d'un tube infiniment mince,

Sera proportionnelle à. . . . . $2\pi r \times dr$
Ou égale à. . . . . $2\pi C r \times dr$

C étant un coefficient constant.

Nous pouvons supposer maintenant qu'il y ait un second tube dans l'intérieur du premier, puis un troisième, et ainsi de suite, jusqu'à ce que, se superposant ainsi l'un sur l'autre, tous ces petits tubes du centre à la dernière surface tubulaire forment un cylindre plein. La résistance totale de ce cylindre sera égale à la somme intégrale des résistances partielles de chacun des tubes infiniment minces. Nous aurons donc, pour cette résistance R :

$$R = 2\pi C \int_0^r r\,dr$$

et, en intégrant entre les limites indiquées :

$$R = C \times \pi r^2.$$

La résistance à la torsion est donc proportionnelle à la surface de la section du cylindre. Quand un effort de torsion, tel que nous l'avons supposé, se produit, il est clair que les fibres extérieures sont soumises à des extensions circulaires plus considérables que les fibres voisines de la partie centrale. Il est impossible de déterminer, *à priori*, la loi qui régit le degré de ces extensions circulaires. Mais, si nous admettons, par hypothèse, que les extensions des fibres sont proportionnelles à la $n^{ème}$ puissance des distances r de ces fibres à l'axe du cylindre, la constante C pourra se mettre sous la forme :

$$C = k \times r^n. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad k \text{ étant un coefficient constant.}$$

Nous aurons donc, pour la résistance du cylindre :

$$R = 2\pi k \int_0^r r^{n+1}\,dr = \frac{2\pi k \times r^{n+2}}{n+2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans le cas d'une force transversale, nous avons admis que l'effort d'extension ou de compression exercé sur une fibre était proportionnel à la simple distance de la fibre à l'axe neutre, ou axe des fibres invariables. Il est très probable que la loi est la même dans le cas d'une force de torsion. Si nous l'adoptons, nous aurons $n = 1$, et, par suite :

$$R = \frac{2}{3}\pi . k . r^3,$$

C'est-à-dire que la résistance est proportionnelle au cube du rayon ou au cube du diamètre du cylindre. Cette proportionnalité n'a certainement point été démontrée d'une manière rigoureuse, puisque nous avons admis, par pure hypothèse, que l'extension des fibres est proportionnelle à leur distance de l'axe de figure. Mais, outre qu'aucune autre hypothèse n'est plus probable que celle-ci, l'expérience est venue pleinement la confirmer, en constatant l'exactitude de la loi à laquelle elle conduit, c'est-à-dire, en prouvant que la résistance d'un cylindre à la torsion est proportionnelle au cube du diamètre. Il est évident, d'ailleurs, que cette résistance dépend de la nature particulière de chaque corps, ou, plutôt, de la force de cohésion f, qui lie entre elles les diverses particules de la matière.

Pour nous résumer et généraliser les considérations qui précèdent, nous dirons : lorsqu'un corps solide prismatique, encastré par une de ses extrémités, est sollicité par une force qui agit dans un plan perpendiculaire à sa longueur, en tendant ainsi à le tordre, les degrés d'extension circulaire, c'est-à-dire les angles de déplacement de chacune des fibres longitudinales du corps, sont :

1° Proportionnels à la distance de ces fibres à l'axe de figure ou de symétrie du solide ;

2° Proportionnels à la distance de la section que l'on considère à celle qui est encastrée.

RÉSISTANCE DES CORPS SOUMIS A DES EFFORTS DE COMPRESSION.

Il est encore plus difficile ici que dans les deux cas précédents d'apprécier de quelle manière se modifie la force de cohésion des molécules d'un corps pour résister à des efforts de compression ou d'écrasement.

Lorsque la longueur d'une colonne est beaucoup plus grande que sa largeur, cette colonne, avant de rompre sous un effort de compression, se courbe et prend une flèche sensible dans un sens ou dans l'autre. Il n'y a donc plus seulement écrasement, puisqu'une partie de l'effort de rupture agit comme force transversale. Ce n'est que lorsque la colonne est trop courte pour pouvoir se recourber que sa résistance à l'écrasement est limitée par la résistance directe que les molécules opposent à ce genre particulier d'effort.

Les considérations théoriques n'ont été, jusqu'à présent, d'aucun secours pour la détermination de la résistance absolue de la matière à l'écrasement. La première personne qui s'occupa sérieusement de cette question fut Euler, qui publia, vers l'année 1757, un ouvrage intitulé : *Résistance des colonnes à l'écrasement*. Il arriva à cette conséquence que la force des colonnes est proportionnelle à la quatrième puissance du diamètre. Nous devons dire que sa théorie n'était fondée que sur de pures hypothèses, et que ses conclusions ne peuvent inspirer aucune confiance qu'autant qu'elles soient vérifiées par l'expérience. Or, toutes les expériences faites à ce sujet tendent à prouver que la résistance des colonnes ne croît point dans une proportion aussi forte que la quatrième puissance du diamètre.

D'autres savants ont avancé que la résistance à l'écrasement de colonnes prismatiques quelconques était simplement proportionnelle à l'aire de la section transversale. Il résulterait de là que, pour les colonnes cylindriques, la résistance est proportionnelle au carré du diamètre. Les expériences prouvent encore que cette proportionnalité n'est point tout à fait exacte, et que la résistance augmente plus rapidement que le carré du diamètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les expériences sur l'écrasement des matériaux présentent de grandes difficultés en raison des charges énormes qu'elles nécessitent. C'est pourquoi on ne doit pas trop s'étonner des différences sensibles qu'elles donnent dans les résultats obtenus. Si, cependant, elles paraissent concorder en un point, c'est que la résistance des colonnes cylindriques est, à peu de chose près, proportionnelle au cube du diamètre. Mais nous ne sommes point heureusement obligés, pour tout ce qui concerne les parties des machines à vapeur, de considérer la résistance absolue de la matière aux efforts de compression. Toutes ces parties, en effet, sont d'une longueur telle, par rapport à leur largeur, qu'elles sont forcées de fléchir avant de rompre. Dès lors leur résistance à l'écrasement est toujours incomparablement plus grande que celle qu'elles doivent présenter, après avoir subi une flexion, pour résister à l'effort transversal qui en résulte. C'est donc surtout contre la flexion des pièces que l'on doit se prémunir.

C'est une règle générale, sanctionnée par l'expérience, de ne jamais charger une colonne avec une force supérieure à l'intensité de sa force élastique. Ainsi, pour une colonne cylindrique, dont le diamètre de la section transversale serait égal à d centimètres, la plus grande charge que l'on pourrait atteindre avec sécurité aurait pour limite :

$$\pi \frac{d^2}{4} \times f = 0{,}7854 \times d^2 \times f.$$

f étant le coefficient de la cohésion, par centimètre carré.

Cette charge ne pourrait être dépassée sans danger, lors même que la force agirait exactement suivant l'axe du cylindre.

Lorsque la force de compression agit en quelque point en dehors de l'axe central, son efficacité se trouve considérablement augmentée par la tendance qu'elle a à faire plier la colonne, et cette efficacité augmente évidemment en raison de la distance du centre au point d'application de la force. Cette dernière circonstance se rencontre presque constamment dans les différentes pièces d'une machine à vapeur soumises à des efforts de compression. Il est évident, en effet, que le cas exceptionnel a lieu lorsque les pièces, qui constituent le mécanisme de transmission de mouvement, ne sont soumises qu'à des forces de compression agissant exactement dans la direction de l'axe. On doit considérer, au contraire, d'une manière générale, les tiges comme étant soumises, à certains moments, à des forces agissant à une distance de l'axe central égale à la moitié du diamètre de la tige. Il serait inutile de rechercher ici, par des considérations théoriques, l'accroissement que reçoit l'énergie des forces de compression lorsqu'elles agissent à une certaine distance de l'axe, au lieu d'agir directement au centre. Les conséquences que l'on déduit, en effet, de la théorie, dans les questions de cette nature, doivent inspirer toujours peu de confiance, en raison des hypothèses plus ou moins probables qu'elles nécessitent. Nous préférons présenter la récapitulation suivante des quelques lois qui ont été indiquées par l'expérience et qui, si elles ne sont pas exactes d'une manière absolue, le sont assez néanmoins pour conduire aux résultats les plus satisfaisants.

1° Pour des prismes semblables, la résistance à l'écrasement est sensiblement proportionnelle à la base;.

2° Pour des prismes de même hauteur et de bases équivalentes, elle diminue à mesure que le contour de la base augmente;

3° Le *maximum* de résistance a lieu pour les prismes dont les bases sont carrées ou circulaires;

4° Le *maximum* de résistance a lieu pour les corps de forme cubique; elle diminue quand la hauteur du prisme devient plus grande ou plus petite;

5° En représentant par 1 la résistance à l'écrasement d'un cube dont le côté est 1, la résistance du prisme varie conformément aux chiffres du tableau suivant, si l'on vient à augmenter la hauteur :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Résistance à l'écrasement des prismes de différentes hauteurs et de même base.

BOIS.		FER FORGÉ.		FONTE.	
Hauteur.	Résistance.	Hauteur.	Résistance.	Hauteur.	Résistance.
1	1	1	1	1	1
12	$\frac{5}{6}$	27	$\frac{1}{2}$	4	$\frac{2}{3}$
24	$\frac{1}{2}$	54	$\frac{1}{4}$	8	$\frac{1}{2}$
36	$\frac{2}{3}$	81	$\frac{1}{8}$	36	$\frac{1}{15}$
48	$\frac{1}{6}$	108	$\frac{1}{16}$		
60	$\frac{1}{12}$	135	$\frac{1}{32}$		
72	$\frac{1}{24}$	162	$\frac{1}{64}$		
		189	$\frac{1}{128}$		
		216	$\frac{1}{256}$		
		343	$\frac{1}{512}$		

Valeurs absolues de la résistance à l'écrasement, par centimètre carré, pour les matériaux qui peuvent être employés dans l'établissement des machines à vapeur.

BOIS.		MÉTAUX.	
Espèce.	Résistance absolue.	Espèce.	Résistance absolue.
	kilogrammes.		kilogrammes.
Chêne. . . .	385 à 462	Fer forgé. . .	5000
Sapin. . . .	462 à 538	Fonte. . . .	9522 à 25200
Chêne anglais. .	271	Cuivre coulé. .	8360
Sapin blanc . .	135	Id. battu. .	60703
Orme. . . .	90	Id. jaune. .	3088 à 23312
		Étain	606 à 9762
		Plomb coulé. .	145

Les charges permanentes ne doivent pas excéder :

Pour les bois. . . . . $\frac{1}{5}$
Pour les métaux. . . . . $\frac{1}{4}$
} de la charge de rupture.

Lorsqu'une tige cylindrique a une longueur beaucoup plus considérable que son diamètre d, cette tige ne doit jamais être soumise à une force dépassant $\frac{1}{9} f d^2$, étant le coefficient de la cohésion, à moins que la charge n'agisse constamment suivant l'axe central.

APPLICATION DES LOIS DE LA RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX AUX DIFFÉRENTES PIÈCES DU MÉCANISME DES MACHINES A VAPEUR.

RÉSISTANCE DES BRAS DES BALANCIERS, DES MANIVELLES, ET, EN GÉNÉRAL, DES PIÈCES SOUMISES AUX EFFORTS DE FLEXION TRANSVERSALE.

La section normale des balanciers, manivelles, etc., est rectangulaire dans les circonstances les plus générales. La formule de résistance aux efforts transversaux, que nous devrons appliquer ici, sera donc :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$R\,l = f\,\frac{a\,b^2}{6}$$

a désignant l'épaisseur de la pièce, et b sa hauteur, en centimètres. Nous savons, d'ailleurs, que l est la distance, en centimètres, qui sépare le point que l'on considère de l'effort de rupture, R, exprimé en kilogrammes.

Nous voyons, d'après cette formule, que la résistance des balanciers croît beaucoup plus rapidement avec leur hauteur qu'avec leur largeur ou épaisseur. Il est donc naturel d'augmenter cette dimension, mais autant seulement que peuvent le permettre les autres données de la question. Une trop grande disproportion entre la hauteur et l'épaisseur d'un balancier aurait, en effet, pour conséquence d'exposer la pièce à se recourber sur elle-même normalement à la direction générale des forces, pour peu que cette direction vînt à être légèrement modifiée par une circonstance quelconque. Les résultats les mieux établis de la pratique forcent d'admettre, comme principe général, que le rapport entre la hauteur et l'épaisseur d'un balancier, en supposant cette épaisseur constante sur toute la longueur, ne doit jamais dépasser le nombre 16.

Il est clair que c'est au centre du balancier que la hauteur devra être la plus considérable, puisque c'est en ce point que la force agit à l'extrémité du plus grand levier. En adoptant la proportion que nous venons d'indiquer comme la plus convenable, nous aurons :

$$b = 16 \times a.$$

Il nous suffira donc de déterminer l'un des éléments a, b, pour connaître les dimensions du balancier près du centre de rotation.

La formule de résistance devient, en remplaçant a par $\frac{b}{16}$:

$$R\,l = f\,\frac{b^3}{6 \times 16} = f\,\frac{b^3}{96}$$

Soit p la pression, en kilogrammes par centimètre carré, de la vapeur dans la chaudière, lorsque cette vapeur a acquis la plus grande force élastique qu'on veuille lui laisser prendre, c'est-à-dire, la force élastique nécessaire pour commencer à soulever les soupapes de sûreté. Si nous désignons par d le diamètre du cylindre, en centimètres, la valeur *maxima* que pourra atteindre la force R, sera :

$$R = \frac{\pi}{4}\,d^2 \times p$$

Comme il existe généralement un certain rapport, donné à l'avance, entre la longueur, l, du demi-balancier et le diamètre du cylindre, nous désignerons ce rapport par n, et nous aurons :

$$l = n \times d$$

En introduisant ces valeurs de R et l dans la formule de résistance, elle deviendra :

$$\frac{\pi}{4}\,d^2\,p \times n\,d = f\,\frac{b^3}{96}$$

et en simplifiant par rapport à b :

$$b^3 = \frac{24.\,\pi.\,n \times d^3\,p}{f}$$

ou, très approximativement : $$b^3 = \frac{1}{f} \times 75\,n \times d^3\,p$$

et, par conséquent : $$b = d\,\sqrt[3]{\frac{75\,n \times p}{f}}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En nous reportant au tableau de la page 223, nous trouvons :

Pour la fonte. . . . . $f = 1100$
Pour le fer malléable. . . . . $f = 1250$
Pour l'acier ordinaire . . . . . $f = 3150$

En substituant ces valeurs à la place de f, et réduisant, notre formule devient :

Pour la fonte. . . . . $b = d \left\{ \frac{n\,p}{15} \right\}^{\frac{1}{3}}$ . . . . . (1)

Pour le fer. . . . . $b = d \left\{ \frac{n\,p}{17} \right\}^{\frac{1}{3}}$ . . . . . (2)

Pour l'acier. . . . . $b = d \left\{ \frac{n\,p}{42} \right\}^{\frac{1}{3}}$ . . . . . (3)

Telles sont les expressions assez simples qui permettront de calculer les dimensions du balancier principal d'une machine à vapeur [1]. Énonçons en langage ordinaire la règle que fournit celle de ces formules qui est relative à la fonte.

Règle pour déterminer les dimensions à section rectangulaire du grand balancier d'une machine.

I. — *Divisez la longueur du balancier, depuis l'axe de rotation jusqu'au point où la tige du piston agit, par le diamètre du cylindre, ces deux dimensions étant exprimées en unités de même espèce; multipliez le rapport qui en résulte par la plus grande pression, en kilogrammes par centimètre carré, que puisse atteindre la vapeur dans la chaudière; divisez le produit par* 15 *et extrayez la racine cubique du quotient ainsi obtenu; multipliez enfin cette racine cubique par le diamètre du cylindre, exprimé en centimètres : le produit sera la* HAUTEUR *du balancier en centimètres.*

[1] Nous devons faire remarquer que les expériences directes sont loin d'être conformes aux conditions absolues de la formule de résistance transversale :

$$R\,l = f\,\frac{a\,b^2}{6}$$

tant que l'on fait exprimer exactement au coefficient f la force de cohésion totale, ou la résistance *maxima* que les molécules du corps que l'on considère sont susceptibles d'opposer à la traction longitudinale.

Nous nous rappelons, en effet, que cette expression de la résistance aux efforts transversaux n'a été obtenue qu'en supposant que l'axe neutre, ou l'axe des fibres invariables, coïncidait avec l'axe de figure du corps. Or, rien ne prouve l'exactitude complète de cette hypothèse. Il suffirait, d'ailleurs, de supposer une toute autre position, même très voisine de celle-ci, pour introduire un nouveau facteur qui modifierait l'un des membres de l'équation précédente. C'est ainsi que quelques savants, en faisant varier la position de l'axe neutre, ont été conduits, pour le cas d'une section transversale, à la formule :

$$R\,l = f\,\frac{a\,b^2}{3}$$

Cette expression serait identique à celle donnée dans le texte, et qui est plus généralement connue, du moment que l'on supposerait que le coefficient f de la formule représente, non point seulement la simple force de cohésion du corps, mais le double de cette force. Or, c'est cette dernière hypothèse qui est la plus conforme aux faits.

En effet, les expériences directes de rupture par flexion transversale, expériences qui sont plus nombreuses et plus concluantes que pour la traction longitudinale, donnent immédiatement le poids de rupture R, et le coefficient f peut être alors considéré comme l'inconnue de l'équation

$$R\,l = f\,\frac{a\,b^2}{6}$$

puisque l, a et b sont, comme R, des données de la question. Toutes ces expériences s'accordent, d'ailleurs, pour donner à f une valeur double de celle qui lui est attribuée communément comme coefficient de la cohésion.

Voici, par exemple, les résultats moyens d'expériences que nous avons eu occasion de faire pour vérifier la qualité de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour avoir l'épaisseur du balancier, nous nous rappellerons que l'on a la relation :

$$a = \frac{1}{16} b,$$

d'où l'on déduit la règle suivante :

II. — *Pour trouver l'*ÉPAISSEUR *du balancier principal d'une machine à vapeur, divisez par* 16 *la hauteur maxima de ce balancier, c'est-à-dire, sa hauteur près du centre de rotation, calculée d'après la règle précédente : le quotient sera l'épaisseur du balancier, en centimètres.*

Exemple. — Supposons que le balancier d'une machine à vapeur soit égal, en longueur, à trois fois le diamètre du cylindre, depuis le centre de rotation jusqu'au point où la tige du piston vient transmettre son action ; supposons, en outre, que la pression effective *maxima* de la vapeur dans la chaudière soit de 0,7 kilogramme par centimètre carré : on demande quelles devront être la hauteur, au centre, et l'épaisseur uniforme du balancier, supposé en fonte.

Nous avons, pour cet exemple :

$$n = 3 \qquad \text{et } p = 0^{k},7$$

En substituant, la formule devient :

$$b = d \left\{ \frac{2,1}{15} \right\}^{\frac{1}{3}} = d \sqrt[3]{0,14}$$

fonte employée dans la fabrication des coussinets de chemins de fer. Les barreaux de fonte, sur lesquels on opérait, avaient environ 4 centimètres d'écarrissage ; ils portaient sur deux couteaux, ou, pour mieux dire, sur les arêtes vives de deux petits prismes triangulaires, distants de 50 centimètres. La charge se transmettait au milieu par l'intermédiaire d'un levier. Un vernier, adapté à l'appareil, permettait de déterminer, à un dixième de millimètre près, les flèches que donnait la barre sous les charges successives, jusqu'au moment qui précédait immédiatement la rupture. Les dimensions exactes de chaque barre étaient prises au moyen d'un compas d'épaisseur. Elles sont données dans le tableau suivant, b désignant la hauteur, et a la largeur ou l'épaisseur de la barre telle qu'elle était soumise à l'expérience.

CHARGES successives en kilogram.	FLÈCHES SUBIES PAR LES BARRES JUSQU'AU MOMENT DE LA RUPTURE.			
	1re Barre. Fonte grise ordinaire. b = 4,05 cent. a = 3,90 id.	2me Barre. Fonte grise ordinaire. b = 4,05 cent. a = 3,89 id.	3me Barre. Fonte grise ordinaire. b = 4,05 cent. a = 3,89 id.	4me Barre. Fonte grise d'Écosse. b = 4,00 cent. a = 3,90 id.
500 kil.	0,40 millim.	0,33 millim.	0,45 millim.	0,45 millim.
1000	0,90	0,96	1,00	1,20
1500	1,60	1,50	1,70	1,90
2000	2,10	2,10	2,20	3,00
2110	2,20 RUPTURE.	»	»	»
2220	»	»	2,60 RUPTURE.	»
2230	»	2,35 RUPTURE.	»	»
2350	»	»	»	3,60 RUPTURE.

La formule qui s'applique à la résistance transversale des barres, disposées de la manière décrite ci-dessus, est (page 229) :

$$\frac{R\,l}{4} = f\,\frac{a\,b^2}{6} \qquad \text{ou} \qquad R\,l = \frac{2}{3}\,f \times a\,b^2$$

l étant la distance entre les points d'appui.

Si l'on introduit dans cette expression les nombres résultant des expériences du tableau précédent, on obtient pour f une

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

extrayant la racine cubique, on obtient pour la hauteur du balancier :

$$b = 0{,}52\,d$$

c'est-à-dire, environ la moitié du diamètre du cylindre.

L'épaisseur du balancier est donnée par le rapport :

$$a = \frac{1}{16}\,b = \frac{0{,}52}{16}\,d$$

et par conséquent : $$a = 0{,}03\,d$$

c'est-à-dire les 3 centièmes du diamètre du cylindre.

Les trois expressions (1), (2) et (3) pourraient d'ailleurs être simplifiées immédiatement pour le calcul en les mettant sous forme logarithmique ; on aurait alors :

Pour la fonte. . . . . $\log. b = \log. d + \frac{1}{5}\{\log. n + \log. p - \log. 15.\}$
Pour le fer. . . . . $\log. b = \log. d + \frac{1}{5}\{\log. n + \log. p - \log. 17.\}$
Pour l'acier. . . . . $\log. b = \log. d + \frac{1}{5}\{\log. n + \log. p - \log. 42.\}$

Remarque importante. Nous devons faire observer que la valeur donnée, par la règle précédente, aux dimensions principales des balanciers, n'est qu'une valeur théorique *minima*. Mais il est nécessaire, dans la pratique, de tenir compte de toutes les circonstances imprévues qui peuvent se produire, ou de défauts ignorés dans la qualité des matériaux. Pour arriver à ce but on doit multiplier par un certain coefficient, établi d'après les meilleures données de l'observation, la valeur fixée par notre règle pour la hauteur du balancier. Il serait encore plus naturel d'introduire ce facteur dans l'expression de la force élastique de la vapeur, et d'opérer exactement d'après la règle précédente, en prenant pour point de

valeur, à très peu de chose près, égale à 2800 kilogrammes, c'est-à-dire, au double de ce que nous admettons communément, en France, pour le coefficient de la force de cohésion de la fonte grise ordinaire.

Si, par exemple, nous supposons que les barres soient carrées, de 4 centimètres de côté, et qu'elles rompent sous une charge de 2200 kilogrammes, conséquence qui se rapporte avec les chiffres du tableau, et qui n'indique certes pas une ténacité de fonte de premier ordre, nous aurons, pour calculer f :

$$R\,l = \frac{2}{3}\,f\,a^3$$

et, en substituant : $$2200 \times 50 = \frac{2}{3} \times 64 \times f$$

d'où : $$f = 2812.$$

Or, la moitié de ce nombre, ou environ 1400, exprime, en kilogrammes par centimètre carré, la force de cohésion la plus ordinaire de nos fontes grises.

Les considérations qui précèdent ne portent aucune atteinte à la convenance des règles que donne l'*Artizan Club*, pour la détermination des différentes pièces du mécanisme des machines à vapeur. Ces règles, modifiées comme il est indiqué dans le texte, en supposant la pression de la vapeur deux fois plus grande qu'elle ne l'est au *maximum*, sont suivies par les constructeurs les plus renommés de la Grande-Bretagne.

Mais il résulte de notre examen que ce n'est point seulement le facteur 2 que les auteurs de l'*Artizan Club* introduisent, par précaution, dans le calcul des dimensions du balancier, lorsqu'ils supposent la pression de la vapeur double, mais bien effectivement le facteur 4, puisqu'ils n'attribuent à f que la moitié de sa valeur réelle, doublant ainsi, sans paraître le remarquer, la puissance des forces supposées capables d'amener la rupture. En un mot, les dimensions étant déterminées, d'après les règles du texte, la pièce qui en résulte est susceptible de résister à un effort, non plus seulement 2 fois, mais 4 fois plus considérable que celui qu'elle est appelée à subir dans les cas ordinaires.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

départ la nouvelle force élastique, qui ne serait autre que la force élastique réelle multipliée par un certain facteur plus grand que 1.

La proportion indiquée par Tredgold, et qui paraît satisfaire le mieux à toutes les conditions de l'application, consiste à supposer la force élastique de la vapeur égale à deux fois sa force réelle *maxima*.

Ainsi, au lieu d'introduire, dans le calcul précédent, l'expression immédiate de la force élastique nécessaire pour soulever les soupapes de sûreté de la machine que l'on considère, il faudra, pour obtenir la solution pratique, opérer sur une valeur double[1].

Nous n'avons déterminé, par notre règle, que les dimensions de la partie centrale du balancier. Quant aux dimensions des autres parties, l'épaisseur restant toujours la même, il est évident que la hauteur devra diminuer à partir du centre vers les extrémités. La puissance d'un balancier, pour résister à des efforts transversaux, est effectivement en raison inverse de la longueur du levier qui transmet l'action de la force. La formule de résistance :

$$\mathrm{R}\,l = f\,\frac{a\,b^2}{6}$$

est générale, et s'applique à toutes les sections du balancier, pourvu que l'on donne à l la valeur qui correspond à chacune de ces sections. C'est donc à l'aide de cette formule que l'on pourra calculer la hauteur du balancier en un point quelconque, l'épaisseur a étant déterminée une fois pour toutes, en prenant la valeur indiquée par la règle pour la partie centrale.

Pour appliquer la formule précédente au cas particulier des manivelles, nous pouvons supposer que la hauteur de la manivelle, c'est-à-dire l'étendue de la dimension suivant laquelle l'effort transversal a lieu, est égale à m fois le diamètre de l'arbre, au point où la manivelle vient agir sur cet arbre, en lui transmettant l'action du balancier. Dès lors, si m' désigne le rapport qui existe entre le diamètre de l'arbre de couche et celui du cylindre, $m' \times d$ représentera le diamètre de cet arbre, et, par conséquent, l'on aura, pour la hauteur b de la manivelle :

$$b = m \times m' \times d,$$

En substituant cette valeur dans la formule :

$$\mathrm{R}\,l = f\,\frac{a\,b}{6}$$

elle deviendra :

$$\mathrm{R}\,l = f\,\frac{a \times m^2 \times m'^2 \times d^2}{6}$$

Nous avons, d'ailleurs, comme précédemment :

[1] Nous devons faire remarquer, conformément à la note précédente, que ce n'est point seulement cette valeur double, attribuée à la force élastique de la vapeur, qui modifie les dimensions obtenues directement pour le balancier, à l'aide de la formule :

$$\mathrm{R}\,l = f\,\frac{a\,b^2}{6}$$

Il résulte, en effet, de ce que nous avons établi dans cette note, qu'en attribuant au coefficient f la valeur exacte de l'unité de cohésion, c'est-à-dire de la résistance absolue à la traction, en kilogrammes par centimètre carré, les auteurs du traité de l'*Artizan Club* ont déjà diminué, par cela même, dans le rapport approximatif de 2 à 1, la résistance absolue R à la rupture transversale.

En un mot, les dimensions déterminées pour le balancier, à l'aide de la règle modifiée du texte, sont rendues plus grandes que les dimensions déduites directement de la théorie, pour les deux raisons suivantes :

Valeur deux fois trop faible, attribuée au coefficient f;

Valeur deux fois trop grande, adoptée pour la force élastique de la vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$R = \frac{\pi}{4} d^2 \times p = 0{,}7854\, d^2 \times p$$

p étant la force élastique *maxima* de la vapeur.

Remplaçant R par cette valeur, nous obtenons :

$$0{,}7854\, d^2 \times p \times l = f \frac{a \times m^2 \times m'^2 \times d^2}{6}$$

et, en simplifiant :

$$p \times l = f \frac{a \times m^2 \times m'^2}{4{,}7124}$$

d'où l'on déduit, pour l'expression de l'épaisseur a de la manivelle :

$$a = \frac{1}{f} \times \frac{4{,}7124\, p \times l}{m^2 \times m'^2}$$

La valeur de m est une donnée arbitraire empruntée à l'expérience. L'usage général est de prendre pour ce rapport le nombre 1,5. Si nous l'introduisons dans la formule, elle deviendra :

$$a = \frac{1}{f} \times \frac{2{,}0944\, p \times l}{m'^2}$$

Remplaçant, enfin, le coefficient f par sa valeur numérique relative à la fonte et au fer, nous aurons :

Pour la fonte. . . . . $a = \dfrac{p \times l}{525\, m'^2}$

Pour le fer. . . . . $a = \dfrac{p \times l}{596\, m'^2}$

Énonçons en langage ordinaire, celle de ces formules relative à la fonte.

Règle pour déterminer les dimensions des manivelles à section rectangulaire.

I. — *Multipliez la force élastique* maxima *de la vapeur dans la chaudière, exprimée en kilogrammes sur un centimètre carré, par la longueur, en centimètres, de la manivelle, ce qui vous donne un premier produit; multipliez ensuite* 525 *par le carré du rapport entre le diamètre de l'arbre et celui du cylindre, ce qui vous donne un second produit; divisez enfin le premier produit par le second : le quotient exprimera, en centimètres, l'*ÉPAISSEUR *de la manivelle au point où elle vient agir sur l'arbre.*

II. — *Pour avoir la* HAUTEUR *de la manivelle au même centre d'action, multipliez le diamètre de l'arbre, exprimé en unités quelconques, par* 1,5 *: le produit sera, en unités de même espèce, la hauteur de la manivelle, ou la dimension suivant laquelle l'effort transversal a lieu.*

Les dimensions déterminées par les règles précédentes, se rapportant au centre d'action de la manivelle, c'est-à-dire, à l'extrémité du plus grand levier, sont évidemment des *maxima*. Ces dimensions doivent aller en décroissant pour les sections qui se rapprochent de la bielle, et elles peuvent se déterminer d'une manière analogue, en attribuant à l les longueurs de portée correspondantes.

Exemple. L'arbre moteur d'une machine a pour diamètre le quart du diamètre du cylindre; la tension *maxima* de la vapeur dans la chaudière est de 1,4 kilogramme par centimètre carré; enfin, la longueur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la manivelle est de 90 centimètres : on demande les dimensions de la manivelle pour la section la plus voisine de l'arbre.

Dans cet exemple, nous avons :

$$p = 1^k,4 \qquad l = 90^{cent.} \qquad m' = \frac{1}{4}$$

Appliquant la règle I, nous avons, pour l'épaisseur a de la manivelle :

$$a = \frac{1,4 \times 90}{525 \times \frac{1}{16}} = 3,84 \text{ centimètres.}$$

La hauteur b s'obtiendra à l'aide de la règle II, qui nous donne :

$$b = \left(1 + \frac{1}{2}\right) \delta$$

δ étant le diamètre de l'arbre;

$$\text{ou :} \qquad b = \frac{3}{8} d$$

d étant le diamètre du cylindre.

RÉSISTANCE DES ARBRES AUX EFFORTS DE TORSION.

Les arbres sont équilibrés de manière à rendre les efforts latéraux aussi faibles que possible. Nous n'avons donc à considérer, quant à leur résistance, que celle qu'ils opposent aux efforts de torsion.

Aucune partie de l'arbre ne doit avoir un diamètre plus petit que les tourillons mêmes qui portent dans les coussinets. C'est donc aux points de support qu'il est nécessaire de déterminer le diamètre de l'arbre. Ce diamètre sera le diamètre *minimum*.

Nous avons établi précédemment que la résistance d'un arbre cylindrique aux efforts de torsion est proportionnelle au cube du diamètre. Ce résultat est non seulement une déduction de la théorie, mais il est encore confirmé par l'expérience.

Soit R la plus grande force, en kilogrammes, qui puisse agir à l'extrémité de la manivelle, c'est-à-dire, l'effort produit sur le piston par la tension *maxima* de la vapeur;

Soit p cette tension *maxima*, en kilogrammes par centimètre carré;

Nous aurons, comme précédemment :

$$R = \frac{\pi}{4} d^2 \times p = 0,7854\, d^2 \times p$$

d étant le diamètre du cylindre.

Si, d'un autre côté, l désigne la longueur de la manivelle ou le rayon de la roue motrice, nous aurons :

$$R\, l = C' \times \delta^3$$

C' étant un coefficient constant, et δ le diamètre *minimum* de l'arbre.

Supposons que l'arbre, que nous considérons, fasse n révolutions pour chaque double course du piston, et représentons par m le rapport entre la longueur l de la manivelle et le diamètre d du cylindre, l'équation précédente deviendra :

$$R \times m\, d = C \times n \times \delta^3$$

C étant encore une constante.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Remplaçant R par sa valeur, il vient :

$$0{,}7854 \times m \times d^3 \times p = C \times n \times \delta^3$$

d'où :
$$\delta^3 = d^3 \times \frac{0{,}7854 \times m \times p}{C \times n}$$

et enfin :
$$\delta = d \left\{ \frac{0{,}7854 \times m \times p}{C \times n} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

La constante C varie avec les différents matériaux. Voici les valeurs qu'on peut lui attribuer pour la fonte et le fer. Ces valeurs conduisent à un diamètre de $\frac{1}{6}$ environ plus grand en tenant compte de l'usure occasionnée par le frottement.

Pour la fonte. . . . . C = 67
Pour le fer. . . . . C = 76

En substituant, nous obtenons :

Pour le diamètre d'un arbre en fonte :

$$\delta = d \left\{ \frac{0{,}7854 \times m \times p}{67 \times n} \right\}^{\frac{1}{3}} = d \left\{ \frac{m \times p}{85 \times n} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

et, pour le diamètre d'un arbre en fer :

$$\delta = d \left\{ \frac{0{,}7854 \times m \times p}{76 \times n} \right\}^{\frac{1}{3}} = d \left\{ \frac{m \times p}{96 \times n} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Traduisons ces deux formules en langage ordinaire.

RÈGLE POUR TROUVER LE DIAMÈTRE D'UN ARBRE QUELCONQUE D'UNE MACHINE A VAPEUR. — *Prenez le rapport entre la longueur de la manivelle et le diamètre du cylindre; multipliez ce rapport par la tension maxima de la vapeur, exprimée en kilogrammes par centimètre carré, ce qui vous donne un premier produit.*

Etablissez ensuite le nombre de révolutions que l'arbre doit accomplir pendant une double course du piston, c'est-à-dire, pendant que l'arbre de couche fait une révolution complète, et multipliez ce nombre,

Pour la fonte. . . . . . *par* 85
Pour le fer. . . . . . *par* 96

ce qui vous donne un second produit.

Divisez le premier produit par le second; extrayez la racine cubique du quotient, et multipliez le résultat par le diamètre du cylindre exprimé en centimètres : ce dernier produit sera le diamètre de l'arbre en centimètres.

Pour l'arbre de couche ou l'arbre moteur, on aurait $n = 1$, et les formules précédentes deviendraient :

Pour la fonte :
$$\delta = d \left\{ \frac{m \times p}{85} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Pour le fer :
$$\delta = d \left\{ \frac{m \times p}{96} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Le calcul de ces formules est simplifié notablement par l'emploi des logarithmes. Mises sous forme logarithmique, les deux dernières formules, relatives aux arbres de couche, se modifieraient ainsi :

Pour la fonte :
$$\log. \delta = \log. d + \frac{1}{3} \left\{ \log. m + \log. p - \log. 85 \right\}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\text{Pour le fer :} \qquad \log.\,\delta = \log.\,d + \frac{1}{3}\left\{\log.\,m + \log.\,p - \log.\,96\right\}$$

Ces expressions sont trop simples pour que nous les développions en langage ordinaire.

Nous n'avons considéré spécialement que le cas où les sections des balanciers et des manivelles sont rectangulaires. Ce cas est, d'ailleurs, assez général pour les machines de terre. Mais il est évident que la marche que nous avons suivie s'applique identiquement aux sections d'une autre forme, pourvu que l'on emploie les formules qui se rapportent à ces sections, formules que nous avons données précédemment.

RÉSISTANCE DES PIÈCES SOUMISES A DE SIMPLES EFFORTS DE TRACTION LONGITUDINALE, TELLES QUE LES TIGES DE PISTON DE MACHINES A SIMPLE EFFET, LES TIGES DE POMPES, ETC.

En parlant de la résistance qu'un prisme quelconque oppose à des forces qui tendent à disjoindre ses molécules dans une seule et même direction parallèle à l'axe du prisme, nous avons établi, par des considérations théoriques et expérimentales, que cette résistance était proportionnelle à l'aire de la section transversale.

Si, donc, nous désignons le diamètre d'une tige de piston d'une machine à simple effet par δ, δ étant exprimé en centimètres, nous aurons, pour la résistance à la rupture, R, de cette tige :

$$R = \frac{\pi}{4}\,\delta^2 \times f = 0{,}7854 \times f \times \delta^2$$

f étant le coefficient de la cohésion, c'est-à-dire la résistance absolue, en kilogrammes, qu'un centimètre carré de la section oppose à la rupture par traction longitudinale.

Désignons par p la tension *maxima* de la vapeur, et, par d, le diamètre du cylindre, nous aurons :

$$R = \frac{\pi}{4}\,d^2 \times p = 0.7854 \times d^2 \times p$$

Substituant cette valeur, il viendra :

$$f\,\delta^2 = p\,d^2$$

$$\text{d'où :} \qquad \delta = d\sqrt{\frac{p}{f}}$$

Pour le fer malléable, f est égal à 1250[1]. Mais nous remarquerons que cette valeur n'est qu'une moyenne entre plusieurs expériences, et il serait imprudent de ne point tenir compte des défauts quelconques qui pourraient se rencontrer dans le métal employé. Nous devons encore observer que cette valeur de f suppose que la force agit exactement suivant l'axe de la tige. Du moment que la force viendrait à agir un peu en dehors de cet axe il y aurait tendance de la tige à se recourber, et c'est ce qui aurait lieu si cette tige n'offrait pas une résistance plus considérable que sa résistance normale à la simple traction. Or, on peut considérer comme un fait acquis que, dans toutes les circonstances où une force de traction longitudinale agit sur une tige cylindrique, l'effort peut dévier de l'axe d'un sixième environ du diamètre. Nous tiendrons un compte suffisant des deux causes d'affaiblissement que nous venons de signaler, en prenant pour la valeur de f le nombre 625.

Notre formule deviendra alors :

$$\delta = \frac{d}{25}\sqrt{p}$$

Énoncée en langage ordinaire, cette expression donne la règle suivante :

[1] Voir le tableau de la page 223.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÈGLE POUR TROUVER LE DIAMÈTRE D'UNE TIGE DE PISTON D'UNE MACHINE A SIMPLE EFFET. — *Multipliez le diamètre du piston, exprimé en centimètres, par la racine carrée de la plus grande force élastique de la vapeur dans la chaudière, évaluée en kilogrammes par centimètre carré; divisez ensuite le produit par* **25** : *le quotient sera le diamètre de la tige en centimètres.*

Exemple. — Le cylindre d'une machine à simple effet ayant 1,25 mètre ou 125 centimètres de diamètre, et la force élastique *maxima* de la vapeur dans la chaudière étant de 1,125 kilogramme par centimètre carré, trouver le diamètre de la tige du piston.

On a, dans cet exemple :

$$d = 125 \qquad p = 1{,}125.$$

Appliquant la règle, nous aurons pour le diamètre de la tige du piston :

$$\delta = \frac{125 \times \sqrt{1{,}125}}{25} = 5{,}3 \text{ centimètres.}$$

soit, environ, $5\frac{1}{3}$ centimètres.

RÉSISTANCE DES TIGES SOUMISES A DES EFFORTS ALTERNATIFS DE TRACTION ET DE COMPRESSION, TELLES QUE LES TIGES DE PISTON DES MACHINES A DOUBLE EFFET.

Nous avons déjà dit, en parlant de la résistance des matériaux aux efforts de compression, que l'on ne devait jamais exercer sur une colonne prismatique d'une certaine longueur un effort dépassant la résistance absolue de cette colonne aux efforts de traction longitudinale. Dès lors, si δ désigne le diamètre d'une colonne, la plus grande charge qu'on pourra y placer avec sécurité sera :

$$\frac{\pi}{4}\,\delta^2 \times f = 0{,}7854 \times \delta^2 \times f$$

f étant le coefficient de la cohésion.

Tel est l'effort *maximum* que pourra subir la colonne, si cet effort agit parfaitement suivant l'axe du prisme. Mais l'efficacité de la résistance diminue rapidement du moment que l'effort peut agir en un point quelconque distant de l'axe central, de manière à faire fléchir la pièce.

Dans le cas spécial, que nous avons à considérer ici, relativement aux tiges de piston des machines à vapeur, la possibilité d'une déviation dans la direction de l'effort est évidente d'elle-même, et cette déviation va quelquefois jusqu'à une distance égale au rayon. Il faut donc se prémunir contre cette circonstance, et l'expérience a prouvé qu'il y avait toute sécurité à employer la formule de résistance que nous avons déjà donnée, page 233, pour les colonnes ayant une longueur beaucoup plus considérable que leur diamètre. Cette expression de l'effort *maximum* dont on puisse charger les colonnes à grande longueur est :

$$\frac{1}{9}\,f\,\delta^2$$

δ étant le diamètre. Nous aurons, dès lors, pour déterminer le diamètre d'une tige de piston, la relation suivante :

$$\frac{\pi}{4}\,d^2\,p = \frac{1}{9}\,f\,\delta^2$$

p étant la pression *maxima* de la vapeur dans la chaudière en kilogrammes, par centimètre carré, et d le diamètre du cylindre en centimètres.

De l'équation précédente nous déduisons :

$$\delta = d\sqrt{\frac{7{,}0686}{f}\,p}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En substituant les valeurs de f, relatives aux forces de résistance de la fonte, du fer et de l'acier, nous obtenons :

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Pour la fonte.} \ldots\ldots\ldots & \delta = \dfrac{d}{12}\sqrt{p} \\ \text{Pour le fer.} \ldots\ldots\ldots & \delta = \dfrac{d}{14}\sqrt{p} \end{array}\right\}^{1}$$

$$\text{Pour l'acier.} \ldots\ldots\ldots \quad \delta = \frac{d}{22}\sqrt{p}$$

δ étant exprimé en centimètres.

De ces formules nous déduisons la règle suivante :

Multipliez le diamètre du piston, exprimé en centimètres, par la racine carrée de la plus grande force élastique de la vapeur dans la chaudière, évaluée en kilogrammes par centimètre carré ; divisez ensuite le produit par 12, *pour des tiges en fonte, par* 14, *pour des tiges en fer, et enfin par* 22, *pour des tiges en acier : le quotient sera le diamètre de la tige, en centimètres.*

Cette règle s'applique aux tiges de piston des machines à double effet, aux tringles ou tiges des parallélogrammes, aux tiges de la pompe à air et de la pompe foulante, et à quelques autres.

Elle est encore applicable aux bielles, si l'on augmente la pression p dans le rapport du rayon au sinus du plus grand angle que fait la bielle avec la direction de la force, c'est-à-dire, si l'on introduit dans le calcul, à la place de la pression p, une pression p' telle que l'on ait :

$$p' = p\,\frac{1}{\text{sin. } \alpha}$$

α étant l'angle *maximum* que la bielle fait avec la direction de la force.

Exemple. — Le cylindre d'une machine à double effet ayant 125 centimètres de diamètre, et la force élastique maxima de la vapeur étant de 1,125 kilogramme par centimètre carré, on demande le diamètre de la tige du piston.

Pour une tige en fonte, nous aurons, d'après la règle :

$$\delta = \frac{125}{12}\sqrt{1{,}125} = 10{,}94 \text{ centimètres},$$

soit 11 centimètres.

Pour une tige en fer :

$$\delta = \frac{125}{14}\sqrt{1{,}125} = 9{,}39 \text{ centimètres},$$

ou un peu plus de 9 $\frac{1}{2}$ centimètres.

Pour une tige en acier :

$$\delta = \frac{125}{22}\sqrt{1{,}125} = 5{,}68 \text{ centimètres}.$$

Mais, dans l'application, il faut toujours prendre pour p une valeur au-dessus de la force élastique *maxima* dans la chaudière. En adoptant le double de cette force élastique, ce qui est une proportion peut-être un peu élevée, nous aurons, avec les données précédentes, pour le diamètre d'une tige en fer :

[1] Ces formules, exprimées en unités anglaises, telles qu'elles sont présentées par l'*Artizan-Club*, sont :

$$\text{Pour la fonte.} \ldots\ldots\ldots \quad \delta = \frac{d}{47}\sqrt{p}$$

$$\text{Pour le fer.} \ldots\ldots\ldots \quad \delta = \frac{d}{30}\sqrt{p}$$

δ et d représentent des pouces anglais, et p exprime la pression en livres par pouce carré.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\delta = \frac{125}{14}\sqrt{2,25} = 13,4 \text{ centimètres},$$

ou un peu plus que le dixième du diamètre du piston, rapport que l'on emploie assez communément dans la pratique.

La même remarque s'applique à toutes les formules précédentes dans lesquelles figure la pression p. On doit toujours prendre pour cette pression une valeur supérieure à la plus forte pression que la vapeur puisse avoir dans la chaudière. Il ne faut point cependant aller au-delà du double de cette pression, et c'est même, comme nous venons de le voir, une limite que l'on peut se dispenser d'atteindre complétement dans la plupart des circonstances.

Nous n'avons fait exprimer jusqu'à présent à p que la pression de la vapeur dans la chaudière, et non point celle qui a lieu réellement sur le piston. Il faudra donc, dans les machines à condensation, ajouter à la pression p de la vapeur dans la chaudière, $1^{kil.},033$, ou la pression atmosphérique, pour avoir l'effort sur le piston, et c'est cet effort total que l'on devra introduire dans le calcul.

Les tiges de piston des cylindres à vapeur ne sont jamais en fonte. Celles des pompes à air sont quelquefois en laiton. Dans les machines de terre, les bielles sont presque toujours fondues avec de la fonte de fer de première qualité.

Nous ne nous arrêterons point davantage sur les modes de calcul relatifs à la force de résistance des différentes pièces des machines à vapeur. Les recherches précédentes indiquent suffisamment la marche à suivre à cet égard, et nous nous contenterons de présenter sous la forme la plus concise les résultats analytiques de ces recherches. Les formules que nous allons donner, pour servir à la détermination des dimensions de toutes les parties principales du mécanisme des machines à vapeur, ont été calculées d'après les principes que nous venons d'exposer. Ces formules se rapportent spécialement aux machines pour la navigation. Nous établirons ensuite les formules qui se rapportent aux machines de terre, ainsi que celles qui sont communes aux unes et aux autres.

Les tables étendues que nous donnerons plus loin pour la composition complète de toutes les parties des machines à vapeur dispenseront les constructeurs d'avoir recours au calcul de ces formules dans la plupart des circonstances. Mais il est indispensable, pour les personnes qui veulent approfondir la matière, et qui cherchent à obtenir le plus par le *minimum* des moyens, de consulter souvent ces expressions analytiques de la résistance des pièces, et surtout les principes qui ont servi à les établir.

DIMENSIONS DES PARTIES PRINCIPALES DES MACHINES A VAPEUR POUR LA NAVIGATION.

Admettons les désignations suivantes :

p, pression *maxima* de la vapeur dans la chaudière ;
D, diamètre du cylindre ;
2 R, longueur de la course, ou R, longueur de la manivelle ;
P, pression sur l'unité de surface du piston.

Dans toutes les formules qui vont suivre, les pressions sont exprimées en kilogrammes par centimètre carré, et les dimensions de longueur, en centimètres, toutes les fois que ces formules sont données en unités françaises. Lorsque les unités sont anglaises, les pressions sont exprimées en livres anglaises avoir-du-pois par pouce carré, et les dimensions de longueur en pouces.

Le vide au-dessous du piston n'est jamais parfait; car il reste toujours des traces de vapeur possédant une force élastique d'une certaine puissance. Nous pouvons supposer qué cette force élastique contre-balance le poids du piston. Nous aurons, dès lors, pour la pression P de la vapeur sur l'unité de surface du piston :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$P = p + 1{,}033$. . . . . en unités françaises ;
$P = p + 15$. . . . . en unités anglaises.

C'est cette pression effective P que nous ferons entrer dans les formules.

Pour les machines de mer, dans lesquelles les ruptures de pièces sont plus dangereuses que sur terre, et, dans tous les cas, plus difficiles à réparer, c'est la pression effective P sur le piston qu'il faut multiplier par un certain coefficient plus grand que l'unité avant de l'introduire dans les formules pour une application numérique. Dans les machines de terre, il suffit de multiplier par ce même coefficient la pression p de la vapeur dans la chaudière. De sorte que l'on prendra pour la valeur de P :

$k \times (p + 1{,}033)$. . . pour les machines de mer ;
et $k.\ p + 1{,}033$. . . . pour les machines de terre.

Les pressions P et p étant exprimées en kilogrammes par centimètre carré, et k étant un coefficient compris entre $1\frac{1}{2}$ et 2, ce dernier chiffre étant sa valeur *maximum*.

TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES A PALES.

Diamètre du tourillon :

En pouces. . . . . $0{,}08264 \left\{ R \times P \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$

En centimètres. . . . . $0{,}19723 \left\{ R \times P \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$

Longueur ou portée du tourillon :

$$\left(1 + \frac{1}{4}\right) \delta$$

δ étant le diamètre du tourillon.

MANIVELLE.

Diamètre extérieur du moyeu d'assemblage avec l'arbre :

En pouces. . . . . $d + \left\{ \dfrac{D\,[P \times 1{,}561 \times R^2 + 0{,}00494 \times D^2 \times P^2]^{\frac{1}{2}}}{75{,}59 \times \sqrt{R}} \right\}^{\frac{2}{3}}$

En centimètres. . . . . $d + \left\{ \dfrac{D\,[P \times 3{,}443 \times R^2 + 0{,}16433\ D^2 \times P^2]^{\frac{1}{2}}}{64{,}97\sqrt{R}} \right\}^{\frac{2}{3}}$

d étant le diamètre de l'arbre.

Longueur ou portée du même moyeu :

Cette dimension est égale au diamètre de l'arbre.

Diamètre extérieur de l'œil de la tête :

En pouces. . . . . $\delta + 0{,}02521 \times \sqrt{P} \times D$
En centimètres. . . . . $\delta + 0{,}0955 \times \sqrt{P} \times D$

δ étant le diamètre du bouton.

Portée du même œil :

En pouces. . . . . $0{,}0375 \times \sqrt{P} \times D$
En centimètres. . . . . $0{,}1421 \times \sqrt{P} \times D$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Épaisseur du corps de la manivelle au centre de l'arbre [1] :

En pouces. . . . . $\left\{\frac{D^2 \times P \times \sqrt{1{,}561 \times R^2 + 0{,}00494 \times D^2 \times P}}{9000}\right\}^{\frac{1}{3}}$

En centimètres. . . . . $\left\{\frac{D^2 \times P \times \sqrt{1{,}561 \times R^2 + 0{,}0704 \times D^2 \times P}}{632{,}7}\right\}^{\frac{1}{3}}$

Largeur au même point :

Cette dimension est égale au double de l'épaisseur.

Épaisseur du corps de la manivelle au centre du bouton :

En pouces. . . . . $0{,}022 \times \sqrt{P} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}083 \times \sqrt{P} \times D$

Largeur au même point :

La largeur est égale à $1\frac{1}{2}$ fois l'épaisseur.

Comme ces formules sont un peu compliquées, nous allons les mettre sous la forme qu'elles affectent lorsqu'on suppose :

P = 25 liv. . . . . pour les mesures anglaises,

P = 1,75 kil. . . . . pour les mesures métriques.

Diamètre extérieur du grand moyeu :

En pouces. . . . $d + \left\{\frac{D\sqrt{1{,}561 \times R^2 + 0{,}1235 \times D^2}}{15{,}12 \times \sqrt{R}}\right\}^{\frac{2}{3}}$

En centimètres. . . $d + \left\{\frac{D\sqrt{3{,}443 \times R^2 + 0{,}2875 \times D^2}}{49{,}11\sqrt{R}}\right\}^{\frac{2}{3}}$

d étant le diamètre de l'arbre.

Portée du même moyeu :

Cette dimension est égale au diamètre de l'arbre.

Diamètre extérieur de l'œil de la tête :

En pouces. . . . . } $\delta + 0{,}126 \times D$

En centimètres. . . . . }

δ étant le diamètre du bouton.

Portée du même œil :

En pouces. . . . . } $0{,}1875 \times D$

En centimètres. . . . . }

Épaisseur du corps de la manivelle au centre du bouton :

En pouces. . . . . } $0{,}11 \times D$

En centimètres. . . . . }

[1] Cette dimension se rapporte à l'épaisseur qu'aurait le corps de la manivelle, s'il était prolongé jusqu'au centre de l'arbre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Diamètre du tourillon du bouton de la manivelle :

En pouces. . . . . $0{,}02836 \times \sqrt{P} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}107 \times \sqrt{P} \times D$

Portée du même tourillon :

Cette longueur est égale aux $\frac{9}{8}$ du diamètre.

TRAVERSE DE LA TIGE DU PISTON.

Longueur de la traverse :

En pouces. . . . . } $1{,}4 \times D$

En centimètres. . . . . }

Diamètre extérieur du renflement ou de la douille d'assemblage :

En pouces. . . . . $\delta + 0{,}02827 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $\delta + 0{,}06844 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

δ étant le diamètre intérieur.

Hauteur de la douille :

En pouces. . . . . $0{,}0979 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}237 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

Diamètre du tourillon :

En pouces. . . . . $0{,}01716 \times \sqrt{P} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}06474 \times \sqrt{P} \times D$

Longueur ou portée du tourillon :

La portée du tourillon est égale aux $\frac{9}{8}$ du diamètre.

Épaisseur de la traverse en son milieu :

En pouces. . . . . $0{,}0245 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0593 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

Hauteur au même point :

En pouces. . . . . $0{,}09178 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}2222 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

Épaisseur de la traverse près du tourillon :

En pouces. . . . . $0{,}0122 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}046 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Hauteur aux mêmes points :

En pouces. . . . . $0{,}0203 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0766 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

TIGE DU PISTON.

Diamètre de la tige du piston :

En pouces. . . . . $\frac{P^{\frac{1}{2}} \times D}{50}$

En centimètres. . . . . $\frac{P^{\frac{1}{2}} \times D}{14}$

Longueur de la partie de la tige comprise dans le piston :

En pouces. . . . . $0{,}04 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}15 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre maximum de la partie comprise dans la traverse :

En pouces. . . . . $0{,}019 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}072 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre minimum de la même partie :

En pouces. . . . . $0{,}018 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}068 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre maximum de la partie conique comprise dans le piston :

En pouces. . . . . $0{,}028 \times P^{\frac{1}{2}} \times P$

En centimètres. . . . . $0{,}106 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre minimum de la même partie :

En pouces. . . . . $0{,}023 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}087 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Largeur de la clavette et des contre-clavettes d'assemblage de la tige avec la traverse :

En pouces. . . . . $0{,}0358 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0867 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

Épaisseur des mêmes pièces :

En pouces. . . . . $0{,}007 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres . . . . . $0{,}017 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

[1] C'est la formule obtenue, page 244, pour les tiges du piston en fer forgé des machines à double effet.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Largeur de la clavette d'assemblage avec le piston :

En pouces. . . . . $0{,}017 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}064 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur de la même clavette :

En pouces. . . . . $0{,}007 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}026 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

BIELLE PRINCIPALE.

Diamètre de la bielle à ses extrémités :

En pouces. . . . . $0{,}019 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}072 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre de la bielle en son milieu :

En pouces. . . . . $\left\{ 1 + 0{,}0035 \times l \right\} 0{,}019 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . $\left\{ 1 + 0{,}0035 \times l \right\} 0{,}072 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

l étant la longueur de la bielle.

Diamètre maximum de la partie comprise dans la traverse :

En pouces. . . . . $0{,}0196 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}074 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre minimum de la même partie :

En pouces. . . . . $0{,}018 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}068 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Largeur de la tête prise dans la chape :

En pouces. . . . . $0{,}0313 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}1181 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur de la même partie :

En pouces. . . . . $0{,}025 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}094 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette :

En pouces. . . . . $0{,}00854 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}03222 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Épaisseur moyenne au-dessus de la clavette :

En pouces. . . . . $0{,}00634 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}02392 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Distance entre la clavette et l'extrémité de la chape :

En pouces. . . . . $0{,}0097 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0366 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Largeur de la clavette et des contre-clavettes au point d'assemblage avec la traverse :

En pouces. . . . . $0{,}0358 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0866 \times P^{\frac{1}{3}} \times D$

Largeur des mêmes pièces au point d'assemblage de la tête avec la chape :

En pouces. . . . . $0{,}022 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}083 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur commune des clavettes et contre-clavettes de la bielle :

En pouces. . . . . $0{,}00564 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}02128 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

BIELLES LATÉRALES OU BIELLES PENDANTES (POUR LE CYLINDRE A VAPEUR)[1].

Diamètre des bielles pendantes de la traverse aux extrémités :

En pouces. . . . . $0{,}0129 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0487 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre au milieu :

En pouces. . . . $\left\{ 1 + 0{,}0035 \times l \right\} 0{,}0129 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . $\left\{ 1 + 0{,}0035 \times l \right\} 0{,}0487 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

l étant la longueur de la bielle.

Largeur de la tête prise dans la chape :

En pouces. . . . . $0{,}0154 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0581 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

[1] Les dimensions des parties principales des bielles pendantes de la pompe à air se détermineraient au moyen des mêmes formules, dans lesquelles on aurait remplacé le diamètre D du cylindre à vapeur par le diamètre d de la pompe à air.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Épaisseur de la même pièce :

En pouces. . . . . $0{,}0122 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}046 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Diamètre du tourillon de la traverse qui porte la bielle :

En pouces. . . . . $0{,}01716 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}06474 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Portée du même tourillon :

Cette longueur est égale aux $\frac{3}{8}$ du diamètre.

Diamètre du tourillon au bas de la bielle :

En pouces. . . . . $0{,}014 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}053 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Portée du même tourillon :

En pouces. . . . . $0{,}0152 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0573 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette :

En pouces. . . . . $0{,}00643 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}02426 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur moyenne au-dessous de la clavette :

En pouces. . . . . $0{,}0047 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0177 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Largeur de la clavette et des contre-clavettes :

En pouces. . . . . $0{,}016 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}06 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Épaisseur des mêmes pièces :

En pouces. . . . . $0{,}0033 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}0125 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

TOURILLON DE L'AXE PRINCIPAL DU BALANCIER.

Diamètre du tourillon :

En pouces. . . . . $0{,}0367 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

En centimètres. . . . . $0{,}1385 \times P^{\frac{1}{2}} \times D$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Portée du tourillon :

Cette longueur est égale à 1 $\frac{1}{2}$ fois le diamètre.

Nous donnerons immédiatement les dimensions des parties principales des machines locomotives, dont nous ferons plus loin une description détaillée. Bien que nous ayons surtout en vue de reproduire les mesures déduites directement de l'observation et de la pratique des meilleurs constructeurs, nous ferons remarquer, néanmoins, que ces dimensions sont conformes aux considérations théoriques qui précèdent, sur la résistance des pièces, et qu'elles en sont assez souvent la conséquence immédiate.

DIMENSIONS DES PARTIES PRINCIPALES DES MACHINES LOCOMOTIVES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE.

Dans les machines locomotives, le diamètre des cylindres varie moins que dans les machines de terre et de mer. Jusqu'à ce jour, la grandeur des diamètres a toujours été comprise entre 30 et 40 centimètres, sans jamais dépasser l'une ou l'autre de ces limites. C'est là, comme on voit, une variation peu considérable. Cependant, nous ne voyons pas ce qui s'oppose à ce que l'on augmente notablement cette dimension, et nous croyons même qu'il y aurait avantage à le faire.

COURSE DU PISTON.

La longueur de la course du piston, dans toutes les locomotives actuellement en usage, est de 45 à 46 centimètres environ.

AIRE DES LUMIÈRES DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

La dimension convenable à adopter, pour les lumières de distribution de la vapeur, est donnée par la règle suivante, la course du piston étant supposée de 45 à 46 centimètres.

RÈGLE. — *Pour déterminer la grandeur des lumières de distribution de la vapeur, dans une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,068 : *le produit donnera l'aire des lumières, en centimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer la grandeur convenable à donner aux lumières de distribution de la vapeur pour les cylindres d'une locomotive dont le diamètre serait de 38 centimètres.

D'après la règle précédente, cette dimension sera donnée par le produit :

$$(38)^2 \times 0{,}068 = 98 \text{ centimètres carrés,}$$

ou 1 décimètre carré environ.

Après avoir déterminé l'aire rectangulaire des lumières de distribution, il est facile d'en trouver la largeur lorsque la longueur est donnée, ou, réciproquement, la longueur, lorsque l'on connaît la largeur.

Si l'on suppose, par exemple, que, dans la locomotive précédente, la longueur des lumières soit de 20 centimètres, on aura, pour la largeur :

$$\frac{98}{20} = 4{,}9 \text{ centimètres,}$$

ou, environ, 5 centimètres.

De même, si l'on suppose la largeur connue, et égale à 5 centimètres, la longueur à déterminer sera donnée par le quotient :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{98}{5} = 19{,}6 \text{ centimètres},$$

ou, environ, 19 $\frac{1}{2}$ centimètres.

AIRE DE L'OUVERTURE OU DE LA LUMIÈRE POUR L'ISSUE DE LA VAPEUR.

L'aire convenable à donner aux ouvertures de sortie de la vapeur, dans les cylindres d'une locomotive, est déterminée par la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer l'aire des ouvertures de sortie de la vapeur, dans une locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0.128 : *le produit sera l'aire des lumières de sortie, en centimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer l'aire de la lumière de sortie de la vapeur pour un cylindre de locomotive dont le diamètre serait de 33 centimètres.

Cette aire nous sera donnée, d'après la règle qui précède, par le produit :

$$(33)^2 \times 0.128 = 139.39 \text{ centimètres carrés.}$$

LARGEUR DE L'ESPACE OU DE LA BARRE QUI SÉPARE LES LUMIÈRES D'UN CYLINDRE.

La largeur attribuée aux espaces, ou aux *barres*, qui se trouvent entre les lumières des cylindres, est ordinairement comprise entre 2 et 2 $\frac{1}{2}$ centimètres.

DIAMÈTRE DE LA CHAUDIÈRE.

Il est évident que le diamètre des chaudières doit varier considérablement. La règle suivante fait connaître le diamètre qu'on donne généralement, dans la pratique, aux chaudières de locomotives.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre intérieur d'une chaudière de locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 3.11 : *le produit sera le diamètre intérieur de la chaudière, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre intérieur de la chaudière pour une locomotive dont les cylindres auraient 38 centimètres de diamètre.

La règle précédente nous donnera, pour le diamètre de cette chaudière :

$$38 \times 3.11 = 118.18 \text{ centimètres},$$

ou un peu moins de 1 $\frac{1}{5}$ mètre.

LONGUEUR DE LA CHAUDIÈRE.

Dans la pratique, la longueur attribuée aux chaudières des locomotives est comprise entre 2,40 et 2,60 mètres. Sur le chemin de fer des comtés du nord et de l'est de l'Angleterre (*Northern and eastern counties railway*) la longueur des chaudières est de 2,44 mètres, tandis que sur les lignes des comtés du nord de la partie centrale de l'Angleterre, de Londres à Bristol, et de Hartlepool (*North midland counties, Great Western, and Hartlepool railways*), la longueur des chaudières est de 2,59 mètres.

Sur les chemins de fer de Belgique, la longueur des générateurs est de 2,49 mètres; et, sur celui de Bordeaux à la Teste, de 2,67 mètres. Ce dernier chiffre est donc un peu au-dessus de la limite fixée ci-dessus.

Ces longueurs de 2,40 à 2,60 mètres, moyennement admises sur les chemins de la Grande-Bretagne, ont, d'ailleurs, été assez sensiblement dépassées en France dans ces derniers temps. Nous rappellerons encore que M. Stephenson, dans son Mémoire sur les perfectionnements à apporter aux diverses parties

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des machines locomotives, assigne aux chaudières une largeur plus considérable, qu'il comprend entre $3\frac{1}{5}$ et $3\frac{2}{5}$ mètres.

DIAMÈTRE DE LA COUPOLE OU DU DÔME A VAPEUR.

On comprend que le diamètre intérieur de la *coupole* ou du *dôme* à vapeur doit varier considérablement, suivant le goût des différents constructeurs. On ne s'explique guère, d'ailleurs, pour quel motif on donne, dans certaines machines, au dôme à vapeur, une dimension plus grande que dans certaines autres; il suffit, en effet, qu'il présente une capacité suffisante. Cependant, il est d'habitude, dans la pratique, de proportionner le diamètre du dôme à vapeur à celui du cylindre; et cette proportionnalité est si naturelle que nous ne voyons aucune raison sérieuse pour ne point l'adopter comme la véritable base des dimensions à attribuer au dôme.

Voici une règle qui fait connaître, en fonction du diamètre du cylindre, le diamètre que l'on assigne ordinairement au dôme à vapeur des locomotives.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre intérieur du dôme à vapeur d'une locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 1,43 : *le produit sera le diamètre du dôme, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre du dôme à vapeur, pour une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 33 centimètres.

D'après la règle qui précède, ce diamètre sera donné par le produit :

$$33 \times 1{,}43 = 47{,}2 \text{ centimètres.}$$

HAUTEUR DU DÔME A VAPEUR.

La hauteur du dôme à vapeur, dans une locomotive, est variable. Si l'on s'en rapporte à la pratique ordinaire, une hauteur de 75 à 80 centimètres paraît très convenable.

DIAMÈTRE DE LA SOUPAPE DE SURETÉ.

Dans la pratique, le diamètre que l'on donne aux soupapes de sûreté varie considérablement. Cependant, la règle suivante est celle que l'on suit ordinairement pour la détermination de ce diamètre.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre de la soupape de sûreté, dans une locomotive, il faut diviser le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 4 : *le quotient exprimera le diamètre de la soupape de sûreté, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre de la soupape de sûreté pour la chaudière d'une locomotive dont le cylindre aurait pour diamètre 33 centimètres.

Conformément à la règle précédente, le diamètre de cette soupape sera égal au quotient :

$$\frac{33}{4} = 8{,}25 \text{ centimètres.}$$

DIAMÈTRE DE LA TIGE DES TIROIRS.

La règle suivante conduit à un résultat convenable pour déterminer le diamètre à donner à la tige des tiroirs. Cette règle est, du reste, complétement déduite de la pratique.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre de la tige des tiroirs d'une locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,076 : *le produit indiquera le diamètre convenable à donner à la tige des tiroirs, en centimètres.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Exemple. — Déterminer le diamètre de la tige des tiroirs pour une locomotive dont le cylindre a pour diamètre 33 centimètres.

D'après la règle qui précède, ce diamètre sera égal à :

$$33 \times 0{,}076 = 2{,}508 \text{ centimètres},$$

ou $2\frac{1}{2}$ centimètres environ.

DIAMÈTRE DE LA CHEMINÉE.

Il est d'usage, dans la pratique, de donner au diamètre de la cheminée une grandeur égale à celle du diamètre des cylindres. Ainsi, une locomotive dont les cylindres présenteraient un diamètre de 38 centimètres, par exemple, aurait aussi, pour l'intérieur de sa cheminée, 38 centimètres de diamètre, du moins à très peu de chose près.

Cette règle a, comme on le voit, le mérite d'une grande simplicité.

AIRE DE LA GRILLE DU FOYER.

La règle suivante indique l'aire que l'on donne habituellement, dans la pratique, à la grille du foyer. Nous ferons remarquer que les dimensions que l'on attribue à cette partie des locomotives sont, généralement, plus fixes et moins variables que celles des autres parties qui composent ces machines.

Règle — *Pour déterminer l'aire de la grille du foyer d'une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 2,82 : *le produit sera l'aire de la grille du foyer, en décimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer l'aire de la grille du foyer pour une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 38 centimètres.

Cette aire, d'après la règle précédente, sera égale à :

$$38 \times 2{,}82 = 107{,}16 \text{ décimètres carrés},$$

ou un peu plus de 1 mètre carré.

AIRE DE LA SURFACE DE CHAUFFE.

Dans la construction d'une machine locomotive, un point très important consiste à obtenir une chaudière capable de produire une quantité suffisante de vapeur, tout en ne présentant qu'un volume et un poids aussi faibles que possible. Ce double résultat est obtenu d'une façon admirable par la disposition toute spéciale des chaudières de locomotives. Ces petits générateurs cylindriques, tels qu'on les emploie de nos jours, engendrent en une heure plus de vapeur qu'on n'en pouvait autrefois produire à l'aide d'appareils de vaporisation, occupant un emplacement considérable.

Cet heureux résultat est dû simplement au grand accroissement que l'on a su donner, dans ces nouveaux appareils, à la surface de chauffe, qui est l'agent le plus direct de la vaporisation. Dans la chaudière d'une locomotive, le feu est presque totalement enveloppé par l'eau, de telle sorte qu'il serait difficile d'imaginer une autre disposition qui pût donner lieu à une perte moindre dans le calorique produit. Par le moyen de tubes d'un petit diamètre, la chaleur est conduite jusqu'au centre même de la masse liquide, de sorte que l'eau se trouve exposée à une surface de chauffe dans toutes les directions.

Dans l'évaluation que nous devons faire de la puissance de vaporisation d'une chaudière de locomotive, dans sa forme de construction ordinaire, il est évident que nous ne pourrons considérer, comme surface effective de chauffe, que quatre seulement des six faces différentes que présente intérieurement la boîte à feu, savoir : le couvercle ou couronnement, et les trois parois verticales.

Les parois cylindriques des tubes sont aussi une surface de chauffe effective.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ainsi, la surface de chauffe effective totale d'une locomotive peut être considérée comme composée des quatre faces de la boîte à feu, enveloppées par l'eau; plus, de la somme de toutes les surfaces des petits tubes.

D'après cette base d'évaluation de la surface de chauffe effective d'une machine locomotive, la moyenne de surface de chauffe, donnée ordinairement dans la pratique, se trouve déterminée par la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour trouver la surface de chauffe effective d'une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 3,6 : *le produit sera l'aire de la surface de chauffe effective totale, en décimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer la surface de chauffe effective d'une chaudière de locomotive, le diamètre des cylindres étant de 38 centimètres.

D'après la règle précédente, la surface de chauffe de cette chaudière sera :

$$(38)^2 \times 3{,}6 = 5198 \text{ décimètres carrés},$$

ou, environ, 52 mètres carrés.

Nous avons vu précédemment, d'après la règle pour servir à la détermination de l'aire de la grille du foyer, que cette aire, pour des cylindres de 38 centimètres de diamètre, était de 107,16 décimètres carrés, soit 107 décimètres carrés environ. Nous pouvons donc supposer au couvercle de la boîte à feu une superficie de 112 décimètres carrés. La surface totale des trois autres faces de la boîte à feu est ordinairement triple de celle du couvercle; de sorte que la surface de chauffe complète de la boîte à feu serait de 448 décimètres carrés. Par suite, la surface de chauffe donnée par les tubes serait égale à la différence :

$$5198 - 448 = 4750 \text{ décimètres carrés},$$

ou 47 $\frac{1}{2}$ mètres carrés.

Le diamètre intérieur des tubes étant ordinairement de 4,45 centimètres environ, la circonférence d'une section, faite par un plan normal aux tubes, sera de 13,97 centimètres. Par conséquent, si l'on suppose aux tubes une longueur de 2,59 mètres, la surface de l'un d'eux sera de :

$$0{,}1397 \times 2{,}59 = 0{,}3618 \text{ mètre carré.}$$

Ainsi, le nombre des tubes sera de :

$$\frac{47\frac{1}{2}}{0{,}3618} = 131 \text{ environ.}$$

AIRE DU NIVEAU DE L'EAU DANS LA CHAUDIÈRE.

L'aire du niveau de l'eau, dans l'intérieur de la chaudière, varie naturellement avec les situations différentes dans lesquelles se trouve cette chaudière. La règle suivante fait connaître la valeur ordinaire de cette dimension.

RÈGLE. — *Pour déterminer l'aire du niveau de l'eau, dans une chaudière de locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 7,61. *Le produit sera l'aire du niveau de l'eau, en décimètres carrés.*

Exemple. — Déterminer l'aire du niveau de l'eau dans la chaudière d'une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 36 centimètres.

Nous aurons, d'après la règle qui précède, pour l'aire superficielle du niveau de l'eau :

$$36 \times 7{,}61 = 273{,}96 \text{ décimètres carrés},$$

ou 274 décimètres carrés environ.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

VOLUME DE L'EAU DANS LA CHAUDIÈRE.

Le volume de l'eau contenue dans la chaudière varie non seulement pour des chaudières différentes, mais aussi, comme on le comprend aisément, pour la même chaudière, suivant les différents moments de son service. Le volume ordinaire moyen peut être déterminé, assez approximativement, par la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour trouver le volume de l'eau dans la chaudière d'une locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,99, *ou, approximativement, par* 1 : *le produit sera le volume de l'eau contenue dans la chaudière, en décimètres cubes.*

Exemple. — Déterminer le volume moyen de l'eau contenue dans la chaudière d'une locomotive, le diamètre des cylindres étant de 36 centimètres.

Dans cet exemple, nous aurons, d'après la règle qui précède, pour le volume moyen cherché :

$$(36)^2 \times 0{,}99 = 1283 \text{ décimètres cubes},$$

ou, approximativement :

$$(36)^2 \times 1 = 1296 \text{ décimètres cubes.}$$

DIAMÈTRE DU PISTON PLONGEUR DE LA POMPE ALIMENTAIRE.

Dans une machine locomotive, la pompe alimentaire est ordinairement attenante à la traverse de la tige du cylindre, et a, par conséquent, la même longueur de course que le piston. Nous avons dit que la longueur de course d'une locomotive est, moyennement, de 45 à 46 centimètres. Prenant donc cette longueur de course pour celle de la pompe alimentaire, il ne nous reste plus qu'à déterminer le diamètre du piston plongeur pour avoir la capacité de la pompe.

Ce diamètre se trouve déterminé par la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour trouver le diamètre du piston plongeur de la pompe alimentaire d'une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,0043 : *le produit sera le diamètre du piston plongeur, en centimètres.*

Exemple. — Trouver le diamètre du piston plongeur de la pompe alimentaire d'une locomotive dont le cylindre a pour diamètre 36 centimètres.

Ce diamètre, d'après la règle précédente, sera égal au produit :

$$(36)^2 \times 0{,}0043 = 5{,}57 \text{ centimètres},$$

ou, environ, $5\frac{1}{2}$ centimètres.

CAPACITÉ DE LA CHAMBRE A VAPEUR.

La quantité de vapeur contenue dans la chaudière d'une locomotive varie non seulement d'une chaudière à une autre, mais encore dans la même chaudière, suivant les circonstances où elle se trouve. Cependant, quand la locomotive est en marche, il existe ordinairement dans la chaudière une certaine portion de la capacité totale, à peu près invariable, remplie par la vapeur seule. Si l'on comprend dans ce volume de la chambre à vapeur, celui du dôme de la chaudière et du tuyau à vapeur, on trouvera que ce volume est, généralement, à peu près le même que celui de l'eau. On peut donc, d'après cette remarque, établir la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer le volume total de la chambre à vapeur, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,99, *ou, plus simplement, par* 1 : *le produit sera le volume de la chambre à vapeur, en décimètres cubes.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Exemple. — Déterminer le volume que doit occuper la vapeur dans la chaudière d'une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 31 centimètres.

D'après la règle qui précède, ce volume sera :

$$(31)^2 \times 0{,}99 = 951{,}39 \text{ décimètres cubes},$$

ou, approximativement :

$$(31)^2 \times 1 = 961 \text{ décimètres cubes.}$$

CAPACITÉ DE LA BOÎTE A FEU AU-DESSUS DES BARREAUX DE LA GRILLE.

La capacité de l'intérieur de la boîte à feu, pour la partie située au-dessus des barreaux de la grille, se déduit ordinairement, dans la pratique, de la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer la capacité de la boîte à feu au-dessus des barreaux de la grille, dans une locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 1,1 : *le produit sera la capacité de la boîte à feu, en décimètres cubes.*

Exemple. — Déterminer la capacité de la boîte à feu, au-dessus des barreaux de la grille, pour une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 38 centimètres.

D'après la règle, cette capacité sera :

$$(38)^2 \times 1{,}1 = 1588 \text{ décimètres cubes environ.}$$

ÉPAISSEUR DES PLAQUES DE LA CHAUDIÈRE.

L'habitude est de donner aux plaques en tôle des chaudières de locomotives une épaisseur de $9\frac{1}{2}$ millimètres. Dans certains cas, cependant, cette épaisseur n'est que de 8 millimètres seulement.

DIAMÈTRE DU TUYAU PRINCIPAL DE VAPEUR.

La règle suivante détermine le diamètre que l'on donne généralement au tuyau à vapeur dans les machines locomotives.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre du tuyau à vapeur d'une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,012 : *le produit sera le diamètre du tuyau à vapeur, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre du tuyau à vapeur pour une locomotive dont les cylindres auraient pour diamètre 33 centimètres.

D'après la règle qui précède, le diamètre du tuyau à vapeur sera égal à :

$$(33)^2 \times 0{,}012 = 13{,}068 \text{ centimètres},$$

ou, environ, 13 centimètres.

DIAMÈTRE DES TUYAUX DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

Voici la règle que l'on suit ordinairement pour le diamètre à donner aux tuyaux de distribution de la vapeur.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre des tuyaux de distribution de la vapeur, dans une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,008 : *le produit sera le diamètre des tuyaux de distribution, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre des tuyaux de distribution pour une machine locomotive dont les cylindres auraient 38 centimètres de diamètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

D'après la règle précédente, ce diamètre nous sera donné par le produit :

$$(38)^2 \times 0{,}008 = 11{,}55 \text{ centimètres},$$

ou, environ, 11 $\frac{1}{2}$ centimètres.

DIAMÈTRE DU HAUT DE LA TUYÈRE.

Le diamètre de la partie supérieure de la tuyère, ou tuyau d'échappement de la vapeur, peut se déduire de la règle suivante :

RÈGLE. *Pour déterminer le diamètre du sommet de la tuyère, dans une machine locomotive, il faut multiplier le carré du diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,006 : *le produit sera le diamètre au sommet de la tuyère, en centimètres.*

Exemple. — Le diamètre des cylindres d'une machine locomotive est de 33 centimètres. Quel doit être le diamètre de la tuyère de cette machine, à sa partie supérieure?

Ce diamètre, d'après la règle précédente, sera :

$$(33)^2 \times 0{,}006 = 6{,}53 \text{ centimètres},$$

ou 6 $\frac{1}{2}$ centimètres environ.

DIAMÈTRE DES TUYAUX ALIMENTAIRES.

Nous manquons de données théoriques qui puissent nous aider à déterminer exactement les dimensions convenables à donner aux tuyaux d'alimentation. Si l'on s'en rapporte à la pratique, voici la règle qu'il serait bon de prendre pour guide.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre des tuyaux alimentaires, dans une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,141 : *le produit indiquera le diamètre à donner aux tuyaux alimentaires, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre à donner aux tuyaux alimentaires dans une machine locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 38 centimètres.

En appliquant à ces données la règle que nous venons d'énoncer, nous aurons, pour le diamètre des tuyaux alimentaires,

$$38 \times 0{,}141 = 5{,}36 \text{ centimètres},$$

ou, environ, 5 $\frac{1}{3}$ centimètres.

DIAMÈTRE DE LA TIGE DU PISTON.

Le diamètre de la tige du piston, dans les machines locomotives, est ordinairement le septième du diamètre du cylindre. D'après cette donnée de la pratique, nous établirons la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre de la tige du piston d'une machine locomotive, il faut diviser le diamètre du cylindre, en centimètres par* 7 : *le quotient est le diamètre de la tige du piston, en centimètres.*

Exemple. — Le diamètre du cylindre d'une machine locomotive étant de 38 centimètres, quel sera le diamètre de la tige du piston?

D'après la règle précédente, ce diamètre sera :

$$\frac{38}{7} = 5{,}43 \text{ centimètres}.$$

ÉPAISSEUR DU PISTON.

L'épaisseur du piston, dans les machines locomotives, est ordinairement les $\frac{2}{7}$ du diamètre du cylindre. Admettant cette proportion des meilleurs constructeurs, on peut énoncer la règle suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÈGLE. — *Pour déterminer l'épaisseur du piston d'une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 2 *et diviser le produit par* 7 : *le quotient sera l'épaisseur du piston, en centimètres.*

Exemple. — Le diamètre du cylindre d'une machine locomotive étant de 36 centimètres, quelle épaisseur devra avoir le piston?

D'après la règle, cette épaisseur sera :

$$36 \times \frac{2}{7} = 10{,}29 \text{ centimètres.}$$

DIAMÈTRE DES BIELLES AU MILIEU.

La règle suivante fait connaître le diamètre ordinaire des bielles, en leur milieu, dans les machines locomotives.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre du milieu de la bielle, dans une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,21 : *le produit sera le diamètre du milieu de la bielle, en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre à donner aux bielles d'une machine locomotive, en leur milieu, en supposant que le cylindre de cette machine ait un diamètre de 31 centimètres.

D'après la règle précédente, nous aurons pour le diamètre des bielles en leur milieu,

$$31 \times 021 = 6{,}51 \text{ centimètres,}$$

ou, environ, 6 $\frac{1}{2}$ centimètres.

DIAMÈTRE DU RENFLEMENT POUR L'ARTICULATION DES BIELLES AVEC LA TRAVERSE DE LA TIGE DU CYLINDRE.

Le diamètre de la boule d'articulation des bielles au droit de la traverse de la tige du cylindre, peut être déterminé au moyen de la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre de la boule d'articulation des bielles au droit de la traverse de la tige du cylindre, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,23 : *le produit sera le diamètre de la boule, en centimètres.*

Exemple. — Trouver le diamètre de la boule d'articulation des bielles dans une locomotive dont le cylindre a un diamètre de 38 centimètres.

D'après la règle précédente, ce diamètre sera :

$$38 \times 0{,}23 = 8{,}74 \text{ centimètres}$$

ou environ 8 $\frac{3}{4}$ centimètres.

DIAMÈTRE DES TOURILLONS INTÉRIEURS DE L'ARBRE DES MANIVELLES OU ARBRE MOTEUR.

Il est clair que les tourillons intérieurs de l'arbre des manivelles, dans une machine locomotive, correspondent aux tourillons de l'arbre des roues à pales d'une machine pour la navigation, ou bien à ceux de l'arbre du volant d'une machine de terre. Dans les trois circonstances que nous venons de signaler, le diamètre convenable à donner aux tourillons des arbres dépend à la fois de la longueur de la course et du diamètre du cylindre. Mais, dans une machine locomotive, la longueur de course est constamment la même, et, comme nous avons vu, de 45 à 46 centimètres environ. On peut donc encore considérer le diamètre des tourillons comme dépendant uniquement du diamètre du cylindre.

Voici la règle qui fait connaître le diamètre convenable à donner à ces tourillons, en fonction du diamètre seul du cylindre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Règle. — *Pour déterminer le diamètre du tourillon intérieur de l'arbre moteur d'une machine locomotive, il faut extraire la racine cubique du carré du diamètre du cylindre, en centimètres, et multiplier le résultat par* 1,31 [1] : *le produit sera le diamètre à donner aux tourillons intérieurs de l'arbre, en centimètres.*

Exemple. — Une machine locomotive ayant des cylindres d'un diamètre de 33 centimètres, quel sera le diamètre convenable à donner aux tourillons intérieurs de l'arbre des manivelles?

Dans cet exemple, le diamètre du cylindre de la locomotive étant de 33 centimètres, le carré de ce diamètre sera 1089, et la racine cubique de ce carré, 10,288. Nous aurons donc, pour le diamètre cherché des tourillons intérieurs de l'arbre :

$$10{,}288 \times 1{,}31 = 13{,}48 \text{ centimètres}$$

ou environ 13 $\frac{1}{2}$ centimètres.

DIAMÈTRE DE L'ARBRE MOTEUR.

Il est d'usage de donner à la partie principale de l'arbre moteur, ou à la partie comprise entre les collets, la même surface de section qu'aux tourillons intérieurs. On peut donc, pour déterminer la surface de section de l'arbre des manivelles, lorsque cet arbre est cylindrique, établir la règle suivante :

Règle. — *Pour déterminer le diamètre convenable à donner à la partie principale de l'arbre moteur dans une machine locomotive, il faut extraire la racine cubique du carré du diamètre du cylindre, en centimètres, et multiplier le résultat par* 1,31. *Le produit sera le diamètre de l'arbre en centimètres.*

Exemple. — Les cylindres d'une machine locomotive ont un diamètre de 36 centimètres. Quel sera le diamètre de l'arbre des manivelles?

Dans cette hypothèse nous avons :

$$(36)^2 = 1296, \qquad \sqrt[3]{1296} = 10{,}9$$

Par suite, le diamètre à donner à l'arbre des manivelles, pour la locomotive en question, sera :

$$10{,}9 \times 1{,}31 = 14{,}28 \text{ centimètres.}$$

DIAMÈTRE DES TOURILLONS EXTÉRIEURS DE L'ARBRE DE LA MANIVELLE.

L'arbre de la manivelle d'une machine locomotive, outre son point d'appui par les tourillons intérieurs, est quelquefois aussi disposé de manière à reposer en partie sur des tourillons extérieurs. Ces tourillons extérieurs sont ajoutés uniquement pour augmenter la stabilité, et n'ont pas besoin de présenter autant de force que les autres. Leur dimension convenable peut être déduite de la règle suivante.

Règle. — *Pour déterminer le diamètre des tourillons extérieurs de l'arbre des manivelles, dans une machine locomotive, il faut extraire la racine cubique du carré du diamètre du cylindre, en centimètres : le résultat sera le diamètre des tourillons extérieurs en centimètres.*

Exemple. — Déterminer le diamètre des tourillons extérieurs de l'arbre moteur, par une locomotive dont les cylindres ont un diamètre de 38 centimètres.

Dans ce cas, le carré du diamètre du cylindre est 1444, et, par suite, le diamètre à donner aux tourillons extérieurs de l'arbre de la manivelle sera :

$$\sqrt[3]{1444} = 11{,}3 \text{ centimètres.}$$

[1] Plus exactement : 1,3081.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIAMÈTRE DU BOUTON DE LA MANIVELLE.

La règle suivante détermine le diamètre convenable à donner au bouton de la manivelle, dans les machines locomotives. On comprend que le bouton de la manivelle d'une locomotive est analogue au bouton de la manivelle d'une machine pour la navigation, ou d'une machine de terre, et que, pour toutes ces machines, sa dimension doit dépendre du diamètre du cylindre.

RÈGLE. — *Pour déterminer le diamètre du bouton de la manivelle, dans une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,404 : *le produit sera le diamètre du bouton de la manivelle, en centimètres.*

Exemple. — Le diamètre des cylindres d'une machine locomotive étant de 38 centimètres, quel diamètre devra-t-on donner au bouton de la manivelle de cette machine?

Le diamètre cherché sera, d'après la règle précédente :

$$38 \times 0{,}404 = 15{,}35 \text{ centimètres.}$$

ou, environ, $15\frac{1}{3}$ centimètres.

PORTÉE DE L'AXE OU DU BOUTON DE LA MANIVELLE.

La longueur donnée habituellement dans la pratique à l'axe ou au bouton de la manivelle peut se déduire de la règle suivante :

RÈGLE. — *Pour déterminer la longueur ou portée du bouton de la manivelle d'une machine locomotive, il faut multiplier le diamètre du cylindre, en centimètres, par* 0,233 : *le produit sera la portée du bouton de la manivelle, en centimètres.*

Exemple. — Le diamètre du cylindre d'une machine locomotive étant de 33 centimètres, quelle portée devra-t-on donner au bouton de la manivelle de cette locomotive?

D'après la règle précédente, cette portée sera :

$$33 \times 0{,}233 = 7{,}69 \text{ centimètres.}$$

Pour nous résumer, nous formulerons d'une manière plus concise les règles que nous venons d'énoncer. Nous sommes convaincu que toutes les personnes quelque peu initiées aux symboles algébriques préféreront avoir recours à une règle exprimée algébriquement, et qui puisse, à la première vue, servir d'indication pour les diverses opérations de calcul à exécuter. C'est surtout pour les hommes pratiques qui, aujourd'hui encore, ne sont point familiarisés avec les notations algébriques, que nous avons énoncé toutes les règles précédentes en langage ordinaire.

Dans les formules qui vont suivre, D exprime le diamètre du cylindre : en pouces anglais dans les formules qui sont conservées avec les unités anglaises; en centimètres dans les formules modifiées conformément aux unités du système métrique.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DU CYLINDRE.

AIRE des lumières de distribution de la vapeur :

En pouces carrés[1].	$0{,}068 \times D^2$
En centimètres carrés.	

[1] Toutes les mesures qui ne sont point exprimées d'après le système métrique, se rapportent à des unités anglaises.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

AIRE des lumières pour l'issue de la vapeur :

En pouces carrés.	$0{,}128 \times D^2$
En centimètres carrés.	

LARGEUR de l'espace ou de la barre qui sépare les lumières :

En pouces.	de $\frac{3}{4}$ à 1
En centimètres.	de 2 à $2\frac{1}{2}$

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA CHAUDIÈRE.

DIAMÈTRE de la chaudière :

En pouces.	$3{,}11 \times D$
En centimètres.	

LONGUEUR de la chaudière :

En pieds.	de 8 à 12
En mètres.	de 2,40 à 2,60

DIAMÈTRE intérieur du dôme à vapeur :

En pouces.	$1{,}43 \times D$
En centimètres.	

HAUTEUR du dôme à vapeur :

En pieds.	$2\frac{1}{2}$
En centimètres.	76

DIAMÈTRE de la soupape de sûreté :

En pouces.	$\frac{1}{4}$ D
En centimètres.	

DIAMÈTRE de la tige des tiroirs :

En pouces.	$0{,}076 \times D$
En centimètres.	

DIAMÈTRE de la cheminée :

En pouces.	D
En centimètres.	

AIRE de la grille du foyer :

En pieds carrés.	$0{,}77 \times D$
En centimètres carrés.	$2{,}82 \times D$

AIRE de la surface de chauffe :

En pieds carrés.	$\frac{3}{2} D^2$
En décimètres carrés.	$3{,}6 \times D^2$

AIRE du niveau de l'eau :

En pieds carrés.	$2{,}08 \times D$
En décimètres carrés.	$7{,}61 \times D$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

VOLUME de l'eau dans la chaudière :

En pieds cubes.	$\frac{9}{40}$ D²
En décimètres cubes.	0,99 × D²

DIAMÈTRE du piston plongeur de la pompe alimentaire :

En pouces.	0,011 × D²
En centimètres.	0,043 × D²

CAPACITÉ de la chambre à vapeur :

En pieds cubes.	$\frac{9}{40}$ D²
En décimètres cubes.	0,99 × D²

CAPACITÉ de la boîte à feu au-dessus des barreaux de la grille :

En pieds cubes.	$\frac{1}{4}$ D²
En décimètres cubes.	1,1 × D²

ÉPAISSEUR des plaques de la chaudière :

En pouces.	$\frac{5}{8}$
En millimètres.	9 $\frac{1}{2}$

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTS TUYAUX DE VAPEUR.

DIAMÈTRE du tuyau principal de vapeur :

En pouces.	0,03 × D²
En centimètres.	0,012 × D²

DIAMÈTRE des tuyaux de distribution de la vapeur :

En pouces.	0,021 × D²
En centimètres.	0,008 × D²

DIAMÈTRE du haut de la tuyère :

En pouces.	0,017 × D²
En centimètres.	0,006 × D²

DIAMÈTRE des tuyaux alimentaires :

En pouces.	0,141 × D
En centimètres.	0,141 × D

DIMENSIONS DE DIVERSES PARTIES DU MÉCANISME MOBILE.

DIAMÈTRE de la tige du piston :

En pouces.	$\frac{1}{7}$ D
En centimètres.	$\frac{1}{7}$ D

ÉPAISSEUR du piston :

En pouces.	$\frac{2}{7}$ D
En centimètres.	$\frac{2}{7}$ D

DIAMÈTRE de la bielle en son milieu :

En pouces.	0,21 × D
En centimètres.	0,21 × D

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIAMÈTRE de la boule d'articulation de la bielle avec la traverse :

En pouces. . . . . 0,23 × D
En centimètres. . . . . 0,23 × D

DIAMÈTRE des tourillons intérieurs de l'arbre moteur :

En pouces. . . . . $0{,}96 \times \sqrt[3]{D^2}$
En centimètres. . . . . $1{,}31 \times \sqrt[3]{D^2}$

DIAMÈTRE de la partie de l'arbre comprise entre les collets :

En pouces. . . . . $0{,}96 \times \sqrt[3]{D^2}$
En centimètres. . . . . $1{,}31 \times \sqrt[3]{D^2}$

DIAMÈTRE des tourillons extérieurs de l'arbre moteur :

En pouces. . . . . $\sqrt[3]{0{,}396 \times D^2}$
En centimètres. . . . . $\sqrt[3]{D^2}$

DIAMÈTRE du bouton de la manivelle :

En pouces. . . . . 0,404 × D
En centimètres. . . . . 0,404 × D

LONGUEUR du bouton de la manivelle :

En pouces. . . . . 0,233 × D
En centimètres. . . . . 0,233 × D

DIMENSIONS DE QUELQUES AUTRES PARTIES DES MACHINES DE TERRE ET DE MER[1].

MACHINES DE TERRE OU MACHINES FIXES.

GRAND BALANCIER.

Hauteur ou largeur du balancier au centre de rotation :

En pouces. . . . . $\left\{ 3 \times D^2 \times l \right\}^{\frac{1}{3}}$
En centimètres. . . . . $\left\{ 2.5 \times D^2 \times l \right\}^{\frac{1}{3}}$

l étant la demi-longueur du balancier : en pieds, pour les mesures anglaises, et en décimètres, pour les mesures françaises.

Hauteur du balancier à ses extrémités :

En pouces. . . . . $\left\{ 0{,}192 \times D^2 \times l \right\}^{\frac{1}{3}}$
En centimètres. . . . . $\left\{ 0{,}16 \times D^2 \times l \right\}^{\frac{1}{3}}$

Le balancier est supposé en fonte.

[1] Dans les formules qui vont suivre, les lettres D et R ont les mêmes acceptions que celles qui ont été convenues à la p. 245.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POMPE A EAU FROIDE.

Capacité de la pompe :

$$\text{En pieds cubes. . . . . } \frac{1}{4400} \left\{ D^2 \times L \right\}$$

$$\text{En décimètres cubes. . . . } \frac{1}{3955,66} \left\{ D^2 \times L \right\}$$

L étant la longueur de la course du piston : en pieds, pour les mesures anglaises, et en décimètres pour les mesures françaises ; de sorte que l'on a :

$L = \frac{1}{6} R.$ . . . . . dans les formules anglaises.

et $L = \frac{1}{5} R.$ . . . . . dans les formules en mesures métriques.

Cette remarque s'applique à toutes les expressions suivantes qui contiennent la longueur de course L.

MANIVELLE.

Epaisseur du moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant :

$$\text{En pouces. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]}{666,283 \times R} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{En centimètres. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]}{103,268 \times R} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Largeur du corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant :

$$\text{En pouces. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]^{\frac{1}{2}}}{23,04} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{En centimètres. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]^{\frac{1}{2}}}{1,41} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Épaisseur de la manivelle au même point :

$$\text{En pouces. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]^{\frac{1}{2}}}{184,32} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{En centimètres. . . . . } \left\{ \frac{D^2 [1,561 \times R^2 + 0,1235 \times D^2]^{\frac{1}{2}}}{11,25} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

VOLANT.

Diamètre de l'arbre du volant :

$$\text{En pouces. . . . . } 0,3025 \left\{ R \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{En centimètres. . . . } 0,3025 \left\{ R \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Ces formules supposent que l'arbre du volant est en fonte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MACHINES DE TERRE ET DE MER.

LUMIÈRES DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

Aire des lumières :

En pouces carrés. . . . . $\frac{11 \times L \times D^2}{1800} + 8$

En centimètres carrés. . . . . $\frac{11 \times L \times D^2}{5486,4} + 52$

TUYAUX DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

Diamètre de chaque tuyau :

En pouces. . . . . $\left\{ 0,00498 \times L \times D^2 + 10,2 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 0,00163 \times L \times D^2 + 65,8 \right\}^{\frac{1}{2}}$

POMPE ALIMENTAIRE.

Capacité de la pompe :

En pouces cubes. . . . . $\frac{D^2 \times L}{30}$

En centimètres cubes. . . . $\frac{D^2 \times L}{36}$

SOUPAPES DE SURETÉ.

Diamètre de la soupape de sûreté

(Lorsqu'il y a une seule soupape) :

En pouces. . . . . $\left\{ 0,5 \times T + 22,5 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 3,2 \times T + 145,1 \right\}^{\frac{1}{2}}$

T, dans cette formule et dans les suivantes, indique la puissance de la machine en chevaux-vapeur.

Diamètre des soupapes de sûreté

(Lorsqu'il y a deux soupapes) :

En pouces. . . . . $\left\{ 0,25 \times T + 11,25 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 1,59 \times T + 72,56 \right\}^{\frac{1}{2}}$

(Lorsqu'il y a trois soupapes) :

En pouces. . . . . $\left\{ 0,167 \times T + 7,5 \right\}^{\frac{1}{2}}$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En centimètres. . . . . $\left\{ 1{,}077 \times T + 48{,}38 \right\}^{\frac{1}{2}}$

(Lorsqu'il y a quatre soupapes) :

En pouces. . . . . $\left\{ 0{,}125 \times T + 5{,}625 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 0{,}79 \times T + 36{,}28 \right\}^{\frac{1}{2}}$

MACHINES POUR LA NAVIGATION.

GRAND LEVIER DE TRANSMISSION DE MOUVEMENT OU BALANCIER.

Portée de l'œil des axes extrêmes du balancier :

En pouces. . . . . }
En centimètres. . . . . } $0{,}074 \times D$

Épaisseur du même œil :

En pouces. . . . . }
En centimètres. . . . . } $0{,}052 \times D$

Diamètre des axes ou tourillons extrêmes :

En pouces. . . . . }
En centimètres. . . . . } $0{,}07 \times D$

Portée des mêmes tourillons :

En pouces carrés. . . . . }
En centimètres carrés. . . . . } $0{,}076 \times P$

Diamètre des axes pour la pompe à air :

En pouces. . . . . }
En centimètres. . . . . } $0{,}045 \times D$

Portée des mêmes axes :

En pouces. . . . . }
En centimètres. . . . . } $0{,}049 \times D$

Hauteur du balancier au centre de rotation :

En pouces. . . . . $\left\{ 0{,}7423 \times l \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 0{,}6184 \times l \times D^2 \right\}^{\frac{1}{3}}$

l étant la longueur du balancier : en pieds, pour les mesures anglaises, et en décimètres, pour les mesures françaises. Le balancier est supposé en fonte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POMPE A AIR.

Diamètre du corps de pompe :

En pouces. . . . . } 0,6 × D
En centimètres. . . . . }

TRAVERSE DE LA TIGE DE LA POMPE A AIR.

Épaisseur de l'œil d'assemblage avec la tige :

En pouces. . . . . } 0,25 × D
En centimètres. . . . . }

Portée du même œil :

En pouces. . . . . } 0,171 × D
En centimètres. . . . . }

Diamètre des tourillons extrêmes :

En pouces. . . . . } 0,051 × D
En centimètres. . . . . }

Portée des mêmes tourillons :

En pouces. . . . . } 0,058 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur de la traverse en son milieu :

En pouces. . . . . } 0,043 × D
En centimètres. . . . . }

Hauteur de la traverse au même point :

En pouces. . . . . } 0,161 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur de la traverse près des tourillons :

En pouces. . . . . } 0,037 × D
En centimètres. . . . . }

Hauteur de la traverse aux mêmes points extrêmes :

En pouces. . . . . } 0,061 × D
En centimètres. . . . . }

TIGE DU PISTON DE LA POMPE A AIR.

Diamètre de la tige :

En pouces. . . . . } 0,067 × D
En centimètres. . . . . }

Cette tige est supposée en cuivre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Largeur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse :

En pouces. . . . . } 0,063 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur des mêmes pièces :

En pouces. . . . . } 0,013 × D
En centimètres. . . . . }

Largeur de la clavette d'assemblage avec le piston :

En pouces. . . . . } 0,051 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur de la même clavette :

En pouces. . . . . } 0,021 × D
En centimètres. . . . . }

TIGES LATÉRALES OU BIELLES PENDANTES DE LA POMPE A AIR.

Diamètre des bielles aux extrémités :

En pouces. . . . . } 0,039 × D
En centimètres. . . . . }

Largeur de la tête prise dans la chape :

En pouces. . . . . } 0,046 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur de la même partie :

En pouces. . . . . } 0,037 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette :

En pouces. . . . . } 0,019 × D
En centimètres. . . . . }

Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette :

En pouces. . . . . } 0,014 × D
En centimètres. . . . . }

Largeur de la clavette et des contre-clavettes :

En pouces. . . . . } 0,048 × D
En centimètres. . . . . }

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Épaisseur des mêmes pièces :

En pouces. . . . . } $0{,}01 \times D$
En centimètres. . . . . }

TUYAUX DE CONDUITE ET DE DÉCHARGE.

Diamètre du tuyau de trop-plein de l'eau de condensation :

En pouces. . . . . $1{,}2 \times \left\{ T \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $3{,}05 \times \left\{ T \right\}^{\frac{1}{2}}$

T indique toujours la puissance de la machine en chevaux-vapeur.

Aire du passage par le clapet d'aspiration de la pompe à air :

En pouces carrés. . . . . $1{,}8 \times T + 8$

En centimètres carrés. . . . . $11{,}6 \times T + 51{,}6$

Aire du tuyau d'injection :

En pouces carrés. . . . . $0{,}069 \times T + 2{,}81$

En centimètres carrés. . . . . $0{,}445 \times T + 18{,}13$

Diamètre du tuyau d'alimentation :

En pouces. . . . . $\left\{ 0{,}04 \times T + 3 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 0{,}26 \times T + 19{,}35 \right\}^{\frac{1}{2}}$

Diamètre du tuyau de décharge de la vapeur :

En pouces. . . . . $\left\{ 0{,}375 \times T + 16{,}875 \right\}^{\frac{1}{2}}$

En centimètres. . . . . $\left\{ 2{,}419 \times T + 108{,}871 \right\}^{\frac{1}{2}}$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES

DES DIMENSIONS DES PARTIES PRINCIPALES DES MACHINES A VAPEUR.

Nous avons cru devoir donner un grand développement aux formules qui servent à calculer les dimensions des différentes pièces du mécanisme des machines à vapeur. Ces formules ne sont point seulement des formules empiriques. La plupart des coefficients qu'elles comportent sont bien, il est vrai, des déductions de données pratiques, mais il est constant que la forme générale et les éléments principaux de ces expressions ont pour base les considérations théoriques qui précèdent sur la résistance des matériaux.

Le but que nous nous sommes proposé d'atteindre, en composant ce traité, ne serait pas rempli si nous nous contentions de présenter à nos lecteurs une suite de formules d'un calcul presque toujours trop compliqué pour les personnes qu'une pratique de tous les jours empêche de se familiariser avec le langage et les opérations de l'algèbre. Et, même pour les constructeurs comme pour ceux qui veulent approfondir la matière, il est de haute importance d'avoir immédiatement sous les yeux tous les termes d'une comparaison infiniment multiple, et qu'il faut cependant pouvoir embrasser, lorsqu'il s'agit d'apprécier le meilleur choix à faire dans une circonstance donnée. Suivant nous, le véritable cachet d'un livre qui a la prétention de vulgariser une partie quelconque de la science, d'être, en un mot, essentiellement pratique, c'est de présenter des tables qui permettent de saisir, dans leur ensemble, tous les éléments de la question, et de suivre, pour ainsi dire, d'une manière continue, la variation plus ou moins sensible de ces éléments, lorsque l'on remonte des moindres forces aux plus considérables.

Nous nous sommes donc décidé à entreprendre nous-même le calcul de toutes les formules précédentes, et nous présentons les résultats de ce long travail dans les tables étendues qui vont suivre. Les titres partiels de ces tables en font apprécier tout d'abord l'importance; il est inutile de nous y arrêter.

Les limites entre lesquelles nous avons renfermé nos calculs sont suffisamment écartées pour comprendre tous les cas possibles d'application, et la variation a lieu par des degrés assez insensibles pour satisfaire aux circonstances les plus variées. Nous allons présenter immédiatement ces tables, nous réservant de donner à la suite les explications nécessaires. Les dispositions et les indications qu'elles comportent sont, d'ailleurs, assez clairement établies pour que leur usage soit facile à saisir à la première inspection [1].

[1] Ces tables ayant été calculées directement et vérifiées sur les mesures anglaises, on aurait risqué de leur enlever leur principal mérite, qui est l'exactitude, en voulant les traduire en mesures françaises. Cette traduction aurait exigé, de plus, un travail entièrement nouveau, puisque les variations successives, au lieu de s'établir sur des nombres ronds en mesures anglaises, auraient dû l'être sur des nombres analogues en mesures métriques.

La seule traduction prudente était de mettre en regard des chiffres exprimant le diamètre du cylindre et la course du piston en mesures anglaises, les chiffres exprimant les mêmes éléments en mesures françaises, de suivre, en un mot, la même méthode que nous avons adoptée pour les tables des puissances nominales des machines, pages 190 et suivantes. La série des nombres varie, d'ailleurs, d'une manière assez continue pour qu'un exemple donné directement en mesures françaises se trouve immédiatement dans les tables, du moins sans erreur sensible.

Les résultats étant exprimés en mesures anglaises, nous ajoutons à chaque table le coefficient par lequel il faut multiplier ces résultats pour les transformer conformément à notre système métrique. Cette multiplication par un coefficient assez simple est donc la seule opération qui se trouve ajoutée à l'usage de ces tables.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

LARGEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
20	5.28	5.45	5.62	6.04	6.46	6.72	6.98	7.19	7.40	7.59	7.78	7.95	8.12	8.29	8.44	50.8
21	5.51	5.68	5.85	6.27	6.68	6.94	7.21	7.42	7.63	7.83	8.04	8.20	8.39	8.56	8.71	53.3
22	5.74	5.91	6.08	6.49	6.90	7.16	7.44	7.65	7.86	8.07	8.30	8.45	8.65	8.83	8.98	55.9
23	5.96	6.14	6.31	6.72	7.12	7.38	7.67	7.88	8.09	8.31	8.55	8.70	8.90	9.09	9.25	58.4
24	6.18	6.36	6.54	6.94	7.33	7.60	7.89	8.11	8.32	8.55	8.80	8.95	9.16	9.35	9.52	61.0
25	6.40	6.58	6.77	7.16	7.54	7.82	8.11	8.34	8.55	8.79	9.04	9.20	9.41	9.61	9.79	63.5
26	6.62	6.80	7.00	7.38	7.75	8.04	8.33	8.57	8.78	9.03	9.28	9.45	9.67	9.87	10.06	66.0
27	6.84	7.03	7.23	7.60	7.96	8.26	8.55	8.80	9.01	9.27	9.51	9.70	9.92	10.13	10.33	68.6
28	7.06	7.25	7.46	7.82	8.17	8.48	8.77	9.03	9.24	9.51	9.74	9.95	10.18	10.39	10.59	71.1
29	7.28	7.48	7.69	8.04	8.38	8.70	8.99	9.26	9.47	9.75	9.97	10.20	10.43	10.65	10.85	73.7
30	7.50	7.71	7.92	8.26	8.60	8.92	9.24	9.49	9.74	9.98	10.22	10.45	10.68	10.89	11.10	76.2
31	7.65	7.88	8.11	8.46	8.80	9.13	9.44	9.72	9.96	10.20	10.44	10.69	10.92	11.13	11.34	78.7
32	7.80	8.05	8.30	8.66	9.00	9.34	9.64	9.94	10.28	10.42	10.67	10.93	11.16	11.37	11.58	81.3
33	7.95	8.22	8.49	8.85	9.20	9.54	9.84	10.15	10.50	10.64	10.89	11.16	11.39	11.61	11.82	83.8
34	8.10	8.39	8.68	9.04	9.40	9.74	10.04	10.35	10.71	10.86	11.12	11.39	11.62	11.85	12.06	86.4
35	8.25	8.56	8.87	9.23	9.59	9.94	10.24	10.55	10.92	11.08	11.34	11.62	11.85	12.08	12.29	88.9
36	8.40	8.73	9.06	9.42	9.79	10.14	10.44	10.75	11.13	11.30	11.56	11.85	12.08	12.31	12.53	91.4
37	8.55	8.90	9.25	9.61	9.99	10.34	10.64	10.95	11.34	11.52	11.78	12.07	12.31	12.54	12.76	94.0
38	8.70	9.07	9.44	9.80	10.18	10.54	10.84	11.15	11.55	11.74	12.00	12.29	12.54	12.77	12.99	96.5
39	8.85	9.24	9.62	9.89	10.37	10.73	11.04	11.35	11.76	11.96	12.23	12.51	12.77	13.00	13.23	99.1
40	9.00	9.40	9.80	10.18	10.56	10.90	11.24	11.56	11.88	12.17	12.46	12.72	12.98	13.23	13.43	102
41	9.19	9.59	9.99	10.37	10.75	11.08	11.41	11.73	12.05	12.37	12.67	12.95	13.22	13.46	13.71	104
42	9.38	9.78	10.17	10.56	10.94	11.25	11.57	11.89	12.22	12.57	12.87	13.18	13.46	13.69	13.94	107
43	9.57	9.97	10.36	10.75	11.13	11.42	11.72	12.05	12.39	12.76	13.08	13.40	13.70	13.92	14.16	109
44	9.76	10.15	10.55	10.94	11.32	11.59	11.87	12.21	12.56	12.95	13.28	13.62	13.93	14.15	14.38	112
45	9.94	10.33	10.74	11.13	11.51	11.76	12.02	12.37	12.73	13.14	13.49	13.83	14.17	14.38	14.60	114
46	10.12	10.51	10.93	11.32	11.70	11.93	12.17	12.53	12.90	13.32	13.69	14.05	14.40	14.61	14.82	117
47	10.30	10.69	11.11	11.51	11.89	12.10	12.32	12.69	13.07	13.50	13.90	14.27	14.63	14.84	15.04	119
48	10.48	10.87	11.30	11.70	12.08	12.27	12.47	12.85	13.24	13.68	14.10	14.49	14.87	15.07	15.26	122
49	10.67	11.06	11.49	11.89	12.27	12.44	12.62	13.01	13.41	13.85	14.31	14.71	15.10	15.30	15.48	124
50	10.86	11.27	11.68	12.07	12.46	12.61	12.76	13.17	13.58	14.06	14.54	14.94	15.34	15.52	15.70	127
51	11.03	11.45	11.87	12.26	12.65	12.82	12.99	13.40	13.81	14.27	14.74	15.14	15.53	15.72	15.92	129
52	11.20	11.63	12.06	12.44	12.84	13.03	13.22	13.63	14.04	14.48	14.94	15.34	15.71	15.92	16.14	132
53	11.37	11.81	12.24	12.63	13.03	13.24	13.45	13.86	14.26	14.69	15.14	15.53	15.90	16.12	16.35	135
54	11.54	11.98	12.42	12.81	13.22	13.45	13.68	14.09	14.49	14.90	15.34	15.72	16.08	16.32	16.56	137
55	11.71	12.15	12.60	13.00	13.41	13.66	13.91	14.32	14.72	15.12	15.54	15.91	16.27	16.51	16.77	140
56	11.88	12.32	12.78	13.18	13.60	13.87	14.15	14.55	14.95	15.33	15.74	16.10	16.45	16.71	16.98	142
57	12.04	12.49	12.97	13.37	13.79	14.08	14.38	14.78	15.18	15.54	15.94	16.29	16.64	16.91	17.20	145
58	12.20	12.66	13.15	13.56	13.98	14.29	14.62	15.01	15.41	15.75	16.14	16.48	16.82	17.11	17.41	147
59	12.36	12.84	13.33	13.75	14.17	14.50	14.86	15.24	15.64	15.96	16.34	16.67	17.01	17.30	17.60	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

NOTA. Les résultats sont exprimés en pouces anglais. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

LARGEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DES ROUES.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
60	12.52	13.01	13.51	13.94	14.37	14.73	15.10	15.47	15.84	16.19	16.54	16.86	17.19	17.50	17.82	152
61	12.74	13.21	13.70	14.13	14.55	14.91	15.29	15.66	16.03	16.39	16.73	17.06	17.39	17.70	18.03	155
62	12.96	13.41	13.89	14.32	14.73	15.10	15.48	15.85	16.22	16.58	16.92	17.25	17.59	17.90	18.23	157
63	13.17	13.61	14.08	14.51	14.91	15.38	15.67	16.04	16.41	16.77	17.12	17.45	17.79	18.10	18.43	160
64	13.38	13.81	14.26	14.69	15.09	15.57	15.86	16.23	16.60	16.97	17.31	17.65	17.99	18.30	18.64	163
65	13.59	14.01	14.45	14.87	15.27	15.75	16.05	16.42	16.79	17.17	17.51	17.84	18.18	18.51	18.84	165
66	13.80	14.21	14.63	15.05	15.45	15.94	16.23	16.61	16.98	17.36	17.70	18.04	18.38	18.71	19.05	168
67	14.01	14.41	14.82	15.23	15.63	16.12	16.41	16.80	17.17	17.55	17.90	18.23	18.58	18.91	19.25	170
68	14.22	14.61	15.00	15.41	15.81	16.31	16.60	16.96	17.36	17.74	18.09	18.43	18.78	19.11	19.45	173
69	14.43	14.81	15.19	15.59	15.99	16.49	16.78	17.16	17.55	17.93	18.29	1.863	18.98	19.31	19.65	175
70	14.64	15.01	15.38	15.77	16.17	16.57	16.97	17.35	17.74	18.11	18.48	18.83	19.18	19.51	19.85	178
71	14.83	15.20	15.57	15.89	16.37	16.75	17.14	17.53	17.93	18.30	18.67	19.03	19.38	19.71	20.06	180
72	15.02	15.39	15.75	16.08	16.56	16.93	17.30	17.71	18.12	18.49	18.86	19.22	19.58	19.91	20.26	183
73	15.21	15.58	15.94	16.27	16.76	17.11	17.47	17.88	18.31	18.68	19.05	19.41	19.77	20.10	20.46	185
74	15.40	15.77	16.12	16.46	16.95	17.29	17.63	18.06	18.49	18.87	19.24	19.60	19.97	20.30	20.67	188
75	15.59	15.96	16.31	16.65	17.15	17.47	17.80	18.23	18.67	19.06	19.43	19.79	20.16	20.50	20.87	190
76	15.78	16.15	16.49	16.84	17.34	17.65	17.97	18.41	18.86	19.24	19.62	19.98	20.35	20.70	21.07	193
77	15.97	16.34	16.68	17.03	17.54	17.83	18.13	18.58	19.04	19.43	19.81	20.17	20.54	20.89	21.27	196
78	16.16	16.53	16.87	17.22	17.73	18.01	18.30	18.76	19.23	19.61	20.00	20.36	20.73	21.09	21.48	198
79	16.35	16.71	17.05	17.41	17.92	18.19	18.46	18.93	19.41	19.80	20.19	20.55	20.92	21.29	21.68	201
80	16.54	16.89	17.24	17.68	18.12	18.37	18.61	19.11	19.61	19.99	20.38	20.74	21.11	21.49	21.88	203
81	16.74	17.08	17.42	17.86	18.30	18.56	18.82	19.31	19.80	20.18	20.57	20.93	21.31	21.69	22.08	206
82	16.94	17.27	17.60	18.04	18.47	18.75	19.03	19.51	19.99	20.37	20.76	21.12	21.51	21.89	22.27	208
83	17.13	17.46	17.79	18.22	18.65	18.94	19.24	19.70	20.18	20.56	20.95	21.31	21.70	22.08	22.46	211
84	17.32	17.65	17.98	18.40	18.82	19.13	19.45	19.90	20.36	20.74	21.14	21.56	21.89	22.27	22.65	213
85	17.52	17.84	18.17	18.58	19.00	19.32	19.65	20.09	20.55	20.93	21.33	21.69	22.09	22.46	22.84	216
86	17.71	18 03	18.36	18.76	19.17	19.51	19.85	20.29	20.73	21.11	21.52	21.88	22.28	22.65	23.03	218
87	17.90	18.22	18.55	18.94	19.35	19.70	20.06	20.48	20.92	21.30	21.70	22.07	22.47	22.84	23.22	221
88	18.09	18.41	18.73	19.12	19.52	19.89	20.26	20.68	21.10	21.48	21.89	22.26	22.67	23.03	23.41	223
89	18.28	18.60	18.92	19.20	19.70	20.08	20.46	20.87	21.29	21.67	22.07	22.45	22.86	23.22	23.60	226
90	18.47	18.79	19.11	19.49	19.87	20.27	20.67	21.07	21.47	21.86	22.26	22.64	23.03	23.41	23.79	229
91	18.67	18.99	19.30	19.68	20.06	20.46	20.86	21.26	21.66	22.05	22.45	22.83	23.22	23.60	23.98	231
92	18.87	19.18	19.49	19.87	20.25	20.64	21.04	21.44	21.84	22.24	22.64	23.02	23.41	23.79	24.17	234
93	19,06	19.37	19.68	20.06	20.43	20.83	21.23	21.63	22.03	22.42	22.82	23.21	23.60	23.98	24.36	236
94	19.26	19.56	19.87	20.25	20.62	21.01	21.41	21.81	22.21	22.61	23.01	23.39	23.79	24.17	24.55	239
95	19.45	19.75	20.06	20.44	20.80	21.20	21.60	22.00	22.40	22.89	23.19	23.58	23.97	24.36	24.74	241
96	19.64	19.94	20.25	20.63	20.99	21.38	21.78	22.18	22.48	23.08	23.38	23.76	24.16	24.55	24.93	244
97	19.83	20.13	20.44	20.82	21.17	21.57	21.97	22.37	22.67	23.26	23.56	23.95	24.34	24.74	25.12	247
98	20.02	20.32	20.63	21.00	21.36	21.75	22.15	22.55	22.85	23.45	23.75	24.13	24.53	24.93	25.31	249
99	20.21	20.51	20.82	21.18	21.54	21.94	22.34	22.74	23.04	23.63	23.93	24.32	24.71	25.11	25.50	251
100	20.40	20.70	21.00	21.36	21.73	22.12	22.52	22.92	23.32	23.72	24.12	24.51	24.90	25.29	25.68	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

ÉPAISSEUR DU MOYEU DE LA MANIVELLE.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
20	1.71	1.80	1.89	1.97	2.05	2.12	2.19	2.25	2.32	2.38	2.44	2.50	2.55	2.60	2.64	50.8
21	1.77	1.87	1.95	2.04	2.13	2.20	2.27	2.32	2.40	2.46	2.52	2.58	2.64	2.70	2.75	53.3
22	1.83	1.93	2.01	2.11	2.20	2.28	2.35	2.39	2.48	2.54	2.60	2.66	2.72	2.80	2.86	55.9
23	1.89	1.99	2.07	2.18	2.28	2.36	2.43	2.46	2.56	2.62	2.68	2.74	2.80	2.89	2.97	58.4
24	1.95	2.06	2.14	2.25	2.35	2.44	2.51	2.54	2.64	2.70	2.76	2.82	2.88	2.98	3.08	61.0
25	2.01	2.12	2.21	2.32	2.43	2.52	2.59	2.62	2.72	2.78	2.84	2.90	2.96	3.07	3.18	63.5
26	2.07	2.19	2.28	2.39	2.50	2.59	2.66	2.70	2.80	2.85	2.92	2.98	3.04	3.16	3.28	66.0
27	2.13	2.25	2.35	2.46	2.58	2.66	2.73	2.78	2.87	2.92	2.99	3.06	3.12	3.25	3.38	68.6
28	2.19	2.31	2.42	2.53	2.65	2.73	2.80	2.86	2.94	2.99	3.06	3.13	3.20	3.34	3.48	71.1
29	2.25	2.37	2.49	2.60	2.73	2.80	2.87	2.94	3.01	3.06	3.13	3.20	3.28	3.43	3.58	73.7
30	2.30	2.43	2.56	2.68	2.80	2.87	2.94	3.01	3.08	3.13	3.18	3.27	3.36	3.52	3.68	76.2
31	2.36	2.50	2.63	2.74	2.87	2.94	3.00	3.07	3.15	3.21	3.26	3.34	3.43	3.58	3.73	78.7
32	2.42	2.56	2.69	2.80	2.94	3.01	3.06	3.13	3.22	3.28	3.34	3.41	3.50	3.64	3.78	81.3
33	2.49	2.62	2.75	2.86	3.00	3.08	3.12	3.20	3.29	3.35	3.41	3.48	3.57	3.70	3.83	83.8
34	2.55	2.69	2.81	2.92	3.06	3.15	3.18	3.27	3.36	3.42	3.48	3.55	3.64	3.76	3.88	86.4
35	2.61	2.75	2.87	2.98	3.12	3.22	3.25	3.34	3.43	3.49	3.55	3.62	3.71	3.82	3.93	88.9
36	2.67	2.81	2.93	3.04	3.18	3.29	3.32	3.41	3.50	3.56	3.62	3.69	3.78	3.88	3.98	91.4
37	2.74	2.87	2.99	3.10	3.24	3.35	3.39	3.48	3.57	3.63	3.69	3.76	3.85	3.94	4.03	94.0
38	2.81	2.94	3.05	3.16	3.30	3.41	3.46	3.55	3.64	3.70	3.77	3.83	3.91	4.00	4.07	96.5
39	2.87	3.00	3.11	3.22	3.36	3.47	3.53	3.62	3.71	3.77	3.84	3.90	3.97	4.04	4.11	99.1
40	2.93	3.05	3.17	3.29	3.42	3.51	3.60	3.69	3.78	3.84	3.90	3.96	4.03	4.09	4.15	102
41	3.03	3.13	3.24	3.37	3.49	3.58	3.67	3.75	3.85	3.92	3.98	4.04	4.11	4.17	4.24	104
42	3.13	3.22	3.31	3.45	3.56	3.65	3.74	3.81	3.92	3.99	4.06	4.12	4.19	4.25	4.32	107
43	3.23	3.30	3.39	3.53	3.63	3.72	3.81	3.87	3.99	4.06	4.14	4.20	4.27	4.33	4.40	109
44	3.33	3.39	3.47	3.60	3.69	3.79	3.88	3.94	4.06	4.13	4.22	4.28	4.35	4.41	4.48	112
45	3.43	3.47	3.55	3.67	3.75	3.86	3.95	4.01	4.13	4.19	4.30	4.36	4.43	4.49	4.56	114
46	3.53	3.56	3.63	3.74	3.81	3.93	4.02	4.08	4.19	4.26	4.38	4.44	4.51	4.57	4.64	117
47	3.63	3.64	3.71	3.81	3.87	4.00	4.09	4.15	4.25	4.32	4.45	4.52	4.59	4.65	4.72	119
48	3.73	3.73	3.79	3.88	3.93	4.06	4.15	4.22	4.32	4.38	4.52	4.59	4.66	4.73	4.80	122
49	3.83	3.82	3.87	3.95	3.99	4.12	4.21	4.29	4.39	4.44	4.59	4.66	4.73	4.81	4.88	124
50	3.93	3.92	3.95	4.02	4.09	4.18	4.27	4.36	4.46	4.55	4.64	4.72	4.81	4.88	4.96	127
51	4.02	3.99	4.02	4.10	4.17	4.24	4.34	4.42	4.53	4.62	4.71	4.79	4.88	4.95	5.03	129
52	4.10	4.05	4.09	4.18	4.24	4.31	4.41	4.48	4.60	4.69	4.78	4.86	4.95	5.02	5.10	132
53	4.19	4.12	4.16	4.26	4.31	4.38	4.48	4.54	4.67	4.76	4.85	4.93	5.02	5.09	5.17	135
54	4.28	4.19	4.24	4.33	4.38	4.45	4.55	4.61	4.74	4.82	4.92	5.00	5.09	5.16	5.24	137
55	4.36	4.26	4.32	4.40	4.45	4.52	4.62	4.68	4.81	4.88	4.99	5.07	5.16	5.23	5.31	140
56	4.45	4.33	4.40	4.47	4.52	4.59	4.69	4.75	4.88	4.94	5.06	5.14	5.23	5.30	5.38	142
57	4.53	4.40	4.48	4.54	4.59	4.66	4.76	4.82	4.94	5.01	5.13	5.20	5.30	5.37	5.45	145
58	4.62	4.46	4.56	4.61	4.66	4.73	4.83	4.89	5.00	5.08	5.19	5.26	5.37	5.44	5.52	147
59	4.70	4.53	4.64	4.68	4.73	4.80	4.89	4.96	5.06	5.14	5.25	5.32	5.43	5.51	5.59	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

ÉPAISSEUR DU MOYEU DE LA MANIVELLE.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	4.79	4.60	4.72	4.76	4.80	4.87	4.95	5.03	5.12	5.21	5.31	5.38	5.49	5.57	5.66	152
61	4.89	4.70	4.80	4.83	4.88	4.95	5.02	5.10	5.19	5.28	5.38	5.45	5.56	5.64	5.73	155
62	4.98	4.80	4.88	4.90	4.96	5.02	5.09	5.17	5.26	5.35	5.45	5.52	5.63	5.71	5.80	157
63	5.07	4.90	4.96	4.97	5.03	5.09	5.16	5.24	5.33	5.41	5.52	5.59	5.70	5.78	5.87	160
64	5.16	5.00	5.04	5.03	5.10	5.16	5.23	5.31	5.40	5.48	5.59	5.66	5.77	5.85	5.94	163
65	5.25	5.10	5.12	5.09	5.17	5.23	5.30	5.38	5.47	5.55	5.66	5.73	5.84	5.92	6.01	165
66	5.34	5.20	5.20	5.15	5.24	5.30	5.37	5.45	5.54	5.62	5.73	5.80	5.90	5.98	6.08	168
67	5.43	5.30	5.28	5.21	5.31	5.37	5.44	5.52	5.61	5.69	5.80	5.87	5.97	6.04	6.15	170
68	5.52	5.40	5.35	5.27	5.38	5.44	5.51	5.59	5.68	5.76	5.87	5.93	6.04	6.10	6.22	173
69	5.61	5.50	5.42	5.33	5.45	5.51	5.58	5.66	5.75	5.83	5.94	5.99	6.10	6.17	6.29	175
70	5.70	5.60	5.49	5.40	5.52	5.58	5.64	5.72	5.80	5.89	5.98	6.06	6.16	6.25	6.35	178
71	5.80	5.69	5.58	5.48	5.60	5.66	5.72	5.79	5.87	5.96	6.05	6.13	6.23	6.32	6.42	180
72	5.90	5.78	5.67	5.56	5.68	5.74	5.80	5.86	5.94	6.03	6.12	6.20	6.30	6.39	6.49	183
73	5.99	5.87	5.76	5.64	5.76	5.82	5.88	5.93	6.01	6.10	6.19	6.27	6.37	6.46	6.56	185
74	6.09	5.96	5.84	5.72	5.84	5.89	5.95	6.00	6.08	6.17	6.26	6.34	6.44	6.53	6.63	188
75	6.18	6.05	5.92	5.80	5.91	5.96	6.02	6.07	6.15	6.24	6.33	6.41	6.51	6.60	6.69	190
76	6.27	6.14	6.00	5.88	5.98	6.03	6.09	6.14	6.22	6.31	6.40	6.48	6.58	6.66	6.75	193
77	6.36	6.23	6.08	5.95	6.05	6.10	6.16	6.21	6.29	6.38	6.46	6.55	6.74	6.73	6.81	196
78	6.46	6.32	6.16	6.02	6.12	6.17	6.23	6.28	6.36	6.45	6.53	6.62	6.71	6.80	6.87	198
79	6.56	6.41	6.24	6.09	6.19	6.24	6.30	6.35	6.43	6.52	6.60	6.69	6.77	6.86	6.93	201
80	6.66	6.49	6.32	6.16	6.26	6.31	6.37	6.43	6.50	6.58	6.66	6.75	6.84	6.93	7.02	203
81	6.76	6.59	6.41	6.25	6.34	6.39	6.44	6.50	6.57	6.65	6.73	6.82	6.91	7.00	7.09	206
82	6.86	6.69	6.50	6.35	6.42	6.46	6.51	6.57	6.64	6.72	6.80	6.89	6.98	7.07	7.16	208
83	6.96	6.79	6.59	6.44	6.50	6.54	6.58	6.64	6.71	6.79	6.87	6.96	7.05	7.14	7.23	211
84	7.06	6.88	6.68	6.54	6.58	6.61	6.65	6.71	6.78	6.86	6.94	7.03	7.12	7.21	7.30	213
85	7.17	6.97	6.76	6.63	6.66	6.69	6.72	6.78	6.84	6.93	7.01	7.10	7.19	7.28	7.37	216
86	7.27	7.06	6.84	6.73	6.74	6.76	6.79	6.85	6.90	7.00	7.08	7.17	7.26	7.35	7.44	218
87	7.37	7.15	6.92	6.82	6.82	6.84	6.86	6.92	6.96	7.06	7.15	7.24	7.33	7.42	7.51	221
88	7.47	7.24	7.00	6.92	6.90	6.91	6.93	6.99	7.02	7.12	7.21	7.30	7.39	7.48	7.57	223
89	7.57	7.33	7.09	7.01	6.98	6.99	7.00	7.06	7.08	7.18	7.27	7.36	7.45	7.54	7.63	226
90	7.67	7.42	7.18	7.11	7.05	7.06	7.08	7.11	7.14	7.24	7.34	7.42	7.51	7.60	7.69	229
91	7.78	7.52	7.28	7.20	7.13	7.14	7.16	7.19	7.22	7.32	7.41	7.49	7.58	7.67	7.76	231
92	7.88	7.62	7.37	7.29	7.21	7.22	7.23	7.27	7.30	7.40	7.48	7.56	7.65	7.74	7.83	234
93	7.99	7.72	7.46	7.38	7.29	7.30	7.31	7.35	7.38	7.48	7.55	7.63	7.72	7.81	7.90	236
94	8.09	7.81	7.55	7.47	7.37	7.38	7.38	7.43	7.45	7.55	7.62	7.70	7.79	7.89	7.97	239
95	8.20	7.90	7.64	7.56	7.45	7.46	7.46	7.51	7.52	7.62	7.69	7.77	7.86	7.96	8.04	241
96	8.31	7.99	7.73	7.65	7.53	7.54	7.53	7.59	7.60	7.69	7.76	7.84	7.93	8.02	8.11	244
97	8.41	8.08	7.82	7.73	7.61	7.62	7.61	7.66	7.68	7.76	7.83	7.91	8.00	8.08	8.18	247
98	8.52	8.17	7.91	7.81	7.69	7.70	7.68	7.73	7.79	7.83	7.90	7,98	8.06	8.15	8.24	249
99	8.62	8.26	8.00	7.89	7.77	7.77	7.75	7.80	7.83	7.90	7.97	8.05	8.12	8.21	8.30	251
100	8.72	8.40	8.09	7.97	7.86	7.84	7.83	7.87	7.91	7.97	8.04	8.11	8.19	8.27	8.36	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

ÉPAISSEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	
20	2.64	2.72	2.81	3.02	3.23	3.36	3.49	3.59	3.70	3.79	3.89	3.97	4.06	4.14	4.22	50.8
21	2.75	2.84	2.93	3.14	3.34	3.47	3.61	3.71	3.82	3.91	4.02	4.10	4.19	4.27	4.36	53.3
22	2.86	2.96	3.05	3.25	3.45	3.58	3.73	3.83	3.94	4.03	4.14	4.23	4.32	4.40	4.50	55.9
23	2.97	3.08	3.17	3.36	3.56	3.69	3.85	3.95	4.06	4.15	4.26	4.36	4.45	4.53	4.64	58.4
24	3.08	3.19	3.29	3.47	3.67	3.80	3.97	4.07	4.18	4.27	4.38	4.49	4.58	4.66	4.77	61.0
25	3.19	3.30	3.41	3.58	3.78	3.91	4.09	4.19	4.30	4.39	4.50	4.62	4.71	4.79	4.90	63.5
26	3.30	3.41	3.52	3.69	3.89	4.02	4.20	4.30	4.42	4.51	4.62	4.74	4.84	4.92	5.03	66.0
27	3.41	3.52	3.63	3.80	4.00	4.13	4.31	4.41	4.53	4.63	4.74	4.86	4.97	5.05	5.16	68.6
28	3.52	3.63	3.74	3.91	4.10	4.24	4.42	4.52	4.64	4.75	4.86	4.98	5.10	5.18	5.29	71.1
29	3.63	3.74	3.85	4.02	4.20	4.35	4.53	4.63	4.75	4.87	4.98	5.10	5.22	5.31	5.42	73.7
30	3.75	3.85	3.96	4.13	4.30	4.46	4.62	4.74	4.87	4.99	5.11	5.22	5.34	5.44	5.55	76.2
31	3.83	3.94	4.06	4.23	4.39	4.56	4.72	4.85	4.98	5.10	5.23	5.34	5.46	5.56	5.67	78.7
32	3.91	4.03	4.16	4.33	4.49	4.66	4.82	4.96	5.09	5.21	5.34	5.46	5.57	5.68	5.79	81.3
33	3.99	4.12	4.26	4.43	4.59	4.76	4.92	5.07	5.20	5.32	5.45	5.58	5.69	5.80	5.91	83.8
34	4.07	4.21	4.36	4.53	4.69	4.86	5.02	5.18	5.31	5.43	5.57	5.70	5.80	5.92	6.03	86.4
35	4.15	4.30	4.45	4.62	4.79	4.96	5.12	5.28	5.42	5.54	5.68	5.81	5.92	6.03	6.15	88.9
36	4.22	4.38	4.54	4.71	4.89	5.06	5.22	5.38	5.53	5.65	5.79	5.92	6.03	6.15	6.27	91.4
37	4.29	4.46	4.63	4.80	4.98	5.16	5.32	5.48	5.64	5.76	5.90	6.03	6.15	6.26	6.39	94.0
38	4.36	4.54	4.72	4.89	5.08	5.26	5.42	5.58	5.74	5.87	6.01	6.14	6.26	6.37	6.51	96.5
39	4.43	4.62	4.81	4.98	5.18	5.36	5.52	5.68	5.84	5.98	6.12	6.25	6.38	6.48	6.62	99.1
40	4.50	4.70	4.90	5.09	5.28	5.45	5.62	5.78	5.94	6.08	6.23	6.36	6.49	6.61	6.74	102
41	4.60	4.80	5.00	5.19	5.38	5.54	5.70	5.86	6.03	6.18	6.34	6.48	6.61	6.73	6.86	104
42	4.70	4.90	5.10	5.29	5.48	5.63	5.78	5.94	6.11	6.28	6.45	6.59	6.73	6.85	6.97	107
43	4.80	5.00	5.20	5.39	5.58	5.72	5.86	6.02	6.20	6.38	6.56	6.70	6.85	6.97	7.08	109
44	4.89	5.09	5.30	5.49	5.68	5.81	5.94	6.10	6.28	6.47	6.67	6.81	6.97	7.09	7.19	112
45	4.98	5.18	5.39	5.58	5.78	5.90	6.02	6.18	6.37	6.57	6.77	6.92	7.09	7.21	7.30	114
46	5.07	5.27	5.48	5.67	5.87	5.98	6.10	6.26	6.45	6.67	6.87	7.03	7.21	7.32	7.41	117
47	5.16	5.36	5.57	5.76	5.96	6.06	6.18	6.34	6.54	6.76	6.97	7.14	7.33	7.43	7.52	119
48	5.25	5.45	5.66	5.85	6.05	6.14	6.26	6.42	6.62	6.85	7.07	7.25	7.45	7.54	7.63	122
49	5.34	5.54	5.75	5.94	6.14	6.22	6.34	6.50	6.71	6.94	7.17	7.36	7.56	7.65	7.74	124
50	5.43	5.63	5.84	6.03	6.23	6.30	6.38	6.58	6.79	7.03	7.27	7.47	7.67	7.76	7.85	127
51	5.52	5.72	5.94	6.13	6.33	6.41	6.50	6.70	6.91	7.14	7.37	7.57	7.77	7.86	7.96	129
52	5.61	5.81	6.03	6.23	6.43	6.52	6.62	6.81	7.03	7.25	7.47	7.67	7.87	7.96	8.07	132
53	5.70	5.90	6.12	6.33	6.53	6.63	6.74	6.93	7.15	7.36	7.57	7.77	7.96	8.06	8.18	135
54	5.78	5.98	6.21	6.42	6.63	6.74	6.86	7.04	7.27	7.47	7.67	7.87	8.05	8.16	8.29	137
55	5.86	6.06	6.30	6.51	6.73	6.85	6.98	7.16	7.39	7.58	7.77	7.97	8.14	8.25	8.40	140
56	5.94	6.14	6.39	6.60	6.82	6.96	7.10	7.27	7.50	7.69	7.87	8.07	8.23	8.35	8.51	142
57	6.02	6.22	6.48	6.69	6.91	7.06	7.22	7.39	7.61	7.79	7.97	8.16	8.32	8.45	8.61	145
58	6.10	6.30	6.57	6.78	7.00	7.16	7.33	7.50	7.72	7.89	8.07	8.25	8.41	8.55	8.71	147
59	6.18	6.38	6.66	6.87	7.09	7.26	7.44	7.62	7.82	7.99	8.17	8.34	8.50	8.65	8.81	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2,54

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA MANIVELLE.

ÉPAISSEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	6.26	6.50	6.75	6.96	7.18	7.36	7.55	7.73	7.92	8.09	8.27	8.43	8.59	8.75	8.91	152
61	6.37	6.61	6.85	7.06	7.27	7.46	7.65	7.83	8.02	8.19	8.37	8.53	8.69	8.85	9.01	155
62	6.48	6.71	6.95	7.16	7.36	7.56	7.75	7.93	8.11	8.28	8.47	8.63	8.79	8.95	9.11	157
63	6.59	6.81	7.05	7.25	7.45	7.65	7.85	8.03	8.21	8.38	8.56	8.73	8.88	9.05	9.21	160
64	6.70	6.91	7.15	7.34	7.54	7.74	7.94	8.13	8.30	8.47	8.65	8.83	8.97	9.15	9.31	163
65	6.81	7.00	7.24	7.43	7.63	7.83	8.03	8.22	8.39	8.56	8.75	8.92	9.07	9.25	9.42	165
66	6.92	7.10	7.33	7.52	7.72	7.92	8.12	8.31	8.49	8.66	8.84	9.02	9.17	9.35	9.52	168
67	7.02	7.19	7.42	7.61	7.81	8.01	8.21	8.40	8.58	8.75	8.94	9.12	9.27	9.45	9.62	170
68	7.12	7.30	7.51	7.70	7.90	8.10	8.30	8.49	8.68	8.85	9.04	9.21	9.37	9.55	9.72	173
69	7.22	7.40	7.60	7.79	7.99	8.19	8.39	8.58	8.77	8.95	9.14	9.31	9.47	9.65	9.82	175
70	7.32	7.50	7.69	7.88	8.08	8.28	8.48	8.67	8.87	9.05	9.24	9.41	9.59	9.75	9.92	178
71	7.42	7.60	7.78	7.98	8.18	8.37	8,57	8.76	8.97	9.17	9.36	9.53	9.71	9.87	10.02	180
72	7.51	7.69	7.87	8.07	8.28	8.46	8.66	8.85	9.07	9.29	9.48	9.65	9.83	9.99	10.12	183
73	7.61	7.79	7.97	8.17	8.38	8.55	8.74	8.94	9.17	9.40	9.60	9.77	9.94	10.11	10.22	185
74	7.70	7.88	8.06	8.26	8.47	8.64	8.82	9.03	9.26	9.52	9.71	9.88	10.06	10.23	10.32	188
75	7.80	7.98	8.16	8.36	8.57	8.73	8.90	9.12	9.35	9.63	9.82	9.99	10.17	10.35	10.43	190
76	7.89	8.07	8.25	8.46	8.67	8.82	8.98	9.21	9.44	9.74	9.93	10.11	10.28	10.47	10.53	193
77	7.99	8.16	8.34	8.55	8.77	8.91	9.06	9.30	9.53	9.85	10.04	10.22	10.40	10.59	10.63	196
78	8.08	8.26	8.44	8.65	8.87	9.00	9.14	9.39	9.62	9.96	10.16	10.33	10.51	10.71	10.73	198
79	8.18	8.35	8.53	8.74	8.96	9.09	9.22	9.47	9.71	10.07	10.26	10.44	10.63	10.83	10.84	201
80	8.27	8.44	8.62	8.84	9.06	9.18	9.30	9.55	9.80	10.19	10.37	10.55	10.75	10.85	10.94	203
81	8.37	8.54	8.72	8.93	9.15	9.28	9.41	9.65	9.90	10.27	10.45	10.63	10.83	10.93	11.03	206
82	8.46	8.63	8.81	9.02	9.24	9.37	9.51	9.75	9.99	10.35	10.53	10.71	10.91	11.00	11.13	208
83	8.56	8.73	8.91	9.11	9.33	9.47	9.62	9.84	10.08	10.39	10.61	10.79	10.99	11.08	11.22	211
84	8.65	8.82	9.00	9.20	9.42	9.56	9.72	9.94	10.18	10.49	10.69	10.87	11.07	11.15	11.31	213
85	8.75	8.92	9.09	9.29	9.51	9.65	9.82	10.04	10.27	10.58	10.77	10.95	11.15	11.23	11.41	216
86	8.85	9.01	9.18	9.38	9.60	9.74	9.92	10.13	10.36	10.67	10.84	11.03	11.23	11.30	11.50	218
87	8.94	9.11	9.27	9.47	9.67	9.84	10.02	10.23	10.45	10.76	10.91	11.10	11.30	11.38	11.60	221
88	9.04	9.20	9.36	9.56	9.75	9.93	10.13	10.33	10.54	10.87	10.98	11.17	11.37	11.45	11.69	223
89	9.13	9.30	9.45	9.65	9.83	10.03	10.23	10.43	10.63	10.90	11.05	11.24	11.44	11.53	11.79	226
90	9.23	9.39	9.55	9.74	9.93	10.13	10.33	10.53	10.73	10.93	11.13	11.32	11.51	11.70	11.89	229
91	9.33	9.49	9.65	9.83	10.02	10.23	10.42	10.62	10.82	11.02	11.22	11.41	11.60	11.80	11.99	231
92	9.43	9.58	9.74	9.93	10.11	10.32	10.51	10.71	10.92	11.11	11.32	11.51	11.69	11.89	12.08	234
93	9.53	9.68	9.84	10.02	10.21	10.41	10.61	10.81	11.01	11.21	11.41	11.60	11.79	11.99	12.18	236
94	9.63	9.78	9.93	10.12	10.30	10.50	10.70	10.90	11.11	11.30	11.50	11.69	11.89	12.08	12.27	239
95	9.73	9.87	10.03	10.21	10.39	10.60	10.79	10.99	11.20	11.39	11.59	11.79	11.98	12.18	12.37	241
96	9.82	9.97	10.12	10.30	10.49	10.69	10.89	11.09	11.29	11.49	11.68	11.88	12.08	12.27	12.46	244
97	9.91	10.07	10.22	10.40	10.58	10.78	10.98	11.18	11.39	11.58	11.78	11.97	12.17	12.36	12.56	247
98	10.01	10.16	10.31	10.49	10.68	10.88	11.08	11.27	11.48	11.67	11.87	12.07	12.27	12.46	12.64	249
99	10.11	10.25	10.41	10.59	10.77	10.97	11.17	11.37	11.57	11.76	11.96	12.16	12.36	12.55	12.74	251
100	10.20	10.35	10.50	10.68	10.86	11.06	11.26	11.46	11.66	11.86	12.06	12.25	12.45	12.64	12.84	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en decimètres.

NOTA. Les dimensions de la tête de la manivelle, qui complètent les six tableaux précédents, seront données page 297. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

DIAMÈTRE DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pouces anglais.																	Longueur de la course du piston en décimètres.
	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9			
21	4.23	4.54	4.82	5.05	5.30	5.50	5.71	5.89	6.07	6.23	6.39	6.54	6.68	6.80	6.95	53.3		
22	4.37	4.68	4.96	5.20	5.46	5.66	5.88	6.07	6.25	6.42	6.58	6.83	6.88	7.01	7.16	55.9		
23	4.52	4.81	5.11	5.35	5.62	5.83	6.05	6.25	6.43	6.61	6.77	7.03	7.08	7.21	7.37	58.4		
24	4.66	4.95	5.25	5.51	5.78	5.99	6.22	6.43	6.62	6.80	6.96	7.22	7.28	7.42	7.58	61.0		
25	4.81	5.09	5.40	5.66	5.94	6.16	6.40	6.60	6.80	6.98	7.15	7.42	7.49	7.62	7.78	63.5		
26	4.95	5.22	5.54	5.81	6.10	6.33	6.57	6.78	6.98	7.17	7.35	7.61	7.69	7.83	7.99	66.0		
27	5.10	5.36	5.69	5.96	6.26	6.49	6.74	6.96	7.16	7.36	7.54	7.81	7.89	8.03	8.20	68.6		
28	5.24	5.49	5.83	6.11	6.42	6.66	6.91	7.14	7.35	7.55	7.73	8.01	8.09	8.24	8.41	71.1		
29	5.38	5.53	5.98	6.26	6.58	6.82	7.08	7.31	7.53	7.73	7.92	8.20	8.29	8.44	8.62	73.7		
30	5.42	5.67	6.12	6.42	6.74	6.99	7.26	7.49	7.72	7.92	8.12	8.30	8.49	8.65	8.83	76.2		
31	5.47	5.88	6.25	6.56	6.84	7.14	7.41	7.65	7.88	8.09	8.29	8.47	8.67	8.83	9.02	78.7		
32	5.59	6.00	6.38	6.69	6.98	7.29	7.56	7.81	8.04	8.25	8.46	8.65	8.85	9.02	9.21	81.3		
33	5.71	6.12	6.51	6.83	7.12	7.43	7.71	7.97	8.20	8.42	8.63	8.82	9.03	9.20	9.39	83.8		
34	5.83	6.24	6.64	6.96	7.26	7.58	7.87	8.13	8.37	8.58	8.80	9.00	9.21	9.39	9.58	86.4		
35	5.95	6.37	6.77	7.10	7.41	7.73	8.02	8.28	8.53	8.75	8.97	9.17	9.39	9.57	9.76	88.9		
36	6.07	6.49	6.90	7.23	7.55	7.88	8.17	8.44	8.69	8.92	9.14	9.35	9.57	9.76	9.95	91.4		
37	6.19	6.61	7.03	7.37	7.69	8.03	8.32	8.60	8.85	9.08	9.31	9.52	9.75	9.94	10.14	94.0		
38	6.31	6.73	7.16	7.50	7.83	8.17	8.47	8.76	9.02	9.25	9.48	9.70	9.93	10.12	10.33	96.5		
39	6.43	6.85	7.29	7.64	7.97	8.32	8.63	8.91	9.18	9.42	9.65	9.87	10.11	10.30	10.51	99.1		
40	6.55	6.98	7.42	7.78	8.16	8.47	8.79	9.07	9.35	9.59	9.83	10.05	10.29	10.49	10.70	102		
41	6.57	7.19	7.54	7.90	8.29	8.60	8.93	9.21	9.50	9.74	9.99	10.21	10.45	10.66	10.87	104		
42	6.67	7.20	7.66	8.03	8.42	8.74	9.07	9.36	9.65	9.89	10 15	10.37	10.62	10.83	11.04	107		
43	6.77	7.31	7.78	8.15	8.55	8.87	9.21	9.50	9.80	10.04	10.31	10.53	10.78	11.00	11.21	109		
44	6.87	7.42	7.90	8.28	8.68	9.01	9.35	9.65	9.95	10.19	10.47	10.70	10.95	11.16	11.38	112		
45	6.97	7.54	8.02	8.40	8.81	9.14	9.50	9.79	10.10	10.35	10.63	10.86	11.11	11.33	11.55	114		
46	7.06	7.65	8.15	8.53	8.94	9.28	9.64	9.94	10.25	10.50	10.78	11.02	11.28	11.50	11.72	117		
47	7.16	7.76	8.27	8.65	9.07	9.41	9.78	10.08	10.39	10.65	10.93	11.18	11.44	11.66	11.89	119		
48	7.26	7.88	8.40	8.78	9.20	9.55	9.92	10.23	10.54	10.80	11.09	11.34	11.61	11.83	12.06	122		
49	7.37	7.99	8.52	8.90	9.33	9.68	10.06	10.37	10.69	10.96	11.15	11.51	11.77	12.00	12.23	124		
50	7.48	8.10	8.61	9.02	9.46	9.82	10.20	10.51	10.84	11.12	11.42	11.67	11.94	12.17	12.41	127		
51	7.60	8.20	8.72	9.14	9.58	9.95	10.34	10.65	10.98	11.27	11.57	11.82	12.10	12.33	12.57	129		
52	7.70	8.31	8.83	9.26	9.71	10.08	10.47	10.79	11.12	11.41	11.71	11.97	12.25	12.49	12.73	132		
53	7.80	8.41	8.94	9.38	9.83	10.21	10.61	10.93	11.26	11.56	11.86	12.12	12.41	12.64	12.89	135		
54	7.90	8.52	9.05	9.50	9.96	10.34	10.74	11.06	11.40	11.70	12.00	12.27	12.56	12.80	13.05	137		
55	8.00	8.62	9.16	9.61	10.08	10.47	10.88	11.20	11.54	11.85	12.15	12.42	12.72	12.96	13.21	140		
56	8.09	8.73	9.27	9.73	10.21	10.60	11.01	11.33	11.69	11.99	12.29	12.57	12.87	13.15	13.37	142		
57	8.19	8.84	9.39	9.85	10.33	10.73	11.15	11.47	11.83	12.14	12.44	12.72	13.03	13.31	13.53	145		
58	8.29	8.94	9.50	9.97	10.45	10.86	11.28	11.61	11.97	12.28	12.58	12.87	13.18	13.47	13.69	147		
59	8.39	9.05	9.61	10.08	10.58	10.99	11.42	11.75	12.11	12.42	12.72	13.02	13.33	13.62	13.85	150		
60	8.49	9.15	9.72	10.20	10.70	11.12	11.55	11.89	12.25	12.56	12.89	13.17	13.48	13.74	14.02	152		
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4			

Diamètre du cylindre en pouces anglais.

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

DIAMÈTRE DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
61	8.58	9.25	9.82	10.30	10.79	11.23	11.67	12.02	12.38	12.70	13.03	13.31	13.63	13.89	14.17	155
62	8.67	9.35	9.93	10.40	10.89	11.34	11.79	12.14	12.51	12.83	13.17	13.45	13.77	14.04	14.32	157
63	8.76	9.45	10.03	10.50	10.98	11.45	11.91	12.27	12.65	12.97	13.31	13.59	13.92	14.19	14.47	160
64	8.86	9.55	10.14	10.60	11.08	11.56	12.03	12.39	12.78	13.10	13.45	13.73	14.06	14.34	14.62	163
65	8.95	9.65	10.24	10.70	11.17	11.67	12.16	12.52	12.91	13.24	13.59	13.87	14.21	14.49	14.77	165
66	9.04	9.74	10.35	10.79	11.27	11.78	12.28	12.64	13.04	13.37	13.73	14.02	14.35	14.64	14.93	168
67	9.13	9.84	10.45	10.89	11.36	11.89	12.40	12.77	13.17	13.51	13.87	14.16	14.50	14.79	15.08	170
68	9.22	9.94	10.56	10.99	11.45	11.99	12.52	12.89	13.30	13.65	14.01	14.30	14.64	14.94	15.23	173
69	9.31	10.04	10.66	11.09	11.54	12.10	12.64	13.02	13.43	13.78	14.15	14.45	14.79	15.09	15.39	175
70	9.41	10.14	10.77	11.19	11.64	12.20	12.77	13.16	13.57	13.92	14.29	14.60	14.94	15.23	15.54	178
71	9.50	10.23	10.87	11.30	11.77	12.32	12.89	13.28	13.70	14.05	14.42	14.74	15.08	15.37	15.68	180
72	9.59	10.33	10.97	11.41	11.90	12.44	13.01	13.40	13.82	14.18	14.55	14.88	15.22	15.51	15.83	183
73	9.67	10.42	11.07	11.52	12.03	12.56	13.13	13.52	13.95	14.31	14.69	15.02	15.36	15.65	15.97	185
74	9.76	10.52	11.17	11.62	12.16	12.67	13.25	13.64	14.07	14.44	14.82	15.15	15.50	15.79	16.12	188
75	9.85	10.61	11.27	11.73	12.29	12.79	13.37	13.76	14.20	14.57	14.95	15.29	15.64	15.93	16 26	190
76	9.93	10.71	11.36	11.83	12.43	12.91	13.49	13.89	14.32	14.70	15.09	15.43	15.78	16.07	16.41	193
77	10.02	10.80	11.46	11.94	12.56	13.03	13.61	14.01	14.45	14.83	15.22	15.56	15.92	16.21	16.55	196
78	10.11	10.89	11.56	12.05	12.69	13.15	13.73	14.13	14.57	14.96	15.35	15.69	16.06	16.35	16.70	198
79	10.20	10.99	11.66	12.16	12.83	13.26	13.85	14.26	14.70	15.09	15.48	15.82	16.20	16.49	16.84	201
80	10.29	11.08	11.76	12.27	12.96	13.38	13.96	14.38	14.84	15.22	15.62	15.97	16.33	16.63	16.98	203
81	10.37	11.17	11.86	12.38	13.06	13.49	14.07	14.50	14.96	15.34	15.75	16.10	16.46	16.74	17.12	206
82	10.46	11.26	11.96	12.49	13.17	13.61	14.19	14.62	15.08	15.46	15.88	16.23	16.59	16.88	17.26	208
83	10.54	11.35	12.06	12.60	13.27	13.73	14.30	14.73	15.20	15.59	16.00	16.36	16.73	17.01	17.40	211
84	10.63	11.44	12.15	12.71	13.38	13.84	14.42	14.85	15.32	15.71	16.13	16.49	16.86	17.14	17.54	213
85	10.71	11.52	12.25	12.81	13.48	13.95	14.53	14.97	15.44	15.84	16.25	16.61	17.00	17.28	17.68	216
86	10.80	11.61	12.35	12.92	13.59	14.07	14.65	15.09	15.56	15.96	16.38	16.74	17.13	17.42	17.82	218
87	10.88	11.70	12.44	13.03	13.69	14.18	14.76	15.21	15.68	16.09	16.50	16.87	17.27	17.56	17.96	221
88	10.97	11.79	12.54	13.14	13.80	14.30	14.88	15.32	15.80	16.21	16.63	17.00	17.40	17.70	18.10	223
89	11.05	11.88	12.64	13.24	13.90	14.42	14.99	15.44	15.92	16.33	16.75	17.13	17.53	17.84	18.24	226
90	11.13	11.99	12.74	13.34	14.00	14.54	15.10	15.56	16.05	16.45	16.89	17.26	17.66	18.01	18.37	229
91	11.21	12.08	12.83	13.40	14.11	14.64	15.21	15.67	16.17	16.57	17.02	17.39	17.79	18.14	18.51	231
92	11.29	12.17	12.92	13.47	14.21	14.75	15.32	15.79	16.28	16.69	17.14	17.51	17.92	18.27	18.64	234
93	11.37	12.26	13.01	13.53	14.32	14.85	15.43	15.90	16.40	16.81	17.26	17.64	18.05	18.40	18.78	236
94	11.45	12.34	13.10	13.60	14.42	14.96	15.54	16.02	16.51	16.93	17.38	17.76	18.18	18.53	18.91	239
95	11.53	12.43	13.20	13.66	14.53	15.07	15.65	16.13	16.63	17.05	17.51	17.88	18.31	18.66	19.05	241
96	11.61	12.51	13.29	13.73	14.63	15.18	15.76	16.25	16.74	17.18	17.63	18.01	18.44	18.79	19.18	244
97	11.69	12.60	13.38	13.79	14.74	15.29	15.87	16.36	16.86	17.30	17.75	18.14	18.57	18.92	19.32	247
98	11.77	12.68	13.47	13.86	14.84	15.39	15.98	16.48	16.97	17.42	17.87	18.26	18.70	19.05	19.45	249
99	11.85	12.77	13.56	13.92	14.94	15.50	16.09	16.59	17.09	17.54	18.00	18.39	18.83	19.18	19.59	251
100	11.93	12.85	13.66	14.01	15.04	15.61	16.20	16.71	17.22	17.66	18.12	18.52	18.95	19.32	19.71	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en decimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

PORTÉE DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.

	Longueur de la course du piston en pieds anglais.																					
	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9							
21	5.37	5.69	6.03	6.31	6.62	6.87	7.14	7.36	7.59	7.78	7.99	8.18	8.36	8.55	8.69	53.3						
22	5.53	5.85	6.21	6.50	6.82	7.08	7.35	7.59	7.82	8.02	8.23	8.44	8.61	8.83	8.96	55.9						
23	5.68	6.02	6.39	6.69	7.02	7.29	7.57	7.81	8.05	8.25	8.47	8.70	8.86	9.10	9.23	58.4						
24	5.84	6.19	6.57	6.88	7.22	7.50	7.78	8.04	8.28	8.49	8.71	8.96	9.11	9.36	9.50	61.0						
25	5.99	6.36	6.75	7.07	7.42	7.70	8.00	8.26	8.51	8.72	8.95	9.22	9.36	9.61	9.76	63.5						
26	6.15	6.53	6.93	7.26	7.62	7.91	8.21	8.48	8.74	8.96	9.19	9.48	9.61	9.85	10.02	66.0						
27	6.30	6.70	7.11	7.45	7.82	8.11	8.43	8.70	8.97	9.19	9.43	9.73	9.86	10.10	10.28	68.6						
28	6.46	6.87	7.29	7.64	8.02	8.32	8.64	8.92	9.20	9.43	9.67	9.98	10.11	10.36	10.54	71.1						
29	6.61	7.04	7.47	7.83	8.22	8.53	8.86	9.14	9.43	9.66	9.91	10.23	10.36	10.61	10.80	73.7						
30	6.77	7.21	7.65	8.02	8.42	8.74	9.07	9.36	9.65	9.99	10.15	10.48	10.61	10.82	11.04	76.2						
31	6.92	7.37	7.82	8.19	8.60	8.93	9.27	9.56	9.86	10.11	10.37	10.70	10.84	11.05	11.28	78.7						
32	7.06	7.52	7.98	8.36	8.78	9.11	9.47	9.76	10.06	10.32	10.58	10.91	11.07	11.28	11.52	81.3						
33	7.20	7.67	8.14	8.53	8.96	9.30	9.56	9.96	10.27	10.53	10.79	11.12	11.30	11.51	11.76	83.8						
34	7.34	7.82	8.30	8.70	9.14	9.48	9.75	10.15	10.47	10.74	11.00	11.33	11.53	11.74	11.99	86.4						
35	7.48	7.97	8.46	8.87	9.31	9.67	9.94	10.35	10.66	10.95	11.22	11.55	11.76	11.97	12.22	88.9						
36	7.62	8.12	8.63	9.04	9.49	9.85	10.13	10.55	10.88	11.16	11.43	11.75	11.98	12.20	12.45	91.4						
37	7.76	8.27	8.79	9.21	9.67	10.04	10.32	10.74	11.09	11.37	11.64	11.96	12.20	12.42	12.68	94.0						
38	7.90	8.42	8.95	9.38	9.85	10.22	10.51	10.94	11.29	11.58	11.86	12.17	12.42	12.66	12.91	96.5						
39	8.05	8.57	9.11	9.55	10.03	10.41	10.80	11.14	11.49	11.79	12.07	12.38	12.64	12.89	13.14	99.1						
40	8.19	8.72	9.27	9.72	10.20	10.58	10.99	11.34	11.69	11.99	12.29	12.57	12.86	13.11	13.37	102						
41	8.32	8.86	9.42	9.88	10.37	10.75	11.17	11.53	11.88	12.19	12.49	12.77	13.07	13.33	13.59	104						
42	8.44	9.00	9.57	10.03	10.54	10.92	11.34	11.71	12.06	12.39	12.69	12.98	13.28	13.54	13.81	107						
43	8.56	9.13	9.72	10.18	10.70	11.09	11.52	11.89	12.25	12.58	12.88	13.18	13.49	13.75	14.03	109						
44	8.68	9.27	9.87	10.34	10.86	11.26	11.69	12.07	12.43	12.77	13.08	13.38	13.70	13.96	14.25	112						
45	8.80	9.40	10.02	10.49	11.02	11.43	11.87	12.25	12.62	12.96	13.28	13.58	13.91	14.17	14.46	114						
46	8.92	9.54	10.17	10.64	11.18	11.59	12.04	12.43	12.80	13.15	13.47	13.78	14.12	14.38	14.67	117						
47	9.04	9.67	10.32	10.79	11.34	11.76	12.22	12.61	12.99	13.34	13.67	13.98	14.32	14.59	14.88	119						
48	9.16	9.81	10.47	10.94	11.50	11.93	12.39	12.79	13.17	13.53	13.87	14.18	14.52	14.80	15.09	122						
49	9.28	9.94	10.62	11.10	11.66	12.10	12.57	12.97	13.36	13.72	14.07	14.38	14.72	15.01	15.30	124						
50	9.40	10.08	10.76	11.26	11.82	12.27	12.75	13.15	13.55	13.91	14.27	14.58	14.92	15.22	15.51	127						
51	9.53	10.21	10.90	11.41	11.98	12.43	12.92	13.32	13.73	14.09	14.46	14.77	15.12	15.42	15.72	129						
52	9.65	10.34	11.04	11.56	12.13	12.59	13.09	13.50	13.90	14.27	14.64	14.96	15.32	15.62	15.92	132						
53	9.77	10.47	11.18	11.71	12.29	12.75	13.26	13.67	14.08	14.45	14.83	15.15	15.52	15.82	16.12	135						
54	9.89	10.60	11.32	11.86	12.44	12.91	13.43	13.85	14.25	14.63	15.02	15.34	15.71	16.02	16.32	137						
55	10.01	10.73	11.46	12.01	12.60	13.07	13.60	14.02	14.43	14.81	15.20	15.53	15.90	16.22	16.52	140						
56	10.13	10.86	11.60	12.16	12.75	13.23	13.77	14.19	14.60	14.99	15.39	15.72	16.09	16.42	16.72	142						
57	10.25	10.99	11.74	12.31	12.91	13.39	13.94	14.36	14.78	15.17	15.57	15.91	16.28	16.61	16.92	145						
58	10.37	11.13	11.88	12.46	13.06	13.55	14.11	14.53	14.95	15.35	15.76	16.10	16.47	16.80	17.12	147						
59	10.49	11.25	12.02	12.61	13.21	13.71	14.28	14.70	15.13	15.53	15.94	16.29	16.66	17.99	17.32	150						
60	10.61	11.37	12.15	12.75	13.37	13.87	14.44	14.86	15.31	15.71	16.11	16.47	16.85	17.18	17.52	152						
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4							

Diamètre du cylindre en centimètres.

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

PORTÉE DU TOURILLON DE L'ARBRE DES ROUES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais.																						
	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
61	10.72	11.49	12.28	12.88	13.49	14.01	14.60	15.02	15.48	15.88	16.29	16.65	17.04	17.37	17.71	155
62	10.84	11.62	12.41	13.00	13.61	14.15	14.76	15.18	15.64	16.05	16.47	16.83	17.23	17.56	17.90	157
63	10.95	11.74	12.54	13.13	13.75	14.29	14.91	15.34	15.81	16.22	16.65	17.01	17.41	17.75	18.09	160
64	11.07	11.86	12.67	13.25	13.85	14.42	15.06	15.50	15.97	16.39	16.83	17.19	17.59	17.94	18.28	163
65	11.18	11.98	12.80	13.38	13.97	14.56	15.21	15.66	16.14	16.56	17.01	17.37	17.77	18.13	18.47	165
66	11.30	12.11	12.93	13.50	14.09	14.70	15.36	15.82	16.30	16.73	17.18	17.55	17.95	18.32	18.66	168
67	11.41	12.23	13.06	13.63	14.21	14.83	15.51	15.98	16.47	16.90	17.35	17.73	18.13	18.50	18.85	170
68	11.53	12.35	13.19	13.75	14.33	14.97	15.66	16.14	16.63	17.07	17.52	17.91	18.31	18.68	19.04	173
69	11.64	12.47	13.32	13.88	14.45	15.11	15.81	16.30	16.80	17.24	17.69	18.09	18.49	18.86	19.23	175
70	11.76	12.60	13.46	14.01	14.55	15.25	15.96	16.46	16.96	17.41	17.86	18.26	18.67	19.04	19.42	178
71	11.87	12.72	13.59	14.15	14.72	15.40	16.11	16.61	17.12	17.57	18.03	18.44	18.85	19.22	19.60	180
72	11.98	12.84	13.71	14.29	14.88	15.56	16.26	16.77	17.28	17.74	18.20	18.61	19.03	19.40	19.78	183
73	12.09	12.95	13.84	14.43	15.05	15.71	16.41	16.92	17.44	17.90	18.37	18.78	19.21	19.58	19.96	185
74	12.20	13.07	13.96	14.58	15.21	15.87	16.56	17.08	17.60	18.06	18.54	19.95	19.39	19.76	20.14	188
75	12.31	13.18	14.08	14.72	15.38	16.02	16.71	17.23	17.76	18.22	18.71	19.12	19.56	19.94	20.32	190
76	12.42	13.30	14.20	14.87	15.54	16.18	16.86	17.39	17.92	18.38	18.87	19.29	19.73	20.12	20.50	193
77	12.53	13.41	14.32	15.04	15.71	16.33	17.01	17.54	18.08	18.54	19.03	19.46	19.90	20.30	20.68	196
78	12.64	13.53	14.44	15.15	15.87	16.49	17.16	17.70	18.24	18.70	19.19	19.63	20.07	20.47	20.86	198
79	12.75	13.64	14.56	15.29	16.04	16.65	17.31	17.85	18.40	18.86	19.35	19.80	20.24	20.64	21.04	201
80	12.86	13.76	14.70	15.44	16.20	16.81	17.45	18.00	18.55	19.03	19.52	19.97	20.41	20.81	21.22	203
81	12.97	13.88	14.83	15.57	16.38	16.95	17.59	18.15	18.71	19.19	19.68	20.14	20.58	20.99	21.40	206
82	13.07	13.99	14.95	15.70	16.46	17.08	17.73	18.29	18.86	19.35	19.84	20.31	20.75	21.16	21.58	208
83	13.18	14.11	15.07	15.82	16.59	17.22	17.88	18.43	19.01	19.50	20.00	20.47	20.92	21.33	21.76	211
84	13.28	14.22	15.19	15.95	16.72	17.35	18.03	18.58	19.16	19.65	20.16	20.63	21.09	21.50	21.94	213
85	13.39	14.34	15.31	16.07	16.85	17.49	18.17	18.72	19.31	19.80	20.32	20.79	21.26	21.67	22.11	216
86	13.49	14.45	15.48	16.20	16.98	17.62	18.31	18.87	19.46	19.95	20.48	20.95	21.43	21.84	22.28	218
87	13.60	14.57	15.55	16.32	17.11	17.75	18.45	19.02	19.61	20.10	20.64	21.11	21.59	22.01	22.45	221
88	13.70	14.68	15.67	16.45	17.24	17.89	18.59	19.16	19.75	20.25	20.80	21.27	21.75	22.18	22.62	223
89	13.81	14.80	15.79	16.58	17.37	18.02	18.74	19.31	19.90	20.40	20.96	21.43	21.91	22.35	22.79	226
90	13.91	14.91	15.92	16.70	17.50	18.15	18.87	19.47	20.06	20.56	20.11	21.59	22.07	22.52	22.96	229
91	14.01	15.02	16.04	16.83	17.63	18.29	19.01	19.61	20.21	20.72	21.27	21.75	22.24	22.69	23.13	231
92	14.11	15.14	16.15	16.95	17.76	18.42	19.14	19.75	20.36	20.87	21.42	21.91	22.40	22.86	23.30	234
93	14.21	15.25	16.97	17.07	17.89	18.56	19.27	19.89	20.50	21.02	21.58	22.07	22.57	23.03	23.47	236
94	14.31	15.36	16.38	17.19	18.02	18.69	19.40	20.03	20.65	21.17	21.73	22.23	22.73	23.19	23.64	239
95	14.41	15.47	16.50	17.31	18.15	18.83	19.54	20.17	20.79	21.52	21.88	22.39	22.89	23.35	23.81	241
96	14.51	15.59	16.61	17.43	18.28	18.96	19.67	20.31	20.94	21.47	21.03	22.54	23.05	23.51	23.98	244
97	14.61	15.70	16.73	17.55	18.41	19.10	19.81	20.45	21.08	21.62	21.18	22.69	23.21	23.67	24.15	247
98	14.71	15.82	16.84	17.67	18.54	19.23	19.95	20.59	21.23	21.77	21.33	22.84	23.37	23.83	24.32	249
99	14.81	15.93	16.96	17.79	18.67	19.37	20.09	20.73	21.37	21.92	21.48	22.99	23.53	23.99	24.48	251
100	14.91	16.08	17.07	17.92	18.80	19.52	20.25	20.87	21.52	22.07	22.65	23.15	23.69	24.15	24.64	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	5.21	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en decimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	TOURILLON du bouton de la manivelle.		DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA TRAVERSE DE LA TIGE DU PISTON.								DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre du tourillon.	Portée du tourillon.	Épaisseur de l'œil d'assemblage.	Portée de l'œil.	Diamètre du tourillon.	Portée du tourillon.	Épaisseur de la traverse en son milieu.	Hauteur de la traverse en son milieu.	Épaisseur de la traverse près du tourillon.	Hauteur de la traverse près du tourillon.	
20	2.82	3.20	0.83	5.74	1.71	1.91	1.44	5.36	1.21	2.02	50.8
21	2.96	3.36	0.87	6.03	1.80	2.01	1.52	5.63	1.27	2.12	53.3
22	3.10	3.52	0.91	6.32	1.89	2.10	1.59	5.90	1.33	2.22	55.9
23	3.24	3.68	0.95	6.61	1.97	2.20	1.66	6.16	1.40	2.32	58.4
24	3.38	3.84	0.99	6.90	2.05	2.29	1.73	6.42	1.47	2.42	61.0
25	3.52	4.00	1.03	7.19	2.14	2.39	1.81	6.68	1.53	2.52	63.5
26	3.66	4.16	1.07	7.48	2.22	2.48	1.88	6.95	1.59	2.63	66.0
27	3.80	4.32	1.11	7.76	2.31	2.58	1.95	7.22	1.65	2.73	68.6
28	3.94	4.48	1.15	8.05	2.39	2.67	2.02	7.49	1.71	2.83	71.1
29	4.08	4.64	1.19	8.33	2.48	2.77	2.10	7.75	1.77	2.93	73.7
30	4.26	4.80	1.24	8.61	2.57	2.86	2.17	8.02	1.83	3.03	76.2
31	4.40	4.96	1.28	8.89	2.65	2.96	2.24	8.29	1.89	3.13	78.7
32	4.54	5.12	1.32	9.18	2.74	3.06	2.31	8.56	1.95	3.23	81.3
33	4.68	5.28	1.36	9.46	2.82	3.16	2.38	8.83	2.01	3.33	83.8
34	4.83	5.44	1.40	9.72	2.92	3.26	2.45	9.11	2.07	3.43	86.4
35	4.97	5.60	1.44	10.01	3.01	3.40	2 52	9.38	2.13	3.53	88.9
36	5.11	5.76	1.48	10.30	3.09	3.49	2.59	9.65	2.19	3.63	91.4
37	5.26	5.92	1.52	10.59	3.18	3.59	2.66	9.92	2.25	3.73	94.0
38	5.40	6.08	1.56	10.88	3.26	3.69	2.73	10.18	2.31	3.83	96.5
39	5.54	6.24	1.60	11.17	3.35	3.78	2.81	10.45	2.37	3.93	99.1
40	5.69	6.40	1.65	11.46	3.44	3.88	2.88	10.72	2.44	4.04	102
41	5.83	6.52	1.69	11.75	3.52	3.98	2.95	10.99	2.50	4.14	104
42	5.97	6 68	1.73	12.03	3.61	4.07	3.02	11.26	2.56	4.24	107
43	6.11	6.84	1.77	12.32	3.70	4.17	3.09	11.53	2.62	4.34	109
44	6.25	7.00	1.81	12.61	3.78	4.27	3.16	11.80	2.68	4.44	112
45	6.39	7.16	1.85	12.90	3.87	4.36	3.24	12.07	2.74	4.54	114
46	6.54	7.32	1.89	13.19	3.95	4.46	3.31	12.33	2.80	4.64	117
47	6.68	7.47	1.93	13.48	4.04	4.55	3.38	12.60	2.86	4.74	119
48	6.82	7.63	1.98	13.77	4.12	4.65	3.45	12.87	2.93	4.84	122
49	6.96	7.79	2.03	14.05	4.21	4.75	3.52	13.14	2.99	4.94	124
50	7.11	7.95	2.07	14.34	4.29	4.84	3.59	13.41	3.05	5.05	127
51	7.25	8.11	2.11	14.62	4.38	4.94	3.67	13.67	3.11	5.15	129
52	7.39	8.27	2.15	14.91	4.46	5.04	3.74	13.94	3.17	5.25	132
53	7.53	8.43	2.19	15.20	4.55	5.13	3.81	14.21	3.24	5.35	135
54	7.67	8.59	2.23	15.49	4.64	5.24	3.88	14.48	3.30	5.45	137
55	7.81	8.75	2.27	15.78	4.73	5.34	3.96	14.74	3.36	5.55	140
56	7.95	8.91	2.31	16.07	4.81	5.43	4.03	15.01	3.42	5.65	142
57	8 09	9.07	2.35	16.36	4.90	5.53	4.10	15.28	3.49	5.75	145
58	8.24	9.23	2.40	16.65	4.98	5.62	4.17	15.55	3.55	5.85	147
59	8.38	9.39	2.44	16.94	5.07	5.72	4.24	15.82	3.61	5.95	150

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	TOURILLON du bouton de la manivelle.		DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA TRAVERSE DE LA TIGE DU PISTON.								DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre du tourillon.	Portée du tourillon.	Épaisseur de l'œil d'assemblage.	Portée de l'œil.	Diamètre du tourillon.	Portée du tourillon.	Épaisseur de la traverse en son milieu.	Hauteur de la traverse en son milieu.	Épaisseur de la traverse près du tourillon.	Hauteur de la traverse près du tourillon.	
60	8.52	9.54	2.48	17.22	5.15	5.82	4.31	16.09	3.67	6.06	152
61	8.66	9.70	2.52	17.51	5.24	5.91	4.38	16.36	3.74	6.16	155
62	8.80	9.86	2.56	17.80	5.33	6.00	4.45	16.62	3.80	6.26	157
63	8.95	10.02	2.60	18.09	5.41	6.10	4.53	16.88	3.86	6.36	160
64	9.09	10.18	2.64	18.37	5.50	6.19	4.60	17.15	3.93	6.46	163
65	9.23	10.34	2.68	18.66	5.58	6.29	4.67	17.42	3.99	6.56	165
66	9.37	10.50	2.72	18.95	5.67	6.39	4.74	17.69	4.05	6.66	168
67	9.51	10.66	2.76	19.23	5.75	6.48	4.81	17.96	4.11	6.76	170
68	9.65	10.82	2.80	19.51	5.84	6.58	4.88	18.23	4.17	6.86	173
69	9.80	10.98	2.84	19.80	5.92	6.67	4.95	18.49	4.24	6.96	175
70	9.94	11.13	2.88	20.08	6.01	6.77	5.02	18.76	4.30	7.07	178
71	10.08	11.29	2.93	20.36	6.10	6.87	5.10	19.03	4.36	7.17	180
72	10.22	11.45	2.97	20.64	6.18	6.97	5.17	19.30	4.43	7.27	183
73	10.36	11.61	3.01	20.92	6.27	7.06	5.25	19.56	4.49	7.37	185
74	10.50	11.77	3.05	21.21	6.35	7.16	5.32	19.83	4.55	7.47	188
75	10.65	11.93	3.09	21.49	6.44	7.26	5.40	20.09	4.62	7.57	190
76	10.79	12.08	3.13	21.74	6.54	7.37	5.47	20.35	4.64	7.67	193
77	10.93	12.24	3.17	22.03	6.62	7.47	5.54	20.62	4.70	7.77	196
78	11.07	12.40	3.21	22.31	6.71	7.56	5.61	20.89	4.76	7.87	198
79	11.22	12.56	3.25	22.59	6.79	7.66	5.68	21.16	4.82	7.97	201
80	11.36	12.72	3.29	22.87	6.88	7.75	5.76	21.42	4.88	8.08	203
81	11.50	12.88	3.34	23.16	6.96	7.85	5.83	21.71	4.94	8.18	206
82	11.64	13.04	3.39	23.45	7.05	7.94	5.90	21.98	5.00	8.28	208
83	11.78	13.19	3.44	23.73	7.14	8.04	5.97	22.25	5.07	8.38	211
84	11.93	13.35	3.48	24.02	7.22	8.14	6.04	22.52	5.13	8.48	213
85	12.07	13.51	3.52	24.30	7.31	8.23	6.11	22.79	5.19	8.58	216
86	12.21	13.67	3.56	24.59	7.40	8.33	6.18	23.06	5.25	8.68	218
87	12.36	13.83	3.60	24.87	7.48	8.42	6.26	23.33	5.31	8.78	221
88	12.50	13.99	3.64	25.16	7.57	8.52	6.33	23.60	5.37	8.88	223
89	12.64	14.15	3.68	25.44	7.65	8.61	6.40	23.88	5.43	8.98	226
90	12.79	14.30	3.72	25.72	7.74	8.71	6.48	24.15	5.49	9.09	229
91	12.93	14.46	3.76	26.01	7.82	8.80	6.55	24.41	5.55	9.19	231
92	13.07	14.62	3.80	26.30	7.91	8.90	6.62	24.68	5.61	9.29	234
93	13.21	14.78	3.84	26.58	8.00	9.00	6.69	24.94	5.67	9.39	236
94	13.35	14.94	3.88	26.87	8.08	9.09	6.76	25.20	5.73	9.49	239
95	13.49	15.10	3.92	27.15	8.17	9.19	6.84	25.47	5.79	9.59	241
96	13.64	15.26	3.96	27.43	8.25	9.29	6.91	25.73	5.85	9.69	244
97	13.78	15.42	4.00	27.72	8.34	9.38	6.98	26.00	5.92	9.79	247
98	13.92	15.58	4.04	28.01	8.43	9.48	7.05	26.27	5.98	9.89	249
99	14.06	15.74	4.08	28.29	8.51	9.57	7.13	26.53	6.04	9.99	251
100	14.20	15.90	4.12	28.58	8.59	9.67	7.22	26.79	6.10	10.10	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA TIGE DU PISTON.										DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre de la tige du piston.	Longueur de la partie dans le piston.	Diamèt. maxim. de la partie dans la traverse.	Diamèt. minim. de la même partie.	Diamèt. maxim. de la partie conique dans le piston.	Diamèt. minim. de la même partie.	Long. de la clavette et des contre-clavettes à la trav.	Épaiss. de la clav. et des contre-clav. à la traverse.	Largeur de la clavette au piston.	Épaisseur de la clavette au piston.	
20	2.00	4.00	1.90	1.70	2.82	2.29	2.11	0.42	1.70	0.70	50.8
21	2.10	4.20	1.99	1.89	2.96	2.41	2.21	0.44	1.78	0.74	53.3
22	2.20	4.40	2.09	1.98	3.08	2.52	2.32	0.46	1.87	0.77	55.9
23	2.30	4.60	2.18	2.07	3.22	2.64	2.42	0.48	1.95	0.80	58.4
24	2.40	4.80	2.28	2.16	3 36	2.76	2.53	0.50	2.04	0.84	61.0
25	2.50	5.00	2.37	2.25	3.50	2.87	2.63	0.52	2.12	0.87	63.5
26	2.60	5.20	2.47	2.34	3.64	2.99	2.74	0.54	2.21	0.90	66.0
27	2.70	5.40	2.56	2.43	3.78	3.11	2.84	0.57	2.29	0.94	68.6
28	2.80	5.60	2.66	2.52	3.92	3.22	2.95	0.59	2.38	0.97	71.1
29	2.90	5.80	2.75	2.61	4.06	3.34	3.05	0.61	2.46	1.00	73.7
30	3.00	6.00	2.85	2.70	4.20	3.45	3.16	0.63	2.55	1.04	76.2
31	3.10	6.20	2.94	2.79	4.34	3.57	3.26	0.65	2.63	1.07	78.7
32	3.20	6.40	3.04	2.88	4.48	3.68	3.37	0.67	2.72	1.10	81.3
33	3.30	6.60	3.13	2.97	4.62	3.80	3.47	0.69	2.80	1.14	83.8
34	3.4	6.8	3.23	3.06	4.76	3.91	3.57	0.71	2.89	1.19	86.4
35	3.5	7.0	3.32	3.15	4.90	4.02	3.67	0.73	2.97	1.22	88.9
36	3.6	7.2	3.42	3.24	5.04	4.14	3.78	0.75	3.06	1.26	91.4
37	3.7	7.4	3.51	3.33	5.18	4.25	3.88	0.78	3.14	1.29	94.0
38	3.8	7.6	3.61	3.42	5.32	4.36	3.99	0.80	3.23	1.33	96.5
39	3.9	7.8	3.70	3.51	5.46	4.48	4.09	0.82	3.31	1.36	99.1
40	4.0	8.0	3.80	3.60	5.60	4.59	4.20	0.84	3.40	1.40	102
41	4.1	8.2	3.89	3.69	5.74	4.70	4.30	0.86	3.48	1.43	104
42	4.2	8.4	3.99	3.78	5.88	4.82	4.41	0.89	3.57	1.47	107
43	4.3	8.6	4.08	3.87	6.02	4.93	4.51	0.91	3.65	1.50	109
44	4.4	8.8	4.18	3.96	6.16	5.05	4.62	0.93	3.74	1.54	112
45	4.5	9.0	4.27	4.05	6.30	5.17	4.72	0.95	3.82	1.57	114
46	4.6	9.2	4.37	4.14	6.44	5.28	4.83	0.97	3.91	1.61	117
47	4.7	9.4	4.46	4.23	6.58	5.39	4.93	1.00	3.99	1.64	119
48	4.8	9.6	4.56	4.32	6.72	5.51	5.04	1.02	4.08	1.68	122
49	4.9	9.8	4.65	4.41	6.86	5.62	5.14	1.04	4.16	1.71	124
50	5.0	10.0	4.75	4.50	7.00	5.74	5.25	1.07	4.25	1.75	127
51	5.1	10.2	4.84	4.59	7.14	5.85	5.35	1.09	4.33	1.78	129
52	5.2	10.4	4.94	4.68	7.28	5.97	5.46	1.11	4.42	1.82	132
53	5.3	10.6	5.04	4.77	7.42	6.09	5.56	1.13	4.50	1.85	135
54	5.4	10 8	5.13	4.86	7.56	6.21	5.67	1.15	4.59	1.89	137
55	5.5	11.0	5.23	4.95	7.70	6.33	5.77	1.17	4.69	1.92	140
56	5.6	11.2	5.32	5.04	7.84	6.44	5.88	1.19	4.77	1.96	142
57	5.7	11.4	5.42	5.13	7.98	6.56	5.98	1.21	4.85	1.99	145
58	5.8	11.6	5.50	5.22	8.12	6.67	6.09	1.23	4.94	2.03	147
59	5.9	11.8	5.61	5.31	8.26	6.79	6.19	1.25	5.02	2.06	150

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA TIGE DU PISTON.										DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre de la tige du piston.	Longueur de la partie dans le piston.	Diamèt. maxim. de la partie dans la traverse.	Diamèt. minim. de la même partie.	Diamèt. maxim. de la partie conique dans le piston.	Diamèt. minim. de la même partie.	Long. de la clavette et des contre-clavettes à la trav.	Épaiss. de la clav. et des contre-clav. à la traverse.	Largeur de la clavette au piston.	Épaisseur de la clavette au piston.	
60	6.0	12.0	5.70	5.40	8.40	6.90	6.30	1.27	5.11	2.10	152
61	6.1	12.2	5.80	5.49	8.54	7.02	6.40	1.29	5.19	2.13	155
62	6.2	12.4	5.89	5.58	8.68	7.13	6.51	1.31	5.28	2.17	157
63	6.3	12.6	5.99	5.67	8.82	7.25	6.61	1.33	5.36	2.20	160
64	6.4	12.8	6.08	5.76	8.96	7.36	6.72	1.35	5.45	2.24	163
65	6.5	13.0	6.18	5.85	9.10	7.48	6.82	1.37	5.53	2.27	165
66	6.6	13.2	6.27	5.94	9.24	7.59	6.93	1.39	5.62	2.31	168
67	6.7	13.4	6.37	6.03	9.38	7.71	7.03	1.41	5.70	2.34	170
68	6.8	13.6	6.46	6.12	9.52	7.82	7.14	1.43	5.79	2.38	173
69	6.9	13.8	6.56	6.21	9.66	7.93	7.24	1.45	5.87	2.41	175
70	7.0	14.0	6.65	6.30	9.80	8.05	7.35	1.47	5.96	2.44	178
71	7.1	14.2	6.75	6.39	9.94	8.16	7.45	1.49	6.04	2.48	180
72	7.2	14.4	6.84	6.48	10.08	8.28	7.56	1.51	6.13	2.51	183
73	7.3	14.6	6.94	6.57	10.22	8.39	7.66	1.53	6.21	2.55	185
74	7.4	14.8	7.03	6.66	10.36	8.51	7.77	1.55	6.30	2.58	188
75	7.5	15.0	7.13	6.75	10.50	8.62	7.87	1.57	6.38	2.62	190
76	7.6	15.2	7.22	6.84	10.64	8.74	7.98	1.67	6.46	2.66	193
77	7.7	15.4	7.31	6.93	10.78	8.85	8.08	1.69	6.55	2.69	196
78	7.8	15.6	7.41	7.02	10.92	8.97	8.19	1.70	6.63	2 73	198
79	7.9	15.8	7.50	7.11	11.06	9.08	8.29	1.72	6.72	2.76	201
80	8.0	16.0	7.60	7.20	11.20	9.20	8.40	1.73	6.80	2.80	203
81	8.1	16.2	7.69	7.29	11.34	9.31	8.50	1.75	6.89	2.83	206
82	8.2	16.4	7.79	7.38	11.48	9.43	8.61	1.76	6.97	2.87	208
83	8.3	16.6	7.88	7.47	11.62	9.54	8.71	1.78	7.06	2.90	211
84	8.4	16.8	7.98	7.56	11.76	9.66	8.82	1.79	7.14	2.94	213
85	8.5	17.0	8.08	7.65	11.90	9.77	8.92	1.81	7.23	2.97	216
86	8.6	17.2	8.18	7.74	12.04	9.89	9.03	1.82	7.31	3.01	218
87	8.7	17.4	8.27	7.83	12.18	10.00	9.13	1.84	7.40	3.04	221
88	8.8	17.6	8.37	7.92	12.32	10.12	9.24	1.85	7.48	3.08	223
89	8.9	17.8	8.46	8.01	12.46	10.23	9.34	1.87	7.57	3.11	226
90	9.0	18.0	8.56	8.10	12.60	10.34	9.45	1.89	7.66	3.15	229
91	9.1	18.2	8.65	8.19	12.74	10.46	9.55	1.90	7.74	3.18	231
92	9.2	18.4	8.75	8.28	12.88	10.57	9.66	1.92	7.83	3.22	234
93	9.3	18.6	8.84	8.37	13.02	10.69	9.76	1.93	7.91	3.25	236
94	9.4	18.8	8.94	8.46	13.16	10.80	9.87	1.95	8.00	3.29	239
95	9.5	19.0	9.03	8.55	13.30	10.92	9.97	1.97	8.08	3.32	241
96	9.6	19.2	9.12	8.64	13.44	11.03	10.08	2.00	8.17	3.36	244
97	9.7	19.4	9.22	8.73	13.58	11.15	10.18	2.02	8.25	3.39	247
98	9.8	19.6	9.32	8.82	13.72	11.26	10.29	2.05	8.34	3.43	249
99	9.9	19.8	9.41	8.91	13.86	11.37	10.39	2.08	8.42	3.46	251
100	10.0	20.0	9.50	9.00	14.00	11.49	10.50	2.11	8.51	3.50	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA BIELLE PRINCIPALE.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	Diamètre de la bielle aux extremités.	Diamèt. maxim. de la partie dans la traverse.	Diamèt. minim. de la même partie.	Largeur de la tête dans la chape.	Epaisseur de la tête dans la chape.	Epaiss. moyenne de la chape à la clavette.	Epaiss. moyenne de la chape au-dessus de la clavette.	Distance de la clav. à l'extrémité de la chape.	Larg. de la clavette et des contre-clav. à la traverse.	Larg. de la clav. et des contre-clav. à la tête de la bielle.	Épais. de la clav. et des contre-clav. à la tête de la bielle.	DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
20	1.80	1.96	1.70	3.11	2.51	0.87	0.64	0.97	2.10	2.20	0.55	50.8
21	1.99	2.06	1.89	3.27	2.63	0.91	0.67	1.01	2.20	2.31	0.58	53.3
22	2.09	2.16	1.98	3.42	2.75	0.95	0.71	1.06	2.31	2.42	0.61	55.9
23	2.18	2.25	2.07	3.58	2.87	0.99	0.74	1.11	2.41	2.53	0.64	58.4
24	2.28	2.35	2.16	3.73	3.00	1.03	0.77	1.16	2.52	2.64	0.67	61.0
25	2.37	2.45	2.25	3.89	3.12	1.07	0.80	1.20	2.62	2.75	0.70	63.5
26	2.47	2.55	2.34	4.05	3.25	1.11	0.84	1.25	2.73	2.86	0.73	66.0
27	2.56	2.64	2.43	4.20	3.37	1.15	0.87	1.30	2.83	2.97	0.76	68.6
28	2.66	2.74	2.52	4.36	3.50	1.19	0.90	1.35	2.94	3.08	0.79	71.1
29	2.75	2.84	2.61	4.51	3.62	1.23	0.93	1.39	3.04	3.19	0.81	73.7
30	2.85	2.93	2.70	4.67	3.75	1.28	0.97	1.44	3.15	3.30	0.83	76.2
31	2.94	3.03	2.79	4.83	3.87	1.33	1.00	1.49	3.25	3.41	0.86	78.7
32	3.03	3.13	2.88	4.99	4.00	1.37	1.03	1.53	3.36	3.52	0.89	81.3
33	3.13	3.22	2.97	5.15	4.12	1.41	1.06	1.58	3.46	3.63	0.92	83.8
34	3.23	3.32	3.06	5.30	4.25	1.46	1.09	1.65	3.57	3.74	0.99	86.4
35	3.33	3.42	3.15	5.46	4.37	1.50	1.12	1.70	3.67	3.85	1.02	88.9
36	3.42	3.52	3.24	5.61	4.50	1.54	1.15	1.75	3.78	3.96	1.05	91.4
37	3.52	3.62	3.33	5.77	4.62	1.59	1.19	1.80	3.88	4.07	1.08	94.0
38	3.61	3.72	3.42	5.92	4.75	1.63	1.22	1.84	3.99	4.18	1.11	96.5
39	3.71	3.81	3.51	6.08	4.87	1.67	1.25	1.89	4.09	4.29	1.14	99.1
40	3.80	3.91	3.60	6.23	5.00	1.72	1.28	1.94	4.20	4.40	1.17	102
41	3.90	4.01	3.69	6.38	5.12	1.76	1.32	1.99	4.31	4.51	1.20	104
42	3.99	4.11	3.78	6.54	5.25	1.80	1.35	2.03	4.41	4.62	1.22	107
43	4.09	4.21	3.87	6.69	5.37	1.85	1.38	2.07	4.52	4.73	1.25	109
44	4.18	4.30	3.96	6.85	5.50	1.90	1.42	2.11	4.62	4.84	1.28	112
45	4.28	4.40	4.05	7.01	5.62	1.94	1.45	2.15	4.73	4.95	1.31	114
46	4.37	4.50	4.14	7.16	5.75	1.98	1.48	2.20	4.83	5.06	1.34	117
47	4.47	4.60	4.23	7.32	5.87	2.02	1.52	2.25	4.94	5.17	1.37	119
48	4.56	4.70	4.32	7.47	6.00	2.07	1.55	2.29	5.04	5.28	1.40	122
49	4.66	4.79	4.41	7.63	6.12	2.11	1.59	2.34	5.15	5.39	1.43	124
50	4.75	4.89	4.50	7.78	6.25	2.16	1.62	2.39	5.25	5.50	1.45	127
51	4.85	4.99	4.59	7.94	6.37	2.20	1.65	2.44	5.36	5.61	1.48	129
52	4.94	5.09	4.68	8.10	6.50	2.24	1.68	2.49	5.46	5.72	1.51	132
53	5.05	5.19	4.77	8.26	6.62	2.28	1.71	2.54	5.57	5.83	1.54	135
54	5.13	5.29	4.86	8.42	6.75	2.32	1.73	2.59	5.67	5.94	1.57	137
55	5.23	5.39	4.95	8.58	6.87	2.36	1.76	2.64	5.78	6.05	1.60	140
56	5.32	5.49	5.04	8.73	7.00	2.40	1.79	2.69	5.88	6.16	1.62	142
57	5.42	5.59	5.13	8.89	7.12	2.45	1.83	2.74	5.99	6.27	1.65	145
58	5.51	5.68	5.22	9.05	7.25	2.49	1.86	2.78	6.09	6.38	1.68	147
59	5.61	5.78	5.31	9.20	7.37	2.53	1.89	2.83	6.20	6.49	1.70	150

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DES DIFFÉRENTES PARTIES DE LA BIELLE PRINCIPALE.											DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre de la bielle aux extrémités.	Diamèt. maxim. de la partie dans la traverse.	Diamèt. minim. de la même partie.	Largeur de la tête dans la chape.	Epaisseur de la tête dans la chape.	Épaiss. moyenne de la chape à la clavette.	Épaiss. moyenne de la chape au-dessus de la clavette.	Distance de la clav. à l'extrémité de la chape.	Larg. de la clavette et des contre-clav. à la traverse.	Larg. de la clav. et des contre-clav. à la tête de la bielle.	Épais. de la clav. et des contre-clav. à la tête de la bielle.	
60	5.70	5.88	5.40	9.35	7.50	2.58	1.93	2.88	6.31	6.60	1.72	152
61	5.80	5.98	5.49	9.51	7.62	2.62	1.96	2.93	6.41	6.71	1.75	155
62	5.89	6.07	5.58	9.66	7.75	2.66	1.99	2.98	6.52	6.82	1.78	157
63	5.99	6.17	5.67	9.82	7.87	2.71	2.02	3.03	6.62	6.93	1.81	160
64	6.08	6.27	5.76	9.98	8.00	2.75	2.06	3.08	6.73	7.04	1.84	163
65	6.18	6.37	5.85	10.14	8.12	2.79	2.09	3.12	6.83	7.15	1.87	165
66	6.27	6.46	5.94	10.29	8.25	2.84	2.12	3.17	6.94	7.26	1.89	168
67	6.37	6.56	6.03	10.44	8.37	2.88	2.15	3.22	7.04	7.37	1.91	170
68	6.46	6.66	6.12	10.59	8.50	2 92	2.19	3.27	7.15	7.48	1.94	173
69	6.56	6.76	6.21	10.75	8.62	2.97	2.22	3.32	7.25	7.59	1.97	175
70	6.65	6.85	6.30	10.90	8.75	3.01	2.25	3.37	7.36	7.70	1.99	178
71	6.75	6.95	6.39	11.06	8.87	3.05	2.28	3.41	7.46	7.81	2.01	180
72	6.84	7.05	6.48	11.22	9.00	3.09	2.31	3.46	7.57	7.92	2.03	183
73	6.94	7.15	6.57	11.37	9.12	3.13	2.34	3.50	7.67	8.03	2.05	185
74	7.03	7.24	6.66	11.53	9.25	3.18	2.38	3.55	7.78	8.14	2.07	188
75	7.13	7.34	6.75	11.68	9.37	3.23	2.41	3.60	7.88	8.25	2.10	190
76	7.22	7.45	6.84	11.93	9.50	3.27	2.43	3.64	7.98	8.36	2.20	193
77	7.32	7.55	6.93	12.09	9.62	3.31	2.47	3.69	8.08	8.47	2.23	196
78	7.41	7.65	7.02	12.25	9.75	3.35	2.50	3.74	8.19	8.58	2.26	198
79	7.51	7.75	7.11	12.41	9.87	3.40	2.53	3.79	8.29	8.69	2.29	201
80	7.60	7.85	7.20	12.57	10.00	3.44	2.56	3.84	8.40	8.80	2.32	203
81	7.70	7.94	7.29	12.73	10.12	3.49	2.60	3.88	8.50	8.91	2.35	206
82	7.79	8 04	7.38	12.89	10.25	3.53	2.63	3.93	8.61	9.02	2.38	208
83	7.89	8.14	7.47	13.04	10.37	3.57	2.66	3.98	8.71	9.13	2.40	211
84	7.98	8.24	7.56	13.20	10.50	3.61	2.69	4.03	8.82	9.24	2.43	213
85	8.08	8.33	7.65	13.36	10.62	3.65	2.73	4.08	8.92	9.35	2.46	216
86	8.17	8.43	7.74	13.40	10.75	3.69	2.76	4.13	9.03	9.46	2.49	218
87	8.27	8.53	7.83	13.56	10.87	3.74	2.79	4.17	9.13	9.57	2.52	221
88	8.36	8.63	7.92	13.72	11.00	3.78	2.83	4.22	9.24	9.68	2.55	223
89	8.46	8.72	8.01	13.88	11.12	3.82	2.86	4.27	9.34	9.79	2.58	226
90	8.55	8.82	8.10	14.04	11.25	3.86	2.89	4.32	9.45	9.90	2.60	229
91	8.65	8.92	8.19	14.20	11.37	3.91	2.92	4.36	9.55	10.01	2.63	231
92	8.74	9.01	8.28	14.36	11.50	3.95	2.95	4.41	9.66	10.12	2.66	234
93	8.84	9.11	8.37	14.51	11.62	3.99	2.99	4.46	9.76	10.23	2.69	236
94	8.93	9.21	8.46	14.67	11.75	4.03	3.02	4.51	9.87	10.34	2.72	239
95	9.03	9.31	8.55	14.83	11.87	4.07	3.05	4.56	9.97	10.45	2.75	241
96	9.12	9.41	8.64	14.99	12.00	4.11	3.08	4.61	10.08	10.56	2.78	244
97	9.22	9.50	8.73	15.14	12.12	4.15	3.12	4.65	10.18	10.67	2.81	247
98	9.31	9.60	8.82	15.30	12.25	4.19	3.15	4.70	10.29	10.78	2.84	249
99	9.41	9.70	8.91	15.46	12.37	4.24	3.18	4.75	10.39	10.89	2.87	251
100	9.50	9.80	9.00	15.61	12.50	4.28	3.22	4.85	10.50	11.00	2.90	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES BIELLES PENDANTES DU CYLINDRE ET DES BALANCIERS.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	Dimensions des différentes parties des bielles pendantes du cylindre.						Dimensions des différentes parties des balanciers et de leurs axes.							DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre des bielles pendantes du cylindre aux extrémités.	Largeur de la tête.	Épaisseur de la tête.	Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette.	Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette.	Largeur de la clavette et des contre-clavettes.	Épaisseur de la clavette et des contre-clavettes.	Diamètre du tourillon de l'axe central.	Portée du même tourillon.	Portée de l'œil des axes extrêmes du balancier.	Épaisseur du même œil.	Diamètre des axes extrêmes.	Portée des mêmes axes.	Diamètre des axes de la pompe à air.	Portée des mêmes axes.	
25	1.59	1.92	1.52	0.80	0.59	2.00	0.40	4.57	6.87	1.86	1.30	1.75	1.89	1.14	1.23	63.5
30	1.91	2.30	1.83	0.96	0.69	2.40	0.48	5.48	8.25	2.23	1.56	2.10	2.27	1.36	1.47	76.2
35	2.24	2.70	2.13	1.12	0.80	2.80	0.56	6.28	9.62	2.60	1.82	2.45	2.66	1.59	1.72	88.9
40	2.55	3.08	2.43	1.29	0.92	3.20	0.64	7.20	11.00	2.97	2.08	2.80	3.03	1.82	1.97	102
41	2.62	3.16	2.49	1.32	0.95	3.28	0.65	7.39	11.27	3.04	2.13	2.87	3.11	1.87	2.01	104
42	2.68	3.24	2.56	1.35	0.97	3.36	0.67	7.57	11.55	3.12	2.18	2.94	3.18	1.91	2.06	107
43	2.75	3.31	2.62	1.38	0.99	3.44	0.68	7.76	11.82	3.19	2.23	3.01	3.26	1.96	2.11	109
44	2.81	3.39	2.68	1.42	1.01	3.52	0.70	7.94	12.10	3.27	2.28	3.08	3.33	2.00	2.16	112
45	2.88	3.47	2.75	1.45	1.03	3.60	0.71	8.12	12.37	3.34	2.34	3.15	3.41	2.05	2.21	114
46	2.95	3.54	2.81	1.48	1.06	3.68	0.73	8.31	12.65	3.42	2.39	3.22	3.49	2.09	2.26	117
47	3.01	3.62	2.87	1.52	1.08	3.76	0.75	8.50	12.92	3.49	2.44	3.29	3.56	2.14	2.31	119
48	3.08	3.70	2.93	1.55	1.10	3.84	0.76	8.68	13.20	3.56	2.49	3.36	3.64	2.18	2.36	122
49	3.14	3.77	2.99	1.59	1.13	3.92	0.78	8.87	13.47	3.64	2.54	3.43	3.71	2.23	2.50	124
50	3.21	3.85	3.06	1.62	1.15	4.00	0.80	9.05	13.75	3.71	2.60	3.50	3.78	2.27	2.76	127
51	3.27	3.93	3.12	1.65	1.17	4.08	0.82	9.24	14.02	3.78	2.65	3.57	3.86	2.32	2.78	129
52	3.33	4.01	3.18	1.68	1.19	4.16	0.83	9.43	14.30	3.86	2.70	3.64	3.94	2.36	2.80	132
53	3.40	4.08	3.24	1.71	1.22	4.24	0.85	9.62	14.57	3.93	2.75	3.71	4.02	2.41	2.82	135
54	3.46	4.16	3.29	1.73	1.24	4.32	0.86	9.81	14.85	4.01	2.80	3.78	4.10	2.45	2.84	137
55	3.52	4.24	3.35	1.76	1.26	4.40	0.88	10.00	15.12	4.09	2.86	3.85	4.18	2.50	2.86	140
56	3.59	4.32	3.41	1.79	1.29	4.48	0.89	10.19	15.40	4.16	2.92	3.92	4.25	2.54	2.88	142
57	3.65	4.40	3.47	1.82	1.31	4.56	0.91	10.38	15.67	4.24	2.97	3.93	4.33	2.59	2.90	145
58	3.72	4.47	3.53	1.86	1.33	4.64	0 93	10.57	15.95	4.31	3.02	4.06	4.41	2.64	2.92	147
59	3.78	4.55	3.59	1.89	1.35	4.72	0.94	10.76	16.22	4.39	3.07	4.13	4.48	2.68	2.94	150
60	3.85	4.63	3.66	1.92	1.38	4.80	0.96	10.95	16.50	4.46	3.12	4.20	4.56	2.73	2.96	152
61	3.91	4.70	3.72	1.95	1.40	4.88	0.97	11.14	16.77	4.53	3.17	4.27	4.63	2.77	3.01	155
62	3.97	4.78	3.78	1.99	1.42	4.96	0.99	11.33	17.05	4.61	3.22	4.34	4.71	2.82	3.06	157
63	4.03	4.86	3.84	2.03	1.45	5.04	1.01	11.52	17.32	4.68	3.28	4.41	4.78	2.86	3.11	160
64	4.10	4.93	3.90	2.06	1.47	5.12	1.03	11.71	17.60	4.75	3.33	4.48	4.86	2.91	3.16	163
65	4.16	5.00	3.96	2.09	1.49	5.20	1.04	11.90	17.87	4.83	3.38	4.55	4.93	2.95	3.21	165
66	4.22	5.08	4.03	2.12	1.52	5.28	1.06	12.09	18.15	4.90	3.43	4.62	5.01	3.00	3.26	168
67	4.29	5.15	4.09	2.16	1.57	5.36	1.07	12.28	18.42	4.98	3.48	4.69	5.09	3.04	3.31	170
68	4.35	5.23	4.15	2.19	1.60	5.44	1.09	12.47	18.70	5.05	3.54	4.76	5.16	3.09	3.36	173
69	4.41	5.31	4.22	2.23	1.62	5.52	1.11	12.66	18.97	5.13	3.59	4.83	5.24	3.13	3.41	175

Coefficient de transformation en centimètres = 2,54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES BIELLES PENDANTES DU CYLINDRE ET DES BALANCIERS.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	Dimensions des différentes parties des bielles pendantes du cylindre.						Dimensions des différentes parties des balanciers et de leurs axes.							DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Diamètre des bielles pendantes du cylindre aux extrémités.	Largeur de la tête.	Épaisseur de la tête.	Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette.	Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette.	Largeur de la clavette et des contre-clavettes.	Épaisseur de la clavette et des contre-clavettes.	Diamètre du tourillon de l'axe central.	Portée du même tourillon.	Portée de l'œil des axes extrêmes du balancier.	Épaisseur du même œil.	Diamètre des axes extrêmes.	Portée des mêmes axes.	Diamètre des axes de la pompe à air.	Portée des mêmes axes.	
70	4.48	5.38	4.28	2.26	1.65	5.60	1.13	12.85	19.25	5.20	3.64	4.90	5.32	3.18	3.46	178
71	4.54	5.46	4.34	2.29	1.67	5.68	1.14	13.03	19.52	5.28	3.70	4.97	5.39	3.23	3.51	180
72	4.60	5.53	4.40	2.32	1.69	5.76	1.15	13.21	19.80	5.35	3.75	5.04	5.47	3.27	3.56	183
73	4.67	5.61	4.46	2.36	1.71	5.84	1.17	13.40	20.07	5.43	3.80	5.11	5.54	3.32	3.61	185
74	4.73	5.68	4.52	2.39	1.73	5.92	1.18	13.58	20.35	5.50	3.85	5.18	5.62	3.36	3.66	188
75	4.79	5.76	4.58	2.43	1.75	6.00	1.20	13.76	20.62	5.57	3.90	5.25	5.69	3.40	3.71	190
76	4.94	5.85	4.64	2.45	1.77	6.08	1.22	13.94	20.90	5.65	3.96	5.32	5.78	3.45	3.76	193
77	5.00	5.93	4.70	2.48	1.79	6.16	1.23	14.13	21.17	5.72	4.01	5.39	5.86	3.49	3.81	196
78	5.07	6.01	4.76	2.51	1.81	6.24	1.25	14.31	21.45	5.80	4.06	5.46	5.93	3.54	3.86	198
79	5.13	6.08	4.82	2.54	1.83	6.32	1.26	14.49	21.72	5.87	4.11	5.53	6.01	3.59	3.91	201
80	5.20	6.15	4.88	2.57	1.85	6.40	1.28	14.67	22.00	5.94	4.16	5.60	6.09	3.64	3.96	203
81	5.26	6.22	4.94	2.61	1.87	6.48	1.30	14.85	22.27	6.01	4.22	5.67	6.16	3.68	4.01	206
82	5.33	6.31	5.00	2.64	1.89	6.56	1.31	15.03	22.55	6.09	4.27	5.74	6.24	3.73	4.06	208
83	5.40	6.38	5.07	2.67	1.91	6.64	1.33	15.21	22.82	6.16	4.32	5.81	6.31	3.77	4.11	211
84	5.46	6.46	5.13	2.70	1.93	6.72	1.34	15.40	23.10	6.23	4.37	5.88	6.39	3.82	4.16	213
85	5.53	6.54	5.19	2.73	1.95	6.80	1.36	15.59	23.37	6.31	4.42	5.95	6.47	3.86	4.21	216
86	5.60	6.61	5.25	2.77	1.97	6.88	1.38	15.77	23.64	6.38	4.48	6.02	6.54	3.91	4.26	218
87	5.66	6.69	5.31	2.80	1.99	6.96	1.39	15.95	23.91	6.45	4.53	6.09	6.62	3.95	4.31	221
88	5.73	6.77	5.37	2.83	2.02	7.04	1.41	16.13	24.19	6.53	4.58	6.16	6.70	4.00	4.36	223
89	5.79	6.84	5.43	2.86	2.04	7.12	1.42	16.31	24.46	6.61	4.63	6.23	6.77	4.04	4.40	226
90	5.85	6.92	5.50	2.90	2.06	7.20	1.44	16.50	24.74	6.69	4.68	6.30	6.84	4.09	4.45	229
91	5.91	7.00	5.56	2.93	2.08	7.28	1.46	16.68	25.01	6.76	4.74	6.37	6.92	4.13	4.50	231
92	5.98	7.08	5.62	2.96	2.11	7.36	1.47	16.87	25.29	6.84	4.79	6.44	6.99	4.18	4.54	234
93	6.04	7.15	5.68	2.99	2.13	7.44	1.49	17.05	25.56	6.91	4.84	6.51	7.07	4.23	4.59	236
94	6.11	7.23	5.74	3.02	2.15	7.52	1.50	17.23	25.84	6.99	4.89	6.58	7.14	4.27	4.64	239
95	6.17	7.31	5.80	3.05	2.17	7.60	1.52	17.41	26.11	7.06	4.94	6.65	7.22	4.32	4.69	241
96	6.24	7.38	5.87	3.08	2.19	7.68	1.54	17.59	26.39	7.13	5.00	6.72	7.30	4.36	4.74	244
97	6.30	7.46	5.93	3.12	2.21	7.76	1.55	17.81	26.74	7.21	5.05	6.79	7.37	4.41	4.79	247
98	6.37	7.54	5.99	3.15	2.24	7.84	1.57	17.99	27.01	7.28	5.10	6.86	7.45	4.45	4.84	249
99	6.43	7.61	6.05	3.18	2.26	7.92	1.58	18.11	27.27	7.36	5.15	6.93	7.52	4.50	4.89	251
100	6.50	7.69	6.11	3.20	2.29	8.00	1.60	18.35	27.54	7.43	5.20	7.00	7.60	4.55	4.94	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES BALANCIERS EN FONTE.

HAUTEUR DU BALANCIER AU CENTRE PRINCIPAL DE ROTATION.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	Diamètre du cylindre en centimètres.
20	13.34	13.88	14.37	14.84	15.27	15.69	16.03	16.45	16.81	17.15	17.48	17.81	18.11	18.41	18.69	50.8
21	13.77	14.33	14.84	15.32	15.76	16.20	16.60	16.98	17.35	17.70	18.05	18.38	18.69	19.00	19.29	53.3
22	14.20	14.77	15.30	15.79	16.25	16.70	17.11	17.51	17.89	18.25	18.61	18.95	19.27	19.59	19.89	55.9
23	14.63	15.22	15.76	16.27	16.74	17.20	17.62	18.03	18.43	18.80	19.17	19.52	19.85	20.18	20.49	58.4
24	15.05	15.67	16.22	16.74	17.23	17.70	18.13	18.55	18.97	19.35	19.73	20.09	20.43	20.77	21.09	61.0
25	15.48	16.11	16.68	17.22	17.72	18.20	18.65	19.09	19.51	19.90	20.29	20.66	21.01	21.36	21.69	63.5
26	15.88	16.53	17.12	17.67	18.18	18.67	19.14	19.59	20.02	20.42	20.82	21.20	21.56	21.92	22.25	66.0
27	16.28	16.94	17.55	18.11	18.64	19.14	19.63	20.09	20.53	20.94	21.35	21.74	22.11	22.48	22.81	68.6
28	16.68	17.36	17.98	18.55	19.09	19.61	20.11	20.58	21.03	21.46	21.87	22.27	22.65	23.03	23.37	71.1
29	17.08	17.78	18.41	19.00	19.54	20.08	20.59	21.07	21.53	21.97	22.39	22.80	23.19	23.58	23.93	73.7
30	17.48	18.19	18.84	19.44	20.01	20.55	21.07	21.56	22.02	22.48	22.91	23.33	23.73	24.13	24.49	76.2
31	17.86	18.59	19.25	19.87	20.45	21.00	21.53	22.04	22.51	22.98	23.41	23.84	24.25	24.66	25.03	78.7
32	18.24	18.98	19.66	20.29	20.89	21.45	21.98	22.51	23.02	23.47	23.91	24.35	24.77	25.18	25.56	81.3
33	18.62	19.38	20.06	20.71	21.32	21.90	22.43	22.97	23.48	23.95	24.41	24.86	25.28	25.70	26.09	83.8
34	19.00	19.77	20.46	21.13	21.75	22.34	22.88	23.43	23.95	24.43	24.90	25.36	25.79	26.22	26.62	86.4
35	19.38	20.16	20.88	21.55	22.18	22.78	23.33	23.89	24.42	24.91	25.39	25.86	26.30	26.74	27.15	88.9
36	19.74	20.54	21.27	21.95	22.60	23.21	23.77	24.34	24.88	25.38	25.87	26.35	26.79	27.24	27.66	91.4
37	20.10	20.92	21.66	22.35	23.01	23.64	24.21	24.79	25.34	25.85	26.34	26.83	27.28	27.74	28.17	94.0
38	20.46	21.29	22.04	22.75	23.42	24.06	24.65	25.24	25.79	26.31	26.81	27.31	27.77	28.24	28.67	96.5
39	20.82	21.66	22.42	23.15	23.83	24.48	25.08	25.68	26.24	26.77	27.28	27.78	28.26	28.74	29.17	99.1
40	21.18	22.03	22.82	23.55	24.24	24.90	25.52	26.12	26.69	27.23	27.75	28.27	28.75	29.23	29.67	102
41	21.53	22.39	23.20	23.94	24.64	25.31	25.94	26.55	27.13	27.68	28.21	28.74	29.22	29.71	30.16	104
42	21.87	22.75	23.58	24.33	25.04	25.72	26.36	26.98	27.53	28.13	28.67	29.20	29.69	30.19	30.65	107
43	22.22	23.11	23.96	24.71	25.44	26.13	26.78	27.41	27.97	28.57	29.12	29.66	30.16	30.67	31.13	109
44	22.56	23.47	24.34	25.10	25.84	26.53	27.20	27.83	28.40	29.01	29.57	30.12	30.62	31.14	31.61	112
45	22.91	23.83	24.68	25.48	26.23	26.93	27.61	28.25	28.87	29.45	30.02	30.58	31.09	31.61	32.09	114
46	23.25	24.19	25.04	25.85	26.62	27.33	28.02	28.67	29.29	29.88	30.46	31.03	31.55	32.07	32.56	117
47	23.58	24.55	25.40	26.22	27.00	27.72	28.42	29.08	29.71	30.31	30.90	31.48	32.01	32.53	33.03	119
48	23.91	24.90	25.76	26.59	27.38	28.11	28.82	29.49	30.13	30.74	31.34	31.92	32.46	32.99	33.50	122
49	24.25	25.24	26.12	26.96	27.76	28.50	29.22	29.90	30.55	31.17	31.78	32.36	32.91	33.45	33.97	124
50	24.58	25.57	26.48	27.33	28.14	28.89	29.62	30.31	30.97	31.59	32.21	32.80	33.39	33.91	34.43	127
51	24.90	25.90	26.82	27.69	28.51	29.27	30.01	30.70	31.37	32.00	32.63	33.23	33.79	34.35	34.88	129
52	25.22	26.23	27.16	28.04	28.87	29.65	30.39	31.09	31.77	32.41	33.05	33.65	34.22	34.79	35.33	132
53	25.53	26.56	27.50	28.39	29.23	30.02	30.77	31.48	32.17	32.82	33.46	34.07	34.65	35.23	35.78	135
54	25.85	26.89	27.84	28.74	29.59	30.39	31.15	31.87	32.57	33.23	33.87	34.49	35.08	35.67	36.23	137
55	26.16	27.22	28.18	29.09	29.95	30.76	31.53	32.26	32.96	33.63	34.28	34.91	35.51	36.10	36.65	140
56	26.48	27.55	28.54	29.45	30.32	31.14	31.92	32.66	33.37	34.04	34.70	35.34	35.95	36.54	37.10	142
57	26.80	27.88	28.90	29.81	30.69	31.52	32.31	33.05	33.77	34.45	35.12	35.77	36.38	36.98	37.55	145
58	27.12	28.21	29.26	30.17	31.05	31.89	32.69	33.44	34.17	34.86	35.54	36.20	36.81	37.42	38.00	147
59	27.43	28.54	29.61	30.52	31.41	32.26	33.07	33.83	34.57	35.27	35.96	36.63	37.24	37.86	38.44	150
	24.4	27.4	30.5	33.5	36.5	39.6	42.7	45.7	48.7	51.8	54.9	57.9	61.0	64.0	67.1	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIMENSIONS DES BALANCIERS EN FONTE.

HAUTEUR DU BALANCIER AU CENTRE PRINCIPAL DE ROTATION.

Diamètre du cylindre en centimètres

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
	Longueur de la course du piston en pieds anglais.															
60	27.75	28.87	29.90	30.87	31.77	32.63	33.45	34.22	34.97	35.68	36.37	37.04	37.67	38.30	38.88	152
61	28.06	29.19	30.23	31.21	32.12	32.99	33.82	34.60	35.36	36.08	36.77	37.46	38.02	38.72	39.31	155
62	28.37	29.51	30.56	31.55	32.47	33.35	34.19	34.98	35.75	36.47	37.17	37.87	38.44	39.14	39.74	157
63	28.68	29.83	30.89	31.89	32.82	33.71	34.56	35.36	36.13	36.86	37.57	38.27	38.85	39.56	40.13	160
64	28.98	30.15	31.21	32.22	33.17	34.07	34.92	35.73	36.51	37.25	37.96	38.67	39.2	39.98	40.56	163
65	29.28	30.46	31.54	32.56	33.51	34.42	35.28	36.10	36.89	37.63	38.36	39.07	39.73	40.40	41.01	165
66	29.58	30.77	31.87	32.90	33.86	34.77	35.64	36.47	37.27	38.02	38.76	39.47	40.14	40.82	41.43	168
67	29.88	31.08	32.19	33.23	34.20	35.12	36.00	36.84	37.65	38.41	39.15	39.87	40.54	41.23	41.85	170
68	30.18	31.39	32.51	33.56	34.54	35.47	36.36	37.21	38.03	38.79	39.54	40.27	40.95	41.64	42.27	173
69	30.48	31.70	32.83	33.89	34.88	35.82	36.72	37.58	38.40	39.17	39.93	40.67	41.36	42.05	42.69	175
70	30.77	32.01	33.15	34.22	35.22	36.17	37.08	37.94	38.77	39.55	40.32	41.07	41.76	42.46	43.10	178
71	31.06	32.31	33.46	34.54	35.55	36.51	37.43	38.30	39.12	39.92	40.70	41.46	42.15	42.86	43.51	180
72	31.35	32.61	33.77	34.86	35.88	36.85	37.78	38.66	39.46	40.29	41.08	41.85	42.54	43.26	43.92	183
73	31.64	32.91	34.08	35.18	36.21	37.19	38.13	39.01	39.80	40.66	41.46	42.23	42.93	43.66	44.32	185
74	31.93	33.21	34.39	35.50	36.54	37.53	38.47	39.36	40.14	41.03	41.83	42.61	43.32	44.05	44.72	188
75	32.21	33.51	34.70	35.82	36.87	37.86	38.81	39.71	40.48	41.40	42.20	42.99	43.71	44.44	45.12	190
76	32.50	33.81	35.01	36.14	37.20	38.20	39.16	40.06	40.86	41.77	42.58	43.37	44.10	44.80	45.52	193
77	32.78	34.11	35.32	36.46	37.53	38.54	39.50	40.41	41.24	42.14	42.95	43.75	44.49	45.23	45.92	196
78	33.06	34.40	35.62	36.77	37.85	38.87	39.84	40.76	41.62	42.50	43.32	44.13	44.87	45.62	46.32	198
79	33.34	34.69	35.92	37.08	38.17	39.20	40.18	41.11	42.00	42.86	43.69	44.51	45.25	46.01	46.71	201
80	33.62	34.98	36.22	37.39	38.49	39.53	40.52	41.46	42.37	43.22	44.06	44.88	45.64	46.40	47.10	203
81	33.90	35.27	36.52	37.70	38.81	39.86	40.86	41.81	42.72	43.58	44.43	45.25	46.02	46.79	47.49	206
82	34.18	35.56	36.82	38.01	39.13	40.19	41.20	42.15	43.07	43.94	44.79	45.62	46.40	47.17	47.88	208
83	34.46	35.85	37.12	38.32	39.45	40.52	41.53	42.49	43.42	44.29	45.15	45.99	46.78	47.55	48.27	211
84	34.74	36.14	37.42	38.63	39.76	40.85	41.86	42.83	43.77	44.65	45.51	46.36	47.15	47.93	48.66	213
85	35.01	36.42	37.72	38.93	40.07	41.16	42.19	43.17	44.11	45.01	45.87	46.72	47.52	48.31	49.04	216
86	35.29	36.71	38.02	39.24	40.38	41.48	42.52	43.51	44.46	45.36	46.23	47.09	47.89	48.69	49.43	218
87	35.56	37.00	38.31	39.54	40.69	41.80	42.85	43.85	44.81	45.71	46.59	47.46	48.26	49.07	49.81	221
88	35.83	37.28	38.60	39.84	41.00	42.12	43.18	44.18	45.15	46.06	46.95	47.82	48.63	49.45	50.19	223
89	36.10	37.56	38.89	40.14	41.32	42.44	43.51	44.51	45.49	46.41	47.31	48.18	49.00	49.82	50.57	226
90	36.37	37.84	39.18	40.45	41.63	42.76	43.83	44.84	45.83	46.75	47.66	48.54	49.36	50.19	50.95	229
91	36.64	38.12	39.47	40.75	41.94	43.08	44.16	45.17	46.17	47.10	48.01	48.90	49.73	50.56	51.33	231
92	36.91	38.40	39.76	41.05	42.25	43.39	44.48	45.50	46.51	47.45	48.36	49.26	50.09	50.93	51.71	234
93	37.18	38.68	40.05	41.35	42.56	43.70	44.80	45.83	46.85	47.79	48.71	49.62	50.45	51.30	52.08	236
94	37.45	38.95	40.34	41.64	42.86	44.01	45.12	46.16	47.18	48.13	49.06	49.97	50.81	51.67	52.46	239
95	37.71	39.22	40.62	41.93	43.16	44.32	45.44	46.49	47.51	48.47	49.40	50.32	51.17	52 03	52.82	241
96	37.98	39.50	40.91	42.23	43.46	44.63	45.76	46.82	47.84	48.81	49.75	50.67	51.53	52.40	53.19	244
97	38.24	39.78	41.19	42.52	43.76	44.94	46.08	47.15	48.17	49.15	50.10	51.02	51.89	52.76	53.56	247
98	38.50	40.05	41.47	42.81	44.06	45.25	46.40	47.47	48.50	49.49	50.44	51.37	52.25	53.12	53.93	249
99	38.76	40.32	41.75	43.10	44.36	45.56	46.71	47.79	48.83	49.82	50.78	51.72	52.60	53.48	54.30	251
100	39.02	40.59	42.03	43.39	44.66	45.87	47.02	48.11	49.16	50.15	51.12	52.07	52.95	53.84	54.66	254
		24.4	27.4	30.5	33.5	36.6	39.6	42.7	45.7	48.7	51.8	54.9	57.9	61.0	64.0	67.1

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DE LA TRAVERSE DE LA POMPE A AIR.								TIGE de la pompe à air.		DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Épaisseur de l'œil d'assemblage avec la tige.	Portée du même œil.	Diamètre des tourillons extrêmes.	Portée des mêmes tourillons.	Épaisseur de la traverse en son milieu.	Hauteur de la traverse au même point.	Épaisseur de la traverse près des tourillons.	Hauteur de la traverse aux mêmes points extrêmes.	Diamètre de la tige supposée en cuivre.	Larg. de la clavette et des contre-clavettes à la trav.	
20	0.49	3.45	1.04	1.16	0.86	3.11	0.73	1.23	1.34	1.30	50.8
21	0.51	3.63	1.09	1.21	0.91	3.27	0.77	1.29	1.40	1.38	53.3
22	0.54	3.80	1.14	1.27	0.95	3.53	0.81	1 35	1.47	1.42	55.9
23	0.56	3.97	1.19	1.33	0.99	3.69	0.84	1.41	1.53	1.48	58.4
24	0.59	4.14	1.24	1.39	1.04	3.85	0.88	1.47	1.60	1.54	61.0
25	0.61	4.31	1.29	1.45	1.08	4.01	0.92	1.53	1.67	1.60	63.5
26	0.64	4.48	1.34	1.51	1.13	4.17	0.95	1.59	1.73	1.66	66.0
27	0.66	4.66	1.39	1.56	1.17	4.33	0.99	1.65	1.80	1.72	68.6
28	0.69	4.83	1.45	1.62	1.22	4.49	1.02	1.71	1.87	1.78	71.1
29	0.71	5.00	1.50	1.68	1.26	4.65	1.06	1.77	1.94	1.84	73.7
30	0.74	5.17	1.55	1.74	1.30	4.81	1.10	1.83	2.00	1.90	76.2
31	0.76	5.34	1.60	1.80	1.34	4.97	1.14	1.89	2.07	1.97	78.7
32	0.79	5.51	1.65	1.85	1.38	5.13	1.17	1.95	2.14	2.03	81.3
33	0.81	5.69	1.70	1.91	1.43	5.29	1.21	2.01	2.21	2.09	83.8
34	0.84	5.86	1.75	1.97	1.47	5.45	1.25	2.07	2.27	2.15	86.4
35	0.86	6.03	1.80	2.03	1.51	5.61	1.28	2.13	2.33	2.21	88.9
36	0.89	6.26	1.85	2.08	1.55	5.78	1.32	2.19	2.40	2.27	91.4
37	0.91	6.37	1.90	2.14	1.59	5.92	1.35	2.25	2.47	2.33	94.0
38	0.94	6.54	1.95	2.20	1.63	6.10	1.39	2.32	2.54	2.40	96.5
39	0.96	6.71	2.00	2.26	1.67	6.26	1.42	2.38	2.60	2.46	99.1
40	0.99	6.88	2.06	2.32	1.72	6.43	1.46	2.44	2.67	2.52	102
41	1.01	7.05	2.11	2.38	1.76	6.59	1.50	2.50	2.74	2.59	104
42	1.04	7.22	2.16	2.44	1.81	6.75	1.53	2.56	2.81	2.65	107
43	1.06	7.40	2.21	2.49	1.85	6.91	1.57	2.62	2.87	2.71	109
44	1.09	7.57	2.26	2.55	1.89	7.07	1.61	2.68	2.93	2.77	112
45	1.11	7.74	2.31	2.61	1.94	7.23	1.64	2.74	3.00	2.84	114
46	1.14	7.91	2.36	2.66	1.98	7.39	1.68	2.80	3.07	2.90	117
47	1.16	8.08	2.41	2.72	2.03	7.55	1.71	2.86	3.13	2.96	119
48	1.19	8.25	2.46	2.78	2.07	7.71	1.75	2.92	3.20	3.02	122
49	1.21	8.42	2.51	2.83	2.11	7.87	1.79	2.98	3.27	3.08	124
50	1.24	8.60	2.57	2.89	2.15	8.04	1.83	3.04	3.33	3.15	127
51	1.26	8.77	2.62	2.95	2.20	8.20	1.86	3.10	3.40	3.21	129
52	1.29	8.95	2.67	3.01	2.24	8.36	1.90	3.16	3.47	3.28	132
53	1.31	9.12	2.72	3.07	2.29	8.52	1.94	3.22	3.53	3.34	135
54	1.34	9.29	2.77	3.12	2.33	8.68	1.98	3.28	3.60	3.41	137
55	1.36	9.46	2.83	3.18	2.38	8.84	2.01	3.34	3.67	3.47	140
56	1.39	9.63	2.88	3.23	2.42	9.00	2.05	3.40	3.74	3.54	142
57	1.41	9.80	2.93	3.29	2.46	9.16	2.08	3.46	3.81	3.60	145
58	1.44	9.97	2.98	3.35	2.51	9.32	2.12	3.52	3.88	3.66	147
59	1.46	10.15	3.03	3.41	2.55	9.49	2.16	3.58	3.95	3.72	150

Coefficient de transformation en centimètres = 2,54.

NOTA. Le diamètre de la pompe à air est égal aux 6 dixièmes du diamètre du cylindre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DE LA TRAVERSE DE LA POMPE A AIR.								TIGE de la pompe à air.		DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Épaisseur de l'œil d'assemblage avec la tige.	Portée du même œil.	Diamètre des tourillons extrêmes.	Portée des mêmes tourillons.	Épaisseur de la traverse en son milieu.	Hauteur de la traverse en son milieu.	Epaisseur de la traverse près des tourillons.	Hauteur de la traverse aux mêmes points.	Diamètre de la tige supposée en cuivre.	Larg. de la clav. et des contre-clav. à la traverse.	
60	1.49	10.33	3.09	3.47	2.59	9.65	2.20	3.65	4.01	3.78	152
61	1.51	10.50	3.14	3.53	2.63	9.81	2.23	3.71	4.08	3.85	155
62	1.54	10.67	3.19	3.58	2.68	9.97	2.27	3.77	4.14	3.91	157
63	1.56	10.84	3.24	3.64	2.72	10.13	2.31	3.83	4.21	3.98	160
64	1.58	11.01	3.29	3.70	2.76	10.29	2.35	3.89	4.27	4.04	163
65	1.61	11.18	3.34	3.76	2.80	10.45	2.38	3.95	4.33	4.10	165
66	1.63	11.35	3.39	3.82	2.84	10.61	2.42	4.01	4.40	4.16	168
67	1.65	11.53	3.44	3.88	2.88	10.77	2.46	4.07	4.46	4.23	170
68	1.68	11.70	3.49	3.94	2.92	10.93	2.49	4.13	4.53	4.29	173
69	1.70	11.87	3.54	4.00	2.97	11.09	2.53	4.19	4.60	4.35	175
70	1.73	12.05	3.60	4.05	3.01	11.26	2.56	4.26	4.67	4.41	178
71	1.75	12.22	3.65	4.11	3.06	11.42	2.60	4.32	4.73	4.48	180
72	1.78	12.38	3.70	4.17	3.10	11.58	2.63	4.38	4.80	4.54	183
73	1.80	12.55	3.75	4.23	3.15	11.74	2.67	4.44	4.86	4.60	185
74	1.83	12.72	3.80	4.28	3.19	11.90	2.71	4.51	4.93	4.66	188
75	1.85	12.89	3.85	4 34	3.24	12.06	2.74	4.57	5.00	4.73	190
76	1.87	13.06	3.90	4.40	3.28	12.22	2.78	4.63	5.07	4.79	193
77	1.90	13.23	3.95	4.46	3.33	12.38	2.82	4.69	5.13	4.85	196
78	1.92	13.40	4.00	4.51	3.37	12.54	2.86	4.75	5.20	4.92	198
79	1.95	13.57	4.06	4.57	3.42	12.70	2.89	4.81	5.27	4.98	201
80	1.97	13.72	4.12	4.63	3.46	12.86	2.93	4.87	5.33	5.04	203
81	2.00	13.89	4.17	4.69	3.51	13.03	2.97	4.93	5.40	5.11	206
82	2.02	14.06	4.22	4.75	3.55	13.19	3.00	4.99	5.47	5.17	208
83	2.05	14.23	4.28	4.81	3.60	13.36	3.04	5.05	5.53	5.23	211
84	2.07	14.40	4.33	4.86	3.64	13.52	3.07	5.11	5.60	5.30	213
85	2.10	14.57	4.38	4.92	3.69	13.68	3.11	5.17	5.67	5.36	216
86	2.13	14.74	4.43	4.98	3.73	13.85	3.14	5.23	5.73	5.42	218
87	2.15	14.91	4.48	5.04	3.78	14.01	3.17	5.29	5.80	5.49	221
88	2.18	15.08	4.53	5.10	3.82	14.17	3.21	5.35	5.87	5.55	223
89	2.20	15.25	4.58	5.16	3.86	14.33	3.25	5.41	5.93	5.61	226
90	2.23	15.43	4.63	5.21	3.89	14.49	3.29	5.48	6.00	5.67	229
91	2.25	15.61	4.68	5.27	3.93	14.65	3.33	5.54	6.07	5.74	231
92	2.28	15.78	4.74	5.33	3.98	14.81	3.37	5.60	6.14	5.80	234
93	2.30	15.95	4.79	5.39	4.02	14.97	3.40	5.66	6.21	5.87	236
94	2.33	16.13	4.84	5.44	4.06	15.13	3.44	5.72	6.27	5.93	239
95	2.35	16.30	4.89	5.50	4.11	15.29	3.48	5.78	6.34	5.99	241
96	2.38	16.47	4.94	5.55	4.15	15.45	3.52	5.84	6.41	6.06	244
97	2.40	16 64	5.00	5.61	4.20	15.61	3.56	5.90	6.47	6.12	247
98	2.42	16.82	5.05	5.67	4.24	15.77	3.59	5.96	6.54	6.18	249
99	2.46	16.99	5.10	5.73	4.29	15.93	3.63	6.02	6.60	6.24	251
100	2.47	17.15	5.15	5.79	4.33	16.07	3.66	6.09	6.66	6.30	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

NOTA. Le diamètre de la pompe à air est égal aux 6 dixièmes du diamètre du cylindre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	TIGE de la pompe à air.			TIGES LATÉRALES OU BIELLES PENDANTES DE LA POMPE A AIR.							DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Épaiss. de la clav. et des contre-clav. à la traverse.	Largeur de la clavette au piston.	Épaisseur de la même clavette.	Diamètre des bielles aux extrémités.	Largeur de la tête prise dans la chape.	Épaisseur de la même partie.	Ép. moyenne de la chape au point de serrage de la clav.	Épaiss. moyenne de la chape au-dessous de la clav.	Long. de la clavette et des contre-clavettes.	Épaisseur des mêmes pièces.	
20	0.27	1.03	0.40	0.77	0.93	0.73	0.40	0.30	0.98	0.20	50.8
21	0.28	1.08	0.43	0.81	0.97	0.77	0.41	0.31	1.02	0.21	53.3
22	0.29	1.13	0.45	0.85	1.02	0.80	0.43	0.32	1.06	0.22	55.9
23	0.30	1.18	0.47	0.89	1.06	0.84	0.45	0.33	1.10	0.23	58.4
24	0.31	1.23	0.49	0.93	1.10	0.87	0.46	0.34	1.15	0.24	61.0
25	0.32	1.28	0.51	0.97	1.14	0.91	0.48	0.35	1.19	0.25	63.5
26	0.33	1.33	0.54	1.01	1.19	0.94	0.50	0.37	1.24	0.26	66.0
27	0.34	1.38	0.56	1.05	1.23	0.98	0.52	0.38	1.29	0.27	68.6
28	0.35	1.43	0.58	1.09	1.28	1.02	0.54	0.40	1.34	0.28	71.1
29	0.37	1.48	0.60	1.12	1.33	1.06	0.56	0.41	1.39	0.29	73.7
30	0.38	1.53	0.62	1.16	1.39	1.10	0.58	0.42	1.44	0.30	76.2
31	0.40	1.59	0.65	1.20	1.44	1.13	0.60	0.44	1.49	0.31	78.7
32	0.41	1.64	0.67	1.24	1.48	1.17	0.62	0.45	1.53	0.32	81.3
33	0.42	1.69	0.69	1.28	1.53	1.21	0.64	0.46	1.58	0.33	83.8
34	0.43	1.74	0.71	1.32	1.57	1.24	0.66	0.48	1.63	0.34	86.4
35	0.44	1.79	0.73	1.36	1.62	1.28	0.67	0.49	1.67	0.35	88.9
36	0.45	1.84	0.75	1.40	1.66	1.31	0.69	0.51	1.72	0.36	91.4
37	0.46	1.89	0.77	1.44	1.71	1.35	0.71	0.52	1.77	0.37	94.0
38	0.47	1.95	0.79	1.48	1.75	1.38	0.73	0.53	1.82	0.38	96.5
39	0.49	1.99	0.81	1.51	1.80	1.42	0.75	0.55	1.87	0.39	99.1
40	0.50	2.04	0.84	1.55	1.85	1.46	0.77	0.56	1.92	0.40	102
41	0.52	2.09	0.86	1.59	1.89	1.50	0.79	0.57	1.96	0.41	104
42	0.53	2.14	0.88	1.63	1.94	1.53	0.81	0.59	2.01	0.42	107
43	0.55	2.19	0.90	1.66	1.98	1.57	0.83	0.60	2.06	0.43	109
44	0.56	2.24	0.92	1.70	2.03	1.61	0.85	0.62	2.11	0.44	112
45	0.57	2.29	0.94	1.74	2.07	1.64	0.86	0.63	2.16	0.45	114
46	0.58	2.35	0.96	1.77	2.12	1.68	0.88	0.65	2.20	0.46	117
47	0.59	2.40	0.98	1.81	2.16	1.71	0.90	0.66	2.25	0.47	119
48	0.60	2.45	1.00	1.85	2.21	1.75	0.92	0.67	2.30	0.48	122
49	0.62	2.50	1.03	1.89	2.26	1.79	0.94	0.69	2.35	0.49	124
50	0.64	2.55	1.05	1.93	2.31	1.83	0.96	0.70	2.40	0.50	127
51	0.65	2.61	1.07	1.97	2.37	1.87	0.98	0.72	2.43	0.51	129
52	0.66	2.66	1.09	2.01	2.42	1.91	1.00	0.73	2.46	0.52	132
53	0.68	2.71	1.11	2.05	2.46	1.94	1.02	0.75	2.48	0.53	135
54	0.69	2.76	1.13	2.09	2.51	1.98	1.04	0.76	2.51	0.54	137
55	0.71	2.81	1.15	2.13	2.56	2.01	1.06	0.78	2.53	0.55	140
56	0.72	2.86	1.17	2.17	2.60	2.04	1.08	0.79	2.56	0.56	142
57	0.73	2.91	1.19	2.21	2.65	2.08	1.10	0.81	2.59	0.57	145
58	0.74	2.96	1.21	2.25	2.69	2.11	1.12	0.82	2.62	0.58	147
59	0.75	3.02	1.23	2.28	2.73	2.15	1.14	0.84	2.65	0.59	150

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	TIGE de la pompe à air.			TIGES LATÉRALES OU BIELLES PENDANTES DE LA POMPE A AIR.							DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Épaiss. de la clav. et des contre-clav. à la traverse.	Largeur de la clavette au piston.	Épaisseur de la même clavette.	Diamètre des bielles aux extrémités.	Largeur de la tête prise dans la chape.	Epaisseur de la même partie.	Ép. moyenne de la chape au point de serrage de la clav.	Épaiss. moyenne de la chape au-dessous de la clav.	Largeur de la clavette et des contre-clavettes.	Épaisseur des mêmes pièces.	
60	0.76	3.07	1.26	2.32	2.77	2.20	1.16	0.85	2.68	0.59	152
61	0.77	3.12	1.28	2.36	2.82	2.24	1.18	0.87	2.74	0.60	155
62	0.78	3.17	1.30	2.40	2.86	2.27	1.20	0.88	2.81	0.61	157
63	0.80	3.22	1.32	2.44	2.91	2.31	1.22	0.89	2.88	0.62	160
64	0.81	3.27	1.34	2.48	2.95	2.35	1.24	0.91	2.94	0.63	163
65	0.82	3.32	1.36	2.52	3.00	2.38	1.26	0.92	3.01	0.64	165
66	0.83	3.37	1.38	2.56	3.04	2.42	1.28	0.94	3.07	0.65	168
67	0.84	3.42	1.40	2.60	3.09	2.45	1.30	0.95	3.14	0.66	170
68	0.85	3.48	1.42	2.64	3.13	2.49	1.32	0.97	3.21	0.67	173
69	0.87	3.53	1.44	2.67	3.18	2.52	1.34	0.98	3.28	0.68	175
70	0.88	3.58	1.46	2.71	3.23	2.56	1.35	0.99	3.36	0.69	178
71	0.90	3.63	1.49	2.75	3.27	2.60	1.37	1.00	3.41	0.70	180
72	0.91	3.68	1.51	2.79	3.32	2.63	1.39	1.02	3.46	0.71	183
73	0.93	3.73	1.53	2.83	3.37	2.67	1.41	1.03	3.50	0.72	185
74	0.95	3.78	1.55	2.87	3.41	2.70	1.43	1.05	3.55	0.73	188
75	0.96	3.83	1.57	2.91	3.46	2.74	1.45	1.06	3.60	0.74	190
76	0.97	3.88	1.60	2.97	3.50	2.77	1.47	1.08	3.65	0.75	193
77	0.98	3.93	1.62	3.01	3.55	2.81	1.49	1.09	3.69	0.76	196
78	1.00	3.98	1.64	3.04	3.60	2.84	1.51	1.11	3.74	0.77	198
79	1.02	4.03	1.66	3.07	3.65	2.88	1.53	1.12	3.79	0.78	201
80	1.04	4.08	1.68	3.10	3.70	2.93	1.54	1.13	3.84	0.79	203
81	1.05	4.13	1.70	3.14	3.75	2.97	1.56	1.15	3.89	0.80	206
82	1.06	4.19	1.72	3.18	3.79	3.00	1.58	1.16	3.94	0.81	208
83	1.07	4.24	1.74	3.22	3.84	3.04	1.60	1.18	3.99	0.82	211
84	1.08	4.29	1.76	3.25	3.88	3.07	1.62	1.19	4.04	0.83	213
85	1.09	4.34	1.78	3.29	3.93	3.11	1.64	1.21	4.08	0.84	216
86	1.10	4.39	1.80	3.32	3.97	3.14	1.66	1.22	4.13	0.85	218
87	1.11	4.45	1.82	3.36	4.02	3.18	1.68	1.23	4.18	0.86	221
88	1.12	4.50	1.84	3.40	4.07	3.21	1.70	1.25	4.22	0.87	223
89	1.13	4.55	1.86	3.44	4.11	3.25	1.72	1.26	4.27	0.88	226
90	1.14	4.60	1.89	3.48	4.16	3.29	1.74	1.27	4.32	0.89	229
91	1.16	4.65	1.91	3.52	4.20	3.32	1.76	1.29	4.36	0.90	231
92	1.17	4.70	1.93	3.56	4.25	3.36	1.78	1.30	4.41	0.91	234
93	1.18	4.75	1.95	3.60	4.29	3.40	1.80	1.32	4.46	0.92	236
94	1.19	4.80	1.97	3.64	4.34	3.43	1.82	1.33	4.51	0.93	239
95	1.21	4.85	1.99	3.68	4.38	3.47	1.84	1.34	4 56	0.94	241
96	1.22	4.90	2.02	3.72	4.43	3.50	1.86	1.35	4.61	0.95	244
97	1.23	4.96	2.04	3.75	4.47	3.53	1.88	1.37	4.66	0.96	247
98	1.24	5.01	2.06	3.79	4.51	3.57	1.90	1.39	4.70	0.97	249
99	1.26	5.06	2.08	3.83	4.57	3.61	1.92	1.40	4.75	0.98	251
100	1.27	5.11	2.10	3.87	4.62	3.66	1.93	1.41	4.80	0.99	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2,54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DE LA TÊTE DE LA MANIVELLE.				DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.	DIAMÈTRE DU CYLINDRE en pouces anglais.	DIMENSIONS DE LA TÊTE DE LA MANIVELLE.				DIAMÈTRE DU CYLINDRE en centimètres.
	Épaisseur de l'œil de la tête de la manivelle.	Portée du même œil.	Épaiss. du corps de la manivelle au centre du bouton.	Largeur de la manivelle au même point.			Épaisseur de l'œil de la tête de la manivelle.	Portée du même œil.	Épaiss. du corps de la manivelle au centre du bouton.	Largeur de la manivelle au même point.	
20	1.26	3.75	2.20	3.20	50.8	60	3.78	11.20	6.60	9.60	152
21	1.33	3.93	2.31	3.36	53.3	61	3.84	11.39	6.71	9.76	155
22	1.40	4.12	2.42	3.52	55.9	62	3.91	11.57	6.82	9.92	157
23	1.46	4.31	2.53	3.68	58.4	63	3.98	11.76	6.93	10.08	160
24	1.52	4.50	2.64	3.84	61.0	64	4.04	11.94	7.04	10.24	163
25	1.58	4.68	2.75	4.00	63.5	65	4.11	12.13	7.15	10.40	165
26	1.65	4.87	2.86	4.16	66.0	66	4.17	12.31	7.26	10.56	168
27	1.71	5.06	2.97	4.32	68.6	67	4.23	12.50	7.37	10.72	170
28	1.77	5.25	3.08	4.48	71.1	68	4.29	12.68	7.48	10.88	173
29	1.83	5.43	3.19	4.64	73.7	69	4.35	12.87	7.59	11.04	175
30	1.90	5.62	3.30	4.80	76.2	70	4.42	13.06	7.70	11.20	178
31	1.96	5.81	3.41	4.96	78.7	71	4.48	13.25	7.81	11.36	180
32	2.02	5.99	3.52	5.12	81.3	72	4.54	13.44	7.92	11.52	183
33	2.08	6.18	3.63	5.28	83.8	73	4.60	13.63	8.03	11.68	185
34	2.14	6.37	3.74	5.44	86.4	74	4.67	13.81	8.14	11.84	188
35	2.21	6.56	3.85	5.60	88.9	75	4.73	14.00	8.25	12.00	190
36	2.27	6.74	3.96	5.76	91.4	76	4.79	14.19	8.36	12.16	193
37	2.33	6.93	4.07	5.92	94.0	77	4.85	14.38	8.47	12.32	196
38	2.39	7.12	4.18	6.08	96.5	78	4.91	14.56	8.58	12.48	198
39	2.45	7.31	4.29	6.24	99.1	79	4.97	14.75	8.69	12.64	201
40	2.52	7.50	4.40	6.40	102	80	5.03	14.94	8.80	12.80	203
41	2.58	7.68	4.51	6.56	104	81	5.10	15.13	8.91	12.96	206
42	2.64	7.87	4.62	6.72	107	82	5.16	15.32	9.02	13.12	208
43	2.71	8.05	4.73	6.88	109	83	5.22	15.50	9.13	13.28	211
44	2.78	8.24	4.84	7.04	112	84	5.29	15.69	9.24	13.44	213
45	2.84	8.42	4.95	7.20	114	85	5.35	15.88	9.35	13.60	216
46	2.91	8.61	5.06	7.36	117	86	5.41	16.07	9.46	13.76	218
47	2.97	8.79	5.17	7.52	119	87	5.48	16.26	9.57	13.92	221
48	3.03	8.98	5.28	7.68	122	88	5.54	16.44	9.68	14.08	223
49	3.10	9.16	5.39	7.84	124	89	5.61	16.63	9.79	14.24	226
50	3.16	9.35	5.50	8.00	127	90	5.67	16.82	9.90	14.40	229
51	3.22	9.53	5.61	8.16	129	91	5.73	17.01	10.01	14.56	231
52	3.28	9.72	5.72	8.32	132	92	5.80	17.20	10.12	14.72	234
53	3.34	9.91	5.83	8.48	135	93	5.86	17.39	10.23	14.88	236
54	3.41	10.09	5.94	8.64	137	94	5.92	17.58	10.34	15.04	239
55	3.47	10.28	6.05	8.80	140	95	5.99	17.76	10.45	15.20	241
56	3.53	10.46	6.16	8.96	142	96	6.05	17.95	10.56	15.36	244
57	3.59	10.65	6.27	9.12	145	97	6.11	18.14	10.67	15.52	247
58	3.66	10.84	6.38	9.28	147	98	6.17	18.37	10.78	15.68	249
59	3.72	11.02	6.49	9.44	150	99	6.24	18.56	10.89	15.84	251
						100	6.30	18.75	11.00	16.00	254

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

PUISSANCE DE LA MACHINE en chevaux-vapeur.	MACHINES POUR LA NAVIGATION. TUYAUX DE CONDUITE ET DE DÉCHARGE.					MACHINES DE TERRE ET DE MER. SOUPAPES DE SURETÉ.				PUISSANCE DE LA MACHINE en chevaux-vapeur.
	Diam. du tuyau de trop plein de l'eau de condensation.	Aire du passage par le clapet d'aspirat. de la pompe à air.	Aire du tuyau d'injection.	Diamètre du tuyau d'alimentation.	Diamètre du tuyau de décharge de la vapeur.	Diam. de la soup. de sûreté lorsqu'il n'y en a qu'une.	Diam. des soup. de sûreté lorsqu'il y en a deux.	Diam. des soup. de sûreté lorsqu'il y en a trois.	Diam. des soup. de sûreté lorsqu'il y en a quatre.	
10	3.32	26	3.49	1.84	4.52	5.23	3.70	3.02	2.61	10
20	4.56	44	4.18	1.94	4.90	5.66	4.02	3.26	2.81	20
30	5.80	62	4.87	2.04	5.26	6.05	4.32	3.50	3.02	30
40	7.04	80	5.56	2.13	5.60	6.42	4.62	3.74	3.23	40
50	8.28	98	6.25	2.23	5.94	6.80	4.90	3.98	3.43	50
60	9.50	116	6.94	2.32	6.26	7.23	5.12	4.18	3.61	60
70	10.56	134	7.63	2.40	6.54	7.55	5.35	4.37	3.77	70
80	11.31	152	8.32	2.48	6.82	7.87	5.57	4.55	3.93	80
90	11.89	170	9.01	2.56	7.10	8.19	5.79	4.73	4.09	90
100	12.19	188	9.70	2.64	7.31	8.51	6.01	4.91	4.25	100
110	12.56	206	10.39	2.72	7.62	8.80	6.22	5.08	4.40	110
120	13.10	224	11.08	2.80	7.86	9.08	6.42	5.24	4.54	120
130	13.64	242	11.77	2.88	8.10	9.36	6.62	5.40	4.68	130
140	14.18	260	12.46	2.94	8.33	9.63	6.80	5.55	4.82	140
150	14.70	278	13.15	3.00	8.55	9.89	6.98	5.69	4.94	150
160	15.20	296	13.84	3.07	8.76	10.12	7.16	5.84	5.06	160
170	15.65	314	14.53	3.14	8.96	10.36	7.34	5.98	5.18	170
180	16.09	332	15.22	3.20	9.16	10.60	7.52	6.12	5.30	180
190	16.53	350	15.91	3.26	9.36	10.84	7.68	6.26	5.42	190
200	16.97	368	16.60	3.32	9.56	11.06	7.84	6.40	5.54	200
210	17.39	386	17.29	3.38	9.76	11.29	7.99	6.53	5.65	210
220	17.79	404	17.98	3.44	9.96	11.51	8.15	6.65	5.77	220
230	18.19	422	18.67	3.50	10.15	11.73	8.31	6.77	5.87	230
240	18.58	440	19.36	3.56	10.33	11.95	8.46	6.89	5.97	240
250	18.97	458	20.05	3.61	10.51	12.15	8.60	7.01	6.07	250
260	19.34	476	20.74	3.66	10.69	12.35	8.74	7.13	6.17	260
270	19.70	494	21.43	3.72	10.87	12.55	8.88	7.25	6.27	270
280	20.06	512	22.12	3.77	11.05	12.75	9.02	7.37	6.37	280
290	20.42	530	22.81	3.82	11.21	12.95	9.16	7.49	6.47	290
300	20.78	548	23.50	3.88	11.37	13.14	9.29	7.59	6.57	300
310	21.12	566	24.19	3.93	11.53	13.33	9.42	7.70	6.66	310
320	21.46	584	24.88	3.98	11.69	13.51	9.55	7.82	6.76	320
330	21.80	602	25.57	4.03	11.85	13.69	9.68	7.92	6.86	330
340	22.14	620	26.26	4.07	12.01	13.87	9.81	8.02	6.96	340
350	22.46	638	26.95	4.12	12.17	14.05	9.94	8.12	7.04	350
360	22.77	656	27.64	4.16	12.33	14.23	10.06	8.22	7.12	360
370	23.09	674	28.33	4.21	12.49	14.41	10.18	8.32	7.22	370
380	23.40	692	29.02	4.26	12.63	14.59	10.30	8.42	7.30	380
390	23.70	710	29.72	4.31	12.77	14.76	10.42	8.52	7.38	390
400	24.00	728	30.41	4.37	12.91	14.92	10.54	8.62	7.46	400

NOTA. Les aires sont données en pouces carrés. — Coefficient de transformation des pouces en centimètres = 2.54.
Coefficient de transformation des pouces carrés en centimètres carrés = 6.45.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

AIRE DES LUMIÈRES DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR

EN POUCES CARRÉS.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
20	12.89	14.11	15.33	16.55	17.78	19.00	20.22	21.44	22.66	23.88	25.10	26.33	27.55	28.77	30.00	50.8
21	13.44	14.79	16.15	17.51	18.88	20.23	21.59	22.95	24.31	25.67	27.02	28.39	29.75	31.11	32.47	53.3
22	13.99	15.47	16.97	18.47	19.98	21.46	22.96	24.46	25.96	27.46	28.94	30.45	31.95	33.45	34.94	55.9
23	14.54	16.15	17.79	19.43	21.08	22.69	24.33	25.97	27.61	29.25	30.86	32.51	34.15	35.79	37.41	58.4
24	15.09	16.84	18.62	20.40	22.18	23.93	25.71	27.49	29.26	31.04	32.78	34.57	36.35	38.13	39.88	61.0
25	15.64	17.55	19.46	21.37	23.28	25.19	27.10	29.01	30.92	32.83	34.74	36.65	38.56	40.47	42.37	63.5
26	16.31	18.39	20.47	22.54	24.62	26.70	28.78	30.85	32.03	35.01	37.09	39.17	41.24	43.32	45.39	66.0
27	16.98	19.23	21.47	23.71	25.96	28.21	30.46	32.69	34.04	37.19	39.44	41.69	43.92	46.17	48.41	68.6
28	17.65	20.07	22.48	24.88	27.30	29.72	32.14	34.53	36.05	39.37	41.79	44.21	46.60	49.02	51.43	71.1
29	18.32	20.91	23.49	26.06	28.64	31.23	33.82	36.37	38.07	41.55	44.15	46.73	49.29	51.88	54.45	73.7
30	19.00	21.75	24.50	27.25	30.00	32.75	35.50	38.25	41.00	43.75	46.50	49.25	52.00	54.75	57.49	76.2
31	19.79	22.74	25.69	28.74	31.58	34.53	37.48	40.43	43.38	46.32	49.27	52.22	55.17	58.12	61.06	78.7
32	20.58	23.73	26.88	30.23	33.16	36.31	39.46	42.61	45.76	48.89	52.04	55.19	58.34	61.49	64.63	81.3
33	21.37	24.72	28.07	31.72	34.74	38.09	41.44	44.79	48.14	51.46	54.81	58.16	61.51	64.86	68.20	83.8
34	22.17	25.71	29.26	33.21	36.32	39.87	43.42	46.97	50.52	54.04	57.58	61.13	64.68	68.23	71.77	86.4
35	22.97	26.71	30.45	34.71	37.94	41.68	45.42	49.16	52.90	56.64	60.38	64.12	67.86	71.60	75.37	88.9
36	23.88	27.85	31.82	36.21	39.77	43.74	47.71	51.68	55.65	59.62	63.59	67.56	71.53	75.50	79.49	91.4
37	24.80	28.99	33.19	37.71	41.60	45.80	50.00	54.20	58.40	62.60	66.80	71.00	75.20	79.40	83.61	94.0
38	25.71	30.13	34.56	39.21	43.43	47.86	52.29	56.72	61.15	65.58	70.01	74.44	78.87	83.30	87.73	96.5
39	26.63	31.28	35.93	40.71	45.26	49.93	54.58	59.24	63.90	68.56	73.22	77.88	82.54	87.20	91.86	99.1
40	27.56	32.44	37.33	42.21	47.11	52.00	56.89	61.78	66.67	71.56	76.45	81.34	86.23	91.12	95.99	102
41	28.59	33.74	38.89	44.03	49.18	54.33	59.48	64.63	69.78	74.93	80.08	85.23	90.38	95.52	100.66	104
42	29.62	35.04	40.45	45.85	51.25	56.66	62.07	67.48	72.89	78.30	83.71	89.12	94.53	99.93	105.33	107
43	30.66	36.34	42.01	47.67	53.32	58.99	64.66	70.33	76.00	81.67	87.34	93.01	98.68	104.34	110.00	109
44	31.69	37.64	43.57	49.49	55.40	61.33	67.27	73.19	79.12	85.05	90.97	96.91	102.84	108.75	114.68	112
45	32.75	38.94	45.13	51.32	57.50	63.69	69.88	76.06	82.25	88.44	94.63	100.82	107.01	113.20	119.37	114
46	33.91	40.39	46.87	53.35	59.82	66.30	72.78	79.25	85.73	92.21	98.69	105.17	111.65	118.13	124.59	117
47	35.07	41.84	48.61	55.38	62.14	68.91	75.68	82.44	89.21	95.98	102.75	108.52	116.29	123.06	129.81	119
48	36.23	43.29	50.35	57.41	64.46	71.52	78.58	85.64	92.69	99.75	106.81	113.87	120.93	127.99	135.03	122
49	37.39	44.74	52.09	59.44	66.78	74.14	81.48	88.84	96.17	103.53	110.87	118.22	125.57	132.92	140.25	124
50	38.56	46.19	53.83	61.47	69.11	76.75	84.39	92.03	99.67	107.31	114.94	122.58	130.22	137.86	154.49	127
51	39.84	47.79	55.75	63.71	71.66	79.63	87.71	95.73	103.75	111.77	119.78	127.80	135.82	143.84	151.86	129
52	41.12	49.39	57.67	65.95	74.22	82.63	91.03	99.43	107.83	116.23	124.62	133.02	141.42	149.82	158.23	132
53	42.40	50.99	59.59	68.19	76.78	85.57	94.35	103.13	111.91	120.69	129.46	138.25	147.03	155.80	164.60	135
54	43.68	52.60	61.52	70.43	79.35	88.52	97.67	106.84	115.99	125.15	134.30	143.47	152.64	161.79	170.98	137
55	44.97	54.21	63.45	72.69	81.94	91.48	101.02	110.56	120.10	129.64	139.18	148.72	158.26	167.80	177.37	140
56	46.37	55.96	65.56	75.15	84.75	94.58	104.41	114.25	124.08	133.91	143.74	153.57	163.40	173.24	183.09	142
57	47.78	57.72	67.67	77.61	87.56	97.68	107.80	117.93	128.06	138.18	148.30	158.42	168.54	178.68	188.81	145
58	49.18	59.48	69.78	80.07	90.37	100.78	111.19	121.61	132.04	142.45	152.86	163.27	173.68	184.12	194.54	147
59	50.59	61.23	71.89	82.53	93.18	103.89	114.59	125.30	136.02	146.72	157.43	168.13	178.84	189.56	200.27	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres carrés = 6.45.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES

AIRE DES LUMIÈRES DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR

EN POUCES CARRÉS.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	52.00	63.00	74.00	85.00	96.00	107.00	118.00	129.00	140.00	151.00	162.00	173.00	184.00	195.00	206.00	152
61	53.53	64.50	75.48	86.46	97.44	108.83	120.22	131.61	143.00	154.39	165.78	177.17	188.57	199.95	211.35	155
62	55.06	66.00	76.96	87.92	98.88	110.66	122.44	134.22	146.01	157.79	169.56	181.34	193.13	204.90	216.70	157
63	56.59	67.51	78.44	89.38	100.32	112.50	124.66	136.83	149.02	161.18	173.35	185.52	197.69	209.85	222.05	160
64	58.12	69.02	79.92	90.84	101.76	114.34	126.89	139.44	152.03	164.58	177.13	189.70	202.26	214.80	227.40	163
65	59.64	70.54	81.44	92.34	103.24	116.19	129.14	142.09	155.04	167.99	180.94	193.89	206.84	219.79	232.75	165
66	61.29	73.00	84.71	96.43	108.14	121.49	134.86	148.21	161.56	174.91	188.27	201.62	214.98	228.33	241.70	168
67	62.94	75.46	87.98	100.52	113.04	126.80	140.58	154.33	168.08	181.83	195.60	209.36	223.12	236.87	250.65	170
68	64.59	77.92	91.25	104.61	117.94	132.11	146.29	160.45	174.60	188.76	202.93	217.09	231.26	245.41	259.60	173
69	66.24	80.38	94.52	108.70	122.84	137.42	152.00	166.57	181.12	195.69	210.26	224.83	239.40	253.95	268.55	175
70	67.89	82.86	97.83	112.80	127.78	142.75	157.72	172.69	187.66	202.63	217.60	232.57	247.54	262.51	277.50	178
71	69.66	85.08	100.49	115.90	131.32	146.73	162.15	177.56	192.98	208.39	223.80	239.22	254.63	269.32	284.03	180
72	71.43	87.30	103.15	119.00	134.86	150.71	166.58	182.43	198.30	214.15	230.01	245.87	261.72	276.13	290.56	183
73	73.20	89.52	105.81	122.10	138.40	154.69	171.01	187.30	203.62	219.91	236.22	252.52	268.81	282.95	297.09	185
74	74.98	91.73	108.47	125.21	141.94	158.67	175.44	192.18	208.94	225.67	242.43	259.17	275.91	289.77	303.63	188
75	76.75	93.94	111.13	128.32	145.50	162.69	179.88	197.07	214.26	231.45	248.64	265.83	283.02	296.59	310.17	190
76	78.64	96.30	113.97	131.63	149.28	166.95	184.61	202.27	219.94	237.60	255.26	272.92	290.59	305.36	320.13	193
77	80.53	98.66	116.81	134.94	153.07	171.21	189.34	207.47	225.62	243.75	261.89	280.01	298.16	314.13	330.09	196
78	82.42	101.02	119.65	138.25	156.85	175.47	194.07	212.67	231.30	249.90	268.51	287.10	305.73	322.90	340.05	198
79	84.31	103.39	122.49	141.56	160.64	179.73	198.80	217.88	236.98	256.05	275.14	294.19	313.30	331.67	350.02	201
80	86.22	105.77	125.33	144.88	164.44	183.99	203.55	223.10	242.66	262.21	281.77	301.32	320.88	340.44	360.00	203
81	88.24	108.29	128.36	148.41	168.47	188.53	208.59	228.65	248.71	268.76	288.83	308.88	328.95	349.01	369.07	206
82	90.26	110.81	131.38	151.94	172.50	193.07	213.63	234.25	254.76	275.31	295.89	316.44	337.02	357.58	378.14	208
83	92.27	113.33	134.40	155.47	176.53	197.61	218.67	239.80	260.81	281.86	302.95	324.00	345.09	366.16	387.21	211
84	94.28	115.85	137.42	159.00	180.56	202.15	223.71	245.35	266.86	288.42	310.01	331.57	353.16	374.74	396.29	213
85	96.30	118.38	140.46	162.54	184.61	206.69	228.77	250.85	272.92	295.00	317.08	339.16	361.24	383.32	405.37	216
86	98.44	121.05	143.66	166.28	188.88	211.50	234.11	256.73	279.33	301.95	324.56	347.17	369.79	392.40	414.99	218
87	100.58	123.72	146.86	170.02	193.16	216.31	239.45	262.61	285.74	308.90	332.04	355.18	378.34	401.48	424.61	221
88	102.72	126.39	150.06	173.76	197.43	221.12	244.79	268.49	292.15	315.85	339.52	363.19	386.89	410.56	434.24	223
89	104.86	129.06	153.27	177.50	201.70	225.94	250.14	274.37	298.56	322.80	347.00	371.20	395.44	419.65	443.82	226
90	107.00	131.75	156.50	181.25	206.00	230.75	255.50	280.25	305.00	329.75	354.50	379.25	404.00	428.75	453.50	229
91	109.26	134.57	159.89	185.20	210.52	235.83	261.15	286.46	311.78	337.09	362.41	387.72	413.04	438.35	463.67	231
92	111.52	137.39	163.28	189.15	215.04	240.91	266.80	292.67	318.56	344.44	370.32	396.19	422.08	447.95	473.84	234
93	113.78	140.21	166.67	193.10	219.56	245.99	272.45	298.88	325.34	351.78	378.23	404.66	431.12	457.55	484.01	236
94	116.04	143.03	170.06	197.05	224.08	251.07	278.10	305.09	332.12	359.13	386.14	413.13	440.16	467.16	494.19	239
95	118.31	145.88	173.45	201.02	228.61	256.18	283.76	311.33	338.91	366.48	394.06	421.64	449.21	476.78	504.37	241
96	120.69	148.85	177.02	205.19	233.37	261.54	289.71	317.88	346.06	374.22	402.40	430.57	458.74	486.88	515.09	244
97	123.07	151.82	180.59	209.36	238.13	266.90	295.66	324.43	353.21	381.96	410.74	439.50	468.28	496.99	525.82	247
98	125.45	154.79	184.16	213.53	242.89	272.26	301.61	330.98	360.36	389.70	419.08	448.43	477.82	507.09	536.55	249
99	127.83	157.76	187.73	217.70	247.65	277.62	307.57	337.53	367.51	397.45	427.42	457.37	487.36	517.19	547.27	251
100	130.22	160.77	191.33	221.88	252.44	282.99	313.55	344.10	374.66	405.21	435.77	466.32	496.90	527.30	558.00	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Diamètre du cylindre en pouces anglais.

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres carrés = 6.45.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU TUYAU DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	
20	3.76	3.90	4.02	4.14	4.26	4.38	4.49	4.60	4.71	4.81	4.91	5.01	5.11	5.21	5.30	50.8
21	3.82	3.97	4.10	4.23	4.36	4.49	4.61	4.73	4.84	4.95	5.06	5.17	5.27	5.38	5.48	53.3
22	3.88	4.04	4.18	4.32	4.46	4.60	4.73	4.86	4.97	5.09	5.21	5.33	5.43	5.55	5.66	55.9
23	3.94	4.11	4.26	4.41	4.56	4.71	4.85	4.99	5.11	5.23	5.36	5.49	5.60	5.72	5.84	58.4
24	4.00	4.18	4.34	4.50	4.66	4.82	4.97	5.12	5.25	5.37	5.51	5.65	5.77	5.89	6.02	61.0
25	4.06	4.25	4.42	4.59	4.76	4.93	5.09	5.25	5.39	5.51	5.66	5.81	5.94	6.06	6.20	63.5
26	4.12	4.32	4.50	4.69	4.87	5.04	5.21	5.38	5.53	5.66	5.81	5.97	6.11	6.23	6.38	66.0
27	4.18	4.39	4.59	4.79	4.98	5.15	5.33	5.51	5.67	5.81	5.97	6.13	6.28	6.41	6.56	68.6
28	4.24	4.46	4.68	4.89	5.09	5.27	5.45	5.64	5.81	5.96	6.13	6.29	6.45	6.59	6.74	71.1
29	4.31	4.54	4.77	4.99	5.20	5.39	5.58	5.77	5.95	6.11	6.29	6.45	6.62	6.77	6.92	73.7
30	4.38	4.62	4.86	5.09	5.31	5.51	5.71	5.90	6.09	6.27	6.45	6.69	6.79	6.95	7.11	76.2
31	4.45	4.70	4.95	5.19	5.42	5.63	5.84	6.04	6.24	6.43	6.61	6.72	6.97	7.13	7.30	78.7
32	4.52	4.78	5.04	5.29	5.53	5.75	5.97	6.18	6.39	6.59	6.77	6.96	7.15	7.31	7.49	81.3
33	4.59	4.86	5.14	5.40	5.65	5.88	6.10	6.31	6.54	6.75	6.93	7.13	7.33	7.50	7.68	83.8
34	4.66	4.94	5.24	5.51	5.77	6.01	6.23	6.45	6.69	6.91	7.10	7.30	7.51	7.69	7.87	86.4
35	4.73	5.03	5.34	5.62	5.89	6.14	6.37	6.59	6.84	7.07	7.27	7.47	7.69	7.88	8.06	88.9
36	4.80	5.12	5.44	5.73	6.01	6.27	6.51	6.74	6.99	7.23	7.44	7.64	7.87	8.07	8.25	91.4
37	4.87	5.21	5.54	5.84	6.13	6.40	6.65	6.89	7.14	7.39	7.61	7.82	8.05	8.26	8.45	94.0
38	4.95	5.30	5.64	5.95	6.25	6.53	6.79	7.04	7.29	7.55	7.78	8.00	8.23	8.45	8.65	96.5
39	5.03	5.39	5.74	6.06	6.37	6.66	6.93	7.19	7.45	7.71	7.95	8.18	8.42	8.64	8.85	99.1
40	5.11	5.48	5.84	6.17	6.49	6.79	7.07	7.35	7.62	7.88	8.12	8.36	8.60	8.83	9.05	102
41	5.19	5.57	5.94	6.28	6.61	6.92	7.21	7.50	7.77	8.04	8.29	8.54	8.78	9.02	9.25	104
42	5.27	5.66	6.04	6.39	6.73	7.05	7.35	7.65	7.93	8.20	8.46	8.72	8.96	9.21	9.45	107
43	5.35	5.75	6.14	6.50	6.85	7.18	7.49	7.80	8.09	8.36	8.63	8.90	9.15	9.40	9.65	109
44	5.43	5.84	6.24	6.62	6.97	7.31	7.63	7.65	8.25	8.53	8.80	9.08	9.34	9.59	9.85	112
45	5.51	5.93	6.34	6.74	7.10	7.44	7.73	8.10	8.41	8.70	8.97	9.26	9.53	9.78	10.05	114
46	5.59	6.02	6.45	6.86	7.23	7.58	7.87	8.25	8 57	8.87	9.15	9.44	9.72	9.97	10.25	117
47	5.67	6.11	6.56	6.98	7.36	7.72	8.02	8.40	8.73	9.04	9.33	9.62	9.91	10.17	10.45	119
48	5.75	6.21	6.67	7.10	7.49	7.86	8.17	8.55	8.89	9.21	9.51	9.80	10.10	10.37	10.65	122
49	5.83	6.31	6.78	7.22	7.62	8.00	8.32	8.71	9.05	9.38	9.69	9.99	10.29	10.57	10.85	124
50	5.92	6.41	6.89	7.34	7.75	8.14	8.51	8.87	9.21	9.54	9.87	10.18	10.48	10.77	11.05	127
51	6.00	6.51	7.00	7.46	7.88	8.28	8.65	9.02	9.37	9.71	10.04	10.36	10.67	10.96	11.26	129
52	6.09	6.61	7.11	7.58	8.01	8.42	8.84	9.17	9.53	9.88	10.21	10.54	10.86	11.15	11.46	132
53	6.18	6.72	7.22	7.70	8.14	8.56	8.99	9.32	9.69	10.05	10.39	10.72	11.05	11.34	11.67	135
54	6.27	6.82	7.33	7.82	8.27	8.70	9.14	9.47	9.85	10.22	10.57	10.90	11.24	11.54	11.87	137
55	6.36	6.92	7.44	7.94	8.40	8.84	9.29	9.62	10.01	10.39	10.75	11.08	11.43	11.74	12.07	140
56	6.45	7.02	7.55	8.06	8.53	8.98	9.44	9.77	10.17	10.56	10.93	11.26	11.62	11.94	12.28	142
57	6.54	7.13	7.66	8.18	8.66	9.12	9.59	9.92	10.34	10.73	11.11	11.45	11.81	12.14	12.48	145
58	6.63	7.23	7.77	8.30	8.79	9.26	9.74	10.08	10.51	10.90	11.29	11.64	12.00	12.34	12.68	147
59	6.71	7.33	7.88	8.42	8.92	9.40	9.89	10.24	10.68	11.07	11.47	11.83	12.19	12.54	12.88	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

DIAMÈTRE DU TUYAU DE DISTRIBUTION DE LA VAPEUR.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	6.78	7.43	8.00	8.54	9.05	9.54	10.00	10.44	10.85	11.25	11.65	12.03	12.39	12.74	13.09	152
61	6.87	7.53	8.11	8.66	9.18	9.68	10.14	10.59	11.01	11.42	11.82	12.21	12.58	12.94	13.29	155
62	6.96	7.63	8.22	8.78	9.31	9.82	10.28	10.74	11.17	11.59	11.99	12.39	12.77	13.14	13.49	157
63	7.05	7.73	8.33	8.90	9.44	9.96	10.43	10.89	11.33	11.76	12.17	12.57	12.96	13.34	13.69	160
64	7.14	7.82	8.44	9.02	9.57	10.10	10.58	11.04	11.49	11.93	12.35	12.75	13.15	13.55	13.89	163
65	7.23	7.92	8.55	9.14	9.70	10.24	10.73	11.20	11.65	12.10	12.53	12.93	13.34	13.75	14.10	165
66	7.32	8.02	8.66	9.26	9.83	10.38	10.88	11.36	11.82	12.27	12.71	13.12	13.53	13.95	14.31	168
67	7.41	8.12	8.77	9.38	9.96	10.52	11.03	11.52	11.99	12.44	12.89	13.31	13.72	14.15	14.52	170
68	7.50	8.22	8.88	9.51	10.09	10.66	11.18	11.68	12.16	12.62	13.07	13.50	13.92	14.35	14.73	173
69	7.59	8.32	9.00	9.64	10.23	10.80	11.33	11.84	12.33	12.80	13.25	13.69	14.12	14.55	14.94	175
70	7.67	8.42	9.12	9.77	10.37	10.94	11.48	12.00	12.50	12.98	13.43	13.88	14.32	14.75	15.15	178
71	7.76	8.52	9.23	9.89	10.50	11.08	11.63	12.16	12.66	13.15	13.61	14.07	14.51	14.96	15.25	180
72	7.85	8.62	9.34	10.01	10.63	11.23	11.78	12.32	12.83	13.32	13.79	14.26	14.70	15.16	15.56	183
73	7.94	8.72	9.45	10.13	10.76	11.37	11.93	12.48	13.00	13.49	13.97	14.45	14.89	15.36	15.76	185
74	8.03	8.82	9.56	10.25	10.89	11.52	12.08	12.64	13.17	13.66	14.15	14.64	15.08	15.56	15.97	188
75	8.12	8.93	9.68	10.37	11.02	11.66	12.23	12.80	13.34	13.84	14.33	14.83	15.28	15.76	16.18	190
76	8.21	9.04	9.80	10.50	11.16	11.81	12.38	12.96	13.51	14.02	14.51	15.02	15.48	15.96	16.39	193
77	8.30	9.15	9.92	10.63	11.30	11.95	12.54	13.12	13.68	14.20	14.70	15.21	15.68	16.16	16.60	196
78	8.39	9.25	10.04	10.76	11.44	12.10	12.70	13.28	13.85	14.38	14.89	15.40	15.88	16.37	16.81	198
79	8.48	9.36	10.16	10.89	11.58	12.24	12.86	13.44	14.02	14.56	15.08	15.59	16.08	16.57	17.02	201
80	8.59	9.46	10.28	11.02	11.73	12.39	13.02	13.61	14.19	14.74	15.27	15.78	16.28	16.77	17.23	203
81	8.68	9.56	10.39	11.14	11.96	12.53	13.17	13.77	14.35	14.91	15.45	15.97	16.47	16.97	17.43	206
82	8.77	9.66	10.50	11.26	11.99	12.67	13.32	13.93	14.52	15.08	15.63	16.16	16.66	17.17	17.64	208
83	8.86	9.76	10.61	11.38	12.12	12.81	13.47	14.09	14.69	15.25	15.81	16.35	16.85	17.38	17.85	211
84	8.95	9.86	10.72	11.51	12.25	12.95	13.62	14.26	14.86	15.42	15.99	16.54	17.04	17.58	18.06	213
85	9.04	9.97	10.84	11.64	12.39	13.09	13.77	14.42	15.03	15.60	16.17	16.73	17.24	17.78	18.27	216
86	9.13	10.08	10.96	11.77	12.53	13.24	13.92	14.58	15.20	15.78	16.35	16.92	17.44	17.98	18.48	218
87	9.22	10.19	11.08	11.90	12.67	13.39	14.07	14.74	15.37	15.96	16.53	17.11	17.64	18.19	18.69	221
88	9.31	10.30	11.20	12.03	12.81	13.54	14.23	14.90	15.54	16.14	16.72	17.30	17.84	18.39	18.90	223
89	9.41	10.41	11.32	12.16	12.95	13.69	14.39	15.07	15.71	16.32	16.91	17.49	18.04	18.59	19.11	226
90	9.52	10.52	11.44	12.29	13.09	13.84	14.55	15.24	15.88	16.50	17.10	17.68	18.24	18.79	19.32	229
91	9.61	10.62	11.55	12.41	13.22	13.98	14.70	15.40	16.04	16.67	17.28	17.87	18.43	18.99	19.52	231
92	9.70	10.72	11.67	12.54	13.35	14.12	14.85	15.56	16.21	16.84	17.46	18.06	18.62	19.19	19.73	234
93	9.79	10.82	11.79	12.67	13.49	14.26	15.00	15.72	16.38	17.02	17.64	18.25	18.81	19.40	19.94	236
94	9.88	10.93	11.91	12.80	13.63	14.40	15.15	15.88	16.55	17.20	17.82	18.44	19.01	19.60	20.15	239
95	9.97	11.04	12.03	12.93	13.77	14.55	15.30	16.04	16.72	17.38	18.01	18.63	19.21	19.80	20.36	241
96	10.06	11.15	12.25	13.06	13.91	14.70	15.45	16.20	16.89	17.56	18.20	18.82	19.41	20.00	20.57	244
97	10.15	11.26	12.27	13.19	14.05	14.85	15.61	16.36	17.06	17.74	18.39	19.01	19.61	20.20	20.78	247
98	10.24	11.37	12.39	13.32	14.19	15.00	15.77	16.52	17.23	17.92	18.58	19.20	19.81	20.41	20.99	249
99	10.33	11.48	12.51	13.45	14.33	15.15	15.93	16.68	17.40	18.10	18.77	19.40	20.01	20.61	21.20	251
100	10.47	11.59	12.63	13.58	14.47	15.30	16.09	16.84	17.57	18.28	18.96	19.60	20.21	20.81	21.41	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en decimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

HAUTEUR DU BALANCIER AU CENTRE PRINCIPAL DE ROTATION.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Demi-longueur du balancier en pieds anglais.																			
	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	9 ½	10	10 ½	11	
20	16.87	17.55	18.17	18.76	19.32	19.84	20.34	20.80	21.26	21.63	22.12	22.52	22.95	23.27	23.63	50.8
21	17.41	18.11	18.75	19.36	19.94	20.48	20.99	21.47	21.94	22.39	22.82	23.24	23.67	24.02	24.39	53.3
22	17.96	18.67	19.33	19.96	20.56	21.12	21.64	22.14	22.62	23.09	23.53	23.96	24.45	24.77	25.15	55.9
23	18.49	19.23	19.91	20.56	21.18	21.76	22.29	22.81	23.30	23.78	24.24	24.68	25.22	25.52	25.91	58.4
24	19.03	19.79	20.49	21.16	21.80	22.39	22.94	23.48	23.98	24.47	24.95	25.40	25.99	26.26	26.67	61.0
25	19.56	20.36	21.08	21.77	22.41	23.02	23.59	24.14	24.67	25.16	25.65	26.12	26.56	27.00	27.42	63.5
26	20.08	20.89	21.64	22.34	23.00	23.62	24.21	24.77	25.31	25.81	26.31	26.80	27.25	27.70	28.13	66.0
27	20.60	21.42	22.19	22.90	23.58	24.22	24.82	25.40	25.95	26.46	26.97	27.47	27.94	28.40	28.84	68.6
28	21.10	21.95	22.73	23.46	24.16	24.81	25.43	26.02	26.58	27.11	27.63	28.14	28.63	29.10	29.55	71.1
29	21.61	22.48	23.27	24.02	24.74	25.40	26.04	26.64	27.21	27.76	28.29	28.81	29.32	29.80	30.26	73.6
30	22.11	22.99	23.81	24.58	25.31	25.99	26.64	27.26	27.85	28.41	28.96	29.50	30.00	30.49	30.96	76.2
31	22.59	23.49	24.34	25.12	25.87	26.56	27.22	27.85	28.46	29.03	29.61	30.14	30.65	31.15	31.63	78.7
32	23.07	23.99	24.86	25.65	26.42	27.12	27.80	28.44	29.06	29.65	30.26	30.78	31.30	31.81	32.30	81.3
33	23.55	24.49	25.37	26.18	26.96	27.68	28.37	29.03	29.67	30.27	30.91	31.42	31.95	32.47	32.97	83.8
34	24.03	24.99	25.88	26.71	27.50	28.24	28.94	29.62	30.27	30.89	31.56	32.06	32.60	33.13	33.64	86.4
35	24.50	25.48	26.39	27.24	28.04	28.80	29.52	30.21	30.87	31.49	32.10	32.69	33.24	33.79	34.31	88.9
36	24.96	25.96	26.88	27.75	28.57	29.34	30.07	30.78	31.45	32.08	32.70	33.30	33.86	34.42	34.95	91.4
37	25.41	26.43	27.37	28.26	29.10	29.88	30.62	31.34	32.03	32.67	33.30	33.91	34.48	35.05	35.59	94.0
38	25.87	26.90	27.86	28.77	29.62	30.42	31.17	31.90	32.61	33.26	33.90	34.52	35.10	35.68	36.23	96.5
39	26.32	27.37	28.35	29.28	30.14	30.96	31.72	32.46	33.18	33.85	34.50	35.13	35.72	36.31	36.87	99.1
40	26.78	27.85	28.84	29.78	30.66	31.49	32.27	33.02	33.75	34.42	35.09	35.73	36.34	36.94	37.51	102
41	27.22	28.31	29.32	30.27	31.17	32.01	32.80	33.56	34.30	34.99	35.67	36.32	36.94	37.55	38.13	104
42	27.66	28.76	29.79	30.76	31.67	32.53	33.33	34.10	34.85	35.55	36.24	36.91	37.54	38.15	38.74	107
43	28.10	29.21	30.26	31.25	32.17	33.05	33.85	34.64	35.40	36.11	36.81	37.49	38.18	38.75	39.35	109
44	28.54	29.66	30.73	31.73	32.67	33.56	34.38	35.18	35.95	36.67	37.38	38.07	38.73	39.35	39.96	112
45	28.97	30.12	31.20	32.21	33.16	34.06	34.90	35.71	36.50	37.23	37.95	38.65	39.31	39.95	40.57	114
46	29.40	30.56	31.66	32.68	33.65	34.56	35.41	36.23	37.03	37.78	38.51	39.22	39.89	40.54	41.17	117
47	29.82	31.00	32.11	33.15	34.13	35.06	35.92	36.75	37.56	38.32	39.07	39.78	40.46	41.12	41.76	119
48	30.24	31.44	32.56	33.62	34.61	35.55	36.43	37.27	38.09	38.86	39.62	40.34	41.02	41.70	42.35	122
49	30.66	31.88	33.01	34.09	35.09	36.04	36.94	37.79	38.62	39.40	40.17	40.90	41.59	42.28	42.94	124
50	31.08	32.32	33.47	34.55	35.57	36.53	37.44	38.31	39.16	39.94	40.72	41.46	42.17	42.86	43.52	127
51	31.49	32.75	33.91	35.01	36.04	37.05	37.94	38.82	39.67	40.47	41.26	42.01	42.73	43.42	44.09	129
52	31.90	33.17	34.35	35.47	36.51	37.57	38.43	39.32	40.18	41.00	41.80	42.55	43.28	43.98	44.66	132
53	32.31	33.59	34.79	35.92	36.97	38.09	38.92	39.82	40.69	41.52	42.33	43.10	43.83	44.54	45.23	135
54	32.72	34.01	35.23	36.37	37.43	38.61	39.41	40.32	41.20	42.04	42.86	43.64	44.38	45.10	45.80	137
55	33.12	34.43	35.66	36.82	37.90	39.13	39.90	40.83	41.72	42.56	43.39	44.18	44.93	45.67	46.38	140
56	33.52	34.84	36.09	37.26	38.36	39.56	40.38	41.32	42.22	43.07	43.91	44.71	45.47	46.22	46.94	142
57	33.92	35.25	36.52	37.70	38.81	39.99	40.86	41.81	42.72	43.58	44.43	45.24	46.01	46.77	47.50	145
58	34.31	35.66	36.94	38.14	39.26	40.42	41.33	42.30	43.21	44.09	44.95	45.77	46.55	47.32	48.05	147
59	34.70	36.07	37.36	38.58	39.71	40.85	41.80	42.78	43.70	44.60	45.47	46.30	47.09	47.86	48.60	150
	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	28.9	30.5	32.0	33.5	

Demi-longueur du balancier en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

HAUTEUR DU BALANCIER AU CENTRE PRINCIPAL DE ROTATION.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Demi-longueur du balancier en pieds anglais.															Demi-longueur du balancier en décimètres.
	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	9 ½	10	10 ½	11	
60	35.10	36.49	37.79	39.02	40.17	41.26	42.28	43.26	44.21	45.10	45.98	46.82	47.62	48.40	49.15	152
61	35.49	36.89	38.21	39.45	40.61	41.71	42.75	43.74	44.70	45.60	46.49	47.34	48.14	48.93	49.69	155
62	35.87	37.29	38.63	39.88	41.05	42.16	43.22	44.22	45.19	46.10	47.00	47.85	48.66	49.46	50.23	157
63	36.26	37.69	39.04	40.31	41.49	42.61	43.68	44.69	45.68	46.59	47.50	48.36	49.18	49.99	50.77	160
64	36.64	38.09	39.45	40.74	41.93	43.06	44.14	45.16	46.17	47.08	48.00	48.87	49.70	50.52	51.31	163
65	37.02	38.49	39.86	41.16	42.37	43.52	44.60	45.63	46.64	47.57	48.50	49.39	50.23	51.05	51.84	165
66	37.40	38.88	40.27	41.58	42.80	43.97	45.06	46.10	47.12	48.06	49.00	49.89	50.74	51.57	52.37	168
67	37.78	39.27	40.68	42.00	43.23	44.41	45.51	46.57	47.59	48.55	49.49	50.39	51.25	52.09	52.80	170
68	38.16	39.66	41.09	42.42	43.66	44.85	45.96	47.03	48.06	49.03	49.98	50.89	51.76	52.60	53.33	173
69	38.53	40.05	41.49	42.83	44.09	45.29	46.41	47.49	48.53	49.51	50.47	51.39	52.27	53.11	53.85	175
70	38.90	40.44	41.89	43.24	44.52	45.73	46.86	47.95	49.01	49.99	50.96	51.89	52.77	53.64	54.47	178
71	39.27	40.83	42.29	43.66	44.94	46.16	47.31	48.41	49.47	50.46	51.44	52.38	53.27	54.15	54.99	180
72	39.64	41.21	42.69	44.07	45.36	46.59	47.75	48.86	49.93	50.93	51.92	52.87	53.77	54.66	55.50	183
73	40.01	41.59	43.08	44.48	45.73	47.02	48.19	49.31	50.39	51.40	52.40	53.36	54.27	55.16	56.01	185
74	40.37	41.97	43.47	44.89	46.20	47.45	48.63	49.76	50.85	51.87	52.88	53.84	54.77	55.66	56.52	188
75	40.73	42.35	43.86	45.30	46.62	47.88	49.07	50.21	51.31	52.34	53.35	54.33	55.26	56.16	57.04	190
76	41.09	42.73	44.25	45.70	47.03	48.30	49.50	50.65	51.76	52.80	53.82	54.81	55.75	56.66	57.54	193
77	41.45	43.10	44.64	46.10	47.44	48.72	49.93	51.09	52.21	53.26	54.29	55.29	56.24	57.16	58.04	196
78	41.80	43.47	45.02	46.49	47.85	49.14	50.36	51.53	52.66	53.72	54.76	55.76	56.72	57.65	58.54	198
79	42.15	43.84	45.40	46.88	48.26	49.56	50.79	51.97	53.11	54.18	55.23	56.24	57.20	58.14	59.04	201
80	42.51	44.21	45.78	47.27	48.66	49.98	51.22	52.41	53.56	54.64	55.70	56.72	57.68	58.63	59.54	203
81	42.86	44.58	46.16	47.66	49.07	50.40	51.65	52.84	54.01	55.09	56.16	57.19	58.16	59.12	60.03	206
82	43.21	44.94	46.54	48.05	49.47	50.81	52.08	53.27	54.45	55.54	56.62	57.66	58.64	59.60	60.52	208
83	43.56	45.30	46.92	48.44	49.87	51.22	52.50	53.70	54.89	55.99	57.08	58.13	59.12	60.08	61.01	211
84	43.91	45.66	47.30	48.83	50.27	51.63	52.92	54.13	55.33	56.44	57.54	58.60	59.59	60.56	61.50	213
85	44.27	46.03	47.67	49.22	50.67	52.04	53.34	54.57	55.77	56.89	58.00	59.06	60.06	61.05	62.00	216
86	44.62	46.39	48.04	49.61	51.07	52.45	53.76	55.00	56.21	57.34	58.45	59.52	60.53	61.53	62.49	218
87	44.96	46.75	48.41	49.99	51.46	52.86	54.18	55.43	56.65	57.78	58.90	59.98	61.00	62.01	62.97	221
88	45.31	47.11	48.78	50.37	51.85	53.26	54.59	55.86	57.08	58.22	59.35	60.44	61.47	62.48	63.45	223
89	45.65	47.47	49.15	50.75	52.24	53.66	55.00	56.29	57.51	58.66	59.80	60.90	61.94	62.95	63.93	226
90	45.99	47.82	49.52	51.13	52.64	54.06	55.41	56.69	57.94	59.10	60.25	61.35	62.40	63.42	64.41	229
91	46.33	48.17	49.89	51.51	53.03	54.46	55.82	57.11	58.37	59.54	60.70	61.80	62.86	63.89	64.89	231
92	46.67	48.52	50.26	51.89	53.41	54.86	56.23	57.53	58.80	59.98	61.14	62.25	63.32	64.36	65.36	234
93	47.01	48.87	50.62	52.27	53.79	55.26	56.64	57.95	59.22	60.41	61.58	62.70	63.78	64.82	65.83	236
94	47.35	49.22	50.98	52.64	54.17	55.66	57.04	58.36	59.64	60.85	62.02	63.15	64.24	65.28	66.30	239
95	47.68	49.57	51.34	53.01	54.57	56.05	57.44	58.77	60.07	61.27	62.46	63.60	64.69	65.75	66.77	241
96	48.02	49.92	51.70	53.38	54.95	56.44	57.84	59.18	60.49	61.70	62.90	64.05	65.14	66.21	67.24	244
97	48.35	50.26	52.06	53.75	55.33	56.83	58.24	59.59	60.91	62.13	63.33	64.49	65.59	66.67	67.71	247
98	48.68	50.60	52.42	54.12	55.71	57.22	58.64	60.00	61.32	62.56	63.76	64.93	66.04	67.12	68.17	249
99	49.01	50.94	52.78	54.49	56.09	57.61	59.04	60.41	61.73	62.98	64.20	65.37	66.49	67.57	68.63	251
100	49.34	51.29	53.13	54.85	56.47	58.00	59.44	60.82	62.15	63.40	64.63	65.82	66.94	68 03	69.09	254
	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	28.9	30.5	32.0	33.5	

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

HAUTEUR DU BALANCIER AUX EXTRÉMITÉS.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Demi-longueur du balancier en pieds anglais.															Demi-longueur du balancier en décimètres.	Diamètre du cylindre en centimètres.
	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	9 ½	10	10 ½	11		
20	6.75	7.02	7.28	7.51	7.75	7.95	8.15	8.34	8.52	8.70	8.86	9.03	9.18	9.33	9.47		50.8
21	6.96	7.24	7.50	7.74	7.98	8.19	8.40	8.59	8.78	8.96	9.13	9.30	9.46	9.61	9.76		53.3
22	7.17	7.46	7.72	7.97	8.21	8.43	8.65	8.84	9.04	9.22	9.40	9.57	9.74	9.89	10.05		55.9
23	7.38	7.68	7.94	8.20	8.44	8.67	8.90	9.09	9.30	9.48	9.67	9.84	10.02	10.17	10.34		58.4
24	7.59	7.90	8.16	8.43	8.68	8.91	9.15	9.34	9.56	9.74	9.94	10.12	10.30	10.46	10.63		61.0
25	7.80	8.12	8.38	8.66	8.92	9.15	9.40	9.60	9.82	10.01	10.21	10.40	10.58	10.75	10.92		63.5
26	8.01	8.34	8.60	8.89	9.16	9.40	9.65	9.86	10.08	10.28	10.48	10.68	10.86	11.04	11.21		66.0
27	8.22	8.56	8.82	9.12	9.40	9.65	9.90	10.12	10.34	10.55	10.75	10.96	11.14	11.33	11.50		68.6
28	8.43	8.78	9.04	9.35	9.64	9.90	10.15	10.38	10.60	10.82	11.02	11.24	11.42	11.62	11.79		71.1
29	8.64	9.00	9.26	9.58	9.88	10.15	10.40	10.64	10.87	11.09	11.29	11.52	11.71	11.91	12.08		73.7
30	8.84	9.20	9.52	9.83	10.12	10.40	10.66	10.90	11.14	11.36	11.58	11.80	12.00	12.20	12.38		76.2
31	9.02	9.39	9.72	10.03	10.33	10.62	10.88	11.13	11.37	11.60	11.82	12.04	12.25	12.45	12.64		78.7
32	9.20	9.58	9.92	10.23	10.54	10.84	11.10	11.36	11.60	11.84	12.06	12.29	12.50	12.70	12.90		81.3
33	9.38	9.76	10.12	10.44	10.75	11.06	11.32	11.59	11.83	12.08	12.30	12.54	12.75	12.96	13.16		83.8
34	9.57	9.95	10.32	10.65	10.96	11.28	11.54	11.82	12.06	12.32	12.54	12.79	13.00	13.22	13.42		86.4
35	9.76	10.14	10.53	10.86	11.17	11.50	11.76	12.05	12.30	12.56	12.79	13.04	13.25	13.48	13.68		88.9
36	9.95	10.34	10.73	11.07	11.38	11.72	11.99	12.28	12.54	12.80	13.04	13.29	13.50	13.74	13.94		91.4
37	10.14	10.54	10.93	11.28	11.59	11.94	12.22	12.51	12.78	13.04	13.29	13.54	13.76	14.00	14.20		94.0
38	10.33	10.74	11.13	11.49	11.81	12.16	12.45	12.74	13.02	13.28	13.54	13.79	14.02	14.26	14.46		96.5
39	10.52	10.94	11.34	11.70	12.03	12.38	12.68	12.97	13.26	13.52	13.79	14.04	14.28	14.52	14.73		99.1
40	10.71	11.14	11.54	11.91	12.26	12.60	12.91	13.21	13.50	13.77	14.04	14.29	14.54	14.78	15.00		102
41	10.88	11.31	11.72	12.10	12.45	12.80	13.11	13.42	13.71	13.99	14.26	14.51	14.77	15.01	15.24		104
42	11.05	11.49	11.90	12.29	12.64	13.00	13.31	13.63	13.92	14.21	14.48	14.74	15.00	15.24	15.48		107
43	11.22	11 67	12.08	12.48	12.83	13.20	13.51	13.84	14.13	14.43	14.70	14.97	15.23	15.47	15.72		109
44	11.39	11.85	12.26	12.67	13.03	13.40	13.72	14.05	14.34	14.65	14.92	15.20	15.46	15.70	15.96		112
45	11.56	12.03	12.44	12.86	13.23	13.60	13.93	14.26	14.56	14.87	15.14	15.43	15.69	15.94	16.20		114
46	11.73	12.21	12.63	13.05	13.43	13.80	14.14	14.47	14.78	15.09	15.37	15.66	15.92	16.18	16.44		117
47	11.90	12.39	12.82	13.24	13.63	14.00	14.35	14.68	15.00	15.31	15.60	15.89	16.15	16.42	16.68		119
48	12.07	12.57	13.01	13.43	13.83	14.20	14.56	14.89	15.22	15.53	15.83	16.12	16.39	16.66	16.92		122
49	12.25	12.75	13.20	13.62	14.03	14.40	14.77	15.10	15.44	15.75	16.06	16.35	16.63	16.90	17.16		124
50	12.43	12.93	13.39	13.82	14.23	14.61	14.98	15.32	15.66	15.98	16.29	16.58	16.87	17.14	17.41		127
51	12.59	13.09	13.56	13.99	14.41	14.79	15.17	15.51	15.86	16.18	16.50	16.79	17.08	17.36	17.63		129
52	12.75	13.25	13.73	14.17	14.59	14.98	15.36	15.70	16.06	16.38	16.71	17.00	17.29	17.58	17.85		132
53	12.91	13.41	13.90	14.35	14.77	15.17	15.55	15.90	16.26	16.58	16.92	17.21	17.51	17.80	18.07		135
54	13.07	13.58	14.07	14.53	14.95	15.36	15.74	16.10	16.47	16.78	17.13	17.42	17.73	18.02	18.29		137
55	13.23	13.75	14.24	14.71	15.13	15.55	15.93	16.30	16.67	16.99	17.34	17.63	17.95	18.24	18.51		140
56	13.39	13.92	14.41	14.89	15.31	15.74	16.12	16.50	16.87	17.20	17.55	17.85	18.17	18.46	18.74		142
57	13.55	14.09	14.58	15.07	15.50	15.93	16.31	16.70	17.07	17.41	17.76	18.07	18.39	18.68	18.97		145
58	13.71	14.26	14.76	15.25	15.69	16.12	16.51	16.90	17.27	17.62	17.97	18.29	18.61	18.90	19.20		147
59	13.87	14.43	14.94	15.43	15.88	16.31	16.71	17.10	17.48	17.83	18.18	18.51	18.83	19.13	19.43		150
	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	28.9	30.5	32.0	33.5		

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

HAUTEUR DU BALANCIER AUX EXTRÉMITÉS.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Demi-longueur du balancier en pieds anglais.															Diamètre du cylindre en centimètres.
	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	9 ½	10	10 ½	11	
60	14.04	14.60	15.12	15.61	16.07	16.50	16.91	17.30	17.68	18.04	18.39	18.73	19.05	19.36	19.66	152
61	14.19	14.75	15.28	15.77	16.24	16.67	17.09	17.48	17.87	18.23	18.58	18.93	19.25	19.57	19.87	155
62	14.34	14.90	15.44	15.94	16.41	16.85	17.27	17.66	18.06	18.42	18.78	19.13	19.45	19.78	20.08	157
63	14.49	15.05	15.60	16.11	16.58	17.03	17.45	17.85	18.25	18.61	18.98	19.33	19.65	19.99	20.29	160
64	14.64	15.21	15.76	16.28	16.75	17.21	17.63	18.04	18.44	18.80	19.18	19.54	19.85	20.20	20.50	163
65	14.79	15.37	15.92	16.45	16.92	17.39	17.81	18.23	18.63	19.00	19.38	19.74	20.06	20.41	20.71	165
66	14.94	15.53	16.08	16.62	17.09	17.57	17.99	18.42	18.82	19.20	19.58	19.94	20.27	20.62	20.92	168
67	15.09	15.69	16.25	16.79	17.26	17.75	18.17	18.61	19.01	19.40	19.78	20.15	20.48	20.83	21.13	170
68	15.24	15.85	16.42	16.96	17.44	17.93	18.35	18.80	19.20	19.60	19.98	20.35	20.69	21.04	21.34	173
69	15.40	16.01	16.59	17.13	17.62	18.11	18.54	18.99	19.40	19.80	20.18	20.55	20.90	21.25	21.56	175
70	15.56	16.18	16.76	17.30	17.81	18.29	18.74	19.18	19.60	20.00	20.38	20.76	21.11	21.46	21.79	178
71	15.70	16.33	16.91	17.46	17.97	18.46	18.91	19.35	19.78	20.18	20.57	20.95	21.31	21.66	22.00	180
72	15.84	16.48	17.06	17.62	18.13	18.63	19.08	19.52	19.96	20.36	20.76	21.14	21.51	21.86	22.20	183
73	15.98	16.63	17.21	17.78	18.29	18.80	19.25	19.69	20.14	20.54	20.95	21.33	21.70	22.06	22.40	185
74	16.12	16.78	17.36	17.94	18.45	18.97	19.42	19.87	20.32	20.72	21.14	21.52	21.90	22.26	22.60	188
75	16.26	16.93	17.51	18.10	18.61	19.14	19.59	20.05	20.50	20.91	21.33	21.71	22.10	22.46	22.81	190
76	16.40	17.08	17.67	18.26	18.78	19.31	19.77	20.23	20.68	21.10	21.52	21.90	22.29	22.65	23.01	193
77	16.55	17.23	17.83	18 42	18.95	19.48	19.95	20.41	20.86	21.29	21.71	22.09	22.49	22.85	23.21	196
78	16.69	17.38	17.99	18.58	19.12	19.65	20.13	20.59	21.04	21.48	21.90	22.28	22.68	23.05	23.42	198
79	16.84	17.53	18.15	18.74	19.29	19.82	20.31	20.77	21.23	21.67	22.09	22.48	22.88	23.25	23.62	201
80	17.00	17.68	18.31	18.91	19.46	19.99	20.49	20.96	21.42	21.86	22.28	22.69	23.07	23.45	23.82	203
81	17.14	17.82	18.46	19.06	19.62	20.15	20.65	21.13	21.59	22.04	22.46	22.87	23.26	23.65	24.02	206
82	17.28	17.96	18.61	19.21	19.78	20.31	20.81	21.30	21.76	22.22	22.64	23.05	23.45	23.85	24.21	208
83	17.42	18.10	18.76	19.36	19.94	20.47	20.97	21.47	21.93	22.40	22.82	23.23	23.64	24.04	24.41	211
84	17.56	18.24	18.91	19.51	20.10	20.64	21.14	21.64	22.10	22.58	23.00	23.41	23.83	24.23	24.60	213
85	17.70	18.38	19.06	19,67	20.26	20.80	21.31	21.81	22.28	22.76	23.18	23.60	24.02	24.42	24.79	216
86	17.84	18.53	19.21	19.83	20.42	20.96	21.48	21.98	22.46	22.94	23.36	23.79	24.21	24.61	24.99	218
87	17.98	18.68	19.36	19.99	20.58	21.12	21.65	22.15	22.64	23.12	23.54	23.98	24.40	24.80	25.18	221
88	18.12	18.83	19.51	20.15	20.74	21.28	21.82	22.32	22.82	23.30	23.72	24.17	24.59	24.99	25.37	223
89	18.26	18.98	19.66	20.31	20.90	21.45	21.99	22.50	23.00	23.47	23.91	24.36	24.78	25.18	25.57	226
90	18.40	19.13	19.81	20.45	21.06	21.62	22.16	22.68	23.18	23.64	24.10	24.54	24.96	25.37	25.76	229
91	18.53	19.26	19.95	20.59	21.21	21.77	22.33	22.85	23.35	23.81	24.27	24.71	25.14	25.56	25.95	231
92	18.66	19.40	20.09	20.74	21.36	21.92	22.50	23.02	23.52	23.98	24.44	24.89	25.32	25.75	26.14	234
93	18.79	19.54	20.23	20.89	21.51	22.08	22.66	23.19	23.69	24.15	24.61	25.07	25.50	25.94	26.33	236
94	18.92	19.68	20.37	21.04	21.66	22.24	22.82	23.36	23.86	24.32	24.78	25.25	25.68	26.13	26.52	239
95	19.05	19.82	20.51	21.19	21.81	22.40	22.98	23.53	24.03	24.49	24.95	25.43	25.86	26.31	26.71	241
96	19.18	19.96	20.65	21.34	21.96	22.56	23.14	23.69	24.20	24.66	25.12	25.61	26.04	26.49	26.90	244
97	19.32	20.10	20.80	21.49	21.11	22.72	23.30	23.85	24.37	24.83	25.30	25.79	26.22	26.67	27.09	247
98	19.46	20.24	20.95	21.64	21.27	22.88	23.46	24.01	24.54	25.00	25.48	25.97	26.40	26.85	27.28	249
99	19.60	20.38	21.10	21.79	21.43	23.04	23.62	24.17	24.70	25.18	25.66	26.15	26.58	27.03	27.46	251
100	19.74	20.52	21.25	21.94	22.59	23.20	23.78	24.33	24.86	25.36	25.85	26.33	26.78	27.21	27.64	254
	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	28.9	30.5	32.0	33.5	

Demi-longueur du balancier en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES DE TERRE ET DE MER.

CAPACITÉ DE LA POMPE ALIMENTAIRE EN POUCES CUBES.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
20	26.54	33.33	40.00	46.66	53.33	60.00	66.67	73.33	80.00	86.66	93.33	100.00	106.66	113.33	120.00	50.8
21	29.57	37.08	44.50	51.91	59.33	66.75	74.17	81.58	89.00	96.41	103.83	111.25	118.66	126.08	133.50	53.3
22	32.60	40.83	49.00	57.16	65.33	73.50	81.67	89.83	98.00	106.16	114.33	122.50	130.66	138.83	147.00	55.9
23	35.60	44.58	53.50	62.41	71.33	80.25	89.17	98.08	107.00	115.91	124.83	133.75	142.67	151.58	160.50	58.4
24	38.67	48.33	58.00	67.66	77.33	87.00	96.67	106.33	116.00	125.66	135.33	145.00	154.67	164.33	174.00	61.0
25	41.67	52.08	62.50	72.92	83.33	93.75	104.17	114.58	125.00	135.42	145.83	156.25	166.67	177.08	187.50	63.5
26	45.33	56.66	68.00	79.33	90.66	102.20	113.33	124.66	136.00	147.33	158.66	170.00	181.33	192.66	204.00	66.0
27	48.99	61.24	73.50	85.74	97.99	110.65	122.49	134.74	147.00	159.24	171.49	183.75	195.99	208.24	220.50	68.6
28	52.66	65.82	79.00	92.15	105.32	119.10	131.65	144.82	158.00	171.15	184.32	197.50	210.65	223.82	237.00	71.1
29	56.32	70.40	84.50	98.56	112.65	127.55	140.81	154.90	169.00	183.06	197.15	211.25	225.31	239.40	253.50	73.7
30	60.00	75.00	90.00	105.00	120.00	135.00	150.00	165.00	180.00	195.00	210.00	225.00	240.00	255.00	270.00	76.2
31	64.33	80.41	96.50	112.58	128.66	144.75	160.83	176.91	193.00	209.08	225.16	241.24	257.33	273.41	289.50	78.7
32	68.66	85.82	103.00	120.16	137.32	154.50	171.66	188.82	206.00	223.16	240.32	257.48	274.66	291.82	309.00	81.3
33	72.99	91.23	109.50	127.74	145.98	164.25	182.49	200.73	219.00	237.24	255.47	273.72	291.99	310.23	328.50	83.8
34	77.33	96.64	116.00	135.32	154.64	174.00	193.32	212.64	232.00	251.32	270.63	289.96	309.32	328.64	348.00	86.4
35	81.67	102.09	122.51	142.93	163.34	183.75	204.17	224.59	245.00	265.42	285.83	306.24	326.65	347.06	367.50	88.9
36	86.67	108.33	130.00	147.67	173.33	195.00	216.67	238.33	260.00	281.66	303.33	324.99	346.65	368.31	390.00	91.4
37	91.67	114.57	137.49	152.41	183.32	206.25	229.17	252.07	275.00	297.90	320.83	343.74	366.65	389.56	412.50	94.0
38	96.68	120.81	144.98	157.15	193.31	217.50	241.68	265.81	290.00	314.14	338.33	362.49	386.66	410.81	435.00	96.5
39	101.68	127.06	152.47	161.89	203.30	228.75	254.18	279.55	305.00	330.38	355.83	381.24	406.66	432.06	457.50	99.1
40	106.68	133.33	160.00	166.66	213.33	240.00	266.68	293.33	320.00	346.66	373.33	400.00	426.66	453.33	480.00	102
41	112.34	140.41	168.50	176.57	224.66	252.75	280.84	308.91	337.00	365.08	393.16	421.25	449.32	477.41	505.50	104
42	118.00	147.49	177.00	186.48	235.99	265.50	295.00	324.49	354.00	383.49	412.99	442.50	471.98	501.49	531.00	107
43	123.66	154.57	185.50	196.39	247.32	278.50	309.16	340.07	371.00	401.90	432.82	463.75	494.64	525.57	556.50	109
44	129.32	161.65	194.00	206.30	258.65	291.25	323.32	355.65	388.00	420.31	452.65	485.00	517.30	549.65	582.00	112
45	135.00	168.75	202.50	236.25	270.00	303.75	337.50	371.25	405.00	438.75	472.50	506.25	540.00	573.75	607.50	114
46	141.33	176.66	212.00	247.33	282.66	318.00	353.33	388.66	424.00	459.33	494.66	530.00	565.33	600.66	636.00	117
47	147.66	184.57	221.50	258.41	295.32	332.25	369.16	406.07	443.00	479.91	516.82	553.75	590.66	627.57	664.50	119
48	153.99	192.48	231.00	269.49	307.98	346.50	384.99	423.48	462.00	500.49	538.98	577.50	615.99	654.48	693.00	122
49	160.33	200.39	240.50	270.57	320.64	360.75	400.82	440.89	481.00	521.07	561.14	601.25	641.32	681.39	721.50	124
50	166.67	208.33	250.00	291.67	333.33	375.00	416.67	458.33	500.00	541.67	583.33	625.00	666.67	708.33	750.00	127
51	173.60	217.08	260.50	303.92	347.33	390.75	434.17	477.58	521.00	564.42	607.83	651.25	694.67	738.08	781.50	129
52	180.61	225.83	271.00	316.17	361.33	406.50	451.67	496.83	542.00	587.17	632.33	677.50	722.67	767.83	813.00	132
53	187.64	234.58	281.50	328.42	375.34	422.25	469.18	516.08	563.00	609.92	656.83	703.75	750.67	797.58	844.50	135
54	194.66	243.33	292.00	340.67	389.34	438.00	486.68	535.33	584.00	632.67	681.34	730.00	778.68	827.33	876.00	137
55	201.67	252.09	302.51	352.93	403.35	453.77	504.19	554.60	605.01	655.42	705.84	756.26	806.68	857.09	907.50	140
56	209.33	261.67	314.00	366.34	418.68	471.01	520.35	575.68	628.01	680.33	732.67	785.00	837.34	889.67	942.00	142
57	216.99	271.25	325.49	379.75	434.01	488.25	539.51	596.76	651.01	705.24	759.50	813.74	868.00	922.25	976.50	145
58	224.66	280.53	336.98	393.16	449.34	505.49	558.67	617.84	674.01	730.15	786.35	842.48	898.66	954.83	1011.00	147
59	232.32	290.11	348.47	406.57	464.67	522.73	577.83	638.92	697.01	755.06	813.18	871.22	929.32	987.41	1045.50	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Longueur de la course du piston en decimètres.

Coefficient de transformation des pouces cubes en centimètres cubes = 16.39.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES

MACHINES DE TERRE ET DE MER

CAPACITÉ DE LA POMPE ALIMENTAIRE EN POUCES CUBES.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
60	240.00	300.00	360.00	420.00	480.00	540.00	600.00	660.00	720.00	780.00	840.00	900.00	960.00	1020.00	1080.00	152
61	248.33	310.41	372.50	434.58	496.66	558.75	620.83	682.91	745.00	807.08	869.17	931.25	993.34	1055.40	1117.50	155
62	256.66	320.82	385.00	449.16	513.32	577.50	641.66	705.82	770.00	834.16	898.34	962.50	1026.68	1090.80	1155.00	157
63	264.99	331.23	397.50	463.74	529.96	596.25	662.49	728.73	795.00	861.24	917.51	993.75	1060.02	1126.20	1192.50	160
64	273.32	341.64	410.00	478.32	546.62	615.00	683.32	751.64	820.00	888.32	946.68	1025.00	1093.36	1161.60	1230.00	163
65	281.67	352.09	422.51	492.93	563.34	633.76	704.18	774.59	845.01	915.43	985.85	1056.27	1126.70	1197.04	1267.50	165
66	290.33	362.97	435.62	508.26	580.66	653.30	725.94	798.58	871.24	943.88	1016.52	1089.16	1161.32	1233.96	1307.86	168
67	299.13	374.02	448.92	523.81	598.26	673.38	748.27	823.16	897.84	972.74	1047.64	1122.54	1196.52	1271.42	1346.76	170
68	308.06	385.24	462.42	539.60	616.12	693.63	770.81	847.99	924.84	1002.02	1079.20	1156.38	1232.24	1309.42	1387.26	173
69	317.12	396.62	476.12	555.62	634.24	714.18	743.68	873.18	952.24	1031.30	1110.36	1189.42	1268.48	1348.42	1428.36	175
70	326.67	408.33	489.99	571.67	653.33	734.99	816.66	898.33	979.99	1061.66	1143.33	1224.99	1306.66	1388.33	1470.00	178
71	336.07	420.08	504.09	588.11	672.14	756.13	840.15	924.17	1008.18	1092.20	1176.22	1260.24	1344.28	1428.28	1512.27	180
72	345.60	432.08	518.49	604.84	691.20	777.73	864.15	950.57	1036.98	1123.35	1209.72	1296.09	1382.40	1468.93	1555.47	183
73	355.26	444.12	532.99	621.75	710.52	799.48	888.31	977.14	1065.98	1154.74	1243.50	1332.26	1421.04	1510.00	1598.97	185
74	365.06	456.37	547.69	638.90	730.12	821.53	912.81	1004.09	1095.38	1186.59	1277.80	1369.01	1460.24	1551.65	1643.07	188
75	375.00	468.75	562.50	656.25	750.00	843.75	937.50	1031.25	1125.00	1218.75	1312.50	1406.25	1500.00	1593.75	1687.50	190
76	385.06	481.33	577.60	673.86	770.12	866.40	962.68	1058.96	1155.20	1251.46	1347.72	1443.98	1540.24	1636.52	1732.80	193
77	395.25	494.07	592.90	691.70	790.50	889.35	988.17	1086.99	1185.80	1284.60	1383.40	1482.20	1581.00	1679.85	1778.70	196
78	405.58	506.99	608.40	709.78	811.16	912.60	1014.00	1115.40	1216.80	1318.20	1419.60	1521.00	1622.32	1723.76	1825.20	198
79	416.04	520.07	624.10	728.09	832.08	936.15	1040.17	1144.19	1248.20	1352.19	1456.18	1560.17	1664.16	1768.23	1872.30	201
80	426.72	533.33	640.00	766.66	853.33	960.00	1066.72	1173.33	1280.00	1386.66	1493.33	1600.00	1706.66	1813.33	1920.00	203
81	437.44	546.77	656.10	765.42	874.88	984.15	1093.55	1202.87	1312.20	1421.54	1530.84	1640.16	1749.76	1850.08	1968.30	206
82	448.29	560.35	672.40	784.40	896.58	1008.60	1120.71	1232.75	1344.80	1456.80	1568.81	1680.98	1793.16	1905.18	2017.20	208
83	459.28	574.10	688.90	803.42	918.56	1033.35	1148.20	1263.00	1377.80	1492.52	1607.25	1722.18	1837.12	1951.93	2066.70	211
84	470.40	588.01	705.60	823.07	940.80	1058.40	1176.02	1293.61	1411.20	1528.67	1646.15	1763.87	1881.60	1999.20	2116.80	213
85	481.67	602.08	722.50	842.91	963.33	1083.74	1204.15	1324.56	1445.00	1565.41	1685.83	1706.24	1926.67	2047.08	2167.50	216
86	493.05	616.31	739.60	862.83	986.10	1109.40	1232.63	1355.91	1479.20	1602.43	1725.66	1848.93	1972.20	2095.50	2218.80	218
87	504.57	630.72	756.90	882.97	1009.14	1135.35	1261.45	1387.62	1513.80	1639.87	1765.95	1892.11	2018.28	2144.49	2270.70	221
88	516.22	645.30	774.40	903.35	1032.44	1161.60	1290.00	1419.70	1548.80	1677.75	1806.71	1935.79	2064.88	2194.04	2323.20	223
89	528.00	660.04	792.10	923.96	1056.00	1188.15	1320.09	1452.14	1584.20	1716.06	1847.93	1979.96	2112.00	2244.15	2376.30	226
90	540.00	675.00	810.00	945.00	1080.00	1215.00	1350.00	1485.00	1620.00	1755.00	1890.00	2025.00	2160.00	2295.00	2430.00	229
91	552.05	690.07	828.10	966.07	1104.10	1242. 5	1380.15	1518.17	1656.20	1794.17	1932.15	2070.17	2208.20	2346.25	2484.30	231
92	564.23	705.32	846.40	987.38	1128.46	1269.60	1410.64	1551.73	1692.80	1833.78	1974.77	2115.84	2256.92	2398.06	2539.20	234
93	576.55	720.73	864.90	1008.93	1153.10	1297.35	1441.46	1585.63	1729.80	1873.83	2017.86	2162.03	2306.20	2450.45	2594.70	236
94	588.97	736.30	883.60	1030.70	1177.94	1325.40	1472.61	1619.90	1767.20	1914.30	2061.41	2208.64	2355.88	2503.34	2650.80	239
95	601.66	752.07	902.49	1052.90	1203.33	1353.74	1504.16	1654.58	1805.00	1955.41	2105.82	2256.24	2406.67	2557.08	2707.50	241
96	614.26	767.99	921.59	1075.15	1228.52	1382.38	1535.98	1689.58	1843.18	1996.74	2150.30	2303.67	2457.04	2610.90	2764.77	244
97	626.99	784.07	940.89	1097.62	1253.98	1411.33	1568.14	1724.96	1881.78	2038.51	2195.25	2351.60	2507.96	2665.31	2822.67	247
98	639.85	800.31	960.39	1120.33	1279.70	1440.58	1600.63	1760.70	1920.78	2080.72	2240.66	2400.03	2559.40	2720.28	2881.17	249
99	652.85	818.72	980.09	1143.27	1305.70	1470.13	1637.45	1798.81	1960.18	2123.36	2286.54	2448.97	2611.40	2775.83	2940.27	251
100	666.67	833.34	1000.00	1166.67	1333.33	1500.00	1666.66	1833.33	2000.00	2166.66	2333.33	2500.00	2666.66	2833.33	3000.00	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation des pouces cubes en centimètres cubes = 16.39.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

CAPACITÉ DE LA POMPE D'EAU FROIDE EN PIEDS CUBES.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
20	0.18	0.23	0.27	0.32	0.36	0.41	0.45	0.50	0.54	0.59	0.63	0.68	0.72	0.77	0.82	50.8
21	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.91	53.3
22	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49	0.55	0.60	0.66	0.71	0.77	0.82	0.88	0.93	1.00	55.9
23	0.24	0.29	0.36	0.42	0.48	0.54	0.60	0.66	0.72	0.78	0.84	0.90	0.96	1.02	1.09	58.4
24	0.26	0.32	0.39	0.46	0.52	0.59	0.65	0.72	0.78	0.85	0.91	0.98	1.04	1.11	1.18	61.0
25	0.28	0.35	0.42	0.50	0.57	0.64	0.71	0.78	0.85	0.92	0.99	1.06	1.13	1.20	1.28	63.5
26	0.30	0.38	0.45	0.54	0.62	0.69	0.77	0.84	0.92	1.00	1.07	1.15	1.23	1.30	1.39	66.0
27	0.32	0.41	0.49	0.58	0.67	0.74	0.83	0.91	0.99	1.08	1.16	1.24	1.33	1.41	1.50	68.6
28	0.35	0.44	0.53	0.62	0.72	0.80	0.90	0.98	1.07	1.16	1.25	1.33	1.43	1.52	1.61	71.1
29	0.38	0.47	0.57	0.67	0.77	0.86	0.97	1.05	1.15	1.24	1.34	1.43	1.53	1.63	1.73	73.7
30	0.41	0.51	0.61	0.72	0.82	0.92	1.02	1.12	1.23	1.33	1.43	1.53	1.64	1.74	1.85	76.2
31	0.44	0.54	0.65	0.77	0.87	0.98	1.09	1.20	1.31	1.42	1.53	1.64	1.75	1.86	1.98	78.7
32	0.47	0.57	0.69	0.82	0.93	1.04	1.16	1.28	1.40	1.51	1.63	1.75	1.86	1.98	2.11	81.3
33	0.50	0.61	0.73	0.87	0.99	1.11	1.23	1.36	1.49	1.60	1.73	1.86	1.98	2.10	2.24	83.8
34	0.53	0.65	0.78	0.92	1.05	1.18	1.31	1.44	1.58	1.70	1.84	1.97	2.10	2.23	2.37	86.4
35	0.56	0.69	0.83	0.97	1.11	1.25	1.39	1.53	1.67	1.80	1.94	2.08	2.22	2.36	2.50	88.9
36	0.59	0.73	0.88	1.03	1.17	1.32	1.47	1.62	1.77	1.91	2.06	2.20	2.35	2.50	2.65	91.4
37	0.62	0.77	0.93	1.09	1.24	1.39	1.55	1.71	1.87	2.02	2.18	2.33	2.48	2.64	2.80	94.0
38	0.66	0.81	0.98	1.15	1.31	1.47	1.63	1.80	1.97	2.13	2.30	2.46	2.62	2.78	2.95	96.5
39	0.70	0.86	1.03	1.21	1.38	1.55	1.72	1.90	2.07	2.24	2.42	2.59	2.76	2.93	3.11	99.1
40	0.73	0.91	1.09	1.27	1.45	1.63	1.81	2.00	2.18	2.36	2.54	2.72	2.90	3.09	3.27	102
41	0.76	0.95	1.14	1.33	1.52	1.71	1.90	2.10	2.29	2.48	2.67	2.86	3.05	3.25	3.44	104
42	0.80	1.00	1.20	1.39	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	2.60	2.80	3.00	3.20	3.41	3.61	107
43	0.84	1.05	1.26	1.46	1.68	1.89	2.10	2.31	2.52	2.73	2.94	3.15	3.36	3.57	3.78	109
44	0.88	1.10	1.32	1.53	1.76	1.98	2.20	2.42	2.64	2.86	3.08	3.30	3.52	3.74	3.96	112
45	0.92	1.15	1.38	1.61	1.84	2.07	2.30	2.53	2.76	2.99	3.22	3.45	3.68	3.91	4.14	114
46	0.96	1.20	1.44	1.68	1.92	2.16	2.40	2.64	2.89	3.13	3.37	3.61	3.85	4.09	4.33	117
47	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.51	2.76	3.02	3.27	3.52	3.77	4.02	4.27	4.52	119
48	1.04	1.30	1.56	1.83	2.09	2.35	2.62	2.88	3.15	3.41	3.67	3.93	4.19	4.45	4.71	122
49	1.09	1.36	1.63	1.91	2.18	2.45	2.73	3.00	3.28	3.55	3.82	4.09	4.36	4.63	4.90	124
50	1.14	1.42	1.70	1.99	2.27	2.55	2.84	3.12	3.41	3.69	3.97	4.26	4.54	4.82	5.11	127
51	1.18	1.47	1.77	2.07	2.38	2.65	2.95	3.25	3.55	3.84	4.13	4.43	4.73	5.02	5.32	129
52	1.22	1.53	1.84	2.15	2.49	2.76	3.07	3.38	3.69	3.99	4.30	4.61	4.92	5.22	5.53	132
53	1.27	1.59	1.91	2.23	2.61	2.87	3.19	3.51	3.83	4.15	4.47	4.79	5.11	5.43	5.75	135
54	1.32	1.65	1.98	2.31	2.73	2.98	3.31	3.64	3.97	4.31	4.64	4.97	5.30	5.64	5.97	137
55	1.37	1.71	2.05	2.40	2.74	3.09	3.43	3.77	4.12	4.46	4.81	5.15	5.50	5.84	6.19	140
56	1.42	1.77	2.13	2.49	2.84	3.21	3.56	3.91	4.27	4.63	4.99	5.34	5.71	6.06	6.42	142
57	1.47	1.84	2.21	2.58	2.95	3.33	3.69	4.05	4.42	4.80	5.17	5.54	5.92	6.28	6.65	145
58	1.52	1.91	2.29	2.67	3.06	3.45	3.82	4.20	4.58	4.97	5.35	5.74	6.13	6.50	6.89	147
59	1.58	1.98	2.37	2.77	3.17	3.57	3.95	4.35	4.74	5.14	5.54	5.94	6.34	6.73	7.12	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation des pieds cubes en décimètres cubes = 28.31.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

CAPACITÉ DE LA POMPE D'EAU FROIDE EN PIEDS CUBES.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
60	1.64	2.05	2.46	2.87	3.28	3.69	4.09	4.50	4.91	5.32	5.73	6.14	6.55	6.96	7.36	152
61	1.69	2.12	2.54	2.96	3.39	3.81	4.23	4.65	5.08	5.50	5.92	6.35	6.77	7.20	7.61	155
62	1.74	2.19	2.62	3.06	3.50	3.93	4.37	4.80	5.25	5.68	6.12	6.56	6.99	7.44	7.87	157
63	1.80	2.26	2.70	3.16	3.61	4.05	4.51	4.95	5.42	5.86	6.32	6.77	7.22	7.68	8.13	160
64	1.86	2.33	2.79	3.26	3.72	4.18	4.66	5.11	5.59	6.05	6.52	6.98	7.45	7.92	8.39	163
65	1.92	2.40	2.88	3.36	3.84	4.32	4.80	5.28	5.76	6.24	6.72	7.20	7.68	8.16	8.64	165
66	1.98	2.47	2.97	3.46	3.96	4.45	4.95	5.44	5.94	6.43	6.93	7.42	7.92	8.41	8.91	168
67	2.04	2.54	3.06	3.56	4.08	4.58	5.10	5.60	6.12	6.62	7.14	7.65	8.16	8.67	9.18	170
68	2.10	2.62	3.15	3.67	4.30	4.70	5.25	5.77	6.30	6.82	7.35	7.88	8.40	8.93	9.46	173
69	2.16	2.70	3.24	3.78	4.32	4.86	5.40	5.94	6.48	7.02	7.56	8.11	8.64	9.19	9.74	175
70	2.23	2.78	3.34	3.89	4.45	5.00	5.56	6.11	6.67	7.22	7.78	8.34	8.89	9.45	10.02	178
71	2.29	2.86	3.44	4.00	4.58	5.15	5.72	6.29	6.87	7.44	8.01	8.59	9.16	9.73	10.31	180
72	2.35	2.94	3.54	4.12	4.71	5.30	5.89	6.47	7.07	7.66	8.24	8.84	9.43	10.01	10.61	183
73	2.42	3.02	3.64	4.24	4.84	5.45	6.06	6.66	7.27	7.88	8.48	9.10	9.70	10.30	10.91	185
74	2.49	3.11	3.74	4.36	4.98	5.60	6.23	6.85	7.47	8.10	8.72	9.36	9.97	10.59	11.21	188
75	2.56	3.20	3.84	4.48	5.12	5.76	6.40	7.04	7.68	8.32	8.96	9.60	10.24	10.88	11.51	190
76	2.63	3.28	3.94	4.60	5.25	5.91	6.57	7.23	7.88	8.54	9.20	9.85	10.51	11.17	11.82	193
77	2.70	3.36	4.04	4.70	5.39	6.06	6.74	7.42	8.09	8.76	9.44	10.11	10.78	11.46	12.13	196
78	2.77	3.45	4.14	4.84	5.53	6.22	6.91	7.61	8.30	8.98	9.68	10.37	11.06	11.75	12.45	198
79	2.84	3.54	4.25	4.96	5.67	6.38	7.08	7.80	8.51	9.21	9.92	10.63	11.34	12.04	12.76	201
80	2.91	3.63	4.36	5.09	5.81	6.54	7.26	7.99	8.72	9.44	10.17	10.89	11.62	12.35	13.09	203
81	2.98	3.72	4.47	5.22	5.96	6.70	7.44	8.19	8.94	9.68	10.43	11.17	11.92	12.66	13.42	206
82	3.05	3.81	4.58	5.35	6.11	6.87	7.63	8.39	9.16	9.92	10.69	11.45	12.22	12.98	13.76	208
83	3.12	3.90	4.69	5.48	6.26	7.04	7.82	8.60	9.38	10.16	10.95	11.73	12.52	13.30	14.10	211
84	3.20	4.00	4.80	5.61	6.41	7.21	8.01	8.81	9.61	10.41	11.21	12.01	12.82	13.62	14.44	213
85	3.28	4.10	4.92	5.74	6.56	7.38	8.20	9.02	9.84	10.66	11.48	12.30	13.12	13.94	14.78	216
86	3.36	4.20	5.04	5.88	6.72	7.56	8.40	9.24	10.08	10.92	11.76	12.60	13.44	14.28	15.13	218
87	3.44	4.30	5.16	6.02	6.88	7.74	8.60	9.46	10.32	11.18	12.04	12.90	13.76	14.62	15.49	221
88	3.52	4.40	5.28	6.16	7.04	7.92	8.80	9.68	10.56	11.44	12.32	13.20	14.08	14.96	15.85	223
89	3.60	4.50	5.40	6.30	7.20	8.10	9.00	9.90	10.80	11.70	12.60	13.50	14.40	15.30	16.21	226
90	3.68	4.60	5.52	6.44	7.36	8.28	9.20	10.12	11.04	11.96	12.88	13.80	14.72	15.64	16.57	229
91	3.76	4.70	5.64	6.58	7.53	8.47	9.41	10.35	11.29	12.23	13.18	14.12	15.06	16.00	16.94	231
92	3.84	4.80	5.76	6.73	7.70	8.66	9.62	10.58	11.54	12.51	13.48	14.14	15.40	16.36	17.32	234
93	3.92	4.91	5.89	6.88	7.87	8.85	9.83	10.82	11.80	12.79	13.78	14.76	15.74	16.72	17.70	236
94	4.01	5.02	6.02	7.03	8.04	9.04	10.05	11.06	12.06	13.07	14.08	15.08	16.08	17.08	18.08	239
95	4.10	5.13	6.15	7.18	8.21	9.24	10.27	11.30	12.32	13.35	14.38	15.41	16.43	17.45	18.46	241
96	4.19	5.24	6.28	7.33	8.38	9.43	10.48	11.53	12.58	13.63	14.68	15.73	16.77	17.82	18.85	244
97	4.28	5.35	6.41	7.48	8.55	9.62	10.70	11.77	12.84	13.91	14.98	16.05	17.12	18.19	19.25	247
98	4.37	5.46	6.54	7.63	8.73	9.82	10.92	12.01	13.10	14.19	15.28	16.37	17.47	18.56	19.65	249
99	4.46	5.57	6.68	7.79	8.91	10.02	11.14	12.25	13.36	14.47	15.59	16.70	17.82	18.93	20.05	251
100	4.55	5.68	6.82	7.95	9.09	10.22	11.36	12.49	13.63	14.76	15.90	17.03	18.17	19.30	20.45	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation des pieds cubes en décimètres cubes = 28.31.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

ÉPAISSEUR DU MOYEU D'ASSEMBLAGE DE LA MANIVELLE AVEC L'ARBRE DU VOLANT.

Diamètre du cylindre en centimètres

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais																			Longueur de la course du piston en décimètres.
	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9					
20	2.39	2.52	2.65	2.76	2.87	2.97	3.07	3.15	3.25	3.33	3.42	3.50	3.57	3.64	3.70	50.8				
21	2.48	2.61	2.75	2.86	2.98	3.08	3.18	3.26	3.36	3.44	3.53	3.61	3.69	3.77	3.85	53.3				
22	2.57	2.70	2.85	2.96	3.09	3.19	3.29	3.37	3.47	3.55	3.64	3.72	3.81	3.90	4.00	55.9				
23	2.66	2.79	2.95	3.06	3.20	3.30	3.40	3.48	3.58	3.66	3.75	3.83	3.93	4.03	4.15	58.4				
24	2.74	2.88	3.04	3.16	3.31	3.41	3.51	3.59	3.69	3.77	3.85	3.94	4.05	4.16	4.30	61.0				
25	2.82	2.97	3.13	3.26	3.42	3.52	3.62	3.70	3.80	3.88	3.95	4.05	4.17	4.29	4.45	63.5				
26	2.90	3.06	3.22	3.36	3.52	3.62	3.72	3.81	3.91	3.98	4.05	4.16	4.29	4.42	4.59	66.0				
27	2.98	3.15	3.31	3.46	3.62	3.72	3.82	3.91	4.01	4.08	4.15	4.27	4.41	4.55	4.73	68.6				
28	3.06	3.24	3.40	3.56	3.72	3.82	3.92	4.01	4.11	4.18	4.25	4.38	4.53	4.68	4.87	71.1				
29	3.14	3.32	3.49	3.66	3.82	3.92	4.02	4.11	4.21	4.28	4.35	4.48	4.64	4.81	5.01	73.7				
30	3.22	3.40	3.58	3.75	3.92	4.02	4.12	4.21	4.31	4.38	4.45	4.58	4.75	4.93	5.15	76.2				
31	3.31	3.49	3.67	3.84	4.01	4.11	4.22	4.30	4.41	4.48	4.56	4.68	4.84	5.01	5.22	78.7				
32	3.40	3.58	3.76	3.93	4.10	4.20	4.32	4.40	4.50	4.58	4.66	4.78	4.93	5.09	5.29	81.3				
33	3.49	3.67	3.85	4.02	4.19	4.29	4.41	4.50	4.60	4.68	4.76	4.88	5.02	5.17	5.36	83.8				
34	3.58	3.76	3.94	4.11	4.28	4.38	4.50	4.60	4.70	4.78	4.86	4.97	5.11	5.25	5.43	86.4				
35	3.67	3.85	4.03	4.20	4.37	4.47	4.59	4.69	4.80	4.88	4.96	5.07	5.20	5.33	5.50	88.9				
36	3.76	3.94	4.12	4.29	4.46	4.56	4.68	4.78	4.90	4.98	5.06	5.16	5.29	5.41	5.56	91.4				
37	3.85	4.03	4.20	4.37	4.55	4.65	4.77	4.87	4.99	5.08	5.16	5.26	5.38	5.49	5.62	94.0				
38	3.94	4.11	4.28	4.45	4.63	4.74	4.86	4.97	5.09	5.18	5.26	5.35	5.47	5.57	5.68	96.5				
39	4.02	4.19	4.36	4.53	4.71	4.83	4.95	5.07	5.19	5.28	5.36	5.44	5.56	5.65	5.75	99.1				
40	4.10	4.27	4.44	4.61	4.79	4.91	5.04	5.17	5.29	5.38	5.46	5.54	5.64	5.73	5.81	102				
41	4.24	4.39	4.54	4.71	4.89	5.00	5.14	5.26	5.39	5.47	5.57	5.65	5.75	5.84	5.93	104				
42	4.38	4.51	4.65	4.81	4.99	5.09	5.23	5.36	5.49	5.57	5.68	5.76	5.86	5.95	6.05	107				
43	4.52	4.63	4.76	4.91	5.08	5.19	5.33	5.45	5.59	5.67	5.79	5.87	5.97	6.06	6.17	109				
44	4.66	4.75	4.87	5.01	5.17	5.28	5.42	5.54	5.69	5.77	5.90	5.98	6.08	6.17	6.28	112				
45	4.80	4.87	4.98	5.12	5.26	5.37	5.51	5.63	5.78	5.87	6.00	6.09	6.19	6.28	6.39	114				
46	4.94	4.99	5.09	5.22	5.36	5.47	5.60	5.72	5.87	5.97	6.10	6.20	6.30	6.39	6.50	117				
47	5.08	5.11	5.20	5.32	5.45	5.56	5.70	5.82	5.96	6.07	6.20	6.31	6.41	6.50	6.61	119				
48	5.22	5.23	5.31	5.42	5.54	5.66	5.79	5.91	6.06	6.17	6.30	6.41	6.52	6.61	6.72	122				
49	5.36	5.36	5.42	5.53	5.64	5.75	5.88	6.00	6.15	6.27	6.40	6.51	6.63	6.72	6.83	124				
50	5.50	5.49	5.53	5.63	5.73	5.85	5.98	6.10	6.24	6.37	6.50	6.61	6.73	6.83	6.94	127				
51	5.63	5.60	5.64	5.73	5.83	5.95	6.07	6.19	6.34	6.46	6.59	6.70	6.83	6.93	7.04	129				
52	5.75	5.71	5.74	5.84	5.93	6.04	6.17	6.28	6.43	6.56	6.68	6.80	6.93	7.03	7.14	132				
53	5.87	5.82	5.85	5.94	6.03	6.14	6.26	6.38	6.52	6.65	6.77	6.90	7.03	7.13	7.24	135				
54	5.99	5.93	5.96	6.04	6.13	6.24	6.36	6.47	6.61	6.74	6.87	6.99	7.13	7.23	7.34	137				
55	6.11	6.04	6.06	6.15	6.23	6.33	6.45	6.56	6.70	6.83	6.96	7.08	7.23	7.33	7.44	140				
56	6.23	6.15	6.17	6.25	6.33	6.43	6.55	6.66	6.80	6.92	7.06	7.17	7.33	7.43	7.54	142				
57	6.35	6.26	6.28	6.35	6.43	6.53	6.64	6.76	6.89	7.01	7.15	7.26	7.42	7.53	7.64	145				
58	6.47	6.37	6.39	6.46	6.52	6.62	6.74	6.85	6.98	7.10	7.24	7.35	7.51	7.62	7.74	147				
59	6.59	6.47	6.50	6.56	6.62	6.72	6.83	6.95	7.08	7.20	7.34	7.44	7.60	7.71	7.83	150				
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4					

Nota. La manivelle est supposée en fonte. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

ÉPAISSEUR DU MOYEU D'ASSEMBLAGE DE LA MANIVELLE AVEC L'ARBRE DU VOLANT.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	6.71	6.57	6.61	6.66	6.72	6.82	6.93	7.04	7.17	7.29	7.43	7.53	7.69	7.80	7.92	152
61	6.84	6.70	6.72	6.75	6.82	6.92	7.03	7.14	7.27	7.39	7.53	7.63	7.79	7.90	8.02	155
62	6.97	6.83	6.83	6.84	6.93	7.02	7.13	7.24	7.37	7.49	7.62	7.72	7.89	8.00	8.12	157
63	7.10	6.96	6.94	6.93	7.03	7.12	7.23	7.34	7.47	7.58	7.72	7.81	7.98	8.10	8.22	160
64	7.23	7.09	7.05	7.02	7.13	7.22	7.33	7.44	7.56	7.67	7.82	7.91	8.07	8.20	8.31	163
65	7.36	7.22	7.16	7.11	7.23	7.31	7.43	7.54	7.66	7.77	7.91	8.00	8.16	8.29	8.41	165
66	7.49	7.35	7.27	7.20	7.33	7.41	7.53	7.63	7.76	7.87	8.00	8.10	8.25	8.38	8.51	168
67	7.62	7.48	7.38	7.29	7.43	7.51	7.63	7.73	7.85	7.96	8.10	8.19	8.35	8.47	8.60	170
68	7.74	7.60	7.49	7.38	7.53	7.61	7.72	7.83	7.94	8.06	8.19	8.29	8.44	8.57	8.70	173
69	7.86	7.72	7.59	7.47	7.63	7.71	7.81	7.92	8.03	8.16	8.28	8.38	8.53	8.66	8.80	175
70	7.98	7.84	7.69	7.56	7.73	7.81	7.90	8.01	8.12	8.25	8.37	8.48	8.62	8.75	8.89	178
71	8.11	7.96	7.80	7.66	7.83	7.91	8.00	8.11	8.22	8.35	8.46	8.58	8.72	8.85	8.99	180
72	8.24	8.08	7.91	7.76	7.94	8.02	8.10	8.21	8.32	8.44	8.56	8.68	8.81	8.94	9.08	183
73	8.37	8.20	8.02	7.86	8.04	8.12	8.20	8.31	8.41	8.54	8.65	8.77	8.91	9.04	9.18	185
74	8.50	8.32	8.13	7.96	8.14	8.22	8.31	8.41	8.51	8.64	8.75	8.87	9.00	9.13	9.27	188
75	8.63	8.44	8.25	8.07	8.25	8.32	8.41	8.51	8.61	8.73	8.85	8.97	9.10	9.23	9.37	190
76	8.76	8.57	8.37	8.18	8.35	8.42	8.51	8.61	8.70	8.83	8.94	9.06	9.20	9.32	9.46	193
77	8.90	8.70	8.49	8.29	8.45	8.52	8.61	8.70	8.80	8.93	9.04	9.16	9.29	9.42	9.55	196
78	9.04	8.83	8.61	8.40	8.56	8.63	8.72	8.80	8.90	9.02	9.13	9.26	9.39	9.51	9.64	198
79	9.18	8.96	8.73	8.51	8.66	8.73	8.82	8.90	9.00	9.12	9.23	9.35	9.48	9.61	9.74	201
80	9.32	9.09	8.85	8.62	8.76	8.83	8.92	9.00	9.10	9.21	9.33	9.45	9.58	9.70	9.83	203
81	9.46	9.22	8.97	8.75	8.87	8.94	9.02	9.09	9.19	9.31	9.43	9.54	9.68	9.80	9.93	206
82	9.60	9.35	9.09	8.88	8.98	9.04	9.12	9.19	9.28	9.41	9.53	9.64	9.77	9.89	10.02	208
83	9.74	9.48	9.21	9.01	9.09	9.14	9.22	9.28	9.37	9.51	9.63	9.73	9.86	9.98	10.12	211
84	9.88	9.61	9.33	9.14	9.20	9.25	9.31	9.38	9.46	9.60	9.73	9.83	9.96	10.08	10.21	213
85	10.02	9.74	9.45	9.27	9.31	9.35	9.41	9.47	9.55	9.69	9.83	9.92	10.01	10.12	10.25	216
86	10.16	9.87	9.57	9.40	9.42	9.46	9.51	9.57	9.64	9.78	9.92	10.01	10.05	10.17	10.30	218
87	10.30	10.00	9.69	9.53	9.53	9.56	9.61	9.66	9.73	9.87	10.01	10.11	10.14	10.26	10.40	221
88	10.44	10.13	9.81	9.67	9.64	9.67	9.71	9.76	9.82	9.96	10.10	10.20	10.23	10.36	10.49	223
89	10.59	10.26	9.93	9.81	9.75	9.77	9.81	9.85	9.91	10.05	10.19	10.30	10.32	10.45	10.58	226
90	10.74	10.39	10.05	9.95	9.87	9.88	9.91	9.95	10.00	10.14	10.28	10.39	10.51	10.64	10.77	229
91	10.88	10.52	10.17	10.07	9.98	9.99	10.02	10.06	10.11	10.24	10.38	10.49	10.61	10.74	10.87	231
92	11.02	10.65	10.29	10.19	10.09	10.10	10.12	10.16	10.21	10.34	10.47	10.58	10.70	10.83	10.96	234
93	11.16	10.78	10.42	10.31	10.20	10.21	10.23	10.27	10.32	10.45	10.57	10.68	10.80	10.93	11.05	236
94	11.31	10.92	10.55	10.43	10.31	10.32	10.33	10.38	10.42	10.55	10.67	10.77	10.89	11.02	11.15	239
95	11.46	11.06	10.68	10.55	10.42	10.43	10.44	10.48	10.53	10.65	10.77	10.87	10.99	11.12	11.24	241
96	11.61	11.20	10.81	10.67	10.53	10.54	10.54	10.59	10.64	10.75	10.87	10.96	11.08	11.21	11.33	244
97	11.76	11.34	10.94	10.79	10.64	10.65	10.65	10.69	10.74	10.85	10.96	11.06	11.18	11.31	11.43	247
98	11.91	11.48	11.07	10.91	10.76	10.76	10.75	10.80	10.85	10.96	11.06	11.16	11.28	11.40	11.52	249
99	12.06	11.62	11.20	11.03	10.88	10.87	10.86	10.91	10.96	11.06	11.16	11.25	11.37	11.49	11.61	251
100	12.21	11.76	11.33	11.16	11.00	10.98	10.96	11.02	11.07	11.16	11.26	11.35	11.47	11.58	11.70	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

NOTA. La manivelle est supposée en fonte. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

LARGEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Diamètre du cylindre en pouces anglais	Longueur de la course du piston en pieds anglais																Diamètre du cylindre en centimètres
	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	
20	6.60	6.81	7.02	7.55	8.07	8.40	8.72	8.99	9.25	9.49	9.72	9.94	10.15	10.36	10.55	50.8
21	6.88	7.10	7.31	7.83	8.34	8.68	9.01	9.28	9.55	9.79	10.03	10.26	10.47	10.69	10.89	53.3
22	7.15	7.39	7.60	8.11	8.61	8.96	9.30	9.57	9.85	10.09	10.33	10.58	10.79	11.02	11.23	55.9
23	7.43	7.68	7.89	8.39	8.88	9.24	9.59	9.86	10.14	10.38	10.64	10.89	11.11	11.35	11.56	58.4
24	7.70	7.96	8.18	8.67	9.15	9.52	9.87	10.15	10.43	10.68	10.94	11.20	11.43	11.68	11.89	61.0
25	7.98	8.24	8.47	8.95	9.42	9.80	10.15	10.44	10.72	10.98	11.25	11.51	11.75	12.01	12.22	63.5
26	8.26	8.52	8.76	9 23	9.69	10.07	10.43	10.73	11.01	11.28	11.55	11.82	12.07	12.33	12.55	66.0
27	8.53	8.80	9.05	9.51	9.96	10.34	10.71	11.02	11.30	11.58	11.86	12.13	12.39	12.65	12.88	68.6
28	8.81	9.08	9.34	9.78	10.23	10.61	10.99	11.30	11.59	11.87	12.16	12.44	12.71	12.97	13.21	71.1
29	9.09	9.36	9.62	10.05	10.49	10.88	11.27	11.58	11.88	12.17	12.47	12.75	13.03	13.29	13.54	73.7
30	9.37	9.64	9.90	10.32	10.75	11.15	11.55	11.86	12.17	12.47	12.77	13.06	13.35	13.61	13.87	76.2
31	9.56	9.86	10.14	10.56	11.00	11.40	11.80	12.12	12.44	12.75	13.05	13.35	13.64	13.91	14.17	78.7
32	9.75	10.07	10.38	10.80	11.25	11.65	12.05	12.38	12.71	13.03	13.33	13.64	13.93	14.20	14.46	81.3
33	9.94	10.28	10.62	11.04	11.50	11.90	12.30	12.64	12.98	13.31	13.61	13.93	14.21	14.49	14.76	83.8
34	10.13	10.49	10.86	11.28	11.75	12.15	12.55	12.90	13.25	13.59	13.89	14.21	14.50	14.78	15.05	86.4
35	10.32	10.70	11.10	11.52	12.00	12.40	12.80	13.16	13.52	13.86	14.17	14.49	14.79	15.08	15.34	88.9
36	10.51	10.91	11.33	11.76	12.24	12.65	13.05	13.42	13.79	14.13	14.45	14.77	15.08	15.37	15.63	91.4
37	10.70	11.12	11.56	12.00	12.48	12.90	13.30	13.68	14.06	14.40	14.73	15.05	15.37	15.66	15.92	94.0
38	10.89	11.33	11.79	12.24	12.72	13.14	13.55	13.94	14.33	14.67	15.01	15.33	15.65	15.95	16.21	96.5
39	11.07	11.54	12.02	12.48	12.96	13.38	13.80	14.20	14.59	14.94	15.29	15.61	15.93	16.25	16.50	99.1
40	11.25	11.75	12.25	12.72	13.20	13.62	14.05	14.45	14.85	15.21	15.57	15.90	16.22	16.54	16.79	102
41	11.48	11.99	12.48	12.96	13.44	13.84	14.24	14.65	15.06	15.45	15.83	16.18	16.52	16.83	17.08	104
42	11.71	12.23	12.72	13.20	13.68	14.06	14.43	14.85	15.27	15.69	16.09	16.46	16.81	17.12	17.37	107
43	11.94	12.47	12.95	13.44	13.92	14.28	14.62	15.05	15.48	15.93	16.35	16.74	17.11	17.41	17.66	109
44	12.17	12.71	13.19	13.68	14.16	14.50	14.81	15.25	15.69	16.17	16.61	17.02	17.40	17.70	17.94	112
45	12.40	12.94	13.42	13.92	14.40	14.71	15.00	15.45	15.90	16.41	16.87	17.30	17.70	17.99	18.22	114
46	12.63	13.17	13.66	14.16	14.64	14.92	15.19	15.66	16.12	16.65	17.13	17.58	17.99	18.28	18.50	117
47	12.86	13.40	13.89	14.40	14.88	15.13	15.38	15.86	16.33	16.88	17.39	17.86	18.29	18.56	18.78	119
48	13.10	13.63	14.13	14.63	15.11	15.34	15.57	16.06	16.54	17.11	17.65	18.13	18.58	18.84	19.06	122
49	13.33	13.86	14.36	14.86	15.34	15.55	15.76	16.26	16.75	17.34	17.91	18.40	18.88	19.12	19.34	124
50	13.57	14.09	14.60	15.09	15.57	15.76	15.95	16.46	16.97	17.57	18.17	18.67	19.17	19.40	19.62	127
51	13.78	14.31	14.83	15.33	15.81	16.02	16.25	16.75	17.26	17.84	18.42	18.91	19.41	19.65	19.89	129
52	13.99	14.53	15.06	15.57	16.05	16.29	16.55	17.04	17.55	18.11	18.67	19.15	19.64	19.90	20.16	132
53	14.20	14.75	15.29	15.81	16.29	16.55	16.84	17.33	17.84	18.38	18.92	19.39	19.87	20.15	20.43	135
54	14.41	14.97	15.52	16.04	16.53	16.82	17.13	17.62	18.12	18.65	19.17	19.63	20.10	20.40	20.70	137
55	14.62	15.19	15.75	16.27	16.77	17.08	17.42	17.91	18.40	18.92	19.42	19.87	20.33	20.65	20.97	140
56	14.83	15.41	15.98	16.50	17.01	17.35	17.71	18.20	18.68	19.19	19.67	20.11	20.56	20.90	21.23	142
57	15.04	15.63	16.21	16.73	17.25	17.61	18.00	18.48	18.96	19.45	19.92	20.35	20.80	21.15	21.49	145
58	15.25	15.84	16.44	16.96	17.49	17.88	18.29	18.77	19.24	19.71	20.17	20.59	21.03	21.39	21.75	147
59	15.45	16.05	16.67	17.19	17.73	18.14	18.58	19.06	19.52	19.97	20.42	20.83	21.26	21.63	22.01	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Diamètre du cylindre en pouces anglais. — Longueur de la course du piston en décimètres.

NOTA. La manivelle est supposée en fonte. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

LARGEUR DU CORPS DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
60	15.65	16.26	16.89	17.42	17.96	18.41	18.87	19.34	19.80	20.24	20.67	21.07	21.49	21.87	22.27	152
61	15.92	16.51	17.13	17.65	18.19	18.64	19.11	19.58	20.04	20.48	20.92	21.32	21.74	22.13	22.53	155
62	16.19	16.76	17.37	17.88	18.42	18.87	19.35	19.82	20.28	20.72	21.17	21.57	21.99	22.39	22.79	157
63	16.46	17.01	17.61	18.11	18.65	19.10	19.59	20.06	20.52	20.96	21.42	21.82	22.24	22.64	23.05	160
64	16.73	17.26	17.84	18.34	18.88	19.33	19.83	20.30	20.76	21.20	21.66	22.07	22.49	22.89	23.31	163
65	17.00	17.51	18.07	18.57	19.11	19.56	20.06	20.54	21.00	21.44	21.90	22.32	22.74	23.14	23.56	165
66	17.26	17.76	18.30	18.80	19.33	19.79	20.29	20.77	21.24	21.68	22.14	22.57	22.99	23.39	23.81	168
67	17.52	18.01	18.53	19.03	19.55	20.02	20.52	21.00	21.47	21.92	22.38	22.82	23.24	23.64	24.06	170
68	17.78	18.26	18.76	19.26	19.77	20.25	20.75	21.23	21.71	22.16	22.62	23.06	23.49	23.89	24.31	173
69	18.04	18.51	18.99	19.49	19.99	20.48	20.98	21.46	21.94	22.40	22.86	23.30	23.73	24.14	24.56	175
70	18.30	18.76	19.22	19.71	20.21	20.71	21.21	21.69	22.18	22.64	23.10	23.54	23.97	24.39	24.81	178
71	18.54	19.00	19.45	19.95	20.45	20.93	21.41	21.91	22.42	22.87	23.33	23.77	24.21	24.63	25.07	180
72	18.78	19.24	19.68	20.19	20.69	21.16	21.62	22.13	22.65	23.11	23.57	24.01	24.45	24.88	25.32	183
73	19.02	19.48	19.92	20.43	20.93	21.38	21.82	22.35	22.89	23.34	23.81	24.25	24.70	25.12	25.58	185
74	19.26	19.72	20.15	20.67	21.17	21.61	22.03	22.57	23.12	23.58	24.04	24.49	24.94	25.37	25.83	188
75	19.50	19.96	20.38	20.91	21.41	21.83	22.23	22.79	23.36	23.81	24.28	24.72	25.18	25.62	26.09	190
76	19.74	20.19	20.61	21.15	21.65	22.06	22.44	23.01	23.59	24.05	24.51	24.96	25.42	25.87	26.34	193
77	19.98	20.42	20.84	21.39	21.90	22.28	22.64	23.23	23.82	24.28	24.75	25.20	25.66	26.12	26.59	196
78	20.21	20.65	21.07	21.63	22.15	22.51	22.85	23.45	24.05	24.52	24.99	25.44	25.90	26.37	26.85	198
79	20.44	20.88	21.31	21.87	22.40	22.73	23.05	23.67	24.28	24.75	25.23	25.68	26.14	26.62	27.10	201
80	20.67	21.11	21.55	22.10	22.65	22.96	23.26	23.89	24.51	24.99	25.47	25.92	26.39	26.86	27.35	203
81	20.91	21.35	21.78	22.33	22.87	23.20	23.52	24.13	24.74	25.22	25.70	26.15	26.63	27.10	27.59	206
82	21.15	21.59	22.02	22.56	23.09	23.43	23.77	24.38	24.98	25.46	25.94	26.39	26.87	27.34	27.83	208
83	21.40	21.82	22.25	22.79	23.31	23.67	24.02	24.62	25.21	25.69	26.17	26.62	27.11	27.58	28.07	211
84	21.64	22.06	22.49	23.02	23.53	23.91	24.28	24.87	25.45	25.93	26.41	26.86	27.35	27.82	28.31	213
85	21.89	22.30	22.72	23.25	23.75	24.15	24.54	25.11	25.68	26.16	26.64	27.10	27.59	28.06	28.55	216
86	22.13	22.54	22.95	23.48	23.97	24.39	24.80	25.36	25.91	26.39	26.88	27.34	27.83	28.30	28.79	218
87	22.37	22.78	23.18	23.70	24.19	24.63	25.06	25.60	26.14	26.62	27.11	27.58	28.07	28.54	29.03	221
88	22.61	23.02	23.42	23.92	24.41	24.87	25.32	25.84	26.37	26.85	27.35	27.82	28.31	28.78	29.27	223
89	22.85	23.26	23.65	24.14	24.63	25.11	25.58	26.09	26.60	27.08	27.58	28.06	28.55	29.02	29.51	226
90	23.09	23.49	23.89	24.36	24.84	25.34	25.84	26.34	26.84	27.32	27.82	28.30	28.79	29.26	29.74	229
91	23.33	23.73	24.12	24.59	25.07	25.57	26.07	26.57	27.07	27.56	28.05	28.53	29.03	29.49	29.97	231
92	23.57	23.97	24.36	24.82	25.30	25.80	26.30	26.80	27.30	27.79	28.29	28.77	29.26	29.73	30.21	234
93	23.81	24.20	24.59	25.05	25.54	26.03	26.53	27.03	27.53	28.03	28.52	29.00	29.50	29.96	30.45	236
94	24.05	24.44	24.83	25.28	25.77	26.26	26.76	27.26	27.76	28.26	28.75	29.24	29.73	30.20	30.69	239
95	24.29	24.68	25.06	25.52	26.00	26.49	26.99	27.49	27.99	28.49	28.98	29.47	29.97	30.44	30.92	241
96	24.53	24.92	25.30	25.76	26.23	26.73	27.22	27.72	28.22	28.72	29.21	29.71	30.20	30.67	31.16	244
97	24.77	25.16	25.53	26.00	26.46	26.96	27.45	27.95	28.45	28.95	29.44	29.94	30.43	30.91	31.40	247
98	25.01	25.40	25.77	26.24	26.69	27.19	27.68	28.18	28.68	29.18	29.67	30.17	30.66	31.14	31.64	249
99	25.25	25.64	26.01	26.48	26.92	27.42	27.91	28.42	28.91	29.41	29.90	30.40	30.89	31.38	31.88	251
100	25.50	25.87	26.15	26.70	27.16	27.65	28.15	28.65	29.15	29.65	30.15	30.64	31.12	31.61	32.10	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

ÉPAISSEUR DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres
20	3.30	3.40	3.51	3.77	4.03	4.20	4.36	4.49	4.62	4.74	4.86	4.97	5.07	5.18	5.27	50.8
21	3.44	3.54	3.65	3.91	4.17	4.34	4.50	4.64	4.77	4.89	5.02	5.13	5.23	5.35	5.44	53.3
22	3.58	3.68	3.80	4.05	4.31	4.48	4.64	4.79	4.92	5.04	5.18	5.29	5.39	5.52	5.61	55.9
23	3.72	3.82	3.94	4.19	4.45	4.62	4.78	4.94	5.07	5.19	5.33	5.45	5.55	5.68	5.78	58.4
24	3.86	3.96	4.09	4.33	4.59	4.76	4.92	5.09	5.22	5.34	5.48	5.61	5.71	5.84	5.95	61.0
25	4.00	4.10	4.23	4.47	4.72	4.90	5.06	5.23	5.37	5.49	5.63	5.77	5.87	6.00	6.12	63.5
26	4.14	4.24	4.38	4.61	4.85	5.04	5.20	5.37	5.52	5.64	5.78	5.93	6.03	6.16	6.29	66.0
27	4.28	4.38	4.52	4.75	4.98	5.18	5.34	5.51	5.66	5.79	5.93	6.08	6.19	6.32	6.45	68.6
28	4.42	4.53	4.66	4.89	5.11	5.31	5.48	5.65	5.80	5.94	6.08	6.23	6.35	6.48	6.61	71.1
29	4.55	4.67	4.80	5.03	5.24	5.44	5.62	5.79	5.94	6.09	6.23	6.38	6.51	6.64	6.77	73.7
30	4.68	4.82	4.95	5.16	5.37	5.57	5.77	5.93	6.08	6.23	6.38	6.53	6.67	6.80	6.93	76.2
31	4.78	4.92	5.07	5.28	5.50	5.70	5.89	6.06	6.22	6.37	6.52	6.68	6.82	6.95	7.08	78.7
32	4.87	5.03	5.19	5.40	5.63	5.83	6.02	6.19	6.36	6.51	6.66	6.83	6.97	7.10	7.23	81.3
33	4.97	5.13	5.30	5.52	5.76	5.96	6.14	6.32	6.50	6.65	6.80	6.97	7.12	7.25	7.38	83.8
34	5.06	5.24	5.42	5.64	5.88	6.09	6.27	6.45	6.64	6.79	6.94	7.14	7.27	7.40	7.53	86.4
35	5.16	5.34	5.53	5.76	6.00	6.21	6.39	6.58	6.77	6.93	7.08	7.25	7.41	7.55	7.68	88.9
36	5.25	5.45	5.65	5.88	6.12	6.33	6.52	6.71	6.90	7.07	7.22	7.39	7.55	7.70	7.83	91.4
37	5.35	5.55	5.76	6.00	6.24	6.45	6.64	6.84	7.03	7.21	7.36	7.53	7.69	7.85	7.97	94.0
38	5.44	5.66	5.88	6.12	6.36	6.57	6.77	6.97	7.16	7.34	7.50	7.67	7.83	7.99	8.11	96.5
39	5.53	5.76	6.00	6.24	6.48	6.69	6.89	7.10	7.29	7.47	7.64	7.81	7.97	8.13	8.25	99.1
40	5.62	5.87	6.12	6.36	6.60	6.81	7.02	7.22	7.42	7.60	7.78	7.95	8.11	8.27	8.39	102
41	5.73	5.98	6.23	6.48	6.72	6.92	7.12	7.32	7.53	7.72	7.91	8.09	8.26	8.42	8.54	104
42	5.85	6.10	6.35	6.60	6.84	7.03	7.21	7.42	7.64	7.84	8.04	8.23	8.41	8.57	8.68	107
43	5.96	6.21	6.47	6.72	6.98	7.14	7.31	7.52	7.75	7.96	8.17	8.36	8.56	8.72	8.82	109
44	6.08	6.33	6.59	6.83	7.08	7.25	7.40	7.63	7.86	8.08	8.30	8.49	8.71	8.86	8.96	112
45	6.20	6.45	6.71	6.95	7.20	7.36	7.50	7.73	7.97	8.20	8.43	8.63	8.86	9.00	9.10	114
46	6.31	6.56	6.83	7.07	7.32	7.47	7.59	7.83	8.08	8.32	8.56	8.77	9.01	9.14	9.24	117
47	6.43	6.67	6.95	7.19	7.44	7.58	7.69	7.93	8.18	8.44	8.69	8.91	9.16	9.28	9.38	119
48	6.54	6.79	7.07	7.31	7.56	7.68	7.78	8.03	8.28	8.56	8.82	9.05	9.30	9.42	9.52	122
49	6.66	6.91	7.19	7.42	7.67	7.78	7.88	8.13	8.38	8.67	8.95	9.19	9.44	9.56	9.66	124
50	6.78	7.04	7.30	7.54	7.78	7.88	7.97	8.23	8.48	8.78	9.08	9.33	9.58	9.70	9.81	127
51	6.89	7.15	7.42	7.66	7.90	8.01	8.11	8.37	8.62	8.92	9.21	9.45	9.70	9.83	9.95	129
52	6.99	7.26	7.53	7.77	8.02	8.14	8.26	8.52	8.76	9.06	9.34	9.57	9.82	9.96	10.09	132
53	7.10	7.37	7.65	7.89	8.14	8.27	8.40	8.66	8.90	9.20	9.47	9.69	9.94	10.09	10.22	135
54	7.20	7.48	7.76	8.00	8.26	8.40	8.55	8.81	9.05	9.34	9.60	9.81	10.06	10.21	10.35	137
55	7.31	7.59	7.88	8.12	8.38	8.53	8.69	8.95	9.19	9.47	9.73	9.93	10.18	10.33	10.48	140
56	7.41	7.70	7.99	8.24	8.50	8.66	8.84	9.10	9.33	9.60	9.85	10.05	10.30	10.45	10.61	142
57	7.51	7.81	8.10	8.36	8.62	8.79	8.98	9.24	9.47	9.73	9.97	10.17	10.41	10.57	10.74	145
58	7.62	7.92	8.21	8.48	8.74	8.92	9.13	9.39	9.61	9.86	10.09	10.29	10.52	10.69	10.87	147
59	7.72	8.03	8.32	8.60	8.86	9.05	9.27	9.53	9.75	9.99	10.21	10.41	10.63	10.81	11.00	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en decimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

ÉPAISSEUR DE LA MANIVELLE AU CENTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
60	7.82	8.13	8.44	8.71	8.98	9.20	9.43	9.67	9.90	10.12	10.33	10.53	10.74	10.93	11.13	152
61	7.96	8.26	8.56	8.83	9.10	9.32	9.55	9.79	10.02	10.24	10.46	10.66	10.87	11.06	11.26	155
62	8.10	8.39	8.68	8.95	9.22	9.43	9.67	9.91	10.14	10.36	10.59	10.79	11.00	11.19	11.39	157
63	8.24	8.52	8.80	9.07	9.33	9.55	9.79	10.03	10.26	10.48	10.71	10.92	11.13	11.32	11.52	160
64	8.37	8.65	8.92	9.18	9.44	9.66	9.91	10.15	10.38	10.60	10.83	11.05	11.26	11.45	11.65	163
65	8.50	8.78	9.04	9.30	9.55	9.78	10.03	10.27	10.50	10.72	10.95	11.17	11.39	11.58	11.78	165
66	8.63	8.90	9.16	9.41	9.66	9.89	10.15	10.39	10.62	10.84	11.07	11.29	11.52	11.71	11.91	168
67	8.76	9.02	9.28	9.52	9.77	10.01	10.27	10.51	10.74	10.96	11.19	11.42	11.64	11.83	12.04	170
68	8.89	9.14	9.39	9.63	9.88	10.12	10.38	10.62	10.86	11.08	11.31	11.55	11.76	11.95	12.16	173
69	9.02	9.26	9.51	9.74	9.99	10.24	10.49	10.73	10.98	11.20	11.43	11.68	11.88	12.07	12.28	175
70	9.15	9.38	9.61	9.85	10.10	10.35	10.60	10.84	11.09	11.32	11.55	11.77	11.98	12.19	12.40	178
71	9.27	9.50	9.72	9.97	10.23	10.47	10.71	10.95	11.20	11.44	11.66	11.88	12.10	12.31	12.53	180
72	9.39	9.62	9.84	10.09	10.35	10.58	10.81	11.06	11.32	11.55	11.77	12.00	12.22	12.43	12.65	183
73	9.51	9.74	9.95	10.21	10.47	10.70	10.92	11.17	11.44	11.67	11.89	12.12	12.34	12.56	12.78	185
74	9.63	9.86	10.07	10.33	10.59	10.81	11.02	11.28	11.55	11.79	12.01	12.24	12.46	12.68	12.90	188
75	9.75	9.98	10.18	10.45	10.71	10.92	11.13	11.39	11.67	11.91	12.13	12.36	12.58	12.80	13.03	190
76	9.87	10.10	10.30	10.57	10.83	11.03	11.23	11.50	11.78	12.02	12.25	12.48	12.70	12.93	13.16	193
77	9.99	10.22	10.41	10.69	10.95	11.14	11.33	11.61	11.90	12.14	12.37	12.60	12.82	13.05	13.29	196
78	10.11	10.33	10.53	10.81	11.07	11.25	11.43	11.72	12.01	12.25	12.49	12.72	12.94	13.18	13.42	198
79	10.22	10.44	10.65	10.93	11.19	11.36	11.53	11.83	12.13	12.37	12.61	12.84	13.06	13.30	13.55	201
80	10.33	10.55	10.77	11.05	11.32	11.48	11.63	11.94	12.25	12.49	12.73	12.96	13.19	13.43	13.67	203
81	10.45	10.66	10.89	11.15	11.43	11.60	11.76	12.06	12.36	12.61	12.85	13.08	13.31	13.55	13.79	206
82	10.57	10.78	11.00	11.27	11.54	11.72	11.89	12.19	12.48	12.72	12.96	13.20	13.43	13.67	13.91	208
83	10.69	10.90	11.12	11.38	11.65	11.84	12.02	12.31	12.60	12.84	13.08	13.32	13.55	13.79	14.03	211
84	10.81	11.02	11.24	11.50	11.76	11.96	12.15	12.44	12.71	12.96	13.20	13.44	13.67	13.91	14.15	213
85	10.93	11.14	11.35	11.61	11.87	12.08	12.28	12.56	12.83	13.07	13.32	13.56	13.79	14.03	14.27	216
86	11.05	11.26	11.47	11.72	11.98	12.20	12.41	12.68	12.94	13.19	13.44	13.68	13.91	14.15	14.39	218
87	11.17	11.38	11.59	11.83	12.09	12.32	12.54	12.80	13.06	13.30	13.56	13.79	14.03	14.27	14.51	221
88	11.29	11.50	11.70	11.95	12.20	12.44	12.67	12.92	13.17	13.42	13.68	13.91	14.15	14.39	14.63	223
89	11.41	11.62	11.82	12.06	12.31	12.56	12.80	13.04	13.29	13.53	13.80	14.03	14.27	14.51	14.75	226
90	11.54	11.74	11.94	12.18	12.42	12.67	12.92	13.17	13.42	13.66	13.91	14.15	14.39	14.63	14.87	229
91	11.66	11.85	12.06	12.30	12.53	12.79	13.03	13.29	13.54	13.78	14.03	14.27	14.51	14.74	14.98	231
92	11.78	11.97	12.18	12.41	12.65	12.90	13.15	13.40	13.65	13.90	14.14	14.38	14:62	14.86	15.10	234
93	11.90	12.09	12.30	12.53	12.76	12.02	13.26	13.52	13.77	14.01	14.26	14.50	14.74	14.98	15.22	236
94	12.02	12.21	12.42	12.64	12.88	13.13	13.38	13.63	13.88	14.12	14.37	14.62	14.85	15.09	15.34	239
95	12.14	12.33	12.54	12.76	12.99	13.25	13.49	13.75	14.00	14.24	14.49	14.74	14.97	15.21	15.56	241
96	12.26	12.45	12.66	12.87	13.11	13.36	13.61	13.86	14.11	14.36	14.61	14.86	15.09	15.33	15.68	244
97	12.38	12.57	12.78	12.99	13.22	13.48	13.72	13.98	14.23	14.47	14.72	14.97	15.21	15.45	15.80	247
98	12.50	12.69	12.90	13.10	13.34	13.59	13.84	14.09	14.34	14.58	14.84	15.09	15.33	15.57	15.92	249
99	12.62	12.81	13.01	13.22	13.45	13.71	13.95	14.21	14.46	14.70	14.95	15.20	15.45	15.69	16.04	251
100	12.75	12.93	13.12	13.35	13.58	13.82	14.07	14.32	14.57	14.82	15.07	15.32	15.56	15.80	16.15	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

DIAMÈTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Diamètre du cylindre en centimètres.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	Longueur de la course du piston en pieds anglais. 2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	
20	5.13	5.53	5.84	6.12	6.42	6.66	6.92	7.13	7.36	7.55	7.75	7.92	8.09	8.24	8.42	50.8
21	5.29	5.67	6.02	6.31	6.62	6.87	7.14	7.36	7.59	7.79	7.99	8.17	8.35	8.50	8.69	53.3
22	5.45	5.81	6.20	6.50	6.82	7.08	7.36	7.59	7.82	8.03	8.23	8.42	8.61	8.75	8.96	55.9
23	5.61	5.95	6.38	6.69	7.02	7.29	7.58	7.82	8.05	8.27	8.47	8.67	8.87	9.01	9.23	58.4
24	5.78	6.09	6.56	6.88	7.22	7.50	7.80	8.05	8.28	8.51	8.71	8.92	9.12	9.27	9.49	61.0
25	5.94	6.23	6.74	7.07	7.42	7.71	8.02	8.27	8.51	8.75	8.95	9.16	9.37	9.53	9.75	63.5
26	6.11	6.37	6.92	7.26	7.62	7.92	8.23	8.49	8.74	8.98	9.19	9.40	9.62	9.78	10.01	66.0
27	6.27	6.51	7.10	7.45	7.82	8.13	8.44	8.71	8.97	9.21	9.43	9.64	9.87	10.04	10.27	68.6
28	6.44	6.65	7.28	7.64	8.02	8.34	8.65	8.93	9.20	9.44	9.67	9.88	10.12	10.29	10.53	71.1
29	6.60	6.79	7.46	7.83	8.22	8.55	8.86	9.15	9.43	9.67	9.91	10.12	10.37	10.55	10.79	73.7
30	6.77	7.09	7.65	8.02	8.42	8.74	9.07	9.36	9.65	9.90	10.15	10.37	10.61	10.81	11.04	76.2
31	6.91	7.25	7.81	8.19	8.60	8.93	9.26	9.56	9.86	10.11	10.37	10.59	10.84	11.04	11.28	78.7
32	7.05	7.41	7.97	8.36	8.78	9.12	9.45	9.76	10.07	10.32	10.59	10.81	11.07	11.27	11.52	81.3
33	7.19	7.57	8.13	8.53	8.96	9.31	9.64	9.96	10.28	10.53	10.81	11.03	11.30	11.50	11.76	83.8
34	7.33	7.73	8.29	8.70	9.14	9.50	9.83	10.16	10.49	10.74	11.03	11.25	11.53	11.73	11.99	86.4
35	7.47	7.89	8.45	8.87	9.32	9.69	10.02	10.36	10.69	10.95	11.24	11.47	11.76	11.96	12.22	88.9
36	7.61	8.05	8.61	9.04	9.50	9.87	10.21	10.56	10.89	11.16	11.45	11.69	11.98	12.19	12.45	91.4
37	7.75	8.21	8.77	9.21	9.68	10.05	10.40	10.76	11.09	11.37	11.66	11.91	12.20	12.42	12.68	94.0
38	7.89	8.37	8.93	9.38	9.86	10.23	10.59	10.96	11.29	11.58	11.87	12.13	12.43	12.65	12.91	96.5
39	8.04	8.54	9.09	9.55	10.03	10.41	10.79	11.15	11.49	11.79	12.08	12.35	12.66	12.88	13.14	99.1
40	8.18	8.72	9.27	9.72	10.20	10.59	10.99	11.34	11.69	11.99	12.29	12.56	12.86	13.11	13.37	102
41	8.30	8.86	9.41	9.88	10.37	10.76	11.18	11.52	11.88	12.19	12.49	12.77	13.07	13.32	13.59	104
42	8.41	9.00	9.56	10.04	10.53	10.93	11.36	11.70	12.07	12.38	12.69	12.98	13.28	13.53	13.81	107
43	8.52	9.14	9.71	10.20	10.69	11.10	11.54	11.88	12.26	12.57	12.89	13.19	13.49	13.74	14.03	109
44	8.63	9.28	9.86	10.36	10.85	11.27	11.72	12.06	12.45	12.76	13.09	13.39	13.70	13.95	14.25	112
45	8.75	9.42	10.01	10.52	11.01	11.44	11.90	12.24	12.64	12.95	13.29	13.59	13.91	14.16	14.46	114
46	8.87	9.56	10.16	10.67	11.17	11.61	12.07	12.42	12.83	13.14	13.49	13.79	14.12	14.37	14.67	117
47	8.99	9.70	10.31	10.82	11.33	11.78	12.24	12.60	13.01	13.33	13.69	13.99	14.32	14.58	14.88	119
48	9.11	9.84	10.46	10.97	11.49	11.95	12.41	12.78	13.19	13.52	13.89	14.19	14.52	14.79	15.09	122
49	9.23	9.98	10.61	11.12	11.65	12.11	12.58	12.96	13.37	13.71	14.08	14.39	14.72	15.00	15.30	124
50	9.35	10.12	10.76	11.27	11.82	12.27	12.75	13.14	13.55	13.90	14.27	14.59	14.92	15.21	15.51	127
51	9.47	10.25	10.90	11.42	11.97	12.43	12.92	13.33	13.73	14.08	14.46	14.78	15.12	15.41	15.72	129
52	9.59	10.38	11.04	11.57	12.12	12.59	13.09	13.50	13.91	14.26	14.65	14.97	15.32	15.61	15.92	132
53	9.71	10.51	11.18	11.72	12.27	12.76	13.26	13.67	14.09	14.44	14.84	15.16	15.52	15.81	16.12	135
54	9.83	10.64	11.32	11.87	12.42	12.93	13.43	13.84	14.27	14.62	15.03	15.35	15.71	16.01	16.32	137
55	9.96	10.77	11.46	12.02	12.57	13.10	13.60	14.01	14.45	14.80	15.21	15.54	15.90	16.21	16.52	140
56	10.09	10.90	11.60	12.17	12.73	13.26	13.77	14.18	14.63	14.98	15.39	15.73	16.09	16.41	16.72	142
57	10.22	11.03	11.74	12.32	12.89	13.42	13.94	14.35	14.80	15.16	15.57	15.92	16.28	16.60	16.92	145
58	10.35	11.16	11.88	12.47	13.05	13.58	14.11	14.52	14.97	15.34	15.75	16.10	16.47	16.79	17.12	147
59	10.48	11.30	12.02	12.61	13.21	13.74	14.28	14.69	15.14	15.52	15.93	16.28	16.66	16.98	17.32	150
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	27.4	

Longueur de la course du piston en décimètres.

NOTA. L'arbre du volant est supposé en fonte. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLES DES DIMENSIONS PRINCIPALES.

MACHINES FIXES.

DIAMÈTRE DE L'ARBRE DU VOLANT.

Longueur de la course du piston en pieds anglais.

Diamètre du cylindre en pouces anglais.	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½	6	6 ½	7	7 ½	8	8 ½	9	Diamètre du cylindre en centimètres.
60	10.61	11.44	12.15	12.75	13.37	13.90	14.44	14.86	15.31	15.70	16.11	16.46	16.85	17.17	17.52	152
61	10.73	11.57	12.29	12.88	13.49	14.04	14.60	15.02	15.48	15.87	16.29	16.64	17.04	17.36	17.71	155
62	10.85	11.70	12.42	13.01	13.61	14.18	14.75	15.18	15.65	16.04	16.47	16.82	17.23	17.55	17.90	157
63	10.97	11.83	12.55	13.14	13.73	14.32	14.90	15.34	15.82	16.21	16.65	17.00	17.41	17.74	18.09	160
64	11.09	11.95	12.68	13.27	13.85	14.46	15.05	15.50	15.99	16.38	16.83	17.18	17.59	17.93	18.28	163
65	11.21	12.07	12.81	13.39	13.97	14.60	15.20	15.66	16.16	16.55	17.01	17.36	17.77	18.12	18.47	165
66	11.32	12.19	12.94	13.51	14.09	14.73	15.35	15.82	16.32	16.72	17.18	17.54	17.95	18.31	18.66	168
67	11.43	12.31	13.07	13.63	14.21	14.86	15.50	15.98	16.48	16.89	17.35	17.72	18.13	18.50	18.85	170
68	11.54	12.43	13.20	13.75	14.33	14.99	15.65	16.14	16.64	17.06	17.52	17.90	18.31	18.68	19.04	173
69	11.65	12.55	13.33	13.87	14.44	15.12	15.80	16.30	16.80	17.23	17.69	18.08	18.49	18.86	19.23	175
70	11.76	12.67	13.46	13.99	14.55	15.25	15.96	16.45	16.96	17.40	17.86	18.25	18.67	19.04	19.42	178
71	11.87	12.79	13.59	14.13	14.72	15.40	16.11	16.61	17.12	17.57	18.03	18.48	18.85	19.22	19.60	180
72	11.98	12.91	13.72	14.27	14.89	15.55	16.26	16.77	17.28	17.74	18.20	18.65	19.03	19.40	19.78	183
73	12.09	13.03	13.85	14.41	15.06	15.70	16.41	16.92	17.44	17.90	18.37	18.82	19.21	19.58	19.96	185
74	12.20	13.15	13.98	14.55	15.23	15.85	16.56	17.07	17.60	18.06	18.54	18.99	19.39	19.76	20.14	188
75	12.31	13.27	14.10	14.69	15.40	16.00	16.71	17.22	17.76	18.22	18.71	19.16	19.56	19.94	20.32	190
76	12.42	13.39	14.22	14.82	15.56	16.15	16.86	17.37	17.92	18.38	18.88	19.33	19.73	20.11	20.50	193
77	12.53	13.51	14.34	14.95	15.72	16.30	17.01	17.52	18.08	18.54	19.04	19.50	19.90	20.28	20.68	196
78	12.64	13.63	14.46	15.08	15.88	16.44	17.16	17.67	18.24	18.70	19.20	19.67	20.07	20.45	20.86	198
79	12.75	13.74	14.58	15.21	16.04	16.58	17.31	17.82	18.40	18.86	19.36	19.84	20.24	20.62	21.04	201
80	12.86	13.85	14.70	15.34	16.20	16.72	17.45	17.97	18.55	19.02	19.52	19.96	20.41	20.79	21.22	203
81	12.97	13.91	14.83	15.48	16.33	16.87	17.60	18.12	18.71	19.18	19.68	20.13	20.58	20.97	21.40	206
82	13.08	13.97	14.96	15.62	16.46	17.02	17.75	18.27	18.86	19.34	19.84	20.29	20.75	21.15	21.58	208
83	13.19	14.03	15.08	15.76	16.59	17.17	17.89	18.42	19.01	19.50	20.00	20.45	20.92	21.32	21.76	211
84	13.30	14.09	15.20	15.89	16.72	17.32	18.03	18.57	19.16	19.66	20.16	20.61	21.09	21.49	21.94	213
85	13.41	14.14	15.32	16.02	16.85	17.47	18.17	18.72	19.21	19.81	20.32	20.77	21.26	21.66	22.11	216
86	13.51	14.19	15.44	16.15	16.98	17.61	18.31	18.87	19.46	19.96	20.48	20.93	21.42	21.83	22.28	218
87	13.61	14.24	15.56	16.28	17.11	17.75	18.45	19.02	19.61	20.11	20.64	21.09	21.58	22.00	22.45	221
88	13.71	14.29	15.68	16.41	17.24	17.89	18.59	19.17	19.76	20.26	20.80	21.25	21.74	22.17	22.62	223
89	13.81	14.34	15.80	16.54	17.37	18.03	18.73	19.31	19.91	20.41	20.96	21.41	21.90	22.34	22.79	226
90	13.91	14.39	15.92	16.67	17.50	18.17	18.87	19.45	20.06	20.56	21.11	21.57	22.07	22.51	22.96	229
91	14.01	14.56	16.04	16.76	17.63	18.31	19.01	19.60	20.21	20.72	21.29	21.73	22.24	22.68	23.13	231
92	14.11	14.73	16.16	16.85	17.76	18.45	19.15	19.75	20.36	20.87	21.47	21.89	22.41	22.85	23.30	234
93	14.21	14.90	16.28	16.94	17.89	18.59	19.29	19.90	20.51	21.02	21.65	22.05	22.57	23.02	23.47	236
94	14.31	15.07	16.40	17.03	18.02	18.73	19.43	20.05	20.66	21.17	21.83	22.21	22.73	23.19	23.64	239
95	14.41	15.24	16.52	17.11	18.15	18.86	19.57	20.19	20.81	21.32	22.01	22.37	22.89	23.35	23.81	241
96	14.51	15.41	16.63	17.19	18.28	18.99	19.71	20.33	20.96	21.47	22.19	22.53	23.05	23.51	23.98	244
97	14.61	15.58	16.74	17.27	18.41	19.12	19.85	20.47	21.10	21.62	22.37	22.69	23.21	23.67	24.15	247
98	14.71	15.74	16.85	17.35	18.54	19.25	19.99	20.61	21.24	21.77	22.55	22.85	23.37	23.83	24.32	249
99	14.81	15.90	16.96	17.43	18.67	19.38	20.12	20.75	21.38	21.92	22.73	23.00	23.53	23.99	24.48	251
100	14.91	16.06	17.07	17.51	18.80	19.51	20.25	20.89	21.52	22.07	22.90	23.15	23.69	24.15	24.64	254
	6.10	7.62	9.14	10.7	12.2	13.7	15.2	16.8	18.3	19.8	21.3	22.9	24.4	25.9	2.74	

Longueur de la course du piston en décimètres.

NOTA. L'arbre du volant est supposé en fonte. — Coefficient de transformation en centimètres = 2.54.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EXPLICATION DES TABLES.

Nous avons disposé les tables étendues, qui précèdent, des dimensions proportionnelles des machines à vapeur, de manière à ce que leur usage fût de la plus grande simplicité. Cependant, pour qu'il n'y ait aucune confusion possible, nous croyons utile de donner un exemple pour chacune de ces tables en particulier; et de rappeler, en même temps, les formules à l'aide desquelles elles ont été calculées.

MACHINES A VAPEUR POUR LA NAVIGATION.

Table des pages 274 et 275.

Cette table se rapporte à la *largeur du corps de la manivelle au centre de l'arbre des roues*, c'est-à-dire, à la largeur qu'aurait cette partie de la manivelle si elle était prolongée jusqu'au centre de l'arbre des roues.

Dans la première colonne verticale à gauche, on a établi les variations successives du diamètre du cylindre en pouces anglais, depuis 20 jusqu'à 100 pouces. En face de ces nombres, dans la dernière colonne à droite, se trouvent les nombres correspondants en centimètres, depuis 50,8 jusqu'à 254 centimètres.

En tête de la table, et au-dessus de chacune des colonnes correspondantes de résultats, les longueurs successives de la course du piston sont données en pieds anglais, depuis 2 jusqu'à 9 pieds; au-dessous, et en regard, se trouvent les mêmes longueurs en décimètres, depuis 6,1 jusqu'à 27,4 décimètres.

Soit proposé, par exemple, de déterminer la plus grande largeur du corps de la manivelle pour une machine dont le cylindre aurait 64 pouces de diamètre, et dont la course serait de 8 pieds.

En suivant la ligne horizontale de résultats, à la droite du nombre donné 64, qui se trouve dans la première colonne verticale, jusqu'à la colonne qui est au-dessous du chiffre 8 de la ligne horizontale des longueurs de course, on trouve le nombre 17,99. Les résultats étant exprimés en pouces anglais, nous voyons que la dimension cherchée est de 17,99 pouces, ou à $\frac{1}{100}$ près, de 1 $\frac{1}{2}$ pied.

Prenons le même exemple avec les mesures métriques. Le diamètre du cylindre serait alors de 163 centimètres, et la course de 24,4 décimètres.

Le nombre donné directement par la table serait toujours 17,99. Ce résultat est exprimé en pouces anglais; mais, au bas de la table, nous trouvons que le coefficient de transformation des pouces en centimètres est égal à 2,54. Multipliant 17,99 par 2,54 nous obtenons 45,69, soit 45,69 centimètres pour la largeur du corps de la manivelle.

Cette table des largeurs proportionnelles de la manivelle, ainsi que celle des pages 278 et 279, qui se rapporte aux épaisseurs proportionnelles, et dont nous parlerons tout à l'heure, a été calculée à l'aide de la formule donnée page 247.

Nous devons remarquer cependant que cette formule comporte la pression P de la vapeur sur l'unité de surface du piston. Comme les machines marines travaillent presque constamment avec une pression moyenne de 25 livres par pouce carré de piston, ou 1,75 kilogrammes par centimètre carré, on a introduit cette valeur de P dans la formule, et ce n'est qu'après cette modification qu'elle a servi à calculer tous les résultats de la table.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des pages 276 et 277.

Cette table se rapporte à l'*épaisseur du moyeu ou de l'œil d'assemblage de la manivelle avec l'arbre des roues*.

Les explications que nous avons données pour l'usage de la table précédente se répètent ici d'une manière identique.

En supposant que l'on prenne pour exemple une machine ayant les mêmes données que tout à l'heure, c'est-à-dire 163 centimètres pour le diamètre du cylindre, et 24,4 décimètres pour la longueur de course, on trouverait 5,77 pouces pour le diamètre de l'œil. Multipliant par le coefficient de transformation 2,54, qui est indiqué au bas du tableau, nous avons définitivement :

14,66 centimètres

pour l'épaisseur de l'œil d'assemblage de la manivelle avec l'arbre.

En nous reportant à la page 247, nous voyons d'après quelle formule on a pu calculer les résultats de cette table. Il a suffi, en effet, de retrancher de l'expression qui donne le *diamètre extérieur du grand moyeu* le diamètre même de l'arbre. C'est ainsi que la formule de la page 247, que nous venons d'indiquer, a servi à calculer la présente table.

Table des pages 278 et 279.

Cette table se rapporte à l'*épaisseur du corps de la manivelle au centre de l'arbre des roues*.

La disposition de cette table est, comme on voit, la même que celle des tables qui précèdent.

Exemple. — Quelle sera l'épaisseur du corps de la manivelle, au centre de l'arbre des roues, pour une machine ayant un cylindre de 163 centimètres de diamètre, la longueur de course étant de 24,4 décimètres ?

Le nombre trouvé dans la table est 8,87, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation 2,54, nous trouvons :

22,53 centimètres

pour l'épaisseur du corps de la manivelle au centre de l'arbre des roues.

C'est toujours au moyen de la formule de la page 247, formule qui a été modifiée comme nous l'avons dit au sujet de la table des largeurs proportionnelles de la manivelle, que la table précédente a été calculée.

Table des pages 280 et 281.

Cette table se rapporte au *diamètre du tourillon de l'arbre des roues*.

Mêmes dispositions que pour la table des pages 274 et 275, et les tables suivantes.

Exemple. — Quel doit être le diamètre du tourillon de l'arbre des roues pour une machine dont le cylindre présente un diamètre de 163 centimètres, et dont la longueur de course est de 24,4 décimètres ?

La table indique le nombre 14,06. En multipliant ce résultat, qui exprime des pouces anglais, par le coefficient de transformation 2,54, nous trouvons :

35,71 centimètres

pour le diamètre du tourillon de l'arbre des roues.

Cette table a été calculée au moyen de la formule de la page 246, formule dans laquelle on suppose P = 25 ou P = 1,75 pour les deux solutions en mesures anglaises et métriques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des pages 282 et 283.

Cette table se rapporte à la *portée du tourillon de l'arbre des roues.*

Mêmes dispositions que pour la table des pages 274 et 275, et les tables suivantes.

Exemple. — Quelle sera la portée du tourillon de l'arbre des roues d'une machine à vapeur, le diamètre du cylindre étant de 163 centimètres, et la longueur de la course de 24,4 décimètres ?

La table donne pour cette portée 17,59 pouces. Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation 2,54, on trouve :

44,68 centimètres

pour la portée cherchée du tourillon de l'arbre des roues.

Cette table a été calculée au moyen de la formule de la page 246.

Table des pages 284 et 285.

Cette table se rapporte : 1° *au tourillon du bouton de la manivelle;* 2° *aux dimensions des différentes parties de la traverse de la tige du piston.*

On remarquera que les dimensions convenables à attribuer à ces différentes parties étant indépendantes de la longueur de course, la table ne contient plus les colonnes qui indiquaient ces longueurs de courses successives, soit en pieds anglais, soit en décimètres. Il en sera de même pour les tables suivantes, jusqu'aux pages 290 et 291, toutes les dimensions fournies par ces tables étant également convenables, quelle que soit la longueur de la course du piston.

Exemple. — Dans une machine pour la navigation, dont le cylindre aurait un diamètre de 163 centimètres, quelles seraient les dimensions convenables à donner : 1° au tourillon du bouton de la manivelle; 2° aux différentes parties de la traverse de la tige du piston ?

En nous reportant à la cinquième ligne horizontale de la page 285, laquelle ligne correspond à 163 centimètres, nous trouvons successivement les nombres 9,09, 10,18, 2,64, 18,37, etc., qui indiquent, en pouces anglais, les dimensions cherchées.

En multipliant ces nombres par le coefficient de transformation 2,54, on trouve, pour réponse à la question, les résultats suivants :

1° *Pour les dimensions du tourillon du bouton de la manivelle.*

Diamètre du tourillon.	= 23,09	centimètres.
Portée du tourillon.	= 25,86	id.

2° *Pour les dimensions des différentes parties de la traverse de la tige du piston.*

Épaisseur de l'œil d'assemblage.	= 6,71	centimètres.
Portée de l'œil.	= 46,66	id.
Diamètre du tourillon.	= 13,97	id.
Portée du tourillon.	= 15,72	id.
Épaisseur de la traverse en son milieu.	= 11,68	id.
Hauteur de la traverse en son milieu.	= 43,56	id.
Épaisseur de la traverse près du tourillon.	= 9,98	id.
Hauteur de la traverse près du tourillon.	= 16,41	id.

Cette table a été calculée d'après les formules données pages 248 et 249, dans lesquelles on a fait P = 25, pour les expressions en unités anglaises, et P = 1,75 pour les unités métriques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des pages 286 et 287.

Cette table se rapporte aux *dimensions des différentes parties de la tige du piston.*

Elle ne contient point, comme nous l'avons déjà dit, de colonnes indiquant la longueur de la cou rse du piston, ces dimensions étant indépendantes de la course.

Exemple. — Dans une machine ayant un cylindre dont le diamètre est de 163 centimètres, quelles dimensions devront offrir les différentes parties de la tige du piston ?

La cinquième ligne horizontale de la page 287, correspondant au diamètre donné de 163 centimètres, donne, pour les diverses dimensions cherchées, les nombres 6,4, 12,8, 6,08, etc., qui expriment des pouces anglais.

Multipliant par le coefficient de transformation 2,54, on obtient les résultats suivants :

Diamètre de la tige du piston.	= 16,26	centimètres.
Longueur de la partie dans le piston.	= 32,51	id.
Diamètre maximum de la partie dans la traverse.	= 15,44	id.
Diamètre minimum de la même partie.	= 14,63	id.
Diamètre maximum de la partie conique dans le piston. . .	= 22,76	id.
Diamètre minimum de la même partie.	= 18,69	id.
Longueur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. .	= 17,07	id.
Épaisseur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. .	= 3,43	id.
Largeur de la clavette au piston.	= 13,84	id.
Épaisseur de la clavette au piston.	= 5,69	id.

Cette table a été calculée d'après les formules données pages 249 et 250, en remplaçant P par 25 ou par 1,75 suivant que ces formules expriment des unités anglaises ou des unités métriques.

Table des pages 288 et 289.

Cette table se rapporte aux *dimensions des différentes parties de la bielle principale.*

Ces dimensions sont, comme les précédentes, indépendantes de la longueur de course du piston.

Exemple. — Dans une machine dont le cylindre aurait 163 centimètres de diamètre, quelles dimensions devraient avoir les différentes parties de la bielle principale ?

La cinquième ligne horizontale de la page 289, qui correspond au diamètre de 163 centimètres, indique, pour les diverses dimensions cherchées, les nombres 6,08, 6,27, 5,76, etc., lesquels expriment des pouces anglais, et doivent, par conséquent, être multipliés par le coefficient de transformation 2,54 pour exprimer des centimètres.

En effectuant cette opération on trouve les résultats suivants :

Diamètre de la bielle aux extrémités.	= 15,44	centimètres.
Diamètre maximum de la partie dans la traverse.	= 15,93	id.
Diamètre minimum de la même partie.	= 14,63	id.
Largeur de la tête dans la chape.	= 25,35	id.
Épaisseur de la même partie.	= 20,32	id.
Épaisseur moyenne de la chape à la clavette.	= 6,99	id.
Épaisseur moyenne de la chape au-dessus de la clavette. .	= 5,23	id.
Distance de la clavette à l'extrémité de la chape.	= 7,82	id.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. .	= 17,09	id.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Largeur des mêmes pièces à la tête de la bielle. . . . . = 17,88 centimètres.
Épaisseur des mêmes pièces à la tête de la bielle. . . . . = 4,67 id.

Cette table a été calculée d'après les formules données pages 250 et 251, en remplaçant P par 25 ou par 1,75, suivant que ces formules expriment des unités anglaises ou des unités métriques.

Table des pages 290 et 291.

Cette table se rapporte : 1° aux *dimensions des différentes parties des bielles pendantes du cylindre* ; 2° aux *dimensions des différentes parties des balanciers et de leurs axes*.

Ces dimensions sont indépendantes de la longueur de course, et la table ne contient pas les colonnes qui servent à indiquer ces longueurs.

Exemple. — Dans une machine dont le cylindre aurait un diamètre de 163 centimètres, quelles seraient les dimensions convenables à donner : 1° aux différentes parties des bielles pendantes du cylindre ; 2° aux différentes parties des balanciers et de leurs axes ?

Nous trouvons, pour ces dimensions en pouces anglais, à la ligne 6 de la page 290, en remontant, les nombres 4,10, 4,93, etc., et 11,71, 17,60, etc.

Multipliant ces quantités par le coefficient de transformation 2,54, les résultats cherchés sont les suivants :

1° *Pour les dimensions des différentes parties des bielles pendantes du cylindre.*

Diamètre des bielles pendantes du cylindre aux extrémités. . = 10,41 centimètres.
Largeur de la tête prise dans la chape. . . . . = 12,52 id.
Épaisseur de la même pièce. . . . . = 9,91 id.
Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette. = 5,23 id.
Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette. . . = 3,73 id.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes. . . . . = 13,00 id.
Épaisseur des mêmes pièces. . . . . = 2,62 id.

2° *Pour les dimensions des différentes parties des balanciers et de leurs axes.*

Diamètre du tourillon de l'axe central. . . . . = 29,74 centimètres.
Portée du même tourillon. . . . . = 44,70 id.
Portée de l'œil des axes extrêmes du balancier. . . . . = 12,07 id.
Épaisseur du même œil. . . . . = 8,46 id.
Diamètre des axes extrêmes. . . . . = 11,38 id.
Portée des mêmes axes. . . . . = 12,34 id.
Diamètre des axes de la pompe à air. . . . . = 7,39 id.
Portée des mêmes axes. . . . . = 8,03 id.

La plupart de ces dimensions sont calculées d'après les formules données pages 251 et 252, en faisant P = 25 ou P = 1.75, suivant qu'on opère sur les formules en unités anglaises ou sur celles en unités françaises. Les autres sont calculées d'après les formules supplémentaires de la page 269.

Table des pages 292 et 293.

Cette table se rapporte à la *hauteur du balancier au centre principal de rotation*, le balancier étant supposé en fonte, comme cela a lieu généralement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On remarquera que cette dimension dépend du diamètre du cylindre et de la longueur du balancier [1], mais nullement de la longueur de course, en tant du moins que la longueur du balancier ne soit point considérée comme une conséquence nécessaire de la longueur même de la course du piston.

Exemple. — Dans une machine à vapeur pour la navigation dont le cylindre a 163 centimètres de diamètre, quelle devra être la hauteur du balancier au centre principal de rotation, en supposant la longueur de ce balancier de 61 décimètres ?

Le nombre trouvé dans la table est 39,26, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation 2,54, nous trouvons :

99,72 centimètres,

soit environ 1 mètre pour la hauteur cherchée du balancier.

Cette table a été calculée au moyen de la formule de la page 269.

Table des pages 294 et 295.

Cette table se rapporte : 1° aux *dimensions de la traverse de la pompe à air* ; 2° à la *tige de la pompe à air*. Les dimensions des autres parties de la pompe à air sont données pages suivantes.

Ces dimensions sont indépendantes de la longueur de course, et ne varient qu'avec le diamètre du cylindre.

Exemple. — Dans une machine dont le cylindre a un diamètre de 163 centimètres, quelles doivent être : 1° les dimensions de la traverse de la pompe à air ; 2° les dimensions de la tige de la pompe à air ?

Nous trouvons, pour ces dimensions, les nombres 1,58, 11,01, 3,29, etc., et 4,27, 4,04, qui expriment des pouces anglais.

Multipliant ces nombres par le coefficient de transformation 2,54, on trouve les résultats suivants :

1° *Pour les dimensions de la traverse de la pompe à air.*

Épaisseur de l'œil d'assemblage avec la tige.	= 4,01	centimètres.
Portée du même œil.	= 27,97	id.
Diamètre des tourillons extrêmes.	= 8,36	id.
Portée des mêmes tourillons.	= 9,40	id.
Épaisseur de la traverse en son milieu.	= 7,01	id.
Hauteur de la traverse en son milieu.	= 26,14	id.
Épaisseur de la traverse près des tourillons.	= 5,97	id.
Hauteur de la traverse aux mêmes points.	= 9,88	id.

2° *Pour la tige de la pompe à air.*

Diamètre de la tige supposée en cuivre.	= 10,85	centimètres.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. .	= 10,26	id.

Cette table a été calculée d'après les formules données pages 270 et 271.

La dimension du diamètre de la pompe à air est indiquée au bas de la table.

[1] Une erreur typographique s'est glissée dans la composition de cette table. Au lieu des titres : *longueur de la course du piston en pieds anglais* et *longueur de la course du piston en décimètres*, lisez les titres suivants : *longueur du balancier en pieds anglais* et *longueur du balancier en décimètres*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des pages 296 et 297.

Cette table se rapporte : 1° à la *tige de la pompe à air* ; 2° aux *tiges latérales* ou *bielles pendantes de la pompe à air*.

Les dimensions de ces différentes parties sont indépendantes de la course.

Exemple. — Dans une machine dont le cylindre a un diamètre de 163 centimètres, quelles doivent être : 1° les dimensions de la tige de la pompe à air ; 2° les dimensions des tiges latérales ou bielles pendantes de la pompe à air ?

On trouve, dans la table, pour ces dimensions, les nombres 0,81, 3,27, 1,34 et 2,48, 2,95, etc., qui expriment des pouces anglais.

Multipliant ces nombres par le coefficient de transformation 2,54, on obtient les résultats suivants :

1° *Pour la tige de la pompe à air.*

Épaisseur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. .	= 2,06	centimètres.
Largeur de la clavette au piston.	= 8,31	id.
Épaisseur de la même clavette.	= 3,40	id.

2° *Pour les tiges latérales ou bielles pendantes de la pompe à air.*

Diamètre des bielles aux extrémités.	= 6,30	centimètres.
Largeur de la tête prise dans la chape.	= 7,49	id.
Épaisseur de la même partie.	= 5,97	id.
Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette.	= 3,15	id.
Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette. . .	= 2,31	id.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes.	= 7,47	id.
Épaisseur des mêmes pièces.	= 1,60	id.

Cette table a été calculée d'après les formules données pages 271 et 272.

Table de la page 298.

Cette table se rapporte aux *dimensions de la tête de la manivelle.*

Ces dimensions ne varient qu'avec le diamètre du cylindre de la machine ; elles sont indépendantes de la longueur de la course.

Exemple. — Une machine a un cylindre de 163 centimètres de diamètre; quelles dimensions devront avoir les différentes parties de la tête de la manivelle ?

La table donne, pour ces grandeurs, en pouces anglais, les nombres 4,04, 11,94, 7,04 et 10,24.

Multipliant ces nombres par le coefficient de transformation en centimètres 2,54, nous obtenons les résultats suivants :

Épaisseur de l'œil de la tête de la manivelle.	= 10,26	centimètres.
Portée du même œil.	= 30,33	id.
Épaisseur du corps de la manivelle au centre du bouton. .	= 17,88	id.
Largeur de la manivelle au même point.	= 26,01	id.

Les formules qui ont servi au calcul de cette table ont été données pages 246 et 247. On a remplacé

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans ces formules P par 25 ou par 1,75, suivant qu'elles expriment des unités anglaises ou des unités métriques.

Table de la page 299 (partie à gauche).

Cette table se rapporte aux *tuyaux de conduite et de décharge*.

On a mis en regard des dimensions de ces tuyaux la force nominale en chevaux-vapeur que comporte la machine, ce qui revient, en réalité, à considérer ces dimensions comme dépendantes du diamètre du cylindre et de la longueur de la course.

Exemple. — Dans une machine de la force de 180 chevaux, quelles dimensions devront avoir les tuyaux de conduite et de décharge [1] ?

La table indique, pour les dimensions cherchées, les nombres 16,09, 332, 15,22, etc., qui expriment des pouces linéaires ou bien des pouces carrés, suivant que les dimensions des pièces auxquelles ils se rapportent doivent être évaluées linéairement ou en superficie.

Multipliant ces nombres par les deux coefficients de transformation des pouces en centimètres et des pouces carrés en centimètres carrés, qui se trouvent au bas de la page, nous obtenons les résultats suivants :

Diamètre du tuyau de trop plein de l'eau de condensation. .	=	40,87 centimètres.
Aire du passage par le clapet d'aspiration de la pompe à air. .	=	2141 centim. carrés.
Aire du tuyau d'injection.	=	98 id.
Diamètre du tuyau d'alimentation.	=	8,13 centimètres.
Diamètre du tuyau de décharge de la vapeur.	=	23,27 id.

Cette table a été calculée d'après les formules données page 272.

MACHINES DE TERRE ET DE MER.

Table de la page 299 (partie à droite).

Cette table se rapporte aux *soupapes de sûreté*.

Les dimensions de ces soupapes varient, comme celles des tuyaux de conduite et de décharge, suivant la force de la machine exprimée en chevaux-vapeur.

Exemple. — Dans une machine de la force de 180 chevaux, quelles dimensions faut-il donner aux soupapes de sûreté ?

La table indique, comme solution, les nombres 10,60, 7,52, 6,12, etc., qui expriment des pouces anglais.

Multipliant ces nombres par le coefficient de transformation en centimètres 2,54, nous obtenons les résultats suivants :

Diamètre de la soupape de sûreté (lorsqu'il n'y en a qu'une). .	=	26,92 centimètres.
Diamètre des soupapes de sûreté (lorsqu'il y en a deux). . .	=	19,10 id.
Diamètre des soupapes de sûreté (lorsqu'il y en a trois). . .	=	15,54 id.
Diamètre des soupapes de sûreté (lorsqu'il y en a quatre). . .	=	13,46 id.

Cette table a été calculée d'après les formules données page 268.

[1] Si, au lieu de donner directement la force de la machine en chevaux, on donnait le diamètre du cylindre et la course, il faudrait avoir recours aux tables des pages 190 et suivantes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Table des pages 300 et 301.

Cette table se rapporte aux *aires des lumières de distribution de la vapeur*.

Ces aires varient comme le diamètre du cylindre et la longueur de course. Les colonnes relatives à ces deux dimensions reparaissent dans cette table.

Exemple. — Quelles doivent être les aires à donner aux lumières de distribution de la vapeur dans une machine dont le cylindre a un diamètre de 163 centimètres, la longueur de course étant de 24,4 décimètres ?

La table indique, pour solution, le nombre 202,26, qui exprime des pouces carrés en mesures anglaises.

Multipliant 202,26 par le coefficient de transformation des pouces carrés en centimètres carrés, nous obtenons, pour l'aire cherchée, des lumières de distribution de la vapeur :

1305 centimètres carrés.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 268.

Il faut remarquer, quant à la manière dont la formule a été établie, que l'aire des lumières de distribution doit dépendre principalement de la capacité du cylindre, laquelle n'est elle-même qu'une conséquence immédiate du produit du carré du diamètre du cylindre par la longueur de la course. Cependant, il faut reconnaître que la quantité de vapeur admise par une ouverture étroite et celle admise par un large orifice, ne varient point dans la même proportion que les aires de leurs orifices respectifs, et qu'il y a avantage évident pour l'orifice le plus large. Mais, manquant de renseignements théoriques bien précis sur cette question, nous avons cherché, par l'introduction d'une constante, à rendre la formule applicable à tous les cas. Cette formule ne doit donc être considérée que comme conduisant à des résultats plus ou moins approchés.

Lorsque, par une circonstance ou par une autre, on sait d'avance quelle doit être, dans une machine, la longueur de la lumière de distribution de la vapeur, la largeur correspondante de cette lumière peut être déduite en divisant le nombre donné dans la table qui correspond à la machine dont il s'agit, par la longueur connue. Réciproquement la longueur de la lumière peut être déterminée lorsque l'on connaît la largeur. Les nombres ainsi trouvés, qui expriment des pouces anglais, devront être multipliés par le coefficient 2,54 pour exprimer des centimètres.

Table des pages 302 et 303.

Cette table se rapporte au *diamètre du tuyau de distribution de la vapeur*.

Cette dimension varie suivant la longueur de course et le diamètre du cylindre.

Exemple. — Dans une machine ayant un cylindre de 163 centimètres de diamètre, et une longueur de course de 24,4 décimètres, quel diamètre doit présenter le tuyau de distribution de la vapeur ?

La table donne pour ce diamètre le nombre 13,15, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation en centimètres, nous obtenons :

33,40 centimètres

pour le diamètre cherché du tuyau de distribution.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 268.

La remarque que nous avons faite, dans l'explication de la table qui précède, sur la formule qui a servi à la calculer, est applicable également à celle qui nous occupe. Il en résulte que cette dernière formule ne

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

doit pas être considérée comme absolument exacte, mais seulement comme donnant des résultats aussi approchés que possible et d'une exactitude suffisante pour la solution des différents cas qui peuvent se présenter dans la pratique.

MACHINES FIXES.

Table des pages 204 et 205.

Cette table se rapporte à la *hauteur du balancier au centre principal de rotation*.

Cette hauteur ne dépend que du diamètre du cylindre, la longueur du balancier, ou plutôt la demi-longueur du balancier, étant supposée connue.

La table ne contient donc que les deux colonnes qui se rapportent, l'une au diamètre du cylindre, l'autre à la demi-longueur du balancier.

Exemple. — Dans une machine fixe dont le cylindre présente un diamètre de 163 centimètres, et dont le balancier a une longueur de 48,8 décimètres, soit une demi-longueur de 24,4 décimètres, quelle hauteur doit offrir ce balancier au centre principal de rotation?

La table indique, pour cette hauteur, le nombre 46,17, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant cette quantité par le coefficient de transformation des pouces en centimètres 2,54, nous obtenons :

117,27 centimètres

pour la hauteur cherchée du balancier au centre principal de rotation.

Nous trouvons pour cette même dimension de hauteur applicable aux mêmes données, mais dans une machine pour la navigation, table des pages 292 et 293, le nombre 36,51, soit 92,74 centimètres. Cette hauteur est donc moindre que la précédente de 24 $\frac{1}{2}$ centimètres environ. Ce résultat est conforme à ce que nous devions supposer, car, dans les machines fixes, le balancier est unique, tandis qu'il est double dans les machines employées pour la navigation.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 266.

Table des pages 206 et 207.

Cette table se rapporte à la *hauteur du balancier à ses extrémités*.

Cette dimension étant, comme la précédente, indépendante de la longueur de course, la table ne contient que les deux colonnes qui se rapportent, l'une au diamètre du cylindre de la machine, l'autre à la demi-longueur du balancier.

Exemple. — Dans une machine dont le cylindre présente un diamètre de 163 centimètres, et dont le balancier a une longueur de 48,8 décimètres, soit une demi-longueur de 24,4 décimètres, quelle hauteur doit offrir ce balancier à ses extrémités?

La table indique, pour cette hauteur, le nombre 18,44, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation des pouces en centimètres, nous obtenons :

46,84 centimètres

pour la hauteur cherchée du balancier aux extrémités.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 266.

MACHINES DE TERRE ET DE MER.

Table des pages 308 et 309.

Cette table se rapporte à la *capacité de la pompe alimentaire.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette capacité dépend à la fois du diamètre du cylindre de la machine et de la longueur de la course du piston.

Exemple. — Quelle doit être la capacité de la pompe alimentaire d'une machine à vapeur, la longueur de course étant de 24,4 décimètres, et le cylindre présentant un diamètre de 163 centimètres ?

La capacité indiquée par la table, en mesures anglaises, est de 1093,36 pouces cubes.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation des pouces cubes en centimètres cubes, 16,39, qui se trouve au bas de la page, nous obtenons :

17920 centimètres cubes,

soit 18 litres environ pour la capacité cherchée.

Cette table peut servir à déterminer le diamètre de la pompe alimentaire lorsque l'on connaît sa longueur de course; car, si l'on divise la capacité de la pompe par la longueur de course correspondante, le quotient indiquera l'aire de la pompe, et par suite le diamètre même cherché. Réciproquement, on peut, à l'aide de la même table, trouver la longueur de course de la pompe, lorsque le diamètre de cette pompe est connu. Il suffit, en effet, de diviser la capacité indiquée dans la table par l'aire correspondante au diamètre donné. Le quotient sera la longueur de course de la pompe.

Ainsi, dans l'exemple que nous avons pris d'une machine ayant une longueur de course de 24,4 décimètres et un cylindre de 163 centimètres de diamètre, nous avons trouvé, à l'aide de la table, que la capacité de la pompe alimentaire pouvait être évaluée à 18 litres ou 18 décimètres cubes. Si l'on suppose maintenant que la tige du piston de cette pompe soit attachée au balancier au quart de sa demi-longueur, à partir du centre jusqu'à l'extrémité, de telle sorte que la longueur de course soit le quart de celle de la machine, c'est-à-dire 6,1 décimètres, il en résultera que l'aire superficielle de cette pompe sera de $\frac{18}{6,1} = 3$ décimètres carrés environ, soit :

2 décimètres

à peu près, pour le diamètre cherché de la pompe.

De même, si d'après la connaissance du diamètre de la pompe on veut, au moyen de la table, déterminer la longueur de course, il suffira, dans l'exemple précédent, de diviser la capacité de la pompe, 18 décimètres cubes, par l'aire superficielle de la pompe, 3 décimètres carrés, déduite du diamètre donné, 2 décimètres, et le quotient, 6 décimètres, indiquera la longueur de course cherchée.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 268.

MACHINES FIXES.

Table des pages 310 et 311.

Cette table se rapporte à la *capacité de la pompe d'eau froide*.

Cette capacité dépend du diamètre du cylindre et de la longueur de course.

Exemple. — Quelle capacité doit avoir la pompe d'eau froide d'une machine à vapeur fixe, la longueur de course étant de 24,4 décimètres, et le cylindre présentant un diamètre de 163 centimètres ?

La capacité indiquée dans la table, en mesures anglaises, est de 7,45 pieds cubes.

Multipliant ce nombre par le coefficient de transformation des pieds cubes en décimètres cubes 28,31 qui est écrit au bas de la page, nous trouvons :

210,91 décimètres cubes,

soit 211 litres pour la capacité cherchée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette table peut servir à déterminer soit le diamètre de la pompe d'eau froide lorsque l'on connaît la course, soit la course elle-même lorsque le diamètre est connu.

Ainsi, soit une machine fixe ayant, comme dans l'exemple précédent, un cylindre de 163 centimètres et une longueur de course de 24,4 décimètres. La capacité de la pompe d'eau froide sera, ainsi que nous venons de le dire, de 21 décimètres cubes. Si l'on suppose maintenant la course de cette pompe de 15,2 décimètres, l'aire de la pompe sera de $\frac{21}{15,2} = 13,88$ décimètres carrés, et par conséquent le diamètre cherché sera de 4,2 décimetres.

De même, si l'on suppose le diamètre connu et égal, par exemple, à 4,2 décimètres carrés, l'aire de la pompe sera de 13,88 décimètres carrés, et par suite, la longueur de course sera égale à $\frac{21}{13,88} = 15,2$ décimètres.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 267.

Table des pages 312 et 313.

Cette table se rapporte a l'*épaisseur du moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant*.

Cette dimension est proportionnelle au diamètre du cylindre et à la longueur de course.

Il arrive quelquefois que la manivelle en fonte est moulée sur l'arbre du volant, auquel cas l'épaisseur du moyeu d'assemblage est naturellement moindre que quand la manivelle est simplement fixée à l'arbre par le moyen d'une clef. La table dont il s'agit se rapporte à cette dernière hypothèse; elle n'est point applicable à la première.

Exemple. — Une machine à vapeur fixe a une longueur de course de 24,4 décimètres et un cylindre dont le diamètre est de 163 centimètres; quelle épaisseur doit avoir le moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant, la manivelle étant supposée en fonte?

La table indique, pour cette épaisseur, le nombre 8,07, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant 8,07 par le coefficient de transformation des pouces en centimètres, 2,54, nous trouvons :

$$20\frac{1}{2} \text{ centimètres}$$

pour l'épaisseur cherchée du moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant.

Nous avons trouvé, lors de l'explication de la table des pages 276 et 277, qui se rapporte à des machines à vapeur pour la navigation, que l'épaisseur de la même partie, pour ces machines, était de 5,77 pouces anglais, soit 14,66 centimètres. Il existe donc dans cette dimension, suivant qu'elle se rapporte à une machine de mer ou à une machine fixe, une différence d'environ 6 centimètres, laquelle peut servir à racheter l'infériorité de force que présente la fonte, comparativement au fer malléable.

Cette table a été calculée au moyen de la formule de la page 267.

Table des pages 314 et 315.

Cette table se rapporte à la *largeur du corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant*, c'est-à-dire à la largeur qu'aurait cette partie de la manivelle si elle était prolongée jusqu'au centre de l'arbre du volant.

Cette dimension est proportionnelle au diamètre du cylindre et à la longueur de course.

Exemple. — Une machine à vapeur fixe a une longueur de course de 24,4 décimètres et un cylindre dont le diamètre est de 163 centimètres; quelle largeur doit avoir le corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant, cette manivelle étant supposée en fonte?

La table indique, pour cette largeur, le nombre 22,49, qui exprime des pouces anglais.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Multipliant ce nombre 22,49 par le coefficient de transformation en centimètres, 2,54, nous obtenons :

57,12 centimètres,

pour la largeur cherchée du corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant.

La largeur de cette même partie de la manivelle, pour une machine à vapeur de mer, a été trouvée (page 275) de 17,99 pouces anglais, soit 45,69 centimètres, en mesures métriques. La différence avec le nombre trouvé ci-dessus, pour une machine fixe, est donc de 11 $\frac{1}{2}$ centimètres environ, différence peu considérable, eu égard à l'infériorité de force que présente la fonte sur le fer.

Cette table a été calculée au moyen de la formule donnée page 267.

Table des pages 346 et 347.

Cette table se rapporte à l'*épaisseur de la manivelle au centre de l'arbre du volant*, c'est-à-dire à l'épaisseur qu'aurait la manivelle si elle était continuée jusqu'au centre de l'arbre.

Cette dimension dépend de l'étendue de la course du piston et du diamètre du cylindre de la machine.

Exemple. — Dans une machine à vapeur fixe, dont le cylindre présente un diamètre de 163 centimètres, la longueur de course étant de 24,4 décimètres, quelle épaisseur doit avoir la manivelle au centre de l'arbre du volant?

La table indique, pour cette épaisseur, le nombre 11,26, qui exprime des pouces anglais.

Multipliant ce nombre 11,26 par le coefficient de transformation des pouces en centimètres 2,54, nous obtenons :

28,60 centimètres,

pour l'épaisseur demandée de la manivelle.

Cette même épaisseur, pour la manivelle d'une machine à vapeur pour la navigation, a été trouvée précédemment (page 279), de 8,97 pouces anglais, soit 22,78 centimètres. La différence de 6 centimètres environ, qui existe entre ces deux épaisseurs, est destinée à racheter la force moins grande que présente la fonte, comparativement au fer.

Cette table a été calculée au moyen de la formule donnée page 267.

Table des pages 348 et 349.

Cette table se rapporte au *diamètre de l'arbre du volant*, c'est-à-dire au diamètre minimum que doit avoir l'arbre du volant, lequel est supposé en fonte, comme c'est le cas général.

Cette dimension est proportionnelle à la longueur de la course, ainsi qu'au diamètre du cylindre.

Exemple. — Une machine fixe a une longueur de course de 24,4 décimètres, et un cylindre dont le diamètre est de 163 centimètres. Quel sera le diamètre convenable à donner à l'arbre du volant?

La table indique, pour ce diamètre, le nombre 17,59, qui exprime, comme nous savons, des pouces anglais.

Multipliant ce nombre 17,59 par le coefficient de transformation en centimètres, 2,54, nous obtenons :

44,68 centimètres,

pour le diamètre cherché de l'arbre du volant.

Il est évident que l'arbre du volant d'une machine fixe est, sous beaucoup de rapports, analogue à l'arbre des roues d'une machine pour la navigation. En se reportant à la page 281, on voit que le diamètre du tourillon de l'arbre des roues, dans une machine de mer d'une puissance égale à celle de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

machine fixe ci-dessus, a été trouvé de 14,06 pouces anglais, soit 35,71 centimètres. C'est donc une différence d'environ 9 centimètres que présentent ces deux diamètres, suivant qu'ils s'appliquent à l'arbre du volant d'une machine fixe ou bien au tourillon de l'arbre des roues d'une machine pour la navigation.

Cette table a été calculée d'après la formule donnée page 267.

CHAPITRE CINQUIÈME.

DE LA PUISSANCE MÉCANIQUE DE LA VAPEUR D'EAU

ET DES DIVERS PROCÉDÉS EMPLOYÉS POUR TRANSMETTRE ET RÉGULARISER L'ACTION DE CETTE PUISSANCE, AINSI QUE POUR EN MESURER LES EFFETS.

Nous avons étudié, dans le chapitre II, les propriétés générales des vapeurs, avec tous les développements que comporte cette étude dans la question spéciale qui nous occupe. Les lois qui existent entre la température et la force élastique de la vapeur d'eau ont été établies d'après les données les plus récentes de la théorie et de l'expérience. Un chapitre entier a été, en outre, consacré à la description détaillée des différents modes de génération de la vapeur. Il nous reste maintenant à considérer la puissance dynamique de cette nouvelle force, ainsi que les effets qu'elle produit à l'aide des diverses pièces qui constituent le mécanisme des machines à vapeur.

Nous avons examiné déjà quelles devaient être les meilleures proportions à donner aux parties principales des machines. Mais nous nous sommes contenté d'établir les dimensions les plus convenables de pièces supposées connues, sans même nous être astreint à les décrire. Nous avons donc à présenter encore la théorie de ces pièces, et c'est ce que nous ferons naturellement en considérant les divers procédés employés pour transmettre et régulariser l'action motrice de la vapeur d'eau.

La puissance mécanique de la vapeur d'eau peut se manifester de trois manières différentes, par voie de Génération, de Condensation et d'Expansion. Ainsi, soit qu'on fasse agir directement la vapeur produite par la vaporisation immédiate de l'eau, soit que, cette vapeur une fois formée, on la condense par l'abaissement subit de la température, soit enfin qu'on la sépare de la source de production pour la laisser agir par expansion, il est toujours possible d'obtenir un travail mécanique quelconque. Ces trois éléments de force sont employés simultanément dans une machine ordinaire à condensation, de construction moderne. Il n'en est pas moins nécessaire de les considérer séparément, leurs effets simultanés devant se déduire naturellement de leur théorie spéciale.

GÉNÉRATION OU VAPORISATION.

Soit un tube cylindrique AB, ayant pour base l'unité de surface, ou, d'une manière plus précise, 1 centimètre carré. Un piston P se meut dans l'intérieur de ce cylindre de manière à ne laisser entre ses bords et les parois du tube aucun passage à la vapeur. Supposons que, dans l'espace compris entre le fond du cylindre et le piston, il y ait un centimètre cube d'eau, auquel cas la distance comprise entre ces deux surfaces sera de 1 centimètre. Enfin, imaginons que le piston soit tenu en équilibre au moyen d'un certain poids W, agissant à l'extrémité d'un fil enroulé sur une poulie, de telle sorte qu'il n'existe

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

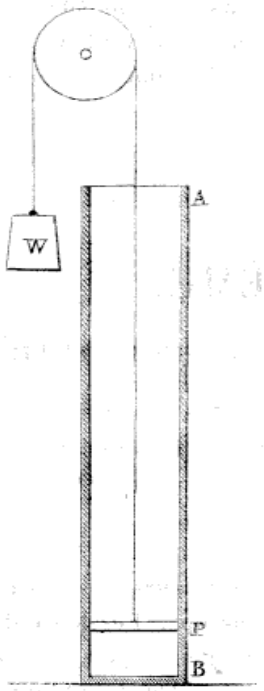


FIG. 172.

aucune force agissant sur le piston, si ce n'est celle provenant du poids de la couche d'air supérieure.

Dans ces circonstances, le piston se trouvant en contact avec l'eau, et ne laissant, par conséquent, aucun espace libre à l'air au-dessous de sa surface inférieure, sera pressé de haut en bas par le poids de l'atmosphère. Si nous supposons que la pression de l'atmosphère est constante, et égale à l'effort de 1,033 kilogramme par centimètre carré, il en résultera que la pression qui agit sur le piston est de 1,033 kilogramme, puisque nous avons pris pour sa surface 1 centimètre carré. Cela posé, voyons quel sera l'effet mécanique de la vapeur développé par la vaporisation directe.

Si l'on vient à placer une lampe ou tout autre substance enflammée au-dessous du cylindre, la température de l'eau s'élèvera graduellement jusqu'à ce qu'elle ait atteint 100 degrés centigrades, point auquel le liquide commencera à entrer en ébullition, puisque, d'après l'hypothèse, la pression qui s'exerce sur sa surface supérieure est seulement de 1,033 kilogramme par centimètre carré, c'est-à-dire égale à la pression ordinaire de l'atmosphère. La vapeur, à mesure qu'elle viendra à se dégager, soulèvera le piston jusqu'à ce que tout le liquide se soit vaporisé. Or, nous savons, d'après ce qui a été dit précédemment, qu'un centimètre cube d'eau produit environ 1700 centimètres cubes de vapeur à la température de 100 degrés. Si donc, on suppose au tube une longueur suffisante, le piston s'élèvera à 1700 centimètres, environ, au-dessus de la base du cylindre. Il aura donc, dans son ascension, soulevé 1,033 kilogramme à une hauteur de 1700 centimètres, ou de 17 mètres. Ce résultat représente la force mécanique de la vapeur provenant d'un centimètre cube d'eau, à la température de 100 degrés.

Nous pouvons représenter cette puissance mécanique sous une forme plus commode; nous savons, en effet, que tout travail mécanique doit être évalué d'après le produit de l'effort multiplié par la distance parcourue dans le sens de cet effort. Dès lors l'effet produit sera représenté par le produit $1{,}033 \times 17 = 17{,}56$ kilogramètres ou 17,56 kilogrammes élevés à une hauteur de 1 mètre.

Ainsi, on peut dire qu'un centimètre cube d'eau réduit en vapeur, sous une pression égale à la pression ordinaire de l'atmosphère, produit un force mécanique capable d'élever $17\frac{1}{2}$ kilogrammes à une hauteur de 1 mètre.

Il nous reste à déterminer l'effet utile produit par une certaine quantité d'eau réduite en vapeur, lorsque la pression, sous laquelle la production de cette vapeur a lieu, est différente de celle de l'atmosphère.

Supposons le piston P revenu dans sa première position avec la même quantité d'eau au-dessous; mais imaginons qu'en sus du poids de la colonne atmosphérique qui agit déjà sur sa surface supérieure, un nouveau poids de 1,033 kilogramme vienne à presser sur cette surface, de manière à ce que l'eau se trouve comprimée par un poids de 2,066 kilogrammes. Si l'on place le feu au-dessous du cylindre, l'eau s'échauffera, et sa température ira sans cesse en s'élevant jusqu'à ce que l'ébullition commence à avoir lieu. Inutile de dire que la température de l'ébullition sera, dans ce cas, supérieure à celle de 100°, qui est la température à laquelle l'ébullition de l'eau commence sous la pression ordinaire de l'atmosphère. En

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nous reportant aux tableaux que nous avons donnés des forces élastiques de la vapeur d'eau, nous voyons que, sous une pression de deux atmosphères, le point d'ébullition de l'eau correspond à 121° centigrades environ. Lors donc que la température de l'eau, au-dessous du piston, aura atteint 121°, le piston commencera à monter et le liquide passera à l'état de vapeur. Lorsque toute l'eau se sera ainsi vaporisée, le piston s'arrêtera à environ 860 centimètres ou 8,6 mètres au-dessus de la base du cylindre, c'est-à-dire à une hauteur un peu supérieure à la moitié de celle qu'il avait atteinte dans le cas précédent. En admettant, pour le moment, que cette hauteur soit exactement la moitié de la précédente, il est évident que la puissance mécanique de la vapeur d'eau est la même dans les deux cas, puisque elle est équivalente à un poids double, élevé à une hauteur moitié moindre, ce qui donne un produit identique.

Si le poids placé au-dessus du piston était de 3,099 kilogrammes, c'est-à-dire triple du premier, auquel cas la pression sur la tête du piston serait égale à celle de trois atmosphères, la hauteur à laquelle monterait le piston dans le cylindre, après la vaporisation complète du liquide, ne serait plus que de 560 centimètres ou 5,6 mètres environ, soit un peu plus que le tiers de celle qu'il avait atteinte dans le premier cas. C'est donc encore un effet mécanique à peu près le même que le premier, puisqu'un poids triple est soulevé à une hauteur trois fois moindre.

En général, à mesure que la pression sur le piston augmente, la hauteur à laquelle le piston est soulevé par la vaporisation de l'eau contenue dans le cylindre diminue, et cette diminution, dans la hauteur, a lieu à peu près dans la même proportion que l'accroissement de la pression sur le piston; de sorte que, quelle que soit le température à laquelle la vapeur est engendrée, un même volume d'eau produit à très peu près une somme égale de travail mécanique.

Nous venons de dire que la hauteur à laquelle le piston est soulevé n'est pas, rigoureusement parlant, inversement proportionnelle à la pression, sans avoir égard à la perte due à la présence de l'atmosphère. Ceci provient des différences dans les températures, lors du commencement de la formation de la vapeur. Si la température à laquelle l'eau est convertie en vapeur, sous les différentes pressions que nous avons supposées, demeurait constamment la même, les hauteurs auxquelles le piston serait soulevé, par la vaporisation de l'eau, diminueraient précisément dans la même proportion que les pressions sur le piston augmenteraient. Dans ce cas, l'effet mécanique d'une quantité d'eau déterminée resterait exactement le même, sous quelque pression que l'eau entrât en ébullition, en supposant que le vide existât au-dessus du piston; mais, puisque l'eau bout à des températures différentes, l'effet mécanique d'un volume donné de vapeur varie et augmente légèrement avec la pression.

Il résulterait de cette remarque que le développement de puissance, dû à la vapeur d'eau, a lieu le plus avantageusement possible quand on emploie la vapeur à un haut degré de tension. Il semble donc démontré, d'après cela, que l'application la plus économique de la vapeur s'obtient dans les machines à haute pression. On peut s'assurer cependant que cette supériorité des machines à haute pression sur les autres n'est, en réalité, que de bien peu de valeur. Si l'on se reporte, en effet, aux lois que suit la force élastique de la vapeur d'eau, on trouvera, par un simple calcul, que les températures successives de la vapeur étant exprimées par les nombres suivants de degrés centigrades :

100°. . . 200°. . . 300°. . . 500°. . . 1000°.

l'effet mécanique est, d'après la théorie, proportionnel aux nombres :

1,00. . . 1,27. . . 1,53. . . 2,07. . . 3,40.

Ainsi, l'effet mécanique dû à une quantité déterminée de calorique ou de combustible servant à produire la vapeur à 200° centigrades, c'est-à-dire sous une pression de 15 atmosphères, est environ de un quart plus considérable que l'effet maximum correspondant au cas où la vapeur se trouve engendrée à 100°, ou sous une pression d'une atmosphère seulement. Pour arriver à obtenir un effet méca-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nique double de celui-ci, il faudrait que la température fût de près de 500°, c'est-à-dire que la vapeur fût engendrée sous une pression d'environ 2000 atmosphères [1].

On peut conclure de ces chiffres qu'il ne peut y avoir qu'un fort médiocre avantage, sous le rapport de l'économie du combustible, à faire engendrer la vapeur sous des pressions très élevées. Nous verrons, du reste, un peu plus loin, d'après quelles lois les différences dans la température de l'eau et de la vapeur d'eau modifient l'effet mécanique. Quant à présent, comme cet effet est à peu près constant, surtout dans les limites de pressions possibles de la pratique, nous le considérerons comme tel, ce qui nous permettra d'évaluer, plus généralement que tout à l'heure, l'effet mécanique de la vapeur d'eau, de la manière suivante :

Un centimètre cube d'eau, réduit en vapeur, produit, très approximativement, une force mécanique capable d'élever $17\frac{1}{2}$ *kilogrammes à la hauteur de* 1 *mètre, quelle que soit la température ou la pression à laquelle l'eau est vaporisée, pourvu que la vapeur n'agisse point par détente et que le vide soit fait au-dessus du piston.*

Nous pouvons nous rendre compte par le calcul du degré d'exactitude que comporte la proposition qui précède. Nous avons vu, page 95, que l'unité de volume d'eau développée en vapeur, à la température t, et sous la pression p, produisait un volume :

$$V = 1287 \times \frac{1 \times 0{,}00364\ t}{p}$$

Nous aurons, dès lors, pour la force mécanique F, développée par un centimètre cube d'eau vaporisée à la température t, et sous une certaine pression p, le produit de cet effort p par l'espace V, c'est-à-dire :

$$F = p \times 1287 \times \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p}$$

et en simplifiant :

$$F = 1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\}$$

Nous pouvons supposer évidemment que cette pression p n'est autre que la pression atmosphérique, plus le poids dont est chargé le piston de la figure précédente. Ainsi, d'après l'examen de l'expression de l'effet dynamique F, nous voyons que cet effet dépend de la température t, à laquelle l'eau est vaporisée; mais en même temps qu'il n'augmente qu'excessivement peu avec cet élément. Pour nous rendre compte de la faible influence de la température dans la circonstance présente, nous n'avons qu'à rechercher quelle devrait être cette température pour que l'effet produit fût double de celui qu'on obtient à 100 degrés centigrades. Nous poserons :

$$1 + 0{,}00364\ t = 2 \left\{ 1 + 0{,}00364 \times 100 \right\}$$

et, en simplifiant : $1 + 0{,}00364\ t = 2 \times 1{,}364$

d'où : $$t = \frac{1{,}728}{0{,}00364} = 475°$$

Ainsi, il faudrait la température énorme de 475 degrés, correspondante à une pression impossible de 1600 atmosphères environ pour faire produire à la vapeur un effet double de celui qu'elle produit à la température de l'ébullition sous la pression atmosphérique ordinaire.

[1] C'est au moyen de la formule empirique de MM. Dulong et Arago que l'on a fait le calcul de la pression en atmosphères correspondante à la température donnée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il n'en est pas moins évident, d'après ce qui précède, que l'effet mécanique de la vapeur d'eau a une tendance à s'accroître avec la température, quelque faible que soit cet accroissement. C'est donc un argument en faveur des machines à haute pression ; mais si nous considérons, d'un autre côté, que la vapeur à une température élevée est plus susceptible de perdre de sa force élastique, par suite de dépression, que la vapeur à basse pression, les pertes étant toujours proportionnelles à l'excès de la température, et si, en même temps, nous examinons les dangers et les dépenses plus considérables qu'entraînent les machines à haute pression, nous reconnaissons qu'elles le cèdent encore, dans les mêmes circonstances d'ailleurs, aux machines à basse pression.

Voyons maintenant quel est l'effet mécanique de la vapeur, développé par la condensation.

CONDENSATION.

La même figure 172 nous servira à faire comprendre l'effet mécanique que l'on peut obtenir par la condensation de la vapeur d'eau. Supposons que la vapeur, après avoir soulevé le piston à 17 mètres au-dessus de la base du cylindre, soit subitement condensée. Il est clair que le piston sera pressé par une force égale à celle de l'atmosphère, force qui serait capable de lui faire descendre précisément la même hauteur à laquelle il a été soulevé par le dégagement de la vapeur d'eau. Ainsi, il est évident que le piston, dans sa descente, pourra soulever, au moyen d'un fil enroulé sur une poulie, une masse d'un poids égal à la pression atmosphérique, et à une hauteur exactement égale à la hauteur maximum du piston au-dessus de la base du cylindre.

Si l'on plaçait un poids sur le piston, en addition à la pression atmosphérique, le piston, ainsi que nous l'avons vu, ne s'élèverait plus, par le dégagement de la vapeur, à la même hauteur que dans le cas où la pression de l'atmosphère agissait seule. Par suite, lors de la condensation de cette vapeur, la masse soulevée par la descente du piston n'atteindra pas à la même hauteur qu'auparavant; mais, par compensation, le poids de cette masse sera plus considérable, à peu près dans la même proportion de la diminution de hauteur. Ainsi, la puissance mécanique d'une quantité donnée de vapeur d'eau, qui est obtenue par le moyen de la condensation de cette vapeur, reste à très peu près constante, quelle que soit la pression à laquelle elle est engendrée, la différence étant en faveur de la plus grande pression.

Nous voyons, d'après cela, que la puissance mécanique, développée par la vapeur d'une quantité d'eau donnée, est la même, soit que cette puissance se trouve être le résultat de la vaporisation directe, ou qu'elle soit due à la condensation instantanée de la vapeur. Cette puissance mécanique est, d'ailleurs, à peu près constante, quelle que soit la température de la vapeur d'eau.

Nous poserons donc la loi générale suivante :

Un centimètre cube d'eau, réduit en vapeur, produit une force mécanique capable d'élever 17 $\frac{1}{2}$ *kilogrammes à la hauteur de* 1 *mètre, que cette force soit développée par la vaporisation directe de l'eau ou par la condensation de la vapeur ; et cette force mécanique ne varie que faiblement, suivant la température ou la pression à laquelle l'eau est vaporisée, la petite différence qui a lieu étant en faveur de la plus grande pression.*

En évaluant les effets dus à la condensation, nous l'avons supposée complète et instantanée. On sait qu'il n'en peut être ainsi dans la pratique. Les procédés les plus parfaits de condensation exigent quelque temps pour produire leur effet, et jamais encore on n'a pu parvenir à obtenir un vide complet. Si la vapeur est condensée lentement, comme cela a lieu par l'application extérieure d'une substance froide sur une surface de refroidissement insuffisante, l'effet produit est considérablement réduit, car alors la force motrice, quelle que soit la période que l'on considère de la course du piston, n'est plus que la différence entre la pression atmosphérique et la force élastique de la vapeur d'eau. Cette circonstance ne peut

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cependant modifier d'une manière sensible la mesure que nous avons donnée de la puissance mécanique développée par la condensation, en disant que cette puissance est proportionnelle à l'espace qu'occupe la vapeur. Le temps employé pour accomplir le même travail est nécessairement plus considérable lorsque la condensation n'est pas instantanée.

Nous ajouterons aux remarques précédentes une considération sur la méthode employée dans les machines ordinaires à haute pression, pour développer la force mécanique de la vapeur d'eau. Supposons, comme dans le cas précédent, qu'un piston chargé d'un certain poids ait été soulevé par la force de la vapeur, et qu'alors cette vapeur, au lieu d'être subitement condensée, puisse s'échapper librement par une valve ou soupape ouverte à cet effet, ce qui est le cas des machines à haute pression. Il est évident qu'alors la puissance qui aurait été développée par la condensation se trouve perdue. Cette perte de puissance est mesurée par la pression de l'atmosphère agissant sur le piston, et lui faisant parcourir toute la hauteur à laquelle il a été soulevé par la vapeur. On voit donc que la perte d'effet due au défaut de condensation est d'autant moindre que la force élastique de la vapeur est plus considérable, puisque la hauteur à laquelle le piston est soulevé est en raison inverse de cette force élastique. Si, cependant, l'ouverture de la soupape de décharge était trop étroite, la vapeur ne pourrait s'échapper avec la rapidité nécessaire, et, par suite, une partie du poids dont le piston est chargé serait employée à chasser cette vapeur. Ce poids partiel représenterait ainsi exactement la perte de force effective de la vapeur due à la cause que nous venons de signaler.

Pour nous rendre un compte exact de la perte due à une condensation incomplète, nous représenterons par p' la force élastique de la vapeur non condensée qui reste encore après l'application du réfrigérant, opposant ainsi une certaine résistance à la marche du piston. Cette vapeur non condensée agit contrairement à la puissance motrice dans toute l'étendue de l'espace qu'elle occupait avant la condensation, espace que nous savons être égal au volume

$$V = 1287 \times \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p}$$

p et t étant, comme nous l'avons dit page 336, la force élastique et la température de la vapeur remplissant l'espace V.

Dès lors la résistance, produite par la vapeur non condensée, ayant une force élastique p', sera égale au produit de p' par V. soit :

$$\frac{p'}{p} \times 1287 \times \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\}$$

Pour une condensation complète, l'effet mécanique aurait été représenté, page 336, par

$$1287 \times \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\}$$

Nous aurons donc, pour représenter cet effet dans la circonstance présente, l'expression suivante :

$$\left(1 - \frac{p'}{p} \right) \times 1287 \times \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\}$$

EXPANSION.

La vapeur d'eau, séparée du liquide qui l'a formée, suit, comme tous les autres gaz, la loi dite loi de Mariotte, et qui peut s'énoncer de la manière suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les volumes occupés par les fluides élastiques varient en raison inverse des pressions auxquelles ces fluides sont soumis.

Cette loi n'est mathématiquement vraie qu'autant qu'il n'y a aucune variation dans la température des gaz ou de la vapeur soumis aux diverses pressions. Cette dernière circonstance n'a jamais lieu, car, du moment qu'on fait occuper à un même corps un volume autre que celui qu'il occupait primitivement, il y a absorption ou dégagement de chaleur, selon qu'on dilate ou qu'on comprime ce corps[1]; mais ces variations sont si minimes qu'on peut appliquer la loi de Mariotte, dans la circonstance présente, sans erreur sensible.

D'après ce que nous avons dit, pages 25 et suivantes, dans l'histoire des premières applications du principe de la détente de la vapeur, il est facile de mesurer la tension de la vapeur agissant par détente, dans un moment quelconque de la course du piston, lorsque l'on connaît la tension initiale de cette vapeur et le point de la course du piston où l'on a fermé toute communication avec le générateur.

Si, par exemple, une machine travaille à une pression de 1,75 kilogramme au-dessus de la pression atmosphérique, la tension de la vapeur au commencement du coup sera, par centimètre carré du piston, de $1{,}75 + 1{,}033 = 2{,}783$ kilogrammes. Si la vapeur est coupée au quart de la course du piston, la tension aura toujours été la même pendant le premier quart de cette course. La tension minima correspondra à la limite de la course du piston, point auquel la vapeur occupant un volume quadruple de son volume primitif n'aura plus qu'une tension de $\frac{2{,}783}{4} = 0{,}696$ kilogramme, soit 0,337 kilogramme au-dessous de la pression atmosphérique ordinaire. La figure que nous avons donnée, page 26, peut servir à déterminer toutes les autres tensions intermédiaires de la vapeur correspondant aux divers points de la course du piston; mais nous allons nous rendre compte du travail effectué, dans cette circonstance, d'une manière plus générale.

Considérons toujours, comme tout à l'heure, le même piston chargé d'un certain poids, et supposons qu'il ait été soulevé, par la conversion en vapeur d'une quantité donnée d'eau, à une hauteur correspondante au poids dont il est chargé et à la température de la vapeur. Dans cette situation, si l'on vient à enlever une partie du poids, la vapeur se dilatera jusqu'à ce qu'il y ait équilibre entre sa force élastique et la pression sur le piston résultant du poids restant et de la pression atmosphérique. Il est évident que l'effet mécanique, ainsi développé, est obtenu en pur gain. Dans le fait, on peut prouver que lorsque la vapeur est douée d'une grande force élastique, et qu'on enlève le poids en totalité, de manière à permettre à la vapeur de se dilater librement jusqu'à ce que sa force élastique fasse équilibre à la pression de l'atmosphère, on peut prouver, disons-nous, qu'alors sa puissance mécanique est à très peu près doublée.

Tel n'est point, cependant, le meilleur procédé à suivre pour appliquer le principe de l'expansion. Ce principe peut être développé d'une manière beaucoup plus avantageuse, en faisant en sorte qu'au lieu d'enlever le poids d'un seul coup, ce poids soit enlevé graduellement et par degrés insensibles, de manière à permettre à la vapeur de se dilater d'une manière continue jusqu'à ce que sa force élastique fasse équilibre à l'excédant de poids qui agit sur elle. C'est d'après cette considération que nous allons évaluer d'une manière générale l'effet mécanique obtenu en pur gain par l'expansion de la vapeur dans les machines à détente.

Supposons que le piston ayant dans le cylindre la position EE' (fig. 173), toute l'eau se soit convertie en vapeur, et qu'il y ait équilibre entre la force élastique de cette vapeur et la charge sur le piston. Si cette charge vient alors à être diminuée graduellement, la vapeur se détendra d'une manière continue au fur et à mesure de la diminution de pression; et, comme nous l'avons déjà dit, l'excédant de poids qui se trouve ainsi soulevé sera autant de puissance gagnée sans aucune nouvelle dépense de vapeur. La force

[1] Voir les considérations sur la chaleur latente, pages 68 et 69.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

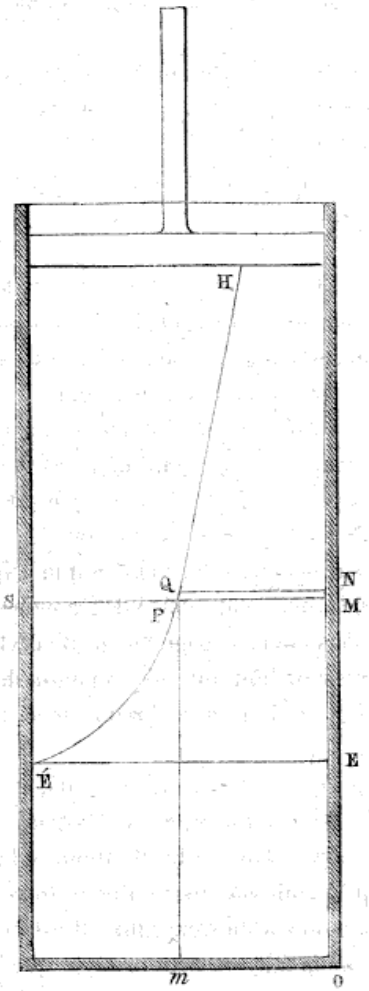


FIG. 173.

élastique de la vapeur diminuera conformément à la loi de Mariotte, en même temps que les espaces occupés par cette vapeur augmenteront. O E′ étant le volume occupé par la vapeur, au moment où elle va commencer à agir par détente, représentons par E E′ l'intensité de sa force élastique à cet instant. Lorsqu'en se détendant elle viendra occuper le volume O S, sa force élastique sera évidemment moindre et nous la représenterons par la ligne P M.

D'après la loi de Mariotte, nous aurons :

$$\text{Vol. OS} : \text{Vol. OE}' :: \text{EE}' : \text{PM},$$

ou bien :

$$\text{OM} : \text{OE} :: \text{EE}' : \text{PM},$$

d'où :

$$\text{OM} \times \text{PM} = \text{OE} \times \text{EE}'.$$

Représentons par x et y les coordonnées rectangulaires du point P rapporté aux axes O M et O m, nous aurons :

$$\text{OM} = x, \ \text{PM} = y.$$

Soit enfin a le côté d'un carré équivalant à l'aire O E × E E′ nous aurons l'équation suivante :

$$xy = a^2.$$

Cette équation est celle d'une hyperbole équilatère rapportée à ses asymptotes.

Pour que le piston puisse rester dans la position S M, il est nécessaire que la charge qui agit dessus soit égale à la force élastique de la vapeur. Mais si cette charge vient à être diminuée d'une quantité aussi petite que possible, le piston devra s'élever jusqu'à ce que l'expansion de la vapeur lui ait enlevé assez de sa force élastique pour contre-balancer la moindre charge qu'elle a à supporter. Supposons que l'équilibre étant établi dans la position S M du piston, une certaine quantité de poids soit enlevée de manière à faire monter le piston en Q N. Il est évident que l'effet mécanique, obtenu par la seule génération de la vapeur, sera à l'effet que nous venons d'obtenir par cette détente partielle, comme le rectangle O E' est au rectangle Q N × M N.

Si, pour nous servir du langage du calcul infinitésimal, nous supposons que M N ou la quantité dont le piston s'est soulevé soit infiniment petite, ce qui comporte une diminution de charge par degrés insensibles, nous pouvons admettre que l'aire du rectangle M N × Q N soit égale à l'aire de la figure P M N Q. Il résulte de cette considération que l'effet mécanique développé par la simple expansion de la vapeur, depuis E E′ jusqu'en M S, est représenté par l'aire de la figure E′ P M E, si nous admettons d'ailleurs que l'effet dû à la génération est représenté par le rectangle O E′. Or, d'après les propriétés de l'hyperbole équilatère, nous avons une égalité entre l'aire E′ P M E et le produit de l'aire O E′ multipliée par le logarithme hyperbolique du rapport $\frac{\text{OM}}{\text{OE}}$. Il est donc toujours aisé de déterminer l'effet mécanique dû à un degré quelconque d'expansion de la vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons voulu faire comprendre, à l'aide d'une figure et de considérations purement géométriques, tout le parti que l'on peut tirer du principe de l'expansion. Cette représentation sensible des effets donne lieu à une impression plus vive et plus durable que celle qui est due à un raisonnement abstrait. Comme il faut cependant traiter la question d'une manière complète, nous aurons recours au calcul infinitésimal qui s'applique très heureusement dans la circonstance présente.

Soit V le volume occupé par la vapeur dans le cylindre avant l'expansion de cette vapeur, c'est-à-dire au moment où l'on ferme toute communication avec le générateur. Désignons par p la force élastique de la vapeur correspondante au volume V, force qui fait équilibre à la charge sur le piston, y compris la pression atmosphérique.

Si alors on permet à la vapeur de se détendre, elle viendra occuper un certain volume x, et sa tension p' correspondante à ce volume devra satisfaire à la proportion

$$x : \mathrm{V} :: p : p',$$

d'où :

$$p' = p \times \frac{\mathrm{V}}{x}$$

Supposons maintenant que cette tension continue à agir en restant sensiblement la même pendant un parcours infiniment petit du piston, espace que nous représenterons par dx, conformément à la notation infinitésimale. L'effet mécanique gagné par cette détente dx de la vapeur sera mesuré par le produit :

$$p' \times dx. \quad . \quad . \quad . \quad \text{soit : } p.\frac{\mathrm{V}}{x}.\,dx$$

Tel est l'effet mécanique différentiel gagné par une détente infiniment petite de la vapeur. Pour avoir l'effet mécanique total produit par la détente de la vapeur, depuis le moment où elle occupait le volume V jusqu'à celui où elle occupe le volume x, il faudra évidemment prendre l'intégrale de l'expression différentielle que nous venons de donner entre les limites V et x. Nous aurons donc pour cet effet mécanique F :

$$\mathrm{F} = \int_{\mathrm{V}}^{x} p\,\frac{\mathrm{V}}{x}\,dx$$

Intégrant entre les limites indiquées, nous trouvons :

$$\mathrm{F} = p\,\mathrm{V} \times \log.\frac{x}{\mathrm{V}}$$

$\log.\frac{x}{\mathrm{V}}$ désignant le logarithme hyperbolique du rapport des deux volumes x et V. Nous savons que les logarithmes hyperboliques sont ceux qui correspondent à une certaine base $e = 2{,}7182818$. Bien que ces logarithmes hyperboliques ou Népériens soient publiés dans la plupart des tables de logarithmes ordinaires, nous en donnons ci-dessous une table succincte, qui sera grandement suffisante dans tous les calculs relatifs au travail des machines à détente, et qui évitera d'avoir recours à des tables trop compliquées pour les besoins d'une pratique fréquente.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DES LOGARITHMES HYPERBOLIQUES

POUR LE CALCUL DU TRAVAIL DES MACHINES A DÉTENTE.

Nombres.	Logarithmes hyperbol.	Nombres.	Logarithmes hyperbol.	Nombres.	Logarithmes hyperbol.	Nombres.	Logarithmes hyperbol.	Nombres.	Logarithmes hyperbol.
1.05	0.049	3.05	1.115	5.05	1.619	7.05	1.953	9.05	2.203
1.1	0.095	3.1	1.131	5.1	1.629	7.1	1.960	9.1	2.208
1.15	0.140	3.15	1.147	5.15	1.639	7.15	1.967	9.15	2.214
1.2	0.182	3.2	1.163	5.2	1.649	7.2	1.974	9.2	2.219
1.25	0.223	3.25	1.179	5.25	1.658	7.25	1.981	9.25	2.225
1.3	0.262	3.3	1.194	5.3	1.668	7.3	1.988	9.3	2.230
1.35	0.300	3.35	1.209	5 35	1.677	7.35	1.995	9.35	2.235
1.4	0.336	3.4	1.224	5.4	1.686	7.4	2.001	9.4	2.241
1.45	0.372	3.45	1.238	5.45	1.696	7.45	2.008	9.45	2.246
1.5	0.405	3.5	1.253	5.5	1.705	7.5	2.015	9.5	2.251
1.55	0.438	3.55	1.267	5.55	1.714	7.55	2.022	9.55	2.257
1.6	0.470	3.6	1.281	5.6	1.723	7.6	2.028	9.6	2.262
1.65	0.500	3.65	1.295	5.65	1.732	7.65	2.035	9.65	2.267
1.7	0.531	3.7	1.308	5.7	1.740	7.7	2.041	9.7	2.272
1.75	0.560	3.75	1.322	5.75	1.749	7.75	2.048	9.75	2.277
1.8	0.588	3.8	1.335	5.8	1.758	7.8	2.054	9.8	2.282
1.85	0.615	3.85	1.348	5.85	1.766	7.85	2.061	9.85	2.287
1.9	0.642	3.9	1.361	5.9	1.775	7.9	2.067	9.9	2.293
1.95	0.668	3.95	1.374	5.95	1.783	7.95	2.073	9.95	2.298
2.0	0.693	4.0	1.386	6.0	1.792	8.0	2.079	10	2.303
2.05	0.718	4.05	1.399	6.05	1.800	8.05	2.086	15	2.708
2.1	0.742	4.1	1.411	6.1	1.808	8.1	2.092	20	2.996
2.15	0.765	4.15	1.423	6.15	1.816	8.15	2.098	25	3.219
2.2	0.788	4.2	1.435	6.2	1.824	8.2	2.104	30	3.401
2.25	0.811	4.25	1.447	6.25	1.833	8.25	2.110	35	3.555
2.3	0.833	4.3	1.459	6.3	1.841	8.3	2.116	40	3.689
2.35	0.854	4.35	1.470	6.35	1.848	8.35	2.122	45	3.807
2.4	0.875	4.4	1.482	6.4	1.856	8.4	2.128	50	3.912
2.45	0.896	4.45	1.493	6.45	1.864	8.45	2.134	55	4.007
2.5	0.916	4.5	1.504	6.5	1.872	8.5	2.140	60	4.094
2.55	0.936	4.55	1.515	6.55	1.879	8.55	2.146	65	4.174
2.6	0.956	4.6	1.526	6.6	1.887	8.6	2.152	70	4.248
2.65	0.975	4.65	1.537	6.65	1.895	8.65	2.158	75	4.317
2.7	0.993	4.7	1.548	6.7	1.902	8.7	2.163	80	4.382
2.75	1.012	4.75	1.558	6.75	1.910	8.75	2.169	85	4.443
2.8	1.030	4.8	1.569	6.8	1.917	8.8	2.175	90	4.500
2.85	1.047	4.85	1.579	6.85	1.924	8.85	2.180	95	4.554
2.9	1.065	4.9	1.589	6.9	1.931	8.9	2.186	100	4.605
2.95	1.082	4.95	1.599	6.95	1.939	8.95	2.192	1000	6.908
3.0	1.099	5.0	1.609	7.00	1.946	9.0	2.197	10000	9.210

Nous pouvons donner à l'expression du travail F une forme plus appropriée aux besoins de l'application. Supposons que le volume de la vapeur, avant la détente, soit au volume qu'elle occupe après, dans le rapport de 1 à n, nous aurons :

$$x = n\mathrm{V}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons, d'ailleurs, en représentant par t la température de la vapeur en degrés centigrades :

$$V = 1287 \frac{1 + 0{,}00364\, t}{p}$$

d'ou :

$$pV = 1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\}.$$

Remplaçant x et pV par ces valeurs dans l'expression de F, nous obtenons :

$$F = 1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\} \log.\ n$$

Telle est la formule analytique de l'effet mécanique dû à la détente seule de la vapeur. Le rapport n des volumes x et V pouvant être supposé aussi grand qu'on le veut, nous voyons qu'il n'y aurait point de limite à l'augmentation de puissance résultant de l'expansion, si l'on pouvait supposer la vapeur infiniment expansible, et si d'ailleurs il n'y avait point des inconvénients pratiques à exagérer l'application du principe.

La formule que nous venons d'obtenir pourra servir à calculer les diverses quantités de travail gagnées par la détente de la vapeur, suivant que l'on fait commencer cette détente à tel ou tel point de la course du piston. Cette formule représente en réalité le produit d'une pression par un volume; mais comme le volume n'est autre que l'aire de la base du cylindre multipliée par la hauteur à laquelle la détente de la vapeur soulève le piston, F sera exprimé en kilogramètres, si on introduit comme diviseur l'aire de la base. Pour plus de simplicité, nous n'avons qu'à supposer cette aire de 1 mètre carré, et le calcul de l'expression de F, telle qu'elle est donnée, conduira immédiatement à des kilogramètres.

Les valeurs de n correspondent aux diverses fractions de la course du piston auxquelles on coupe la vapeur. Si, par exemple, on la coupe à la moitié de la course, n sera égal à 2; si c'est au tiers, au quart, n sera égal à 3, à 4. Voici d'une manière plus générale les valeurs de n correspondantes à toutes les fractions de la course où commence la détente :

Fractions de la course.	$\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, \frac{1}{4}$. . . .	$\frac{1}{m}$. . .	$\frac{p}{q}$
Valeurs de n.	2, 3, 4. . . .	m. . .	$\frac{q}{p}$

En réunissant l'effet dû à la vaporisation directe et celui dû à la détente, nous aurons pour le travail mécanique total produit par 1 mètre cube d'eau vaporisée et agissant en partie par détente :

$$T = 1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\} \left(1 + \log.\ n \right)$$

en kilogrammes élevés à 1 mètre.

Pour trouver dans quel rapport l'effet mécanique dû à la vaporisation directe a été augmenté par la détente de la vapeur, nous n'avons qu'à diviser la valeur de T par l'expression :

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\}$$

de l'effet provenant de la vaporisation seule. Nous obtenons ainsi pour quotient :

$$1 + \log.\ n.$$

[1] Voir pages 95 et 336.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce quotient est le facteur par lequel on devra multiplier le travail ordinaire d'une quantité donnée de vapeur, pour se rendre compte de l'augmentation d'effet due à la détente de cette même quantité de vapeur.

Proposons-nous, pour exemple, de déterminer dans quel rapport le travail d'une certaine quantité de vapeur a été augmenté par la détente de cette vapeur commencée aux trois quarts de la course. Nous avons dans cette circonstance :

$$n = \frac{4}{3} = 1{,}33$$

Le logarithme hyperbolique de n sera très approximativement, d'après la table que nous venons de donner, égal à 0.3. Nous aurons donc :

$$1 + \log.\ n = 1.3$$

pour le nombre qui doit nous servir à multiplier l'effet ordinaire de la vapeur.

Si la vapeur était coupée aux $\frac{2}{15}$ de la course, nous aurions :

$$n = \frac{15}{2} = 7{,}5$$

et log. hyp. de $n = 2.015$.

L'effet de la vapeur sera donc multiplié dans ce cas par 3.015, c'est-à-dire qu'il sera plus que triplé.

DÉTENTE AVEC CONDENSATION.

Nous pouvons considérer maintenant les effets de l'application simultanée du principe de l'expansion de la vapeur et de sa condensation. On reconnaît aisément que, dans une machine à détente, il est nécessaire, pour donner un certain développement à l'expansion, d'augmenter sensiblement la course du piston. Il faut donc tenir compte sur une plus grande échelle des pertes dues au frottement du piston contre les parois du cylindre, et à la résistance de la vapeur non condensée qui reste encore de l'autre côté du piston.

La perte d'effet due à la résistance des petites quantités de vapeur non condensée est, comme nous l'avons vu page 338, représentée par

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\} \frac{p'}{p}$$

p et p' étant les forces élastiques de la vapeur avant et après la condensation.

La perte due au frottement du piston s'évaluera d'une manière identique, et si f désigne l'intensité du frottement que nous supposerons constante dans toute l'étendue de la course, la mesure de cette nouvelle perte sera :

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\} \frac{f}{p}$$

L'effet mécanique total de 1 mètre cube d'eau réduit en vapeur, dans une machine à détente et à condensation, sera donc facile à établir en tenant compte des deux causes de diminution que nous venons de signaler. Si nous désignons par k un certain coefficient constant, moindre que 1, par lequel on doive multiplier le résultat théorique en raison des pertes de vapeur dans des espaces inutiles ou pour tout autre motif, nous aurons pour l'expression de cet effet mécanique :

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\, t \right\} \left(1 + \log.\ n - \frac{n\,(p' + f)}{p} \right) k$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Puisque l'effet mécanique augmente avec l'étendue de la détente, et que, d'un autre côté, la résistance provenant d'une condensation incomplète croît également avec cette étendue, il doit y avoir nécessairement un certain degré d'expansion qui donne le maximum d'effet. Pour trouver ce degré, il suffit de rendre l'expression précédente un maximum, ce qui aura lieu lorsque la quantité

$$\log.\ n - \frac{n\,(p'+f)}{p}$$

sera elle-même un maximum.

Prenant la différentielle du premier ordre de cette expression par rapport à n, et l'égalant à zéro, nous obtenons :

$$\frac{1}{n} - \frac{p'+f}{p} = o, \qquad \text{d'où :} \qquad n = \frac{p}{p'+f}$$

Remplaçant n par cette valeur, nous aurons pour le maximum d'effet de 1 mètre cube d'eau vaporisée dans une machine à détente et à condensation :

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\} \times \log.\ \frac{p}{p'+f} \times k$$

Supposons que dans les machines bien établies il y ait une perte de $\frac{1}{10}$ pour les espaces inutilement remplis par la vapeur et pour toute autre cause, proportion qui n'est pas loin de la vérité, nous aurons :

$$k = 1 - \frac{1}{10} = 0{,}9$$

Nous avons donc pour le maximum d'effet de 1 mètre cube d'eau vaporisée dans les bonnes machines modernes à détente et à condensation :

$$1159 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\} \times \log.\ \frac{p}{p'+f}$$

En adoptant la même valeur pour le coefficient k, dans les machines à condensation sans détente, nous avons pour le maximum d'effet de 1 mètre cube d'eau vaporisée :

$$1159 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\} \left(1 - \frac{p'+f}{p} \right)$$

Retranchant ce résultat du précédent, nous trouvons pour le maximum d'effet dû à l'action seule de la détente :

$$1159 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\} \left(\log.\ \frac{p}{p'+f} + \frac{p'+f}{p} - 1 \right)$$

Les expressions précédentes nous donnent les limites de la puissance de la vapeur d'eau. On ne peut évidemment supposer que l'on arrive communément, dans la pratique, à réaliser tout l'effet mécanique que comportent ces formules. Outre les pertes provenant des deux causes que nous avons signalées, frottement du piston et condensation incomplète, nous devons considérer que tout en augmentant l'effet mécanique de la vapeur, l'action de la détente a pour résultat immédiat de diminuer la quantité de mouvement de la machine, puisque la vapeur cesse alors d'agir avec sa pleine force. Dans les machines du Cornouailles, qui travaillent à une pression de 2.811 kilogrammes par centimètre carré, la vapeur est coupée à $\frac{1}{12}$ de la course. Si cette même proportion dans l'étendue de la détente était adoptée pour les machines travaillant à une pression beaucoup plus basse, on trouverait probablement que la perte l'em-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

porterait sur le gain. On conçoit, en effet, que tout le bénéfice de la détente pourrait être plus que neutralisé par le frottement rendu plus considérable par l'emploi forcé d'un cylindre à grandes dimensions. Il pourrait même arriver que la différence entre les forces élastiques de la vapeur motrice, vers la fin de la détente, et de la vapeur imparfaitement condensée de l'autre côté du piston, fût assez petite pour être incapable de vaincre la résistance due au frottement. Il résulte de ces remarques que la pratique assigne des limites au développement sur une trop grande échelle du principe de l'expansion de la vapeur.

La table que nous donnons ci-dessous de l'effet mécanique de 1 kilogramme de vapeur, dans les machines à détente, complète ce que nous avions à dire sur ce sujet.

TABLE DES EFFETS MÉCANIQUES DE LA VAPEUR D'EAU

AGISSANT PAR DÉTENTE AVEC OU SANS CONDENSATION.

FORCE ÉLASTIQUE de LA VAPEUR		TEMPÉRAT.	POIDS de	EFFET MÉCANIQUE, EN CHEV., DE 1 KIL. DE VAPEUR.							
				DÉTENTE, sans condensation. — Point de la course où commence la détente.				DÉTENTE, avec condensation. — Point de la course où commence la détente			
en atmosphèr.	en kilogrammes par cent. carré.	en degrés centigrades.	1 mètre cube de vapeur en kilogram.	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
1.00	1.033	100.00	0.5913	0	— 71	— 209	— 375	201	330	393	428
1.25	1.291	106.60	0.7146	47	— 22	— 71	— 192	211	349	419	462
1.50	1.549	112.40	0.8591	80	86	— 24	— 67	218	363	439	486
1.75	1.807	117.10	0.9890	104	134	94	— 24	224	374	454	505
2.00	2.065	121.55	1.1178	123	171	147	95	229	382	466	520
2.25	2.323	125.50	1.2440	138	200	190	151	234	392	477	533
2.50	2.581	128.85	1.3712	150	224	225	197	237	397	485	544
2.75	2.839	132.15	1.4957	161	244	255	236	240	403	493	554
3.00	3.098	135.00	1.6208	170	261	280	268	243	408	501	561
3.25	3.356	137.70	1.7426	178	276	302	301	246	413	506	569
3.50	3.614	140.35	1.8644	184	289	320	321	248	417	511	576
3.75	3.872	142.59	1.9894	190	301	337	342	250	420	516	582
4.00	4.130	144.95	2.1079	196	311	352	362	252	424	521	587
4.50	4.646	149.04	2.3495	205	330	377	395	256	430	529	597
5.00	5.163	153.30	2.5869	213	344	400	422	259	436	537	606
6.00	6.195	160.00	3.0499	226	368	432	465	264	445	549	621
7.00	7.228	166.42	3.5062	235	386	458	498	269	454	560	634
8.00	8.260	171.57	3.9561	243	401	479	524	272	460	569	643
9.00	9.293	177.40	4.3978	250	414	497	547	277	466	578	646
10.00	10.325	182.00	4.8347	256	425	512	565	281	473	585	663
12.50	12.906	191.90	5.9146	267	446	540	601	288	484	600	681
15.00	15.488	200.50	6.9637	277	462	562	628	293	495	614	696
17.50	18.069	208.00	7.9966	284	475	580	650	299	504	625	709
20.00	20.650	214.76	9.0116	290	486	595	672	303	513	634	720
25.00	25.813	220.74	11.0026	300	504	618	696	311	524	651	739
30.00	30.975	236.20	12.9433	308	518	637	718	317	537	664	755

NOTA. Le signe —, qui se trouve en avant de quelques-uns des nombres exprimant des chevaux-vapeur, indique que ces nombres doivent être pris négativement. Cette circonstance provient de ce que la vapeur, dans les conditions où on veut la faire agir, loin de produire de la force, en exigerait au contraire pour se détendre dans la proportion voulue. C'est cette force négative nécessaire à la détente qui est exprimée dans la table par les nombres précédés du signe —.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EFFET MÉCANIQUE DE LA VAPEUR D'EAU AGISSANT DANS UNE MACHINE A ROTATION IMMÉDIATE.

Pour étudier d'une manière complète l'effet mécanique de la vapeur d'eau, nous devons considérer cet effet lorsque la vapeur agit dans une machine à rotation immédiate, c'est-à-dire lorsque le piston sur lequel agit la vapeur est susceptible de prendre lui-même un mouvement rotatoire. Cet examen est d'autant plus nécessaire que les notions généralement reçues jusqu'à ce jour sur le mouvement rotatoire produit par la vapeur sont, à notre avis, complétement erronées.

Dans le plus grand nombre des cas où la vapeur d'eau est employée, cet agent est destiné à produire un mouvement de rotation. Dans les machines ordinaires à mouvement de va-et-vient, le mouvement rotatoire est produit par l'intermédiaire de la manivelle. Lorsque l'on n'examine que superficiellement le mode d'action de la manivelle, il peut sembler probable que cet instrument absorbe une grande partie de l'effet mécanique de la vapeur, cette partie étant employée à produire une pression complétement inutile. C'est là une erreur dans laquelle sont tombés des mécaniciens dont les noms ne sont pas sans célébrité. On s'est imaginé que, dans cette circonstance, la manivelle absorbait la puissance mécanique au lieu de la transmettre, supposition qui est en contradiction directe avec le principe fondamental sur lequel repose la science de la mécanique, et d'après lequel tout instrument, toute matière solide quelconque, obéit à la force qui agit sur elle, ou bien la modifie, mais ne peut jamais ni la créer ni l'absorber par elle-même.

Nous verrons un peu plus loin, dans la théorie de la manivelle, que la loi que nous venons d'énoncer s'applique dans toute sa généralité à l'action de cette pièce. Nous nous contentons de la rappeler, pour le moment, attendu que, dans l'ignorance de ce principe fondamental de la mécanique, un grand nombre de constructeurs ont cherché à remplacer cet instrument par un autre, bien inférieur le plus souvent, ce qui a donné lieu à cette foule de projets différents de machines à rotation, tous plus défectueux les uns que les autres. D'habiles mécaniciens, cependant, bien que parfaitement convaincus de la généralité du principe que nous venons d'énoncer, et, par conséquent, de son application au cas de la manivelle, ont pensé qu'on obtiendrait un avantage réel dans le cas où l'on parviendrait à produire le mouvement de rotation par l'action immédiate de la vapeur, au lieu d'arriver à ce résultat par l'intermédiaire de rouages plus ou moins compliqués, destinés à convertir le mouvement rectiligne du piston en un mouvement rotatoire. L'emploi d'une semblable machine peut, il est vrai, être utile dans certains cas; mais quant à l'action mécanique de la vapeur d'eau, elle est toujours la même, qu'elle agisse directement sur un piston doué d'un mouvement circulaire, ou qu'elle produise le mouvement de rotation par l'intermédiaire de la manivelle. Nous n'avons, en effet, qu'à partir du principe fondamental de l'inertie de la matière pour arriver à cette conclusion, que, théoriquement parlant, la puissance mécanique de la vapeur développée par le système de machines à rotation, dans lesquelles on emploie un piston à révolution, est exactement la même que celle qui est produite par les machines ordinaires à cylindre. Le piston à révolution, dans les machines rotatoires, est simplement une pièce matérielle, un instrument, et il ne saurait, par conséquent, absorber une certaine quantité de puissance, pas plus que le piston d'une machine ordinaire, en supposant, bien entendu, que la perte résultant du frottement soit la même dans les deux cas. Nous ne comprenons pas que Tredgold ait perdu de vue ce principe si simple et si général. Il aurait évité ainsi d'arriver à cette conséquence absurde, qu'il y a toujours perte de force dans les machines rotatoires, perte qui s'élève, dans certains cas, jusqu'au tiers de la puissance, renversant ainsi toutes les saines traditions de la mécanique, en même temps que toutes les expériences sur les lois de la matière, qui ont été faites depuis le temps de Galilée. Nous allons, du reste, en prouver à *posteriori* la fausseté.

Supposons que la figure 174 représente une partie du corps de pompe annulaire dans lequel se meut circulairement le piston de cette classe de machines appelées rotatoires ou à rotation immédiate.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

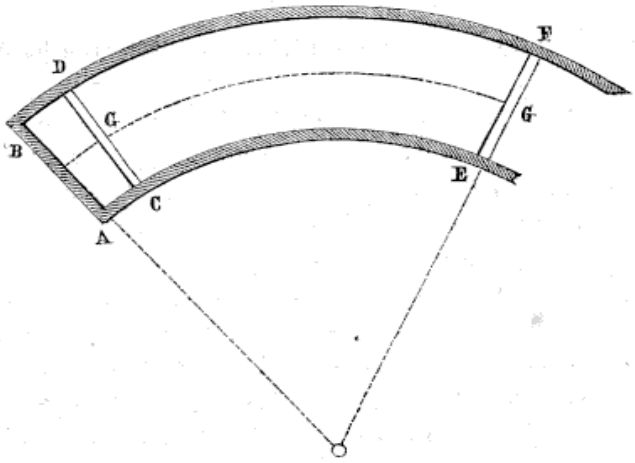


FIG. 174.

Nous admettrons, pour plus de simplicité, que l'aire de la section A B soit de 1 centimètre carré, et qu'il y ait 1 centimètre cube d'eau entre cette base et le piston D C. Si l'eau vient à être chauffée et réduite en vapeur à la température t, le piston sera poussé jusqu'à une certaine position E F, de manière à ce que sa charge fasse équilibre à la force élastique de la vapeur. Or, l'effort exercé contre le piston par la vapeur étant égal à la pression p, que cette vapeur exerce à la température t sur un centimètre carré de surface, p sera l'expression de la charge supportée par le piston, plus la pression atmosphérique. Pour avoir l'effet mécanique produit par un centimètre cube d'eau, nous n'aurons donc qu'à multiplier p par le volume qu'est venue occuper cette eau en se vaporisant. Ce volume est, comme nous le savons, égal à :

$$1287\ \frac{1 + 0{,}00364\ t}{p}$$

Nous aurons donc pour l'effet mécanique produit par la vaporisation de 1 centimètre cube d'eau :

$$1287 \left\{ 1 + 0{,}00364\ t \right\}$$

qui est la même expression que nous avons obtenue pour l'effet mécanique de la vapeur dans les machines ordinaires. L'erreur de Tredgold provient de ce qu'il s'est imaginé que le piston parcourant un moindre espace dans son mouvement circulaire de C vers E que de D vers F, il y avait perte dans le produit de l'effort par l'espace parcouru, perte qui n'aurait pas eu lieu si le piston s'était mû en ligne droite. L'inexactitude de ce raisonnement est manifeste, car ce n'est point DF plus que CE qui doit mesurer l'espace parcouru par le piston, mais bien la ligne GG décrite par son centre de gravité. Le principe de la conservation des forces vives faisait ressortir d'ailleurs l'erreur de Tredgold, en dispensant d'avoir recours à toute autre démonstration.

Pour nous résumer, nous dirons qu'en théorie, les machines rotatoires sont aussi susceptibles que les machines ordinaires au mouvement de va-et-vient, de transmettre tout l'effet mécanique développé par la vaporisation d'une certaine quantité d'eau. Dans le fait, ces machines seraient tout aussi avantageuses, plus même dans certaines circonstances, que les machines ordinaires, si les frottements considérables qu'elles comportent n'étaient des obstacles sérieux à leur bon service. C'est là ce qui a empêché jusqu'à présent le succès des machines rotatoires, et il est douteux que, pour les machines fixes, on puisse réussir à remplacer avantageusement les machines ordinaires par celles-ci. La grande supériorité des machines au mouvement rectiligne de va-et-vient provient de la simplicité de toutes les parties, de la facilité de construction, de la précision et de l'uniformité de l'action, ainsi que de la durée plus considérable de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

toutes les pièces. Cette supériorité n'a point été contre-balancée par les quelques autres avantages des machines rotatoires construites jusqu'à présent. Cependant, nous répétons que, pour certaines applications, rien ne s'oppose à ce qu'on ne finisse par découvrir une machine rotatoire d'un service supérieur. Cette découverte aurait une certaine importance pour les machines des navires, en raison des plus grandes facilités d'aménagement qu'elles pourraient présenter.

CLASSIFICATION DES MACHINES D'APRÈS LE MODE D'EMPLOI DE LA VAPEUR D'EAU.

Nous venons d'examiner, avec quelques détails, les trois méthodes différentes au moyen desquelles se développe l'effet mécanique de la vapeur d'eau. Nous allons maintenant procéder à la classification des machines, suivant que ces machines fonctionnent d'après l'application de l'une de ces méthodes, ou d'après l'application simultanée de plusieurs d'entre elles.

Pour arriver à obtenir de la vapeur d'eau tout l'effet mécanique qu'elle peut produire, il est évident qu'on devrait l'utiliser à la fois dans ses trois modes d'action différents, c'est-à-dire quand elle agit par vaporisation directe, par condensation, et enfin par détente. Si l'un de ces modes d'action n'est pas mis à profit, il y a nécessairement une partie de l'effet mécanique qui se trouve perdue.

Ainsi, il résulte de ces considérations de première vue que toutes les machines à vapeur devraient être construites de manière à utiliser ces trois modes différents d'action de la vapeur d'eau. Mais, le plus souvent, la pratique vient apporter de graves modifications à ces déductions de la théorie, qui paraissent, au premier coup d'œil, d'une application si simple. Ainsi, par exemple, si la machine doit fonctionner en utilisant la vapeur dans deux ou trois de ses modes d'action, il devient indispensable que toutes les parties constituantes de cette machine soient établies sur de plus grandes proportions que lorsque la machine ne fonctionne que d'après un seul des trois modes; et, comme il est souvent d'une certaine importance que la machine soit aussi petite et aussi légère que peut le comporter sa puissance, il est évident que, dans ce cas, les désavantages, provenant d'une augmentation de volume et de poids, peuvent compenser, et au-delà, l'accroissement d'effet mécanique développé par l'emploi sous plusieurs formes d'une quantité égale de vapeur.

Il est clair que la vapeur, pour agir par détente et produire un effet mécanique quelconque, a dû préalablement accomplir un certain travail, soit par voie de génération, soit par voie de condensation. La détente de la vapeur peut se trouver appliquée dans une machine à condensation comme dans une machine sans condenseur. Elle ne constitue donc pas une classe de machines spéciales. L'usage est de ranger les machines dans deux classes principales suivant que la vapeur agit, dans ces machines, par condensation ou sans condensation. Les premières, celles dans lesquelles la condensation a lieu, sont appelées *machines à condensation*; les autres, *machines sans condensation*.

Ces deux genres de machines sont encore quelquefois nommées *machines à basse pression* et *machines à haute pression*. Voici le motif de cette dénomination. Nous avons vu que l'effet mécanique d'un poids donné de vapeur d'eau, que cet effet soit obtenu par la vaporisation, la condensation ou l'expansion de la vapeur, reste à très peu de chose près le même, quelles que soient la température de la vapeur et sa force élastique correspondante. Par conséquent, si l'on considère que les chances d'explosion et de déperdition augmentent avec la force élastique de la vapeur, il est évident qu'il y aura avantage, toutes choses égales d'ailleurs, à n'employer le fluide qu'à une pression fort peu supérieure à celle de l'atmosphère. C'est ainsi que nous trouvons que, dans les machines ordinaires construites d'après le système de Watt, la soupape de sûreté est rarement chargée de plus de 0,35 kilogramme par centimètre carré de surface. Tel est le motif pour lequel une machine à condensation s'appelle quelquefois *machine à basse pression*. D'un autre côté, dans les machines qui n'ont point d'appareil à condensation, le piston résiste avec une force constante précisément égale à celle de la pression atmosphérique, et c'est seulement l'excédant de pression de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur sur la pression atmosphérique qui peut être considérée comme puissance motrice. Ainsi, dans les machines qui ne fonctionnent point d'après le principe de la condensation, la vapeur se trouve indispensablement employée à une pression bien supérieure à celle de l'atmosphère. C'est ce qui fait aussi appeler quelquefois ces machines *machines à haute pression*.

Au reste, ces dénominations de machines à haute et à basse pression sont tout à fait impropres. Elles tendent à induire en erreur ; car, bien qu'en général la force élastique de la vapeur soit plus considérable dans les machines sans condensation que dans les autres, cependant, il n'est nullement nécessaire que la vapeur, dans les machines à condensation, se trouve employée à une basse pression ; et, en effet, il n'en est pas toujours ainsi. Dans les machines à condensation, construites d'après le principe de Watt, la vapeur est quelquefois engendrée à une pression de 0,35 kilogramme par centimètre carré au-dessus de la pression atmosphérique, et dans celles de Woolf, la vapeur est produite avec une pression de 2,8 kilogrammes par centimètre carré.

Nous voyons donc, en résumé, que la seule classification rationnelle des machines à vapeur est de les distinguer comme machines à condenseur et machines sans condenseur. En nous reportant à nos précédentes observations, nous obtenons la classification suivante :

CLASSIFICATION DES MACHINES A VAPEUR.

I. Machines sans condensation.

Agissant par : { 1° la vaporisation seule de la vapeur ; 2° la vaporisation et la détente.

II. Machines à condensation.

Agissant par : { 1° la condensation seule de la vapeur ; 2° la condensation et la détente ; 3° la vaporisation et la condensation ; 4° la vaporisation, la détente et la condensation.

Le plus grand effet est donné par les machines du second et du quatrième genre de la seconde classe. On doit même dire que c'est seulement dans ces deux genres qu'on peut utiliser toute la puissance de la vapeur.

RELATION ENTRE LA LONGUEUR DE LA COURSE DU PISTON ET LE DIAMÈTRE DU CYLINDRE.

Depuis l'invention de la machine à vapeur, le cylindre n'a pas cessé de jouer un des principaux rôles dans les divers systèmes qui ont été successivement suivis. On pourrait croire que, pour cette partie si importante des machines, les meilleures proportions à adopter ont été, avec le temps, parfaitement connues et généralement appliquées. Cependant, il n'en est pas ainsi ; et si nous consultons, sur ce point, les résultats pratiques fournis par les divers constructeurs, nous ne trouvons aucune trace de règle bien précise pour les proportions à donner au cylindre, lorsque la longueur de la course du piston n'est pas limitée par une circonstance particulière. Il est clair, cependant, qu'il existe entre la longueur de la course et le diamètre du cylindre, de même qu'entre la longueur de la course et la vitesse, certaines proportions capables de faire rendre un maximun d'effet utile à une quantité donnée de vapeur d'eau.

Résoudre ce problème dans toute sa généralité, de manière à embrasser les diverses circonstances qui peuvent influer sur le résultat, c'est là une tâche presque impossible. Mais la solution n'offre plus la même difficulté lorsque l'on considère une circonstance qui affecte matériellement le résultat, et qui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

est la perte de force provenant de l'absorption de la chaleur par les parois du cylindre. Durant tout le temps que la vapeur fonctionne dans l'intérieur du cylindre, en donnant lieu à la puissance motrice qu'elle doit produire, il y a une perte considérable dans la chaleur que comporte cette vapeur, et, par suite, dans sa force élastique. La perte ainsi occasionnée doit augmenter, évidemment, avec la surface du cylindre qui est exposée au contact de l'air extérieur. On peut donc dire que les meilleures proportions à donner au cylindre, pour écarter cette cause de perte, seront déterminées par la solution du problème suivant :

Trouver un cylindre présentant, avec une capacité donnée, une surface de refroidissement la plus petite possible.

D'après cette remarque, que la surface concave du cylindre n'est mise en contact avec la vapeur que par degrés consécutifs, et que, par suite, comme on peut le démontrer, l'effet réel produit par une telle surface de refroidissement n'est que la moitié de celui qui serait produit par le moyen d'une surface directement en contact avec la vapeur, Tredgold conclut que les proportions les plus avantageuses du cylindre sont soumises à la solution du problème suivant :

Trouver un cylindre offrant une capacité donnée, et tel que les aires des surfaces de ses deux extrémités ajoutées à la moitié de celle de ses parois latérales, soit un minimum.

La solution de ce problème donne, pour la proportion cherchée, une longueur de course égale à deux fois le diamètre du cylindre.

Ainsi, d'après Tredgold, le diamètre du cylindre doit toujours être égal à la moitié de la longueur de la course du piston. Mais il est facile de voir que Tredgold part d'une hypothèse erronée. En effet, quoique la vapeur ne soit pas constamment en contact avec la surface concave du cylindre, il n'y en a pas moins une perte continuelle de chaleur sur toute l'étendue du cylindre, perte que supporte en réalité la vapeur. C'est donc le premier des deux problèmes que nous avons énoncés qui pourra nous donner, d'une manière satisfaisante, la proportion cherchée.

Ce problème peut être résolu d'après la méthode ordinaire employée pour les *maxima* et *minima*. Appelons :

l, la longueur de la course;
D, le diamètre du cylindre;
a, le côté d'un cube équivalent à la capacité constante du cylindre.

L'expression qu'il faut rendre un *minimum* est la suivante :

$$u = \frac{1}{2}\,\pi\,D^2 + \pi\,D\,l$$

Mais, comme les quantités D et l sont liées entre elles par l'équation :

$$\pi\,D^2\,l = 4\,a^3,$$

on peut éliminer l de l'expression précédente, et elle devient alors :

$$u = \frac{1}{2}\,\pi\,D^2 + \frac{4\,a^3}{D}$$

Suivant la méthode analytique des *maxima* et *minima*, nous prendrons la différentielle du premier ordre de cette expression, et nous l'égalerons à zéro. Nous avons, pour cette différentielle :

$$\frac{d\,u}{d\,D} = \pi\,D - \frac{4\,a^3}{D^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ce qui nous donne, pour l'équation de condition :

$$\pi D - \frac{4 a^3}{D^2} = o, \qquad \text{ou } \pi D^3 = 4 a^3.$$

Si, maintenant, nous comparons cette équation de condition du *minimum* avec la relation précédente :

$$\pi D^2 l = 4 a^3,$$

nous voyons que la meilleure proportion du cylindre a lieu lorsqu'on a $l = D$, c'est-à-dire lorsque la longueur de la course du piston est égale au diamètre du cylindre.

On ne doit pas oublier que ce résultat a été déduit en n'ayant égard qu'à l'une des considérations générales qui doivent, comme nous l'avons dit, influer sur la solution du problème. Ainsi l'on n'a tenu compte que de la perte provenant de la dispersion du calorique. Dans les diverses circonstances qui peuvent se présenter, d'autres considérations doivent influer sur le résultat, mais il est impossible d'y avoir égard dans la solution directe. Tout ce que nous avons eu l'intention de faire comprendre en résolvant la question qui précède, c'est que, dans les termes où nous l'avons posée, la meilleure proportion à établir entre la longueur de course et le diamètre du cylindre, est de faire ces deux quantités égales, lorsque la machine ne travaille pas avec détente.

Dans ce qui précède, nous n'avons pas tenu compte d'une considération générale dont il nous reste à parler : c'est que la puissance de la vapeur est proportionnelle au carré du diamètre, tandis que le frottement du piston, contre les parois, est seulement proportionnel au diamètre lui-même. Cependant, la différence qui provient de cette circonstance est tellement faible, dans les proportions des machines, qu'elle n'aurait affecté le résultat obtenu que d'une manière insignifiante. Il nous suffira de dire que cette différence, si faible qu'elle puisse être, conduit à faire donner au diamètre du cylindre un peu plus que la demi-longueur de la course du piston dans les machines à détente où l'on admet cette proportion.

TRANSFORMATION DU MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF DU PISTON EN UN MOUVEMENT CIRCULAIRE ALTERNATIF.

Parallélogrammes.

Lorsque le piston, cédant à l'action de la vapeur, se meut dans le cylindre de la machine, tantôt dans un sens, tantôt dans un autre, il accomplit nécessairement un mouvement rectiligne de va-et-vient, et la conservation parfaite de ce mouvement rectiligne est d'une importance évidente par elle-même. Or, dans presque toutes les machines à vapeur qui existent, le mouvement à réaliser est un mouvement circulaire, qu'il faut ainsi déduire d'un mouvement rectiligne. Pour obtenir cette transformation de mouvement, on passe presque toujours, surtout dans les fortes machines, par l'intermédiaire d'un balancier doué d'un mouvement circulaire alternatif. Nous avons vu d'ailleurs que, même dans les machines d'épuisement qui ne sont point des machines à rotation, le balancier n'en est pas moins d'un emploi universel.

On a dû, dès lors, chercher les meilleurs procédés à suivre pour passer du mouvement rectiligne alternatif de la tige du piston au mouvement circulaire alternatif du balancier, sans altérer en rien le mouvement en ligne droite de la pièce motrice principale. Les appareils destinés à produire cette transformation ont reçu le nom de *guides*, en raison de la propriété qu'ils doivent avoir de maintenir le mouvement rectiligne de la tige du piston.

L'emploi, dans cette circonstance, des parallélogrammes articulés, dont nous avons parlé à la page 88

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de notre histoire des machines à vapeur, constitue une des applications les plus heureuses du génie éminemment pratique de J. Watt. Le problème à résoudre était de lier entre eux, par un système quelconque de pièces de transmission, deux points devant se mouvoir librement, et sans efforts latéraux, l'un suivant un arc de cercle, l'autre suivant une ligne droite. Nous éviterons d'entrer dans l'énumération complète des variétés infiniment multiples de parallélogrammes qui ont été essayées jusqu'à ce jour, pensant qu'il vaut beaucoup mieux présenter, avec tous les détails nécessaires au constructeur, la description théorique et technique des formes de parallélogrammes généralement usitées aujourd'hui dans les machines fixes et dans les machines pour la navigation.

Les variétés de parallélogrammes que nous allons discuter sont au nombre de quatre. La première variété s'applique aux machines fixes; on en voit la représentation figure 177. Les trois autres variétés sont relatives aux machines pour la navigation; elles sont représentées figures 178, 179 et 180. Ces divers parallélogrammes dépendent tous du même principe fondamental, bien qu'ils diffèrent dans leurs dispositions spéciales. Nous devons donc tout d'abord exposer ce principe.

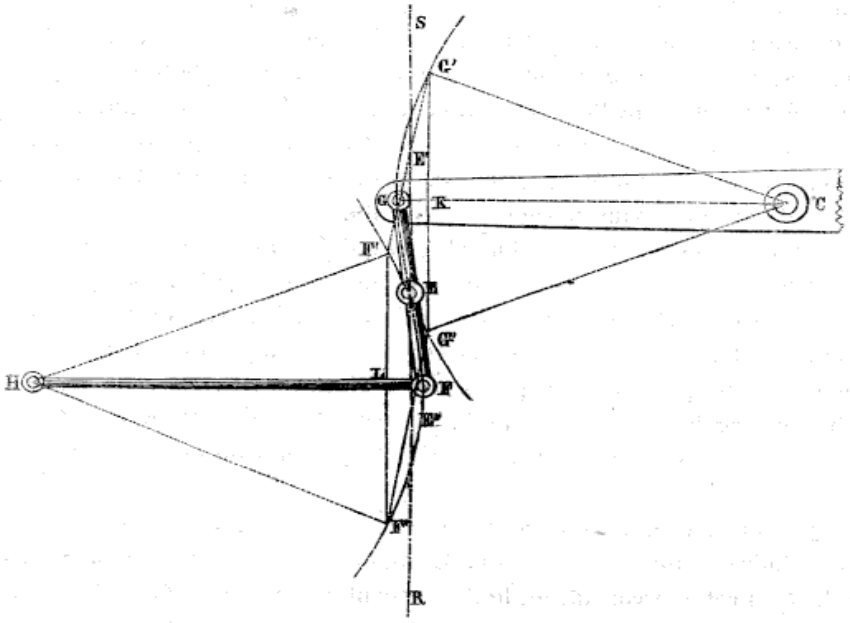


Fig. 175. — Parallélogrammes.

Soient GC et HF (fig. 175), deux leviers pouvant se mouvoir autour des points C et H, comme centres de rotation, et reliés entre eux par la tige ou tringle GF qui leur est articulée aux points G et F. Nous supposerons que GC représente le balancier d'une machine dans la position qui correspond au milieu de la course du piston, c'est-à-dire dans une position horizontale. HF représentera la tige principale ou le guide du parallélogramme. Cette tige devra se trouver parallèle à l'axe du balancier, c'est-à-dire horizontale, au milieu de chaque course; c'est cette position que représente la figure. Nous supposerons d'abord que HF = GC.

Si le balancier vient à se mouvoir autour de son centre, de manière à ce que le point G vienne en G', le point F, relié par la tringle GF au point G, devra s'élever lui-même en F'. Dans ce mouvement, le point E, milieu de la tringle GF, se sera maintenu presque exactement sur une certaine ligne verticale RS, coupant en deux parties égales le sinus verse GK de l'angle décrit par le point G. Cette propriété est rendue manifeste par la considération suivante.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Lorsque le point G se meut de G en G', suivant l'arc G G', le point F parcourt l'arc F F' = G G' avec une rapidité à très peu de chose près la même, de manière à arriver en F' quand G est en G'. Il est clair qu'au commencement du mouvement, les points G et F devront se rapprocher de la verticale bissectrice R S; et, puisque les rayons sont les mêmes, ainsi que les arcs décrits, le point F s'approchera de la verticale de la même quantité que le point G, pour s'en écarter ensuite toujours dans une proportion égale, lorsque les deux points auront coupé à la fois R S. Les points F et G se trouvant toujours d'un côté opposé, par rapport à la verticale, et à une même distance de cette ligne, il est évident que le milieu E de la tringle F G sera toujours sur cette verticale. La coïncidence que nous venons de signaler n'est cependant point mathématiquement exacte, par cela même qu'elle exige que le point F décrive l'arc F F' dans des conditions de vitesse identiques à celles du point G décrivant G G', ce qui n'est pas tout à fait juste. En effet, lorsque le point G se meut vers G', la tringle G G' tend à prendre une direction verticale; ce qui fait varier la distance des deux points G et F comptée verticalement. Dès lors le point F ne s'élève point tout à fait avec la même rapidité que le point G, et il en résulte que le milieu E de la tringle F G doit dévier un peu de la bissectrice verticale. Mais la variation, apportée par le mouvement vibratoire de la tringle F G, dans la distance verticale des points F et G, est de si peu d'importance, lorsque la longueur de la tringle est relativement considérable, et pour les petits arcs ordinairement décrits par les balanciers des machines à vapeur, que l'altération qui en résulte dans le mouvement vertical du point E est complétement négligeable dans l'application. A la fin de chacune des vibrations du balancier, pour la position G'' comme pour la position G' du point extrême G, la tringle G F aura la même inclinaison par rapport à la verticale qu'à la moitié de la course, lorsque le balancier est horizontal. Le point E sera donc exactement sur la verticale pour chacun de ces points.

Il n'en résulte pas moins de la déviation, toute légère qu'elle soit, du point E par rapport à la verticale, que nous devons atténuer autant que possible la cause de cette inégalité. L'amplitude des vibrations du balancier devra donc être réduite à ses moindres proportions. Une précaution évidente à prendre est de disposer les leviers C G et H F, de telle sorte qu'à la moitié de chaque oscillation leurs sinus verses G K et F L soient partagés en deux parties égales par la même verticale R S. De cette manière, la tringle G F accomplit des vibrations égales de chaque côté de la bissectrice, et la déviation que nous avons signalée est beaucoup moins grande que si la tringle ne s'inclinait que dans un sens, lors du mouvement du point G vers G'.

Il n'est pas toujours convenable de donner à H F la même longueur qu'au balancier. On peut faire cette tige tantôt moindre, tantôt plus grande. La figure 176 la représente avec une longueur égale à la moitié de G C. Dans cette circonstance, le mouvement angulaire de H F étant d'autant plus grand que H F est plus petit, le sinus verse F L sera plus grand que dans la première hypothèse, et dans le rapport approximatif de G C à H F. Le guide H F devra être encore placé de manière à ce que la bissectrice verticale de G K partage en deux parties égales le sinus verse F L. En raison de l'inégalité des sinus verses G K et F L, ce ne sera plus le point milieu de la tringle G F qui se mouvra suivant la verticale bissectrice, mais un certain point E placé sur cette tringle plus près du point G. Cette position devra satisfaire à la proportion suivante :

$$G E : E F :: F H : G C.$$

En effet, dans les limites ordinairement assignées aux arcs décrits par les balanciers des machines à vapeur [1] les sinus verses sont, à très peu de chose près, en raison inverse des rayons, c'est-à-dire que l'on a :

[1] On donne ordinairement au balancier d'une machine trois fois la longueur de la course, de sorte que le sinus de l'angle que ce balancier fait avec l'horizontale passant en son centre, lorsqu'il est à l'extrémité de sa course, est égal au tiers du demi-balancier, qui est ici le rayon. L'angle dont le sinus égale $\frac{1}{3}$ du rayon est de 19° 28'.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Sin. verse F L : sin. verse G K : : G C : H F.

Si l'on suppose maintenant que les points F et G vibrent également de chaque côté de la verticale

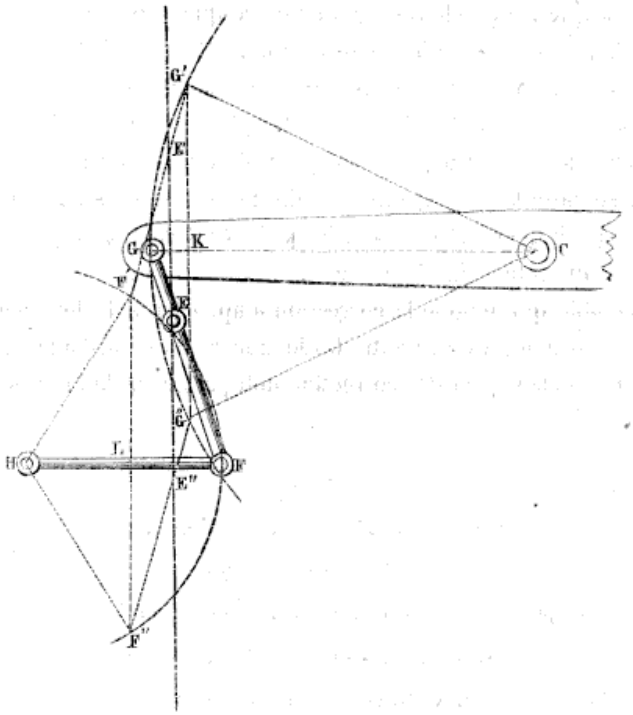


Fig. 476. — Parallélogrammes.

bissectrice, c'est-à-dire que les deux sinus verses sont partagés en parties égales, on aura, en vertu des deux triangles semblables opposés par leur sommet E, point d'intersection de la verticale bissectrice avec la tringle G F :

Sin. verse F L : sin. verse G K : : E F : E G

Il en résulte :

E F : E G : : G C : H F

Cette proportion existant toujours pour un point quelconque de la course, nous voyons que le point E jouit de la propriété de se trouver constamment sur la verticale bissectrice. Il est donc facile de trouver par une simple proportion la position du point E, du moment que les longueurs du balancier et de la tige-guide sont données. Mais nous verrons plus loin qu'il est d'usage dans la pratique de fixer préalablement la position du point E sur la tringle G F. C'est donc la longueur H F qui devra se déterminer à l'aide de la même proportion que nous venons de donner, et qui conduit à la valeur suivante de la tige-guide :

$$H F = \frac{G C \times E G}{E F} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (A)$$

Cette égalité se déduit de l'hypothèse que les sinus verses sont proportionnels aux rayons dans les limites des vibrations angulaires qui ont lieu dans la circonstance présente. Bien que cette proportion soit exacte à peu de chose près, elle ne l'est cependant point complétement, car les sinus verses des plus

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

petits rayons croissent dans un plus grand rapport que ces rayons eux-mêmes pour un arc d'un même développement (voir la note du bas de la page). Il résulte de cette inégalité que le point E, déterminé comme ci-dessus sur la tringle G F, aura une tendance à se mouvoir vers le point H, laissant ainsi un peu sur sa droite la verticale bissectrice à la fin de chaque oscillation.

Dans les petites machines, et lorsque la tige-guide est presque égale au demi-balancier, cette déviation est tellement petite, qu'on peut n'en tenir aucun compte. Dans les fortes machines, au contraire, et lorsqu'il y a une différence de longueur sensible entre le balancier et la tige, on doit y avoir égard. Or, il est clair qu'en supposant le point E fixé sur la tringle, on tendra à faire disparaître l'inégalité en prenant pour H F une longueur un peu plus grande que celle qui résulte de l'équation (A), équation qui, comme nous l'avons vu, suppose la proportionnalité absolue des sinus verses et des rayons. L'accroissement de longueur donné à H F devra être tel que les petites vibrations du point E, à droite et à gauche, aient lieu également de chaque côté de la bissectrice [1].

Nous avons dressé une table qui indique la correction à apporter à la longueur de la tige-guide pour les diverses proportions qui peuvent exister entre les longueurs du demi-balancier et de cette tige, c'est-à-dire entre C G et H F. Il est clair que cette correction doit porter sur la longueur de la tige telle qu'elle

[1] Voici d'après quel principe on doit évaluer cette correction :

Soit : $G C = r, \quad G' G'' = s, \quad \text{arc } G' G G'' = \varphi.$

Nous aurons : $G K = \text{sin. ver. } \varphi.$

D'après un théorème de la géométrie élémentaire nous avons la relation suivante :

$$G K \ (2 G C - G K) = (\tfrac{1}{2} G' G'')^2$$

Introduisant dans cette relation les désignations précédentes, elle devient :

$$\text{Sin. ver. } \varphi \ (2 r - \text{sin. ver. } \varphi) = \tfrac{1}{4} s^2,$$

Ou bien : $$2 r \text{ sin. ver. } \varphi = \tfrac{1}{4} s^2 + (\text{sin. ver.})^2 \varphi$$

d'où : $$r = \frac{\frac{1}{4} s^2 + (\text{sin. ver.})^2 \varphi}{2 \text{ sin. ver. } \varphi}$$

et, en simplifiant : $$r = \frac{\frac{1}{8} s^2}{\text{sin. ver. } \varphi} + \tfrac{1}{2} \text{ sin. ver. } \varphi$$

$\frac{1}{8} s^2$ étant une quantité constante, cette équation nous fait voir que les rayons ne sont en raison inverse des sinus verses que lorsque $\frac{1}{2}$ sin. ver. φ est infiniment petit par rapport à r. Nous voyons encore que, tant que $\frac{1}{2}$ sin. ver. φ, ou la moitié du sinus verse, n'est pas infiniment petit par rapport au rayon, les rayons diminuent moins rapidement que les sinus verses augmentent et *vice versâ*. Mais ce défaut de proportionnalité existe d'autant moins que $\frac{1}{2}$ sin. ver. φ tend à devenir moindre par rapport à r, c'est-à-dire, lorsque les arcs que l'on considère sont dans des limites telles que les moitiés de leurs sinus verses soient les plus petites possibles comparées aux rayons.

Au moment où le balancier quitte la position horizontale, le sinus verse est infiniment petit par rapport au rayon. Dès lors, la proportionnalité des sinus verses et des rayons existe, et la valeur de H F, déduite de l'équation (A), est convenable pour ces premiers instants de la course. Lorsque le balancier, au contraire, est arrivé à la fin de son oscillation, soit dans un sens, soit dans un autre, l'équation (A) conduirait à une longueur insuffisante pour la tige-guide, qui, dans ce cas, devrait être égale à :

$$\frac{\text{Sin. ver. } G K}{\text{Sin. ver. } F L} \times G C, \qquad \text{c'est-à-dire à. . . .} \quad \frac{G K \times G C}{F L}$$

La véritable longueur à donner à la tige-guide doit donc être comprise entre ces deux valeurs extrêmes. Le tableau des corrections à apporter aux longueurs calculées par l'équation (A) a été dressé, conformément à ce principe, en prenant les moyennes entre les deux valeurs extrêmes de H F.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

a été calculée par l'équation A. Elle doit être faite en plus, c'est-à-dire ajoutée à la longueur calculée de HF, lorsque HF est moindre que CG. Il faut la soustraire, au contraire, de HF, lorsque cette tige est plus grande que le demi-balancier.

Table des corrections à apporter aux longueurs calculées de la tige-guide HF, *pour les diverses proportions qui peuvent exister entre cette tige et le demi-balancier.*

RAPPORT de la tige au demi-balancier dans l'hypothèse de HF plus petit que GC.	RAPPORT du demi-balancier à la tige dans l'hypothèse de HF plus grand que GC.	CORRECTION A AJOUTER à la longueur calculée de la tige-guide en parties décimales de cette longueur.	
		HF < GC.	HF > GC.
1,0	1,0	+ 0	— 0
0,9	0,9	+ 0,0034	— 0,0034
0,8	0,8	+ 0,0075	— 0,0075
0,7	0,7	+ 0,0163	— 0,0163
0,6	0,6	+ 0,0270	— 0,0270
0,5	0,5	+ 0,0452	— 0,0452
0,4	0,4	+ 0,0817	— 0,0817

On voit que la correction à apporter à la longueur calculée de HF augmente sensiblement lorsqu'il y a une grande différence entre les longueurs de la tige et du demi-balancier. Nous supposerons, pour donner un exemple de l'usage de cette table, que la longueur du demi-balancier soit de 95 centimètres, et que celle de la tige-guide soit trouvée égale, par le calcul de l'expression (A), à 38 centimètres. Le rapport entre 38 et 95 étant 0,4, nous trouvons, à la troisième colonne de la table, que la correction, à ajouter dans ce cas, est de 817 millièmes de la longueur calculée. Nous aurons donc pour la longueur exacte de la tige-guide :

$$38 + 0{,}0817 \times 38 = 40{,}94 \text{ centimètres.}$$

Le résultat de cette correction sera, dans tous les cas, de réduire de moitié la déviation du point E à droite et à gauche de la verticale. Mais on ne doit pas oublier que le parallélogramme fonctionne avec beaucoup plus de précision lorsque le guide et le demi-balancier ont la même longueur.

La disposition que nous venons de décrire, de deux tiges reliées entr'elles par une tringle qui leur est articulée, constitue le plus simple de tous les systèmes de parallélogrammes, et elle est encore quelquefois employée sous cette forme primitive. Mais l'usage général est d'y adjoindre des tiges et des tringles additionnelles, qui en rendent l'application beaucoup plus régulière. La figure 177 représente le système de parallélogramme presque universellement employé dans les machines fixes. Les figures 178, 179 et 180 sont relatives aux parallélogrammes employés dans les machines à balanciers de la marine. Toutes les parties correspondantes sont désignées avec les mêmes lettres dans les quatre figures que nous venons de citer; de sorte que l'on peut suivre sur ces quatre figures les considérations qui leur sont communes, les détails propres à chaque variété ne pouvant d'ailleurs que devenir plus distincts par cette méthode.

Dans les machines fixes, les tiges-guides sont ordinairement d'une longueur au moins égale à celle de la partie du balancier à laquelle elles correspondent. Ainsi HF est presque toujours plus grand que GC ou tout au moins égal, dans ces machines (fig. 177). Dans les machines pour la navigation, au contraire, ces tiges sont généralement d'une longueur moindre que celle de la partie correspondante du balancier (fig. 178).

Considérons plus spécialement les figures 177 et 178, qui nous présentent les dispositions le plus géné-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ralement suivies dans les parallélogrammes des machines fixes et des machines pour la navigation. Les proportions des différentes parties devront se calculer de la manière suivante, conformément aux principes que nous venons d'exposer. DC est le balancier oscillant autour du point C comme centre ; HF est la tige-guide mobile autour du point fixe H, et reliée à articulation au balancier par la tige ou bielle GF. DP est une seconde bielle latérale égale en longueur à GF, et PF est une tige d'une longueur égale à DG. Les trois tiges GF, DP et PF forment donc un parallélogramme avec la partie DG du ba-

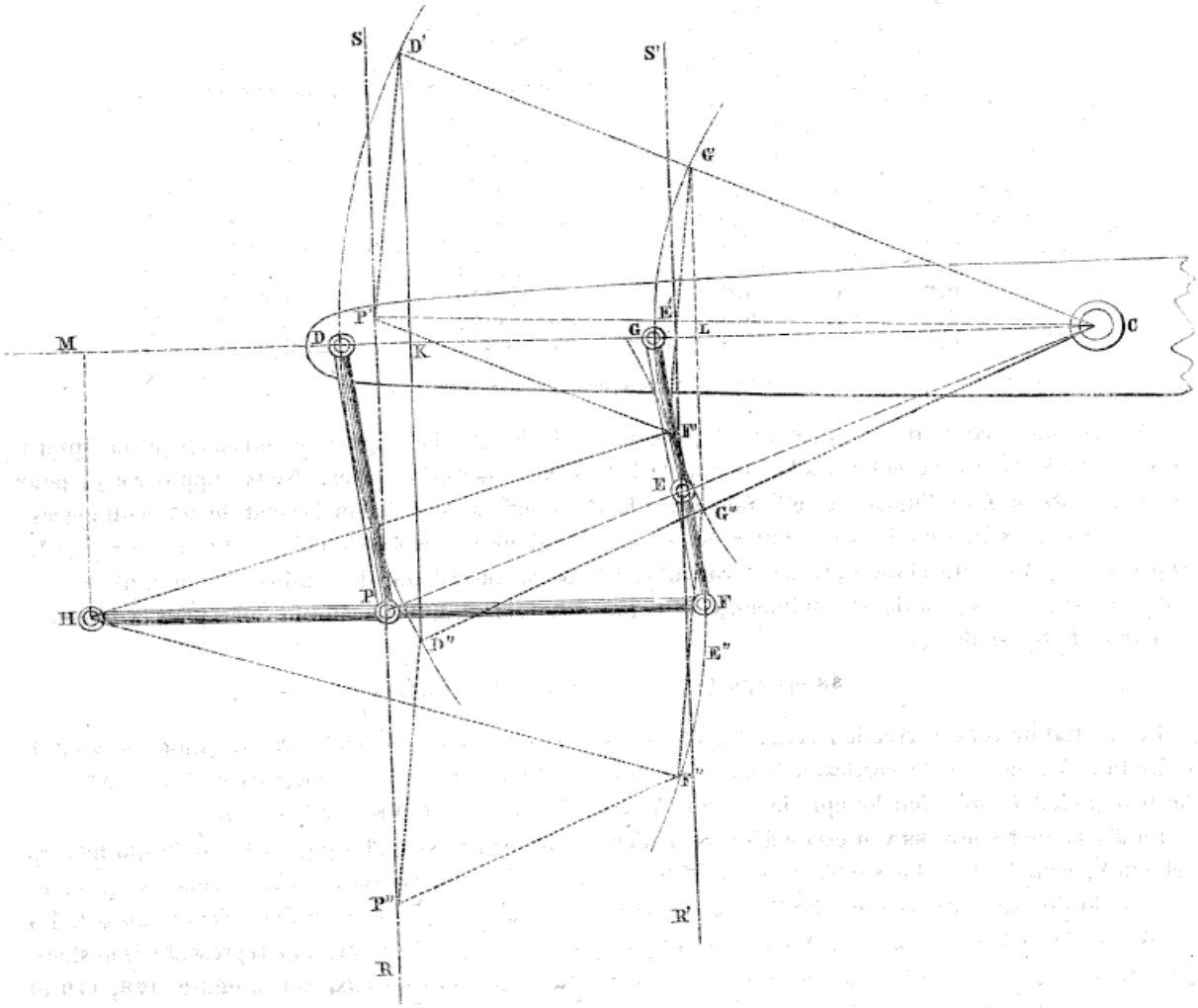


Fig. 177. — Parallélogrammes dans les machines fixes.

lancier. Les dispositions étant telles que nous venons de les décrire, la tige du piston est placée au point P, qui doit, au milieu de chaque oscillation, se trouver sur la verticale RS, partageant en deux parties égales le sinus verse DK. Il faut maintenant que, dans le mouvement oscillatoire du balancier, le point P soit constamment sur la verticale RS, ou du moins qu'il ne s'en écarte que d'une quantité insensible. C'est ce qui a lieu. Supposons, en effet, que le balancier vienne à se mouvoir de manière à ce que le point D, après avoir décrit l'arc DD', vienne en D', ce point s'élèvera naturellement et viendra occuper une certaine position P'. Il en sera de même pour tous les autres points du système qui viendront occuper diverses positions, toutes désignées, sur les figures, par les mêmes lettres accentuées. Le parallélo-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

gramme DPFG viendra occuper ainsi la position D'P'F'G'. Tirons les droites CP et CP', qui coupent en E et E' la tige GF dans ses deux positions respectives. Joignons également EE'. Nous aurons, par suite de la similitude des triangles :

$$PE : EC :: DG : GC \text{ ou bien } :: D'G' : G'C$$

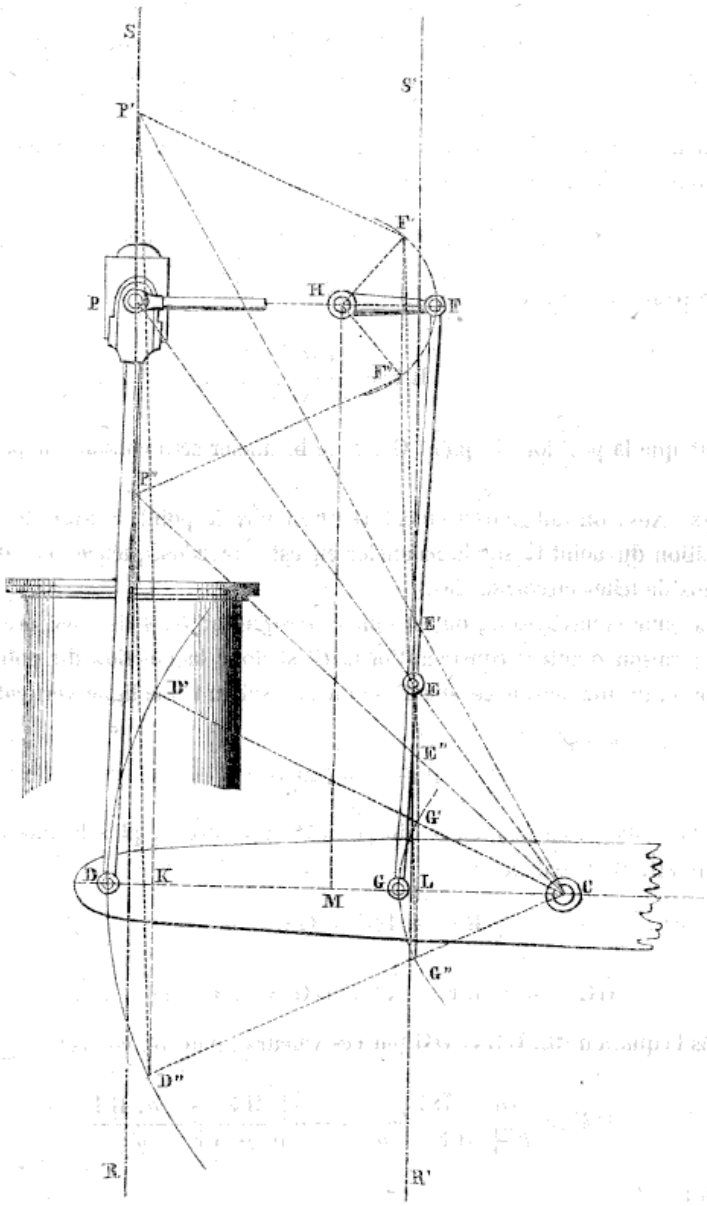


FIG. 478. — Parallélogrammes dans les machines pour la navigation. — Première variété.

D'un autre côté, nous avons pour la même raison :

$$D'G' : G'C' :: P'E' : E'C.$$

Nous aurons donc :

$$PE : EC :: P'E' : E'C$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ainsi, PP' est parallèle à EE'. Supposons maintenant que la longueur de la tige-guide HF soit telle que l'on ait :

$$HF = \frac{GC \times EG}{EF}$$

Il en résultera que le point F, dans le mouvement oscillatoire du balancier, devra se mouvoir suivant la verticale R' S' (voir la discussion de l'équation A, page 355). Comme nous venons de prouver d'ailleurs que PP' est parallèle à EE', nous voyons que ces deux droites sont verticales, et que le point P se meut, par conséquent, suivant la verticale bissectrice RS.

En nous reportant à l'équation (A), nous voyons que HF est égale à GC multipliée par le rapport de EG à EF. Or, nous avons, par les triangles semblables :

$$EG : EF :: GC : PF \text{ ou } :: GC : DG$$

Nous aurons donc pour la longueur de la tige-guide :

$$HF = \frac{\overline{GC}^2}{DG}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (B)$$

Ainsi, du moment que la position du point G sur le balancier sera connue on pourra déterminer la longueur du guide.

Dans les machines fixes, on fait généralement correspondre le point E avec la tige du piston de la pompe à air. La position du point G sur le balancier en est une conséquence ; et, dès lors, la formule (B) est applicable dans de telles circonstances.

Dans les machines pour la navigation, on est obligé presque toujours de fixer préalablement la position du point H, en raison d'autres considérations. C'est donc la position du point G que l'on devra déterminer dans ce cas, de manière à ce que P se meuve suivant une ligne verticale.

Posons, pour plus de simplicité :

$$HF + GC = a$$

a désignant ainsi la distance horizontale b [1] du point H au centre C, plus la moitié du sinus verse de l'arc décrit par l'extrémité D du balancier ;

$$DC \text{ ou } DG + GC = b$$

Nous aurons :

$$GC = a - HF \quad \text{et} \quad DG = b + HF - a$$

Remplaçant, dans l'équation (B), GC et DG par ces valeurs, nous obtenons :

$$HF = \frac{(a - HF)^2}{b + HF - a} = \frac{a^2 + \overline{HF}^2 - 2a.HF}{b + HF - a}$$

En réduisant on a :

$$\overline{HF}^2 + HF(b - a) = a^2 + \overline{HF}^2 - 2a.HF,$$

[1] Si du point H on mène H M perpendiculaire sur D C, M C sera la distance horizontale du point H au centre principal de rotation. Mais, puisque F G est parallèle à P D, il est clair que l'on a :

$$HF + GC = a = MC + \tfrac{1}{2} DK.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où l'on déduit :

$$\left.\begin{aligned} HF &= \frac{a}{a+b} \\ \text{ou bien :}\quad HF &= \frac{(HF+GC)^2}{HF+GC+DC} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (C)$$

Cette équation nous donnera ainsi la longueur de H F, et quant à G C, nous aurons :

$$GC = a - HF. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (C')$$

Les trois équations (B), (C) et (C') nous permettent de calculer, dans toutes les circonstances, les proportions de cette forme de parallélogramme.

Les figures 179 et 180 représentent deux autres formes de parallélogrammes assez communément employées dans les machines pour la navigation.

Dans la figure 179, la tige-guide H F, au lieu d'être reliée directement avec la traverse, se relie seulement à la bielle latérale PD au moyen d'une tige FQ qui vient s'articuler à la bielle par le bouton Q. La tige F Q est égale et parallèle à GD, et il en est de même de FG et de QD, de sorte que la fig. DQFG représente un parallélogramme.

Dans la figure 180, le bouton H, ou le centre fixe d'oscillation de la tige-guide, se trouve beaucoup plus éloigné du centre principal de rotation C. On peut, d'ailleurs, disposer ce centre H d'un côté quelconque de la tige du piston, suivant qu'on le trouve plus convenable. L'extrémité F du guide est articulée à la tige GV par un bouton F. Cette tige GV est égale et parallèle à la bielle latérale PD, et la tringle PV est aussi égale et parallèle à DG, ce qui donne un parallélogramme PDGV.

Pour calculer les proportions de longueur des parties de ces deux variétés de parallélogrammes, nous joindrons, comme précédemment, le centre C au point d'articulation de la tige du piston, en P, qui correspond au milieu de la course, et en P' et P'' pour les positions extrêmes du balancier. Du point T, intersection de CP avec HF, tirons la droite TT' parallèle à DP. Ces lignes étant tracées dans les deux figures, nous admettrons, pour simplifier notre recherche, les désignations suivantes :

$$DC \text{ ou } CG + GT' + T'D = b$$

$$PD = l, \qquad PQ = c, \qquad FH = r$$

$$GC + FH = a = d + \frac{1}{2}\left\{\text{sin. ver. arc. } D'DD''\right\} \times \frac{l-c}{l}\ ^1$$

d étant la distance horizontale du point H au point C.

On peut prouver de la même manière que nous l'avons fait, dans la discussion des figures 177 et 178, que le point P se meut suivant une ligne parallèle à celle décrite par le point E, intersection de la droite PC avec la tige GF. Dès lors il ne s'agit plus que de chercher quelles doivent être les longueurs relatives de CG et de HF pour que le point E se meuve suivant la ligne verticale R' S'.

[1] Cette valeur de a résulte de ce que G C + H F est égal à la distance horizontale d du point H au point F, plus la distance comprise entre G et le pied de la perpendiculaire abaissée de F sur D C, distance qui est la même que celle qui existerait entre D et le pied de la perpendiculaire abaissée de Q sur D C. Or, cette dernière dimension sera évidemment à la moitié de D K, ou du sinus verse de l'arc D' D D'', comme D Q ou $l - c$ est à D P ou l. Elle sera donc représentée par :

$$\tfrac{1}{2}\left\{\text{sin. ver. arc } D'DD''\right\} \times \frac{l-c}{l}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les données de la question ne sont pas toujours les mêmes, et nous avons dès lors plusieurs cas à examiner.

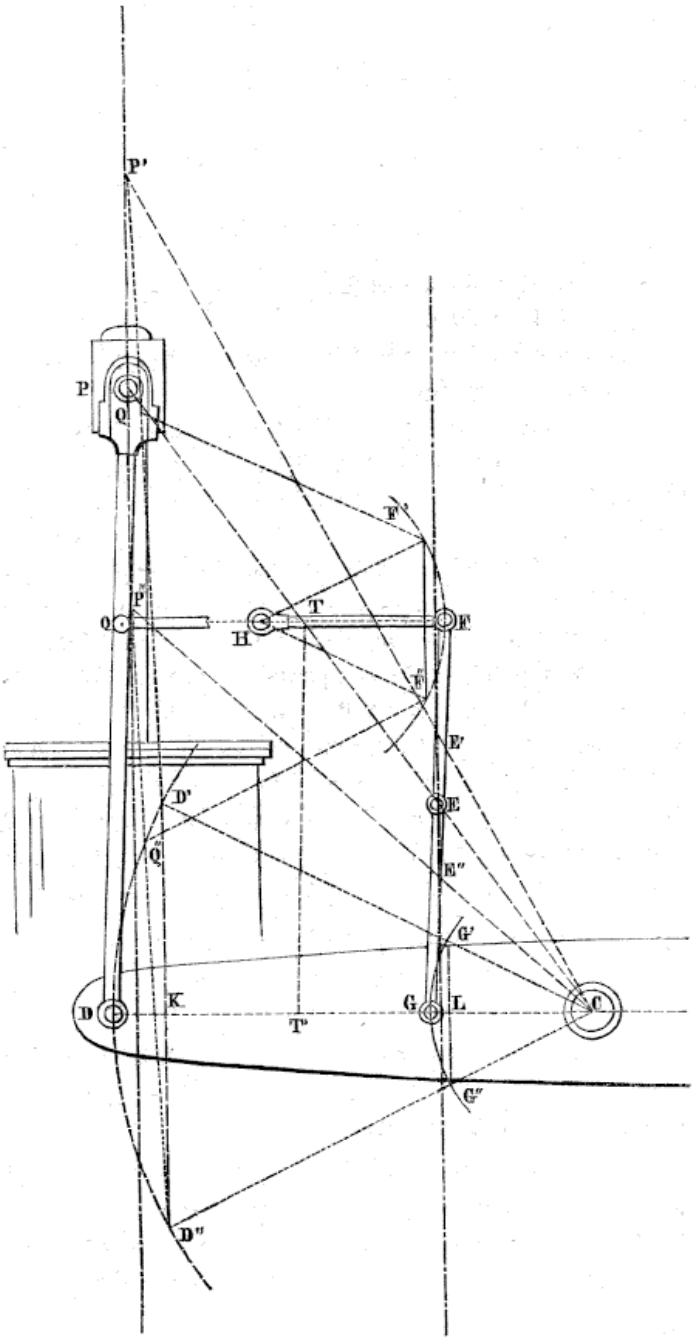


Fig. 479. — Parallélogrammes dans les machines pour la navigation. — Deuxième variété.

Supposons d'abord que la hauteur du centre d'oscillation H de la tige-guide au-dessus du balancier, dans sa position horizontale, soit fixée. La hauteur du bouton Q sera évidemment la même. Nous supposerons également que la longueur de GC soit déterminée. Il s'agit maintenant de déduire de ces données la longueur convenable à attribuer à la tige-guide HF, ou, en d'autres termes, de fixer la position du centre fixe d'oscillation H de la tige-guide.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'équation (A) nous donne :

$$CG : FH :: EF : EG$$

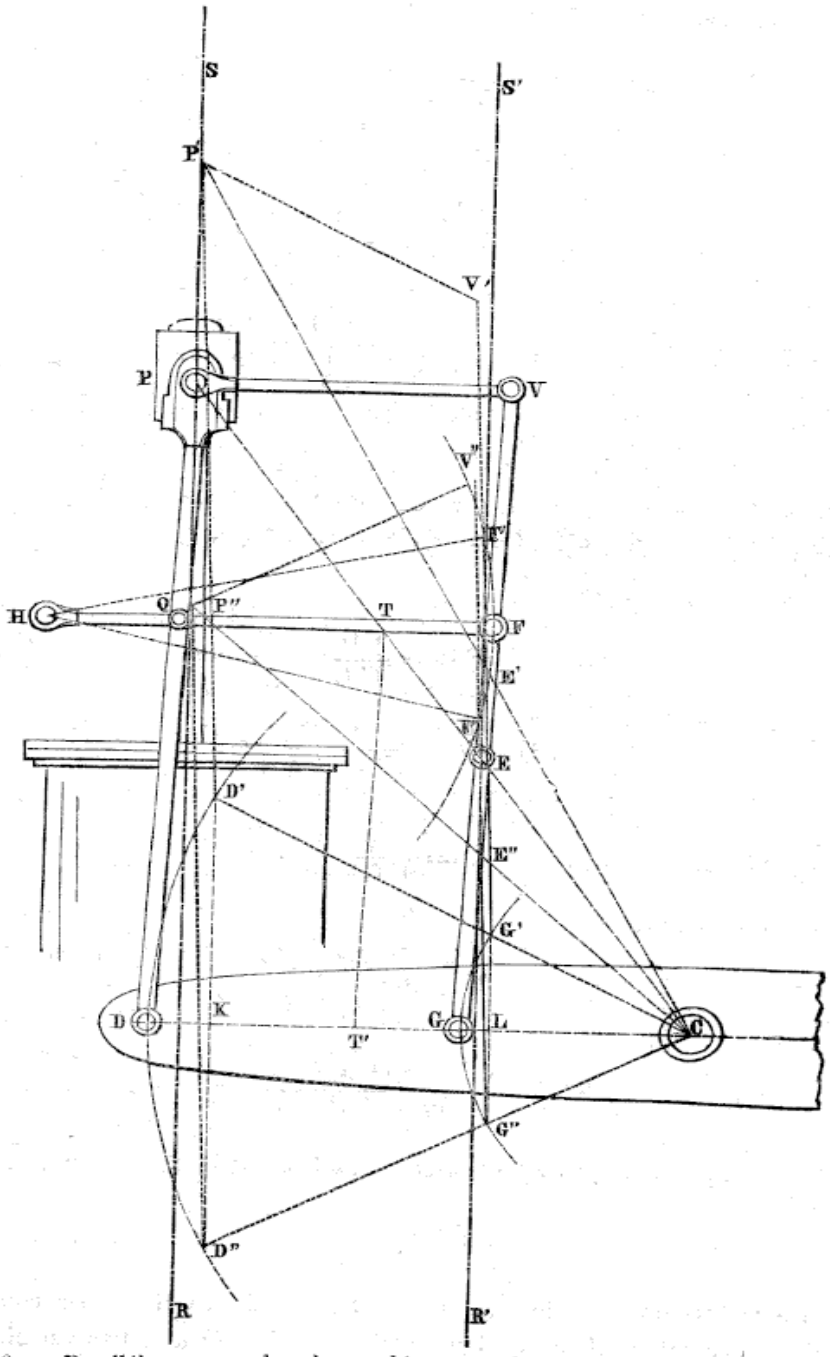


Fig. 480. — Parallélogrammes dans les machines pour la navigation. — Troisième variété.

Mais, en vertu de la similitude des triangles, nous avons :

$$EF : EG :: TF : GC$$

Nous aurons donc :

$$TF : GC :: GC : FH, \quad \text{d'où} \quad FH = \frac{\overline{GC}^2}{TF} = \frac{\overline{GC}^2}{T'G}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a, d'ailleurs :

$$T'G = CT' - CG$$

et, par suite de la similitude des triangles :

$$DP : DQ :: DC : CT' = \frac{DC \times DQ}{DP} = \frac{b(l-c)}{l}$$

Nous aurons donc :

$$T'G = \frac{b(l-c)}{l} - CG = \frac{b(l-c) - l \times CG}{l}$$

et par conséquent :

$$FH = \frac{l \times \overline{CG}^2}{b(l-c) - l \times CG}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (D)$$

La longueur de la tige-guide se trouve donc ainsi déterminée par l'équation (D) en fonction des données du problème.

Supposons maintenant que la longueur CG ne soit point donnée, mais que l'on connaisse les positions du centre d'oscillation H et du bouton Q; il faudra déterminer FH et CG.

Nous avons, comme précédemment :

$$FH = \frac{\overline{CG}^2}{T'G}$$

ou bien :

$$FH = r = \frac{(a-r)^2}{T'C - a + r}$$

d'où l'on déduit :

$$r = \frac{a^2}{T'C + a}$$

Comme nous avons d'un autre côté :

$$T'C = \frac{b(l-c)}{l}$$

il en résulte :

$$r = \frac{a^2 \times l}{al + b(l-c)}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (E)$$

Cette équation (E) donnera la longueur de la tige-guide HF, et la distance CG sera déterminée par l'équation :

$$CG = a - r. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (E')$$

Supposons encore que les données soient les longueurs de HF et CG, et par conséquent la distance horizontale du centre d'oscillation H au centre principal C. Il suffira de trouver alors, pour établir le parallélogramme, la hauteur des points H et Q au-dessus de l'horizontale CD, ou, ce qui revient au même, la distance $PQ = c$.

De l'équation (E) nous déduisons :

$$alr + b(l-c)\,r = a^2 l$$

$$br \times c = alr + blr - a^2 l = (ar + br - a^2)\,l$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$c = \frac{(a+b)\,r - a^2}{b\,r}\,l. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (F)$$

Les formules (A), (B), (C), (D), (E), (F), constituent tout ce qui concerne la théorie des parallélogrammes que nous nous sommes proposé d'examiner, et elles permettent de calculer les proportions des diverses parties de ces parallélogrammes. Nous remarquerons, relativement aux formules B et C, D et E, dont les premières s'appliquent aux parallélogrammes des figures 177 et 178, et les secondes aux parallélogrammes des figures 179 et 180, que si l'on suppose la distance c égale à zéro dans les deux dernières formules, on retombe identiquement dans les formules (B) et (C), ce qui devait être, puisque la seule circonstance qui distingue ces variétés de parallélogrammes consiste dans la disposition de la tige-guide par rapport à l'horizontale passant en P. Or, les deux premières supposent le point H sur cette horizontale, tandis que les deux autres le supposent au-dessous.

Nous allons résumer maintenant, pour la plus grande commodité des praticiens, toutes les formules que nous venons d'obtenir, et nous mettrons en regard, sous une forme plus concise, les principales données de la question.

a, représente la somme des longueurs de la tige-guide et de la partie (CG) du balancier qui lui correspond. a est égal à la distance horizontale du centre d'oscillation H du guide au centre principal C, plus la moitié du sinus verse de l'arc décrit par l'extrémité D du balancier [1].

b, représente la demi-longueur du balancier. . . . . (CD)

r, la longueur de la tige-guide. . . . . HF)

l, la longueur de la bielle latérale. . . . . (PD)

c, la partie de cette bielle qui se trouve au-dessus du centre d'oscillation de la tige-guide. . . . . (PQ)

p, la partie de la tringle-bielle comprise entre l'articulation E et le balancier. . . . (EG)

p', l'autre partie de cette tringle. . . . . (EF)

r', la longueur de la partie du balancier qui communique son mouvement à la tige-guide. . . . . (CG)

Nous aurons entre ces quantités les relations suivantes :

$$\left.\begin{aligned} r &= \frac{r'.p}{p'} \\ p' &= \frac{r'(p+p')}{r+r'} \end{aligned}\right\} \quad \text{Fig. 175 et 176.} \quad \ldots \quad (A)$$

$$r = \frac{r'^2}{b - r'} \quad \text{Fig. 177 et 178.} \quad \ldots \quad (B)$$

$$r = \frac{a^2}{a+b} \quad \text{mêmes figures.} \quad \ldots \quad (C)$$

$$r' = a - r \quad \text{mêmes figures.} \quad \ldots \quad (C')$$

$$r = \frac{r'^2.\,l}{b\,(l-c) - l\,r'} \quad \text{Fig. 179 et 180.} \quad \ldots \quad (D)$$

$$r = \frac{a^2 \times l}{a\,l + b\,(l-c)} \quad \text{mêmes figures.} \quad \ldots \quad (E)$$

[1] Dans les variétés de parallélogrammes représentées fig. 179 et 180, ce demi sinus verse doit être encore multiplié par le rapport de D Q à P D. (Voir la note de la page 364).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$r' = a - r \text{ mêmes figures.} \quad \ldots \quad (E')$$

$$\left.\begin{array}{l} c = \dfrac{(a+b)\,r - a^2}{b\,r}\,l \\ \text{ou :} \quad c = \left\{1 + \dfrac{a\,r - a^2}{b\,r}\right\} l \end{array}\right\} \text{mêmes figures.} \quad \ldots \quad (F)$$

Pour éviter toute confusion, nous énoncerons en langage ordinaire les RÈGLES qui se déduisent de ces formules pour les proportions des diverses parties des parallélogrammes.

RÈGLE I (fig. 175 et 176. Formule A). — Dans la combinaison de deux tiges oscillantes, telles qu'elles sont représentées dans les figures 175 et 176, la longueur à attribuer à la tige-guide HF se déterminera de la manière suivante :

Multipliez la longueur de GC *par la longueur du segment* EG, *et divisez le produit par la longueur du segment* EF : *le quotient sera la longueur du guide.*

RÈGLE II (fig. 176. Formule A). — La longueur du guide et celle de CG étant données, trouver la longueur du segment EF.

Multipliez la longueur de CG *par la longueur de la tringle* GF, *ou par la somme des longueurs des deux segments* GE *et* EF ; *divisez le produit par la somme des longueurs de* HF *et de* GC : *le quotient sera la longueur du segment* EF.

RÈGLE III (fig. 177 et 178. Formule B). — Trouver la longueur de la tige-guide HF, celle de la partie correspondante CG du balancier étant donnée.

Faites le carré de la longueur de CG, *et divisez-le par la longueur* CD *du demi-balancier : le quotient sera* HF.

RÈGLE IV (fig. 177 et 178. Formule C). Trouver la longueur du guide HF, connaissant la distance horizontale du centre d'oscillation H au centre principal C.

Ajoutez à la distance horizontale donnée la moitié du sinus verse de l'arc décrit par l'extrémité du balancier, c'est-à-dire la moitié de DK ; *faites le carré de cette somme, ce qui vous donne un premier résultat. Ajoutez d'autre part à cette même somme la longueur* CD *du demi-balancier, ce qui vous donne un second résultat ; divisez le premier résultat par le second : le quotient sera la longueur du guide* HF.

RÈGLE V. (fig. 179 et 180. Formule D). — *Trouver la longueur de la tige-guide,* CG *et* PQ *étant données.*

Faites le carré de CG, *et multipliez-le par la longueur de la bielle latérale* PD, *ce qui vous donne un premier résultat. Multipliez ensuite la longueur du demi-balancier* CD *par* PD *moins* PQ, *c'est-à-dire par* QD, *et retranchez de ce produit le produit de* PD *par* CG, *ce qui vous donne un second résultat. Divisez enfin le premier résultat par le second : le quotient sera la longueur de* HF.

RÈGLE VI (fig. 179 et 180. Formule E). Étant données la longueur PQ et la distance horizontale du centre d'oscillation H au centre principal C, trouver la longueur de la tige-guide.

Ajoutez la moitié du sinus verse DK[1] *à la distance horizontale donnée ; faites le carré de la somme et multipliez ce carré par la longueur de la tige-bielle* DP, *ce qui donnera un certain produit que*

[1] Pour avoir une plus grande précision, il faudrait, à la place de $\frac{1}{2}$ DK, prendre $\frac{1}{2}$ DK $\times \frac{DQ}{PD}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nous désignerons par M. *Multipliez ensuite la même somme, non élevée au carré, par la même longueur* DP, *et ajoutez au produit obtenu le produit de la longueur* CD *par* PQ, *ce qui vous donne une certaine somme* N. *Divisez enfin* M *par* N : *le quotient sera la longueur cherchée de* HF.

Remarque. — Lorsque le centre d'oscillation H de la tige-guide est fixé, les règles IV et VI donneront la longueur de cette tige HF. Quant à la longueur CG de la partie du balancier qui correspond au guide, elle est donnée par les équations (C') et (E'). On détermine d'ailleurs aisément la position du point d'articulation G sur le balancier, car il suffit de mener pour cela par le point F une parallèle FG à la tige-bielle DP.

On doit évidemment, dans l'emploi des formules et règles que nous avons données, exprimer toutes les dimensions avec les mêmes unités de longueur. Ainsi, toutes ces dimensions devront être exprimées, soit en décimètres, soit en centimètres. Lorsque l'on aura besoin d'une grande précision, il faudra avoir recours à la table des corrections de la page 357, et augmenter ou diminuer la longueur calculée de HF de la correction correspondante inscrite à la table.

Nous terminerons cette discussion par les trois exemples suivants :

Premier exemple (règle IV). — Supposons que la distance horizontale du centre d'oscillation H au centre principal C soit de 130 centimètres, que le demi-balancier ou CD = 320 centimètres, et que $\frac{1}{2}$ DK ou la moitié du sinus verse soit de 8 centimètres. Nous aurons pour la longueur du guide, d'après la formule C ou conformément à la règle IV :

$$HF = \frac{(130+8)^2}{130+8+320} = \frac{(138)^2}{458} = 41\tfrac{1}{2} \text{ centimètres}$$

pour la longueur cherchée de la tige-guide.

Deuxième exemple (règle V). — Nous prendrons pour deuxième exemple les données suivantes, qui sont celles du steamer le *Red-Rover* :

$$CG = 81,\ DP = 239,\ QD = 188,\ CD = 165,\ PQ = 51,$$

toutes ces dimensions étant exprimées en centimètres.

Il est clair que la règle V s'applique à la solution du problème ci-dessus, puisque nous connaissons les longueurs CG et PQ. Or, nous avons d'après cette règle, qui n'est que le développement de la formule D :

$$HF = \frac{(81)^2 \times 239}{165 \times 188 - 239 \times 81} = 134\tfrac{1}{2} \text{ centimètres},$$

pour la longueur cherchée de la tige-guide.

Troisième exemple (règle VI). — Prenons les mêmes données que dans l'exemple précédent, en supposant toutefois que la longueur CG ne soit pas donnée, mais que la distance horizontale du point H au centre principal C soit égale à 212 centimètres.

Nous compterons alors environ 5 centimètres pour la moitié du sinus verse de l'arc D' DD'', et nous aurons, d'après la règle VI, ou d'après la formule E :

$$M = (212+5)^2 \times 239 = 11254271$$
$$N = (212+5) \times 239 + 165 \times 188 = 82883$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Et par conséquent nous aurons :

$$HF = \frac{M}{N} = \frac{11254271}{82883} = 136 \text{ centimètres}$$

pour la longueur de la tige-guide.

Dans ces deux derniers exemples, le rapport de CG à HF est très approximativement égal à 0,6. Si nous nous reportons à la *table des corrections* de la page 357, nous voyons que la correction à retrancher, dans ce cas, de la longueur calculée de HF, est des 27 millièmes de la longueur calculée, soit environ de :

$$134{,}75 \times 0{,}027 = 3{,}64 \text{ centimètres.}$$

Les longueurs calculées de HF deviendront donc, après cette correction :

Dans l'exemple II. . . . . HF = 130, 9 centimètres.
Dans l'exemple III. . . . . HF = 132, 4 id.

TRANSFORMATION DU MOUVEMENT CIRCULAIRE ALTERNATIF DU BALANCIER OU DU MOUVEMENT RECTILIGNE ALTERNATIF DE LA TIGE DU PISTON EN UN MOUVEMENT DE ROTATION CONTINUE.

Dans les machines à balancier comme dans les machines à action directe, c'est toujours par l'intermédiaire de la bielle et de la manivelle que s'obtient le mouvement de rotation continue. Seulement, dans le premier cas, ce mouvement se déduit du mouvement circulaire alternatif; et, dans le second, du mouvement rectiligne alternatif. Il est bien entendu que nous ne voulons point parler des machines à rotation immédiate, machines dans lesquelles la vapeur agit directement sur un piston doué du mouvement circulaire.

Manivelle.

En parlant de l'effet mécanique de la vapeur d'eau, employée à produire un mouvement de rotation dans les machines où le piston est doué d'un mouvement circulaire, nous avons fait voir, contrairement aux conclusions de Tredgold, qu'en théorie, cette espèce de machine est tout aussi susceptible qu'une autre d'utiliser en entier l'effet mécanique de la vapeur d'eau. Ainsi, du moment que nous considérons les machines rotatives, munies d'un piston à révolution, sans nous préoccuper des objections pratiques que leur application soulève, nous trouvons que ce sont des machines parfaites, et capables de transmettre complétement l'effet de la puissance. Mais, tout en admettant ce principe, qui n'est autre que le principe de la conservation des forces vives, pour les machines à rotation immédiate, nous devons relever l'erreur diamétralement contraire dans laquelle sont tombés un grand nombre de praticiens, en supposant que le même principe ne s'appliquait point aux machines à rotation ordinaires, c'est-à-dire dans lesquelles le piston est doué d'un mouvement rectiligne alternatif de va-et-vient. Quelques savants ont déjà, dans leurs écrits, fait justice de cette erreur; et maintenant la partie éclairée des mécaniciens sait fort bien que la manivelle, tout comme les autres pièces des machines, transmet en totalité la force qui lui est communiquée.

Cependant, on doit dire que l'opinion publique n'est pas encore unanime à cet égard. Certaines personnes, qui ne sont pas bien pénétrées du principe des vitesses virtuelles, ne peuvent se résoudre à reconnaître cette vérité comme une conséquence naturelle de ce principe fondamental, et elles s'obstinent à reproduire les objections suivantes : comment se fait-il que, dans la manivelle ordinaire, on puisse prouver : 1° qu'en deux points donnés de la révolution, il existe une position telle qu'une force infiniment grande soit sans aucun effet; 2° qu'il n'existe seulement que deux positions différentes dans lesquelles la force soit égale à l'effet produit; 3° enfin que, dans tout autre position, la pression effective communiquée à la manivelle par la bielle correspondante soit moindre que la pression pre-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mière de la vapeur sur le piston, le restant de pression de la vapeur ne produisant qu'un effort inutile contre la manivelle. — Comment donc serait-il possible de comprendre que la manivelle puisse transmettre en totalité l'effet mécanique de la vapeur d'eau, et comment concilier ces anomalies?

Nous essaierons de répondre d'une manière péremptoire à ces objections. Ayant déjà relevé les prétendus désavantages théoriques qu'offre, suivant Tredgold, le piston doué d'un mouvement circulaire, nous nous croyons engagé à faire également justice des inconvénients imaginaires de la manivelle, c'est-à-dire de la pièce qui évite l'emploi du piston rotatif. Nous verrons que la théorie de la manivelle est entièrement conforme au grand principe qui, depuis Galilée, est demeuré la base de la science de la mécanique; et, pour rester fidèle à la méthode que nous avons suivie jusqu'à present, nous ne considérerons en premier lieu ce sujet que d'une manière simple et élémentaire, nous réservant de l'étudier ensuite sous un point de vue plus général.

Nous devons tout d'abord nous faire une idée bien nette de ce qu'il faut entendre par le mot *puissance*, en tant que ce mot s'applique à l'effet mécanique ou au travail des machines. Il est évident que cette signification est différente de celle du mot *force* ou *pression*; autrement, il serait absurde de dire que la manivelle transmet en totalité la *puissance* de la machine, puisque, dans certaines circonstances, elle ne transmet en aucune manière la pression de la vapeur. Quand le terme *puissance* s'applique aux machines à vapeur, il est bien entendu qu'il signifie la quantité d'action mécanique de la vapeur d'eau dans la machine que l'on considère, ou, en d'autres termes, son effet mécanique.

Dans l'évaluation de la puissance mécanique de la vapeur, nous avons donc deux choses à considérer : 1° le poids soulevé ou la résistance vaincue; 2° la hauteur à laquelle ce poids est soulevé. C'est le produit de ces deux éléments qui sert de mesure à l'effet mécanique, et nous devons considérer comme égaux les effets mécaniques pour lesquels ces produits correspondants sont égaux. Supposons, par exemple, deux machines de construction différente, et admettons que, dans l'une de ces machines, 1 kilogramme d'eau réduite en vapeur puisse soulever 10 tonnes à une hauteur de 9 mètres, et que, dans l'autre, la même quantité d'eau vaporisée puisse soulever 15 tonnes à une hauteur de 6 mètres. Nous disons que l'effet mécanique de la vapeur est le même dans ces deux machines, attendu que les deux produits 10×9 et 15×6 sont égaux.

Ce principe peut être formulé de la manière suivante : *Les effets mécaniques ou dynamiques sont égaux, lorsque les poids soulevés sont inversement proportionnels aux hauteurs auxquelles ils ont été soulevés.* Cette règle sert à comparer les effets mécaniques des diverses machines. Mais notre but, quant à présent, est de comparer entre eux les effets mécaniques des différentes parties d'une même machine. Pour cela, rien de plus simple que de modifier la règle précédente, de manière à la rendre propre à cet objet. Lorsque ce sont des machines différentes que nous avons à comparer, le temps employé par ces machines, pour produire les effets mécaniques, peut varier; mais, dans la même machine, ce temps est toujours le même. De cette égalité dans la durée du temps, nous concluons que les espaces parcourus par le poids sont directement proportionnels à la vitesse uniforme avec laquelle ces espaces sont franchis. Par conséquent, la règle peut être modifiée, dans ce cas particulier, de la manière suivante : *Les effets mécaniques des différentes parties d'une même machine sont égaux lorsque les poids soulevés ou les résistances vaincues par ces parties sont inversement proportionnels à leurs vitesses.*

Le produit d'un poids ou d'une pression par sa vitesse est appelé, soit le *moment*, soit la *quantité de mouvement* de ce poids ou de cette pression. D'après cette définition, on peut énoncer la règle précédente ainsi : *Les effets mécaniques des différentes parties d'une même machine sont égaux lorsque leurs moments sont égaux.* Cette hypothèse une fois admise, que le moment sert de mesure à l'effet mécanique, ou plutôt, comme on l'appelle généralement, à la puissance, il résulte du principe fondamental de toute la mécanique, c'est-à-dire du principe des vitesses virtuelles, que, quelque compliquée que puisse être une machine, l'effet mécanique de toutes les parties de cette machine, si

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'on fait abstraction des résistances dues au frottement, reste constamment le même. Notre intention, actuellement, est seulement de faire voir que ce résultat est obtenu dans le cas particulier de la manivelle ; et nous prouverons, non seulement que l'effet est le même en dernier résultat, mais encore qu'il demeure le même durant tout le temps que la manivelle agit.

Supposons pour un instant que la vitesse du piston soit sensiblement uniforme, l'extrémité de la bielle au point d'articulation avec le balancier sera également animée d'un mouvement uniforme. L'extrémité de la manivelle, au contraire, sera douée constamment d'une vitesse irrégulière ; mais, comme cette extrémité décrit un arc d'un rayon égal à la moitié de la longueur de course, elle parcourra une distance plus considérable que celle de la bielle, et sa vitesse moyenne sera nécessairement supérieure à celle de cette dernière. La proportion entre les deux vitesses sera évidemment la suivante :

La vitesse du piston est à la vitesse moyenne du bouton de la manivelle comme le double de la longueur de la course est à la circonférence que décrit le bouton de la manivelle.

Soit V la vitesse du piston, V′ la vitesse moyenne du bouton de la manivelle, l la longueur de la course du piston, et π le rapport de la circonférence au diamètre. La proportion précédente pourra se transcrire ainsi :

$$V : V' :: 2l : 2\pi \times \frac{l}{2} :: 2 : \pi$$

d'où nous déduisons pour la vitesse moyenne du bouton de la manivelle :

$$V' = \frac{\pi}{2} \times V$$

Puisque cette vitesse moyenne est plus grande que celle du piston, il faudra, pour satisfaire à la loi de la conservation des mêmes quantités de travail, ou bien au principe des vitesses virtuelles, que la pression moyenne exercée à l'extrémité de la manivelle soit moindre que la pression sur le piston, le produit des pressions par les vitesses devant rester une constante. Nous allons vérifier directement si, dans le cas qui nous occupe, les choses ne se passent point conformément à la loi générale. Nous nous

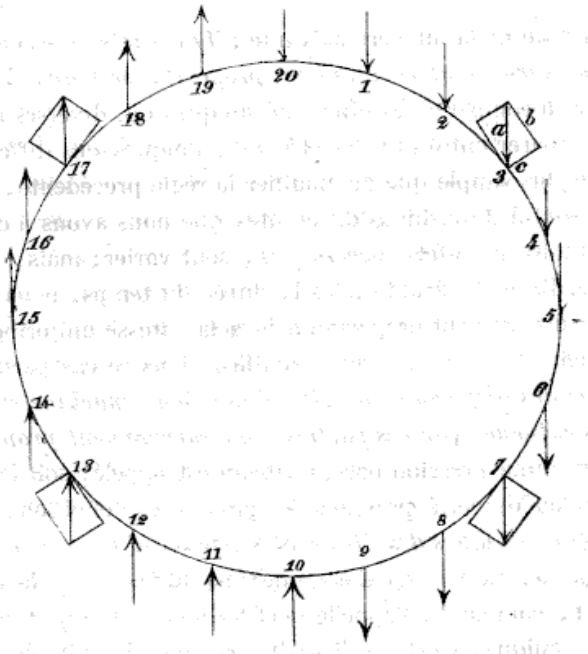


Fig. 484.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

servirons pour cet objet de la fig. 181, qui représente la circonférence décrite par le bouton de la manivelle. En calculant les pressions exercées à l'extrémité de la manivelle pour un très grand nombre de positions de cette manivelle, nous pourrons en déduire, aussi exactement que nous voudrons, la pression moyenne. Nous nous contenterons, pour ce calcul, de diviser la circonférence de la figure ci-jointe en 20 parties égales, et nous supposerons que la bielle qui communique la pression de la vapeur à la manivelle reste constamment parallèle à elle-même. Représentons enfin la pression sur le piston par 100.

La bielle est supposée agir de haut en bas depuis la division *o* ou 20 jusqu'à la division 10, suivant les indications des flèches. De cette dernière division jusqu'au point supérieur 20, elle agit de bas en haut. Quelle que soit la division que nous considérions, la pression transmise par la bielle se décomposera toujours en deux : l'une normale a la circonférence, et n'ayant par conséquent aucun effet sur la manivelle, puisqu'elle agit dans le prolongement de son axe ; l'autre tangente à la circonférence, et c'est cette dernière que l'on doit considérer comme agissant seule d'une manière effective sur la manivelle. Ainsi considérons un point P sur la circonférence. Les deux composantes de l'effort *a* de la bielle seront : *b* pour la composante effective, et *c* pour la composante ne produisant d'autre effet sur la manivelle qu'un frottement plus ou moins considérable. Or, la composante effective *b* est égale à la résultante *a* multipliée par le sinus de l'angle POE, que la manivelle ou que le rayon OP, mené au point que l'on considère, fait avec la verticale OE. Ce dernier angle varie évidemment avec la position de la manivelle. Mais, en l'appelant d'une manière générale α, nous aurons pour toutes les divisions 0, 1, 2, 3..... 20 de la circonférence la relation suivante :

$$b = a \times \sin. \alpha = 100 \times \sin. \alpha$$

Cette relation nous permettra de dresser le tableau suivant des diverses valeurs de *b*, c'est-à-dire des diverses pressions effectives exercées sur la manivelle pour les différents points 0, 1, 2, 3..... 20 de la circonférence.

POSITIONS DE LA MANIVELLE.			PRESSIONS DANS LE SENS DU MOUVEMENT ROTATOIRE (valeurs de *b*).	
En 0	et en.	20	100 × sin. 0° =	0,00
1	—	19	100 × sin. 18° =	30,90
2	—	18	100 × sin. 36° =	58,78
3	—	17	100 × sin. 54° =	80,90
4	—	16	100 × sin. 72° =	95,11
5	—	15	100 × sin. 90° =	100,00
6	—	14	100 × sin. 108° =	95,11
7	—	13	100 × sin. 126° =	80,90
8	—	12	100 × sin. 144° =	58,78
9	—	11	100 × sin. 162° =	30,90
10	—	10	100 × sin. 180° =	0,00
			Pression moyenne =	63,11

Nous voyons, d'après les chiffres de ce tableau, que la pression effective moyenne transmise à la manivelle est à la pression sur le piston dans le rapport approximatif de 63 à 100. Nous nous rappelons, d'ailleurs, que la vitesse du piston est à celle de la manivelle dans le rapport de 2 à π. Or $\frac{63}{100} = \frac{2}{\pi} = 0,63$ à peu de chose près. Nous aurons donc la proportion suivante entre les vitesses V et V' et les pressions P et P' relatives au piston et à la manivelle :

$$V : V' :: P' : P$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\text{ou : } V' P' = V P$$

conformément au principe des vitesses virtuelles.

Nous avons dit non seulement que l'effet mécanique total transmis à la manivelle était en dernier résultat le même que celui du piston, mais encore qu'il y avait une égalité parfaite entre ces deux effets à chaque instant, c'est-à-dire, en d'autres termes, que le produit de la vitesse de rotation de la manivelle par la pression exercée sur cette manivelle au même point, était égal au produit correspondant de la pression sur le piston par la vitesse de ce piston au même instant. Nous ne pouvons, à l'aide de la méthode élémentaire décrite tout à l'heure, démontrer cette proposition nouvelle, en raison de la difficulté de calculer les vitesses relatives de la manivelle et du piston. Nous voyons cependant tout d'abord qu'aux positions, que l'on appelle communément les positions des centres, il n'y a point la moindre perte de puissance mécanique. Ceci résulte de la raison fort simple qu'il n'y a en ces points aucune puissance transmise du piston à la manivelle. En effet, lorsque le piston arrive à l'une des extrémités de sa course, la vapeur cesse d'arriver de la chaudière du côté opposé à la marche; elle commence au contraire à se dégager par la soupape de décharge, et le piston s'arrête pour revenir sur lui-même sous l'action de la vapeur arrivant dans l'autre sens. Toute application de force a donc cessé en ces points extrêmes, et puisqu'il n'y a point de puissance transmise, aucune perte ne peut évidemment avoir lieu.

Quant aux autres positions de la manivelle, nous ferons voir tout à l'heure, d'une manière générale, qu'il y a à chaque instant égalité parfaite entre les quantités de mouvement du piston et de la manivelle. Nous voulons néanmoins établir, dès à présent, sans avoir recours à une démonstration rigoureuse, que, dans les diverses positions de la manivelle représentées fig. 181, le produit de la pression par la vitesse est une quantité constante égale au produit de la pression par la vitesse du piston, ces deux quantités étant supposées uniformes. Il nous suffira, pour cette démonstration préliminaire, de dresser le tableau suivant, qui se déduit aisément des données qui précèdent :

POSITIONS DE LA MANIVELLE.	PRESSIONS dans le sens du mouvement rotatoire. (Voir le tableau précéd.)	RAPPORT de la vitesse de la manivelle à la vitesse du piston.
En 0 et en. 20	0,00	Infini.
1 — 19	30,90	3,236
2 — 18	58,78	1,701
3 — 17	80,90	1,236
4 — 16	95,11	1,051
5 — 15	100,00	1,000
6 — 14	95,11	1,051
7 — 13	80,90	1,236
8 — 12	58,78	1,701
9 — 11	30,90	3,236
10 — 10	0,00	Infini.

Nous voyons, conformément à ce que nous avons énoncé, qu'en multipliant les diverses pressions par les vitesses correspondantes, indiquées au tableau, on obtient un produit à peu près constant et égal à 100, produit de la pression sur le piston par la vitesse de ce piston prise pour unité. Nous avons, il est vrai, supposé uniformes la pression et la vitesse du piston, et nous avons admis également que la bielle transmettait son action en restant constamment parallèle à elle-même. Aucune de ces deux hypothèses n'est exacte absolument. Cependant, comme elles ne sont pas très loin de la vérité, elles n'en conduisent pas moins à une démonstration assez satisfaisante de la conservation des mêmes quantités de mouvement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous allons démontrer maintenant le même fait d'une manière générale. Ainsi nous supposerons variables la pression sur le piston et la vitesse avec laquelle il se meut, et nous tiendrons compte également des variations d'inclinaison de la bielle.

Le point O (fig. 182) désigne le centre de l'arbre auquel est fixée la manivelle ; O D, O D′, O D″, O D‴, O H et O H′, sont diverses positions occupées par la manivelle en tournant autour du point O. La bielle est supposée agir sur la manivelle en dessous, de sorte que l'extrémité de cette bielle est en A lorsqu'elle est dans sa position la plus basse, c'est-à-dire lorsque le balancier est à la fin de sa vibration descendante, et que la manivelle occupe la position O H. C est l'extrémité de la bielle correspondante à la position O H de la manivelle, et B est son extrémité, dans sa position la plus élevée, lorsque la manivelle est en O H′.

Nous supposons que le point C se trouve sur la ligne A B. Ceci n'est point tout à fait exact, puisque l'extrémité de la bielle ou du balancier décrit une petite oscillation circulaire. Cette hypothèse ne peut néanmoins avoir une influence sensible sur le résultat, et elle rend la démonstration beaucoup plus simple.

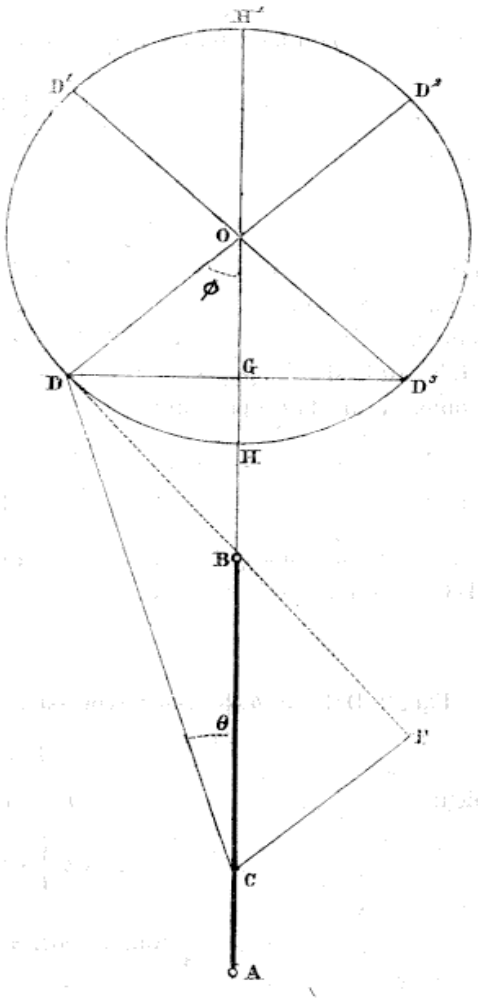


Fig 182.

Admettons les désignations suivantes :

r = O H = le rayon de la manivelle ;

ρ = A H = C D = B H′ = la longueur de la bielle ;

φ = angle D O H, qui correspond à la position O D de la manivelle ;

x = A C ou la distance décrite par l'extrémité de la bielle lorsqu'elle passe de la position A H à la position C D ;

V = la vitesse du piston ou de l'extrémité de la bielle pour la position C ;

et V′ = la vitesse de rotation de la manivelle dans la position correspondante O D.

Nous savons que la vitesse avec laquelle un corps se meut est égale à la différentielle de l'espace parcouru, divisée par la différentielle du temps. Nous aurons donc :

$$V = \frac{dx}{dt} \qquad \text{et} \quad V' = r\frac{d\varphi}{dt}$$

Nous avons d'un autre côté :

$$x = AC = AO - CO = AH + HO - CO = AH + HO - CG - GO,$$

et par conséquent :

$$x = \rho + r - \sqrt{\overline{DC}^2 - \overline{DG}^2} - OD \times \cos.\, DOH$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$x = \rho + r - \sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi} - r. \cos. \varphi$$

$$x = \rho + r\,(1 - \cos. \varphi) - \sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi}$$

Prenant la différentielle de cette expression par rapport au temps t, et observant que φ est une fonction de t, nous aurons :

$$\frac{dx}{dt} = \left\{ r \sin. \varphi + \frac{r^2 \sin. \varphi \times \cos. \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi}} \right\} \frac{d\varphi}{dt}$$

$$\frac{dx}{dt} = \sin. \varphi \left\{ 1 + \frac{r \cos. \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi}} \right\} r \frac{d\varphi}{dt}$$

Introduisant enfin les vitesses V et V′ dans l'expression précédente, nous aurons :

$$V = \sin. \varphi \left\{ 1 + \frac{r \cos. \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi}} \right\} V'$$

ou bien :

$$\frac{V}{V'} = \sin. \varphi \left\{ 1 + \frac{r \cos. \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r^2 \sin.^2 \varphi}} \right\} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (A)$$

Désignons maintenant par θ l'angle DCO. La force qui agit sur la bielle dans la direction AB n'est autre que la pression sur le piston. Nous désignerons cette pression par P. Lorsque la bielle est en CD, la pression effective P′ qu'elle transmet à la manivelle dans le sens du mouvement rotatoire, aura lieu suivant DF. Mais si nous appelons F la pression totale qui agit sur la bielle lorsqu'elle occupe la position CD, nous aurons la proportion :

$$F : P :: DC : CG :: \sec. \theta : 1,$$

d'où :

$$F = P. \sec. \theta.$$

D'un autre côté, la pression effective P′ transmise à la manivelle est représentée par DF, en supposant que DC représente la pression totale F. Nous aurons donc :

$$P' = F \times \sin. DCF.$$

Or, l'angle $DCF = \theta + \varphi$, et l'expression précédente deviendra :

$$P' = F \times \sin. (\varphi + \theta)$$

ou bien:

$$P' = P \sec. \theta \times \sin. (\varphi + \theta)$$

$$P' = P \sec. \theta \left\{ \sin. \varphi \times \cos. \theta + \sin. \theta \times \cos. \varphi \right\}$$

$$P' = P \left\{ \text{Sin. } \varphi \, [\cos. \theta \times \sec. \theta] + \cos. \varphi \, [\sin. \theta \times \sec. \theta] \right\}$$

$$P' = P \left\{ \text{Sin. } \varphi + \cos. \varphi \times \frac{\sin. \theta}{\cos. \theta} \right\}$$

$$P' = P \left\{ \sin. \varphi + \cos. \varphi \times \text{tang. } \theta \right\}$$

Dans le triangle ODC, nous avons :

$$\rho : r :: \sin. \varphi : \sin. \theta$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$\sin.\ \theta = \frac{r}{\rho}\ \sin.\ \varphi$$

et comme : $$\cos.\ \theta = \sqrt{1 - \sin.^2\theta},$$

nous aurons : $$\cos.\ \theta = \frac{\sqrt{\rho^2 - r^2\ \sin.^2\varphi}}{\rho}$$

d'où : $$\text{tang.}\ \theta = \frac{\sin.\ \theta}{\cos.\ \theta} = \frac{r.\ \sin.\ \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r^2\ \sin.^2\varphi}}$$

Substituant dans l'expression de P′, nous obtenons :

$$P' = P\left\{\sin.\ \varphi + \cos.\ \varphi \times \frac{r\ \sin.\ \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r.^2\ \sin.^2\varphi}}\right\}$$

ou enfin : $$\frac{P'}{P} = \sin.\ \varphi\left\{1 + \frac{r\ \cos.\ \varphi}{\sqrt{\rho^2 - r.^2\ \sin.^2\varphi}}\right\} \quad \text{(B)}$$

Comparant cette relation (B) avec la relation (A) obtenue plus haut, nous trouvons :

$$\frac{P'}{P} = \frac{V}{V'}, \qquad \text{d'où :} \quad P'\,V' = P\,V$$

Nous voyons donc que pour un point quelconque de la révolution décrite par la manivelle, il y a une égalité parfaite entre les quantités de mouvement de la manivelle et du piston, c'est-à-dire entre les produits des pressions effectives par les vitesses correspondantes.

Nous ne nous arrêterons pas davantage sur ces considérations théoriques, ayant complétement atteint notre but principal, qui était de démontrer que la manivelle transmettait pleinement tout le travail qui lui était communiqué. L'objection que l'on élève assez communément, sous ce rapport, contre les machines ordinaires à rotation n'a donc aucune valeur. Mais il ne faut point se dissimuler que les pertes dues au frottement sont rendues sensibles dans l'action de la manivelle, par suite de l'effort qui est exercé dans le sens de la longueur même de cette pièce. Nous voyons, en effet, en nous reportant à la fig. 181, que la pression totale a, transmise par la bielle, se décompose en deux, b et c, la première, b, ayant tout son effet sur le mouvement rotatoire de la manivelle, et la seconde, c, agissant dans le sens de la longueur de manière à produire un effort contre l'arbre, et par suite une augmentation de frottement. Les machines à rotation immédiate qui ont été proposées jusqu'à présent offrent bien d'autres causes de perte ; mais rien ne s'oppose à ce que des difficultés inséparables de toutes les premières tentatives ne soient surmontées, et il est incontestable que si l'on pouvait obtenir une bonne machine rotative, il y aurait tout d'abord de grands avantages réalisés par les facilités d'aménagement que présenteraient ces genres de machines.

Pour terminer ce que nous avions à dire sur la théorie de la manivelle, nous ajouterons que si l'on compare les différentes vitesses obtenues, lorsque l'on vient à faire varier les longueurs de la manivelle et de la bielle, on arrive à cette conclusion, que l'uniformité de la vitesse de rotation est d'autant plus grande que la longueur de la manivelle est moindre, et que celle de la bielle, au contraire, est plus considérable. Ce résultat doit être considéré comme un argument sérieux contre l'usage des longs cylindres, et par suite des longues manivelles.

RÉGULATEURS ET MODÉRATEURS DU MOUVEMENT DES MACHINES.

Les machines de toutes sortes, établies jusqu'à ce jour dans le but d'utiliser la force mécanique produite par la vapeur d'eau, comportent constamment de grandes irrégularités dans la vitesse plus ou moins

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grande avec laquelle elles fonctionnent, tant que ces machines ne sont point munies d'appareils spécialement destinés à rendre toujours égale l'action de la force motrice.

Dans les machines fixes, et dans les machines pour la navigation, on peut considérer ces inégalités de vitesse comme dues à deux causes : premièrement, au défaut d'uniformité dans l'action des pièces qui constituent le mécanisme de la machine elle-même ; secondement, aux variations dans les résistances que la machine est appelée à vaincre.

Si nous considérons, par exemple, le piston, qui est la pièce fondamentale de la machine, en ce qu'elle reçoit et transmet directement l'action motrice de la vapeur, nous trouvons qu'il ne se meut point avec une vitesse uniforme durant sa course ascendante et descendante dans le cylindre. La vitesse est la plus grande vers le milieu de la course, et décroît graduellement jusqu'à la fin du coup, point extrême où elle devient tout à fait nulle, pour changer de direction et suivre en sens contraire la même vitesse inégale. Quand on dit que la vitesse du piston est de tant de décimètres par minute, on doit entendre par là que telle est sa vitesse moyenne ; mais il est bien entendu que les vitesses dont il est animé vers le milieu et vers la fin de la course sont l'une plus considérable, l'autre moindre que la vitesse dont on a parlé.

Mais, lors même que le piston serait animé d'un mouvement uniforme, l'intervention de la manivelle viendrait nécessairement introduire des irrégularités dans la marche de la machine. La manivelle est, sans contredit, le meilleur moyen pratique que l'on ait encore employé pour transformer en un mouvement de rotation continue le double mouvement de va-et-vient du piston ; mais, il n'en est pas moins vrai, comme nous l'avons vu dans la théorie de la manivelle, que cette pièce a le défaut de ne point transmettre d'une manière uniforme la quantité de mouvement qu'elle reçoit. Il ne faudrait point, cependant, conclure de cette observation que nous approuvions en aucune façon cette idée, émise assez souvent, que la manivelle absorbe une partie de la puissance dynamique de la vapeur. Nous avons fait voir précédemment, avec tous les développements désirables, que la manivelle, de même que les autres pièces d'une machine, transmet à chaque instant tout l'effet mécanique qui lui est communiqué ; de sorte que le seul cas où l'on pourrait supposer que la manivelle absorbe une certaine portion de force serait celui où l'on aurait égard au frottement des parties qui s'y rattachent. Mais il n'y a rien là d'incompatible avec l'observation que nous venons de faire, à savoir que le manivelle ne transmet pas d'une manière uniforme la force de pression qui agit sur le piston et la quantité de mouvement qui en résulte. L'effet mécanique transmis par la manivelle, à chaque moment de sa marche, est mesuré par le produit de la pression effective sur le bouton, où vient s'articuler la bielle, multipliée par sa vitesse en cet instant, lequel effet est exactement égal à l'effet mécanique produit sur le piston au même instant, et qui se mesure par le produit de la pression sur le piston, multipliée par sa vitesse. Mais, dès que la vitesse de la manivelle n'est plus proportionnelle à celle du piston, il est évident que la pression effective sur la manivelle ne peut plus être proportionnelle à celle qui agit sur le piston. Les produits sont constamment égaux, mais les relations entre les facteurs varient constamment. L'intervention de la manivelle entraîne donc toujours une irrégularité considérable dans la vitesse que communique la machine à toutes les pièces qui en dépendent.

Ces irrégularités dans la marche, provenant du mécanisme intérieur de la machine elle-même, sont sans influence sur la vitesse moyenne. Si l'on suppose constantes les quantités de vapeur engendrée et de résistance à surmonter, il est clair que, malgré les vitesses différentes pour les positions différentes de la manivelle, la vitesse moyenne durant une révolution complète restera la même.

Mais, si la résistance à vaincre vient à changer, la vitesse moyenne changera également, à moins que la quantité de vapeur destinée à l'entretien de la machine ne soit modifiée de manière à satisfaire aux conditions nouvelles.

On peut aisément se rendre compte des changements considérables de résistance que rencontrent les machines pour la navigation durant une tempête. Tantôt les pales des roues sont complétement immer-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

gées, tantôt, au contraire, elles sont totalement en dehors de l'eau. Dans ces circonstances, il est évident que la vitesse moyenne de l'arbre des roues change.

Des variations analogues se rencontrent, en pratique, dans un grand nombre d'applications des machines à vapeur. Lorsqu'une machine, par exemple, est employée à faire fonctionner les divers mécanismes d'une filature, elle doit être en état de faire mouvoir à la fois tous les métiers que comporte cette filature. De temps en temps le travail de l'un ou de plusieurs de ces métiers peut être suspendu, et, par suite, la force motrice de la machine se trouve débarrassée d'une certaine quantité de résistance. Les métiers eux-mêmes peuvent présenter des forces de résistance différentes suivant les différents moments. Il est évident que ces circonstances doivent réagir sur la vitesse moyenne de la machine, et cette influence se fera sentir tant que, par un procédé quelconque, on n'aura pas modifié la quantité de vapeur alimentaire, de manière à rendre la force motrice égale à la somme de résistance qu'il faut vaincre. Si, dans les circonstances que nous avons supposées, l'énergie de la puissance motrice restait la même, la vitesse à laquelle travaillerait le mécanisme tout entier serait exposée à des variations, cette vitesse augmentant chaque fois que le travail d'une des parties du mécanisme fonctionnant habituellement viendrait à cesser, et diminuant, au contraire, lorsque le nombre des métiers en travail viendrait à augmenter. En un mot, la vitesse serait, à très peu de chose près, en proportion inverse du poids à faire mouvoir, augmentant quand le poids diminue, et *vice versâ*.

Dans la plupart des applications auxquelles la machine à vapeur est appelée à satisfaire, l'irrégularité, dans la vitesse de la marche, est considérée comme un inconvénient grave, inconvénient qu'on cherche à diminuer autant que possible. Il est, en effet, toujours désirable d'obtenir en pratique un mouvement uniforme, toutes choses restant égales. Voici, sur ce sujet, ce que dit avec raison Tredgold : « Un « mouvement uniforme est désirable pour presque toutes les espèces de machines. Les machines, aussi « bien que les constructions et le bâti qu'elles comportent, fatiguent beaucoup plus lorsqu'elles sont « soumises à un mouvement irrégulier que dans le cas contraire. La force d'une machine doit être cal- « culée de manière à suffire aux efforts les plus considérables qu'elle puisse avoir à vaincre; mais, la « quantité de travail effectué est équivalente à l'effet moyen seulement, et n'augmente pas plus par un « mouvement irrégulier que par un mouvement constamment égal à la vitesse moyenne. »

Cette régularité de vitesse est plus importante à obtenir dans certaines applications de la machine à vapeur que dans d'autres. Dans les machines pour la navigation et les locomotives, on arrive à une régularité suffisante en faisant agir sur l'arbre moteur deux machines à la fois, que l'on dispose de telle manière que les irrégularités de l'une d'elles neutralisent à peu près les irrégularités de l'autre. Ce moyen ne permet pas d'obtenir une régularité parfaite, mais il permet, au moins, d'en approcher aussi près que les circonstances dans lesquelles on se trouve peuvent le faire désirer. Dans ces machines, il n'est pris aucune précaution pour que la quantité de vapeur destinée à l'entretien soit parfaitement en rapport avec la résistance qu'il faut vaincre. De même, pour les machines d'épuisement ordinaires, l'uniformité de marche n'est pas d'une nécessité aussi urgente que pour les autres machines de terre qui sont destinées à satisfaire au plus grand nombre des applications de l'industrie. Et, dans le fait, si l'on s'en rapporte à la pratique, on peut dire que les avantages que procure, à une machine d'épuisement, une plus grande uniformité de marche, ne sont pas assez considérables pour compenser l'augmentation de dépense nécessitée par l'établissement et l'entretien des régulateurs. Néanmoins, dans la plupart des autres circonstances auxquelles les machines fixes peuvent être appliquées, l'uniformité de vitesse est de la plus haute importance; aussi cherche-t-on, par tous les moyens, à s'en rapprocher le plus possible.

Nous avons mentionné deux des causes principales des irrégularités de vitesse : l'une provenant du mécanisme de la machine elle-même, l'autre due aux résistances inégales que la machine est appelée à surmonter dans son service. Nous allons faire connaître, maintenant, les divers appareils qui sont employés pour neutraliser ces irrégularités. Ces appareils sont de deux sortes : ou bien ils sont destinés

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à remédier aux irrégularités provenant du mécanisme même de la machine; ou bien, ils ont pour but de rendre moins sensibles les altérations de vitesse provenant des variations dans les résistances à vaincre. Dans le premier cas on les désigne sous le nom de *régulateurs*; dans le second, sous celui de *modérateurs*.

Régulateurs.

Avant les perfectionnements que Watt fit subir aux machines à vapeur, ces machines n'avaient jamais été utilisées autrement que pour aider à soulever l'eau au moyen de pompes. Tout ce qu'on réclamait donc de ces moteurs, était de produire une force capable de soulever un piston de pompe, de bas en haut, lorsque celui-ci était chargé du poids d'une certaine colonne d'eau. Quant au piston du cylindre, lorsqu'il avait terminé sa course descendante, il était soulevé jusqu'au haut du cylindre, par le poids plus considérable du piston de la pompe et de sa tige. Quelquefois, aussi, on arrivait à produire cet effet en donnant à l'extrémité du balancier, correspondante au piston de la pompe, une plus grande longueur qu'à l'extrémité opposée, du côté du cylindre. Mais, dans tous les cas, le seul procédé employé pour rendre continue l'action intermittente de l'agent moteur, consistait dans la pesanteur plus considérable de la partie du balancier correspondante au piston de la pompe. Ces procédés étaient, évidemment, fort imparfaits, et absolument insuffisants pour permettre d'arriver à cette régularité de vitesse que réclame un grand nombre des applications modernes de la machine à vapeur aux différentes branches des arts et de l'industrie. Mais il n'est point besoin d'une grande uniformité de vitesse dans le travail d'une machine d'épuisement.

Les premiers perfectionnements de Watt se rattachent tous à cette application des machines à vapeur à l'élévation de l'eau, les machines d'épuisement étant alors les seules dans lesquelles on employât la vapeur comme force motrice. Sa machine à simple effet, de même que toutes les machines construites antérieurement, ne pouvait donner lieu à un développement de force que durant la descente du piston, et son seul avantage, sur celles qui l'avaient précédée, consistait uniquement en ce qu'elle produisait un effet plus considérable au moyen d'une même quantité de vapeur. La course ascendante du piston s'effectuait encore par le poids plus considérable qu'offrait l'extrémité du balancier du côté de la pompe. Avant que les machines à vapeur reçussent d'autre destination que celle de servir au jeu des pompes, Watt jugea qu'il était nécessaire que le mouvement fût imprimé au balancier aussi bien durant la course ascendante du piston que durant la course descendante. Il proposa, d'abord, de placer un cylindre à chaque bout du balancier, de telle sorte que l'un des deux pistons montât lorsque l'autre descendait. Comme les cylindres devaient être entretenus par la même chaudière, et que la vapeur devait se condenser dans le même condenseur, Watt supposa que cette double action sur le balancier devrait produire un mouvement régulier et uniforme. Ce projet ne fut jamais mis à exécution; car ce fut bientôt après que Watt inventa et construisit sa machine à double effet. Au reste, lors même qu'elle eût été réalisée en pratique, cette idée de Watt aurait été évidemment incapable de conduire à une vitesse uniforme.

Nous avons dit que, pour les machines de mer et les locomotives, on arrivait à obtenir une régularité approximative de vitesse et de pression en faisant agir deux machines sur le même arbre, et en les disposant de manière à ce que le piston de l'une d'elles fût à son maximum de vitesse, lorsque le piston de l'autre est à son minimum, et réciproquement. Ce résultat s'obtient en plaçant les deux manivelles à angle droit. La marche est alors plus régulière que lorsque l'on n'emploie qu'une seule machine. Cependant, si l'on n'a pas recours au volant, les irrégularités sont encore trop considérables pour la plupart des applications un peu délicates auxquelles doivent servir les machines à vapeur modernes. Un autre inconvénient que présente ce procédé, c'est qu'il nécessite deux machines, et, par suite, un emplacement plus considérable et des difficultés de construction plus grandes que cela n'a lieu lorsque la puissance qu'on veut obtenir n'est produite que par une seule machine.

Ces objections sont écartées jusqu'à un certain point, par l'emploi d'un procédé fort ingénieux pro-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

posé pour la première fois par M. Mark Isambard Brunel, et pour lequel il fut breveté en 1823. Dans ce système, au lieu de deux manivelles, ce sont deux cylindres qui sont destinés à imprimer le mouvement à la même manivelle. On obtient ce résultat en inclinant les deux cylindres l'un vers l'autre sous un angle d'environ 90°, et en les obligeant à agir sur le même axe par le moyen de leurs bielles. Le bâti de la machine présente la forme d'un triangle isocèle, dans un plan vertical. Les cylindres reposent sur les côtés inclinés, et le balancier est placé au sommet. La tige du piston est maintenue dans sa course rectiligne au moyen de galets en métal tournant sur des plaques directrices, lesquelles remplissent ici le même office que les guides verticaux dans les machines ordinaires à action directe, ou sans balancier. M. Brunel établit que les axes des cylindres doivent être inclinés l'un sur l'autre suivant un angle de 102°, cet angle étant, suivant lui, le plus avantageux pour transmettre, par la double action des pistons, un mouvement rotatoire à l'arbre principal. Mais nous ne voyons aucune considération théorique qui puisse engager à préférer cet angle de 102° à celui de 90°. Au-dessous de chacun des deux cylindres principaux, existe un autre petit cylindre contenant le tiroir. Ces tiroirs sont mis en jeu au moyen d'excentriques attenantes au balancier, et le mécanisme est disposé de telle sorte que la vapeur arrive alternativement à l'une des extrémités de l'un des deux cylindres, et que celle qui a servi puisse s'échapper par l'autre extrémité.

Il résulte de cette disposition que, lorsque le piston de l'un des deux cylindres est au milieu de sa course, celui de l'autre est à la fin de la sienne, et, par suite, les irrégularités de mouvement de l'un des deux pistons neutralisent en partie les irrégularités de l'autre. Cependant, il est évident que, quels que puissent être, sous d'autres rapports, les avantages de cette espèce de machine, c'est à tort que l'on en pourrait espérer une plus grande uniformité de marche que dans la disposition ordinaire des deux cylindres des machines locomotives. Or, la vitesse que l'on obtient ainsi est généralement trop irrégulière pour le plus grand nombre de nos applications modernes. Nous pourrions trouver d'autres objections encore à la machine de M. Brunel; mais, comme nous n'avions à nous occuper de cette disposition, quant à présent, que sous le rapport de son efficacité comme régulateur de l'action de la vapeur, nos observations seraient ici déplacées.

Nous avons dit plus haut que le premier moyen que proposa Watt, pour rendre sa machine à simple effet capable de produire un effort dans les deux sens, fut de placer un cylindre sous chacune des deux extrémités du balancier. Un autre expédient qu'il proposa également consistait à appliquer deux machines au même arbre, lequel était muni de deux manivelles faisant entre elles un angle de 120°. A ces manivelles était adapté un poids considérable agissant à l'extrémité d'un levier disposé de manière à faire, avec les deux manivelles, des angles égaux. Ce poids additionnel était destiné à racheter, en partie, les inégalités de vitesse des deux machines, d'après le même principe que celui du volant. Mais ce procédé, pas plus que le premier, ne fut appliqué d'une manière générale.

Lorsque le principe de l'expansion est introduit dans le travail d'une machine, cette condition entraîne avec elle celle d'une variation dans l'intensité de la force motrice. Si la vapeur contenue dans le cylindre agit sur le piston, avec la même énergie, durant tout le temps que cette vapeur se trouve en communication avec la chaudière, il n'en saurait plus être ainsi dès que cette communication est interrompue par la soupape à vapeur, puisqu'alors la vapeur, contenue dans le cylindre, remplissant un volume de plus en plus considérable à mesure que le piston avance, agira nécessairement sur ce piston avec une énergie sans cesse décroissante. D'où il suit que, si la résistance à vaincre ne varie point dans une proportion exactement semblable à celle de la force motrice, le résultat sera un manque d'uniformité dans la marche. Car si, en un certain point de la course, la quantité de mouvement développée par la puissance motrice est supérieure à la résistance, la vitesse de la machine se trouvera accélérée; si c'est le contraire qui a lieu, la vitesse sera ralentie. Le principe de l'expansion entraîne donc par lui-même des irrégularités dans la marche de la machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans la patente que prit Watt pour l'application du principe de l'expansion, il indiqua plusieurs moyens pour rendre le mouvement de la machine uniforme, nonobstant les différences dans l'énergie de la puissance, différences inhérentes au principe même de l'expansion. L'une de ces méthodes consistait à obliger la force motrice, au moment où elle agissait avec le plus d'énergie, de mettre en mouvement une masse inerte, destinée plus tard, au moment de moindre énergie, à restituer la portion de force qu'elle avait absorbée. Un second procédé, qui n'est autre dans le fond que le précédent, consistait à faire soulever par la force motrice, au moment de son énergie maximum, un certain poids, lequel retombait ensuite, aidant ainsi le piston dans sa marche, au moment de l'énergie minimum. Mais le moyen le plus remarquable que Watt proposa pour rendre la marche uniforme, c'était de faire agir le piston sur un levier dont le bras variait de grandeur, de telle sorte que, lorsque l'énergie de la force motrice augmentait ou diminuait, la longueur du bras de levier diminuait ou augmentait elle-même dans la même proportion. C'est là, du reste, un procédé déjà employé en mécanique pour rendre uniforme une force d'intensité variable. Nous en trouvons un exemple bien connu dans le mécanisme intérieur des montres. Quand une montre est nouvellement montée, l'énergie du ressort est bien plus forte que lorsqu'elle est sur la fin de sa marche; et, si le ressort agissait constamment sur un levier d'une égale longueur, on n'obtiendrait qu'une vitesse tout à fait irrégulière. Mais cette inégalité d'effet est efficacement rachetée par les différences qu'offrent entre eux les diamètres des gorges de la fusée sur lesquels agit la force de détente du ressort, par l'intermédiaire de la chaîne. A mesure que la montre avance dans sa marche, le grand ressort se détend et sa force, par conséquent, diminue; mais alors la chaîne agit sur la roue d'un cercle dont le diamètre augmente dans la même proportion que l'énergie du ressort diminue. Néanmoins, ce procédé n'a jamais été employé avec succès, quant à la régularisation du mouvement des machines à vapeur.

RÉGULATEUR ATMOSPHÉRIQUE DE BUCKLE.

Un procédé fort ingénieux pour régulariser, dans les machines, l'action de la vapeur d'eau, a été, pour la première fois, mis au jour par M. Buckle de Soho, et appliqué ensuite, par ce même constructeur, à une machine appartenant à M. Lucy, de Birmingham. Ce procédé est fondé sur une disposition particulière qui oblige la machine à soulever un piston, chargé du poids de l'atmosphère, lorsque l'énergie de la force motrice est supérieure à l'énergie moyenne. La puissance, ainsi dépensée, est ensuite restituée à la machine par la pression de l'atmosphère agissant sur le même piston, aussitôt que cette énergie descend au-dessous de la moyenne.

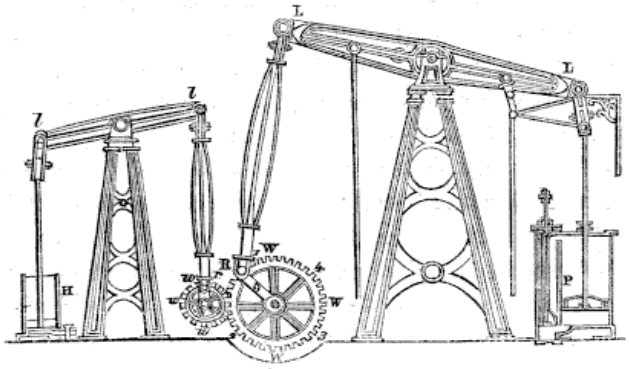


FIG. 183. — Régulateur pneumatique de Buckle.

Il est aisé de concevoir comment les choses se passent, au moyen de la figure 183. Dans cette figure, P est le piston de la machine; L L, le balancier; L R, la bielle; R O, la manivelle, et R W W, une

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

roue dentée mise en mouvement par la manivelle. Toutes ces parties sont semblables à celles des machines à vapeur ordinaires. Mais il existe, en outre, dans la machine qui nous occupe, une petite roue *r w w w*, dont le diamètre est seulement la moitié de celui de la roue R W W, et qui ne présente, par conséquent, qu'un nombre de dents moitié moindre. Cette roue accomplit, évidemment, la moitié d'une révolution, tandis que la grande accomplit un quart de révolution. Un second balancier, *l l*, est mis en mouvement par la manivelle de la petite roue, à laquelle il est relié au moyen d'une bielle correspondante *l r*. La tige *l* H est attachée au petit balancier *l l*, et fait mouvoir un piston dans un cylindre ouvert H.

Si, maintenant, on suppose la circonférence de la grande roue partagée en quatre parties égales, aux points 1, 2, 3 et 4, et si l'on admet que la machine, comme l'indique la figure, soit dans l'état où elle se trouve lors de la course ascendante du piston, on verra aisément que, pendant que la manivelle se meut et abandonne sa position actuelle pour venir occuper la position suivante, au point 2, la petite roue a accompli une demi-révolution, et le piston H a monté jusqu'au haut du cylindre, en laissant un espace vide au-dessous de lui. Dans sa marche ascendante, le piston H a eu toute la colonne d'air à soulever, ce qui diminue d'autant la puissance développée par la machine. Cette portion de force n'est cependant pas perdue ; elle n'est, pour ainsi dire, que prêtée; car, tandis que la manivelle, continuant sa marche, se meut de la position 2 à la position 3, la pression de l'air agit sur le piston qu'elle pousse de haut en bas, et alors la force dépensée est restituée à la grande roue. De même, lorsque la manivelle se meut de 3 en 4, le piston H est soulevé du fond du cylindre jusqu'au sommet, avec la colonne d'air supérieure, mais la force ainsi dépensée est restituée, par la pression de l'air, lorsque la manivelle venant à occuper la position suivante 1, le piston H redescend au fond du petit cylindre. Ainsi, toute la force employée à soulever le piston contre la pression de l'atmosphère, durant la marche de la manivelle de la position 1 à la position 2, et de la position 3 à la position 4, est entièrement restituée à la grande roue lorsque la manivelle passe de la position 2 à la position 3, et de la position 4 à la position 1.

Par cette ingénieuse disposition, la machine met pour ainsi dire en réserve une certaine quantité de force, quand l'énergie de sa puissance motrice est la plus grande, laquelle force est destinée, plus tard, à venir l'aider, lorsque la force motrice de la machine est la plus petite. La pression de l'atmosphère est adroitement convertie en une sorte de réservoir qui restitue, dans un certain moment, le surplus de force qui lui a été confié dans un autre.

Soit A le nombre de centimètres carrés contenus dans la surface du piston H, et *h* le diamètre, en mètres, de la petite roue dentée; la puissance nécessaire pour soulever le petit piston, depuis le fond du cylindre jusqu'au haut, sera représentée, abstraction faite du frottement, par un effet mécanique égal à $1{,}03 \times A \times h$ kil., élevés à la hauteur de 1 mètre. Ainsi, l'effet total dû à la pompe pneumatique, est équivalent à celui d'une force capable de faire soulever à la machine un poids de $1{,}03 \times A \times h$ kilogrammes à la hauteur de 1 mètre, pendant que la manivelle parcourt deux cadrans opposés, restituant ensuite à la même machine une force absolument égale, lorsque la manivelle vient à occuper les deux autres cadrans du cercle entier.

A la première vue, on pourrait croire qu'au moment où le petit piston arrive aux deux points supérieur et inférieur de sa course, le changement de vitesse et de pression, qui se produit alors, a lieu d'une manière brusque et soudaine; mais, avec un peu d'attention, on reconnaît bientôt que ce changement ne s'opère que par gradations successives, à cause des dispositions relatives des deux roues l'une avec l'autre. Dans la position représentée par la figure, la manivelle parcourt une certaine distance, à partir du point 1, avant de soulever le piston H à une hauteur sensiblement appréciable. Lorsque la grande manivelle, descendant vers le cadran suivant, vient occuper la position intermédiaire entre les points 1 et 2, position dans laquelle la machine donne lieu au plus grand développement de force, la manivelle de la petite roue descend vers la position à angle droit avec celle qu'elle avait d'abord, et pour laquelle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la pression de l'air qui s'exerce sur le piston H, offre au mouvement de la roue la plus grande résistance possible, en raison de la plus grande vitesse communiquée. Lorsque la grande manivelle a abandonné cette position intermédiaire, l'énergie de la puissance motrice de la machine commence à décroître, et, en même temps, la petite manivelle, ayant abandonné sa position précédente, n'offre plus, tout en transmettant l'effet de la pression de l'air, qu'une résistance moindre et sans cesse décroissante au mouvement de la petite roue. Lorsque la grande manivelle approche de la position 2, la petite est au moment d'atteindre le point le plus bas de sa révolution, et alors la pression de l'atmosphère sur le piston H n'offre plus qu'une faible résistance au mouvement de la petite roue, en raison de la moindre vitesse communiquée au piston, vitesse qui devient même nulle pour ce point.

Il est inutile d'examiner l'action de la pompe pneumatique pour une révolution entière de la roue, le même effet se reproduisant identiquement pour les cadrans suivants. Mais on voit que, grâce aux dispositions relatives des deux roues dentées, la pression de l'atmosphère agit tantôt comme une force accélératrice, tantôt comme une force retardatrice, que le changement n'a pas lieu d'une manière brusque, mais par gradations successives, qu'enfin son effet est d'autant plus considérable, soit comme force accélératrice ou comme force retardatrice, que l'énergie de la force motrice de la machine elle-même est à son minimum ou à son maximum. En réalité, ce régulateur pneumatique de Buckle est plus près de la perfection théorique que tous les expédients proposés jusqu'à ce jour pour arriver à régulariser l'action des machines. On peut voir aisément que le mouvement imprimé à l'arbre principal, en faisant usage de ce régulateur, est plus uniforme que celui qu'on peut attendre de l'emploi de deux machines réunies, outre le mérite incontestable d'une simplicité et d'une économie supérieures. On juge encore mieux, du reste, de la supériorité de cet appareil, lorsque l'on considère la grande uniformité que son application a introduite dans la marche des machines où il a été employé.

L'objection principale que l'on puisse adresser au régulateur de Buckle, c'est que les roues dentées sont, dans la pratique, des moyens défectueux pour transmettre l'action des forces, à cause du grand frottement qu'elles occasionnent, et parce que les dents sont exposées à se casser et à amener ainsi une grande perturbation dans le jeu des appareils. Mais il n'est certainement pas impossible d'arriver à obtenir le même résultat au moyen d'un mécanisme différent. Le seul point essentiel à observer, c'est que l'arbre sur lequel agit la petite roue exécute deux révolutions lorsque l'arbre principal en accomplit une. Ce résultat ne peut-il être obtenu que par le moyen si désavantageux de deux roues dentées s'engrenant l'une dans l'autre? Des expédients fort ingénieux ont été proposés qui avaient pour but, étant donné un arbre accomplissant un certain nombre de révolutions par minute, de faire exécuter à un autre arbre, par le moyen de celui-ci, un nombre de révolutions plus considérable durant le même temps, et cela sans que le mouvement de l'un fût transmis à l'autre par l'intermédiaire de roues dentées. Mais ce n'est point ici le lieu de nous en occuper. Nous pouvons seulement renvoyer le lecteur à l'un de ces expédients qui est appliqué à la machine à action directe de Smith, dont le dessin est reproduit sur une des planches de cet ouvrage. Par ce moyen l'arbre principal met en mouvement un second arbre, en lui imprimant une vitesse double de celle dont il est lui-même animé; ce qui est précisément le cas qui se présente pour le régulateur de Buckle. Nous ferons remarquer que les différents systèmes, pour multiplier les vitesses, reçoivent de nos jours un intérêt plus vif encore, depuis l'introduction de l'hélice comme force de propulsion. Pour arriver à obtenir avec l'hélice un point d'appui offrant une résistance suffisante, il faut, de toute nécessité, qu'on lui fasse exécuter un nombre de révolutions plus considérable que celui qui est accompli, dans le plus grand nombre de cas, par l'arbre des roues à aubes. Ce nouveau problème est digne d'exercer l'esprit d'invention des mécaniciens d'aujourd'hui.

La preuve la plus incontestable de la supériorité pratique du régulateur de Buckle, c'est le grand succès que son application a réalisé. Voici ce que dit M. Scott Russell des circonstances qui le firent d'abord employer, et du succès qui couronna son adoption : « M. Lucy avait construit, à Birmingham,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« un moulin à farine mis en mouvement par la vapeur. Son but était d'obtenir un mécanisme aussi « perfectionné que possible, sans avoir égard à la dépense. Sa machine était une des meilleures ma- « chines de Boulton et Watt, et, cependant, le moulin qu'elle faisait mouvoir ne donnait point de farine « d'aussi bonne qualité que les moulins à eau. Sa marche n'était pas aussi régulière que celle de ces « moulins, et l'on reconnut bientôt que cette irrégularité produisait une plus grande quantité de fa- « rine grossière que de farine fine, ce qui était une perte sèche pour le propriétaire. La détérioration « des roues dentées était, de plus, extrêmement rapide, à cause des changements brusques de résis- « tance qu'offraient, à une vitesse irrégulière, les meules en pierre du moulin, lesquelles, en vertu de « l'inertie, tendaient à conserver une vitesse uniforme. Le remède habituel, qui consiste à augmenter « le poids du volant, ayant été essayé sans succès, M. Lucy appela M. Buckle pour résoudre la diffi- « culté. »

Après avoir donné la description du procédé proposé par M. Buckle, et qui n'est autre que la pompe pneumatique détaillée ci-dessus, M. Scott Russell termine ainsi : « Telle fut la perfection avec laquelle « fonctionna ce mécanisme, qu'on supprima entièrement le volant, et que la machine et tous les diffé- « rents rouages du moulin eurent, désormais, une marche aussi uniforme qu'avantageuse. On reconnut « que le changement introduit par le jeu de la pompe pneumatique donnait une plus grande vitesse « qu'auparavant à toutes les meules du moulin, de façon que la quantité de grain moulu surpassait la « précédente dans la proportion de 56 à 52, que la première farine, ou fleur de froment, provenant de « la même quantité de blé, était aussi plus considérable, que les produits nouveaux, enfin, tant sous le « rapport de la qualité que sous celui de la quantité, étaient infiniment supérieurs aux anciens. Le « même procédé fut appliqué, plus tard, à une filature avec un égal succès. »

VOLANT.

Le dernier système de régulateur qu'il nous reste à indiquer est celui que l'on nomme généralement volant. Si, dans l'indication que nous voulions donner de ces divers systèmes de régularisation de vitesse, nous avions été guidés, soit par l'époque où ils furent inventés, soit par la généralité de leur emploi dans les machines, ce dernier système de régulateur eût été, sans contredit, à la première place. Et, en effet, le volant a été employé comme régulateur d'une vitesse produite par une force variable, avant même que l'uniformité dans la vitesse fût reconnue nécessaire, et, aujourd'hui encore, il n'existe point de procédé dont l'application soit aussi universelle. Si nous avons, tout d'abord, négligé d'en parler, c'est que nous croyons plus convenable de le traiter en particulier, avec tous les développements qu'il comporte.

Le volant tire toute l'efficacité qu'il possède, comme régulateur, du principe qu'une masse considérable offre, à une variation de mouvement, une résistance supérieure à celle que peut offrir une masse moindre. Dans une machine ordinaire à double effet, la vapeur perd toute son énergie, comme force motrice destinée à faire fonctionner la machine, lorsque la manivelle vient occuper une des deux positions du diamètre vertical passant par le centre de rotation, et c'est uniquement en vertu de l'inertie dont sont animées les diverses pièces de la machine, que la force nécessaire est communiquée à l'arbre pour continuer son mouvement de rotation. Ainsi, et bien qu'il se produise alors un ralentissement sensible dans sa marche, la machine n'en continuerait pas moins à se mouvoir, lors même qu'elle serait entièrement dépourvue de volant.

On comprend donc que la quantité de mouvement dont sont animées les diverses pièces de la machine agisse, jusqu'à un certain point, comme un régulateur, l'addition du volant n'aidant à la régularité de la marche qu'en conséquence de l'augmentation qu'il apporte à cette quantité de mouvement. Comme on sait, d'ailleurs, que la mesure de la force motrice d'un corps en mouvement est égale au produit de la masse du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

corps multipliée par sa vitesse, il n'y a plus dès lors, si l'on veut régulariser la vitesse d'une machine en augmentant la quantité de mouvement des parties qui la composent, qu'à lui adjoindre une certaine masse considérable, susceptible de pouvoir être mue avec une grande vitesse. C'est ce rôle de masse inerte en mouvement, chargée d'emmagasiner la force, que le volant est destiné à remplir.

Le volant présente un grand diamètre afin que sa jante soit animée d'une grande vitesse. Cette jante est très pesante, et est généralement construite en fonte. Il est évident que la même quantité de mouvement, agissant en vertu de l'inertie comme force motrice, pourrait être obtenue par d'autres formes de construction; mais le volant ordinaire possède trois avantages qui lui sont particuliers et qui lui ont valu la préférence dont il jouit : il n'absorbe aucune force par le frottement; il n'est point sensiblement affecté, dans sa marche, par la résistance de l'air; et, enfin il peut être suspendu sur son axe avec assez de précision et de justesse pour ne point occasionner des efforts latéraux nuisibles au jeu de la machine.

Rien de plus simple, au reste, que de comprendre le rôle que joue le volant comme régulateur de la vitesse de la marche. Lorsque le piston est au milieu de sa course, l'énergie de la force motrice est à son maximum, la bielle agissant sur la manivelle avec le plus grand levier, qui est en ce point, à peu de chose près, la longueur même de la manivelle. A cet instant il se produit donc un effet mécanique supérieur à celui que peut absorber la résistance habituelle. Cet excès de force est employé à accélérer la vitesse des différentes parties de la machine. Mais, comme la résistance qu'offre un corps au mouvement est d'autant plus grande que ce corps est plus pesant, il en résulte que la masse considérable que présente le volant absorbe en partie l'excès de force ainsi déterminé, et que, par suite, la vitesse de la marche n'éprouve point de changement notable. A mesure que la manivelle approche des points où elle n'est plus soumise qu'à sa seule force d'impulsion, l'effet de la force motrice sur l'arbre et sur le volant va sans cesse en diminuant. L'énergie de cette force approche de son minimum, et, en ce moment, il se développe moins d'effet mécanique que n'en absorbe la résistance ordinaire à surmonter. Mais ce manque de force peut être recouvré en empruntant une somme égale de force aux parties du mécanisme mobile, et c'est alors que le volant, grâce à sa masse considérable, peut fournir une quantité de force suffisante sans que la vitesse de la marche en soit gravement modifiée. Le volant remplit ainsi l'office d'un réservoir de force, absorbant, dans un certain moment, la puissance produite en excès, et la restituant ensuite.

Il est évident, cependant, que la régularité de mouvement obtenue à l'aide du volant n'est que partielle, et ne saurait jamais être parfaite, théoriquement parlant. Cette remarque résulte des considérations précédentes sur la manière dont se comporte ce régulateur. Le mouvement de révolution, communiqué à l'arbre par le volant, est soumis à des variations constantes, correspondantes à celles qu'éprouve ce volant lui-même à chaque instant de sa course; mais ces irrégularités peuvent être rendues de moins en moins sensibles en augmentant le poids ou la grandeur du volant. Le régulateur atmosphérique de Buckle fonctionne d'après ce principe qu'il offre plus ou moins de résistance suivant que la force motrice elle-même offre plus ou moins d'énergie; le volant, au contraire, a simplement pour effet d'augmenter la quantité de mouvement des parties mobiles de la machine, de manière à ce que, quand l'énergie de la force motrice est supérieure ou inférieure à la résistance à vaincre, l'excès où la différence se trouve compensée sans variation sensible dans le mouvement du système entier. De ces deux régulateurs, le premier est susceptible d'une perfection théorique absolue; le second ne saurait, en aucun cas, y atteindre. C'est là la distinction fondamentale qui les sépare.

Nous allons exposer maintenant les considérations d'après lesquelles on doit se guider pour déterminer les dimensions du volant eu égard à la longueur de la course et au diamètre du cylindre de la machine. On doit se rappeler qu'en calculant la grandeur du volant qui convient à une machine donnée, il faut avoir égard à diverses circonstances particulières, et notamment au degré de régularité que réclame

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'application particulière à laquelle doit servir la machine ; car, bien qu'une marche uniforme soit toujours désirable, encore est-il vrai que cette uniformité est plus importante dans certains cas que dans d'autres. D'ailleurs, l'effet même du volant, comme régulateur, est modifié totalement par la nature du mécanisme que la machine est destinée à faire mouvoir. Si, par exemple, ce mécanisme n'est autre chose qu'une masse considérable mise en mouvement, telle que la meule d'un moulin, l'action du volant n'est plus aussi indispensable, le système lui-même tendant, en vertu de sa propre masse, à rendre le mouvement uniforme.

Ainsi, pour déterminer les dimensions convenables à donner au volant d'une machine, on devrait avoir égard non seulement à la masse même du volant, mais aussi à celle des autres parties mobiles du mécanisme. Nous ne pouvons comprendre ce dernier élément dans la formule générale qui proportionne les dimensions du volant à la puissance de la machine. Dès lors, il faut observer que ces dimensions proportionnelles du volant ne sont rigoureusement vraies que pour les machines de même genre et de puissances différentes appliquées à une même espèce de travail. Il est évident que le rapport qui existe entre la puissance engendrée dans le cylindre durant une demi-longueur de course, et celle qui doit résider dans le volant pour en faire un régulateur véritable, que ce rapport, disons-nous, doit demeurer constant pour les machines de toutes dimensions, afin d'arriver avec un même degré d'approximation à l'uniformité dans la marche. Car, bien que, dans ce cas, l'énergie de la force motrice vienne à changer, il faut remarquer que, lorsque la machine accomplit le nombre de coups habituel par minute, l'effet mécanique total produit, durant une demi-longueur de course, est exactement égal à l'effet mécanique absorbé, durant le même temps, par la résistance que rencontre le mécanisme et par le frottement des différentes parties mobiles. Par conséquent, le volant n'a à agir que sur la variation totale et définitive, laquelle, pour les machines de même construction, est dans un rapport constant avec l'effet mécanique développé durant une demi-longueur de course.

Ainsi, pour arriver à pouvoir comparer la puissance résidant dans le volant avec celle développée durant le parcours d'une demi-longueur de course, il nous faut d'abord déterminer la quantité de force possédée par un corps en mouvement dont nous connaissons à la fois la masse et la vitesse.

Dans les principes de mécanique que nous avons exposés, pages 47 et suivantes, au chapitre II de cet ouvrage, nous avons défini ce que l'on devait entendre par la loi de l'inertie et la loi des perturbations ou de la proportionnalité des forces aux altérations dans le mouvement, produites par l'action de ces forces.

Ainsi, d'après la loi de l'inertie, tous les corps tendent à persévérer dans leur état présent, soit qu'ils se trouvent en repos, soit qu'ils se meuvent uniformément en ligne droite, et ils restent éternellement dans cet état, à moins qu'ils ne soient forcés d'en sortir par l'action de quelque cause ou force étrangère ; et d'après la loi des perturbations, toute altération dans le mouvement d'un corps, produite par l'action d'une force étrangère, est toujours proportionnelle à l'intensité de cette force.

Nous avons établi également que, les forces étant proportionnelles aux masses auxquelles elles impriment une même vitesse, ou aux vitesses qu'elles impriment à une même masse, la véritable mesure d'une force est le produit de la masse par la vitesse que cette force lui a imprimée. La quantité de mouvement d'un corps, ou M V, produit de la masse par la vitesse, est donc une force. Il nous est facile d'évaluer maintenant la somme de travail mécanique qui se trouve emmagasiné dans un corps quelconque en mouvement.

Comme nous venons de le dire, tout corps en mouvement représente une force dont l'expression est M V. Dans le fait, ce produit pourrait fort bien servir à comparer les effets mécaniques contenus dans différents corps en mouvement, mais il est facile de transformer cette expression en une autre donnant directement des kilogrammètres ou la quantité de kilogrammes que le corps en mouvement pourrait élever à 1 mètre avant d'être ramené à l'état de repos.

En effet, comme nous l'avons vu page 54, le poids d'un corps n'étant autre chose que le résultat de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'action de la pesanteur sur toutes les molécules matérielles dont ce corps est composé, et dont la masse est la somme ou l'intégrale, nous avons, en désignant par $g = 9^m,8088$ l'intensité de la pesanteur ou la vitesse acquise par un corps au bout de la première seconde de chute, et par P le poids de ce corps :

$$P = M\,g.$$

Or, si e désigne l'espace ou la hauteur qu'un corps doit parcourir dans sa chute pour acquérir la vitesse V, nous aurons l'équation des forces vives (page 54) :

$$M\,V^2 = 2\,P\,e$$

ou bien :

$$P\,e = \frac{1}{2}\,M\,V^2$$

Le produit $P\,e$ est la mesure d'un effet dynamique, d'un travail. Ce n'est autre chose que la quantité de travail mécanique contenue dans une masse d'un poids P et animée d'une vitesse V, puisqu'il est absolument indifférent que cette vitesse soit due à une chute ou à toute autre cause. Nous voyons donc que l'effet mécanique absorbé par un corps, auquel on a imprimé une vitesse V, est égal à la moitié du produit $M\,V^2$ ou de la force vive de ce corps. Comme on a, d'ailleurs, en remplaçant M par $\frac{P}{g}$:

$$\frac{1}{2}\,M\,V^2 = \frac{1}{2}\,\frac{P}{g}\,V^2 = 0{,}051 \times P\,V^2$$

nous sommes conduits à la loi suivante :

LORSQU'UN CORPS, PESANT P KILOGRAMMES, EST ANIMÉ D'UNE VITESSE DE V MÈTRES A LA SECONDE, IL ABSORBE EN LUI-MÊME UN EFFET MÉCANIQUE REPRÉSENTÉ PAR $0{,}051 \times P\,V^2$ KILOGRAMMÈTRES.

Ainsi, pour calculer le travail emmagasiné dans une masse quelconque que l'on a forcée à se mouvoir, nous avons cette règle :

Multipliez le poids en kilogrammes de la masse en mouvement, par le carré de la vitesse, en mètres par seconde, et prenez les 51 millièmes du produit : le résultat sera la quantité de travail contenue dans la masse que l'on considère.

Exemple I. — Quelle est la quantité de travail contenue dans un corps pesant 30 kilogrammes et se mouvant avec une vitesse de 12 mètres à la seconde; ou, en d'autres termes, quel effet mécanique faudrait-il développer pour arrêter le mouvement de ce corps?

Cette quantité de travail sera, d'après la règle précédente, égale à :

$$30 \text{ kilog.} \times (12)^2 \times 0{,}051 = 220 \text{ kilogrammètres.}$$

Exemple II. — Trouver le travail mécanique emmagasiné dans un volant en fonte, dont le diamètre aurait 10 mètres, la jante 4, 5 décimètres carrés de section, et qui ferait 20 révolutions à la minute.

Le premier point sera de calculer la vitesse avec laquelle la jante se meut dans l'espace. Le nombre des révolutions étant de 20 par minute, la vitesse du volant, à la circonférence décrite par le centre de gravité de la section, sera évidemment de 20 fois le développement de cette circonférence parcourue en une minute, c'est-à-dire que cette vitesse sera égale à :

$$\pi \times 10 \times 20 = 628{,}32$$

en mètres parcourus dans une minute, ou bien :

10,472 mètres à la seconde.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Calculons maintenant la masse en kilogrammes ou le poids de la jante. Le volume occupé par la jante sera égal à sa section multipliée par la circonférence décrite par le centre de gravité de cette section, c'est-à-dire que ce volume sera de :

$$4{,}5 \text{ déc. car.} \times 100\ \pi = 1414$$

en décimètres cubes.

Multipliant ce volume par la densité de la fonte prise par rapport à l'eau ou par le poids en kilogrammes de 1 décimètre cube de fonte, qui est égal à 7 $\frac{1}{4}$ kilogrammes environ, nous aurons pour le poids de la jante :

$$1414 \times 7{,}25 = 10251{,}5 \text{ kilogrammes.}$$

Nous n'avons plus maintenant qu'à appliquer la règle que nous venons de donner pour avoir la quantité de travail d'une masse en mouvement. Cette règle nous conduira à l'équation suivante :

$$10251{,}5 \text{ kilog.} \times (10{,}472)^2 \times 0{,}051 = 57335 \text{ kilogrammètres.}$$

C'est-à-dire que la jante du volant aura emmagasiné en elle-même une quantité de travail représentée par 57335 kilogrammes élevés à 1 mètre.

La force d'un cheval-vapeur, prise comme mesure de la puissance nominale d'une machine en travail, représente un effet mécanique de 75 kilogrammes élevés à 1 mètre dans une seconde de temps, ou de 4500 kilogrammes élevés à 1 mètre dans une minute. Nous voyons ainsi que, dans les données de l'exemple précédent, le volant contient virtuellement en lui-même un effet mécanique égal à celui qu'une machine de 12 à 13 chevaux produirait dans une minute de travail. Cette puissance emmagasinée dans la jante du volant, et qui régularise par son inertie la marche de la machine, est complètement indépendante des quantités de mouvement qui sont également absorbées dans les bras du volant et dans toutes les autres parties du mécanisme mobile, et qui s'ajoutent à l'effet produit par la jante seule pour la régularisation de la marche.

Nous pouvons, à l'aide des considérations qui précèdent, établir une formule qui nous permette de calculer la quantité de travail absorbée dans la jante d'un volant, lorsque l'on connaît le diamètre de ce volant, le nombre de tours qu'il fait dans un temps donné, la section de la jante, et enfin la nature de la substance dont cette jante est composée.

Soit : D, le diamètre du volant, c'est-à-dire de la circonférence décrite par le centre de gravité de la section de la jante, ce diamètre étant exprimé en mètres ;

N, le nombre de tours que fait le volant dans une minute ;

A, la section de la jante, en décimètres carrés ;

δ, la densité ou la pesanteur spécifique de la matière dont la jante est composée.

Pour établir notre formule, nous avons à trouver la vitesse du mouvement de la jante en mètres par seconde, et le poids de cette jante en kilogrammes.

$\pi \times D$ sera le développement de la jante en mètres, et comme cette jante fait N tours en une minute ou $\frac{N}{60}$ tours dans une seconde, l'espace parcouru dans une seconde, c'est-à-dire la vitesse cherchée, sera :

$$\frac{\pi \times D \times N}{60} = 0{,}05236 \times D \times N$$

en mètres par seconde.

D'un autre côté, la section de la jante étant de A décimètres carrés, le volume de cette jante sera, en décimètres cubes, de :

$$A \times 10 \times \pi \times D = 31{,}416 \times D \times A$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il nous suffira donc, pour avoir le poids en kilogrammes de la masse de la jante, de multiplier le volume précédent par la pesanteur spécifique de la matière qui la compose. Nous aurons ainsi pour ce poids en kilogrammes :

$$31{,}416 \times D \times A \times \delta$$

Appliquant maintenant la règle que nous avons donnée pour calculer le travail virtuellement compris dans une masse quelconque en mouvement, nous aurons pour l'*expression* T *de la quantité de travail emmagasinée dans la jante d'un volant* :

$$T = 31{,}416 \times D \times A \times \delta \left\{ 0{,}05236 \times D \times N \right\}^2 \times 0{,}051$$

et en simplifiant :

$$T = 0{,}0044 \times \delta \times A \times N^2 \times D^5. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (I)$$

en kilogrammes élevés à un mètre.

Traduisant cette formule en langage ordinaire, nous obtenons la règle suivante :

RÈGLE POUR TROUVER LA QUANTITÉ DE TRAVAIL ABSORBÉE DANS LA JANTE D'UN VOLANT :

Élevez au cube le diamètre du volant, exprimé en mètres, et au carré le nombre de tours que ce volant accomplit dans une minute ; faites le produit des deux résultats obtenus. Multipliez ensuite ce produit par l'aire de la section de la jante, exprimée en centimètres carrés, et multipliez encore le nouveau produit par la pesanteur spécifique de la matière qui compose la jante ; prenez enfin les 44 *dix-millièmes du dernier produit : le résultat exprimera la quantité de travail absorbée par la jante du volant en kilogrammes élevés à* 1 *mètre.*

Les volants étant le plus communément composés en fonte, on peut remplacer δ par 7, 25 qui est la pesanteur spécifique de la fonte, et l'équation précédente deviendra :

POUR UN VOLANT EN FONTE. . . . . $T = 0{,}0319 \times A \times N^2 \times D^5$

Les autres valeurs que peut recevoir δ sont d'ailleurs :

Pour le chêne ordinaire.	$\delta = 0{,}70$
Pour le fer.	$\delta = 7{,}76$
Pour l'acier.	$\delta = 7{,}81$
Pour le plomb.	$\delta = 11{,}35$

Ce qui nous fournira les équations suivantes :

POUR UN VOLANT EN BOIS DE CHÊNE. . .	$T = 0{,}0031 \times A \times N^2 \times D^5$
Id. EN FER. . . .	$T = 0{,}0341 \times A \times N^2 \times D^5$
Id. EN ACIER. . .	$T = 0{,}0344 \times A \times N^2 \times D^5$
Id. EN PLOMB. . .	$T = 0{,}0499 \times A \times N^2 \times D^5$

Nous allons calculer maintenant, en nous basant sur les données de la théorie et de l'expérience, l'aire que l'on doit donner à la section de la jante d'un volant dont on connaît le diamètre, pour que ce volant puisse communiquer toute l'uniformité désirable à la marche de la machine.

L'efficacité du volant comme régulateur est évidemment proportionnelle à la quantité de travail absorbée par ce volant. Or, cette quantité de travail T est elle-même proportionnelle, comme il résulte de son expression algébrique, à la section de la jante et au cube du diamètre du volant. On devra donc choisir un diamètre aussi grand que le permettront les circonstances et les conditions de stabilité. L'expérience est le meilleur guide à suivre dans ce cas.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous n'avons donc plus qu'à calculer la section de la jante.

Dans les machines ordinaires à double effet, établies d'après les principes de Watt, la pression moyenne effective de la vapeur sur le piston est égale à environ $\frac{1}{2}$ ou 0,5 kilogramme par centimètre carré. Considérons ces machines, qui forment l'immense majorité des machines fixes, et admettons les désignations suivantes :

d, diamètre du cylindre en centimètres ;
l, longueur de la course du piston en décimètres ;
m, rapport entre l'effet mécanique total absorbé dans la jante du volant, et l'effet mécanique partiel développé par le pouvoir moteur pendant une demi-course du piston ;
n, nombre de révolutions que le volant accomplit pendant une double course du piston, ou rapport du nombre de révolutions du volant à celui des doubles courses du piston accomplies dans le même temps.

Conservant de plus aux lettres T, δ, A et D le même sens que nous leur avons attribué jusqu'ici, nous aurons, pour l'effet mécanique moyennement absorbé dans le volant :

$$T = m. \left\{ 0{,}5 \times \frac{\pi}{4} d^2 \times \frac{1}{2} . \frac{l}{10} \right\}$$

et, en simplifiant :

$$T = 0{,}0196 \times m \times l \times d^2$$

en kilogrammes élevés à 1 mètre.

L'aire de la section de la jante devra être telle que la masse de cette jante puisse absorber une quantité de travail moyennement égale à cette valeur de T, au bout d'un nombre donné de révolutions. Si donc, nous nous reportons à l'équation (I) de la page précédente, nous aurons, pour déterminer la section A de la jante, la relation suivante :

$$0{,}0044 \times \delta \times A \times N^3 \times D^5 = 0{,}0196 \times m \times l \times d^2$$

N étant le nombre de tours que fait le volant dans une minute peut être exprimé en fonction de la longueur de course, et du nombre *n* de révolutions que le volant accomplit pendant une double course de piston. Nous savons, en effet[1], que la vitesse moyenne du piston est égale à :

$$268 \sqrt[5]{l}$$ décimètres parcourus en une minute.

Le piston effectuera donc, en une minute, un nombre de courses complètes de va-et-vient égal au quotient :

$$\frac{268 \sqrt[5]{l}}{2\,l} = 134 \times \frac{1}{\sqrt[5]{l^3}}$$

Comme, d'un autre côté, le volant accomplit *n* révolutions pour une double course du piston, le nombre N de révolutions qu'il accomplira dans une minute sera :

$$N = 134 . n . \frac{1}{\sqrt[5]{l^3}}$$

[1] Cette vitesse moyenne du piston, en décimètres par minute, se déduit des chiffres qui ont été posés dans la note de la page 488. Nous avons dit, en effet, dans cette note, que Boulton et Watt admettaient, dans le service de leurs machines, la vitesse moyenne du piston comme étant la plus favorable, lorsque cette vitesse, en pieds par minute, était égale à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Remplaçant N par cette valeur, nous aurons, pour déterminer A :

$$0{,}0044 \times \delta \times A \left\{ 134.n.\frac{1}{\sqrt[3]{l^2}} \right\}^2 D^3 = 0{,}0196 \times m \times l \times d^2$$

ou bien :

$$\delta \times A \times n^2 \times D^3 \times \frac{1}{l^{\frac{4}{3}}} = 0{,}00025 \times m \times l \times d^2$$

d'où l'on déduit :

$$A = \frac{0{,}00025 \times m \times d^2 \times l^{\frac{7}{3}}}{\delta \times n^2 \times D^3}$$

ou bien :

$$A = 0{,}00025 \times \frac{m}{n^2 \delta} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[3]{l.}}{D^3} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (II)$$

Cette équation nous permettra de déterminer A du moment que la quantité m sera connue, m exprimant le rapport qui existe entre l'effet mécanique total, contenu moyennement dans la jante du volant, et l'effet mécanique partiel développé par le pouvoir moteur pendant une demi-course du piston, il est évident que de la valeur de m résultera la plus ou moins grande uniformité de la marche de la machine. On pourrait donc, à l'aide de certaines considérations théoriques, déterminer ce rapport m de telle sorte qu'il n'y eût point de variation de mouvement au-delà d'une limite donnée dans le jeu de la machine. Connaissant la loi que suit l'intensité de la pression de la vapeur sur le piston, ainsi que la vitesse de ce piston, il ne resterait plus, pour fixer le rapport m, qu'à calculer de combien la quantité de mouvement, engendrée pendant les circonstances favorables, excède celle qui est engendrée dans les circonstances moins favorables.

Mais, outre que nous ne connaissons point parfaitement la loi suivant laquelle varie la pression de la vapeur sur le piston, il nous paraît beaucoup plus rationnel de suivre, dans le cas présent, les données de l'expérience. Ce n'est, en effet, que par le secours seul d'une pratique de tous les jours que les dimensions des volants ont été déterminées, dans l'origine, de manière à donner dans tous les cas le degré d'uniformité de marche désirable. Or, il résulte des observations nombreuses que l'on a faites sur des machines de toute force employées dans l'industrie, que la quantité de travail absorbée par la jante du volant est égale à 3 ou 4 fois la quantité de travail engendré pendant une demi-course du piston. C'est-à-dire, en d'autres termes, que si toute la force de la machine n'était employée qu'à imprimer le mouvement de rotation nécessaire au volant, sans avoir à vaincre aucune des autres résistances, il faudrait de 3 à 4 demi-courses du piston, soit moyennement 3 $\frac{1}{2}$ demi-courses ou 1 $\frac{3}{4}$ course entière du piston, pour donner au volant une vitesse uniforme égale à la vitesse moyenne qu'il possède dans la marche ordinaire.

Nous ajouterons les quelques exemples suivants, fournis par les machines de Boulton et Watt. Nous voyons dans ces exemples, que l'on peut considérer comme déduits de machines modèles, que la valeur de m varie entre des limites assez étendues.

128 fois la racine cubique de la longueur de course, exprimée en pieds, c'est-à-dire que la vitesse moyenne était de :

$$128 \sqrt[3]{l} \text{ en pieds anglais parcourus en une minute,}$$

l exprimant des pieds.

Si donc, comme dans le cas ci-dessus, l désigne des décimètres, la transformation, en décimètres parcourus en une minute, de l'expression précédente de vitesse sera :

$$268 \sqrt[3]{l}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Données relatives au volant des machines.

LOCALITÉS où fonctionnent les machines.	NATURE DES ÉTABLISSEMENTS.	DIAMÈTRE du cylind. en centimèt.	LONGUEUR de la course en décimètres.	PUISSANCE en chevaux-vapeur.	NOMBRE de révolut. du volant par min.	VALEUR de m.
Londres. . .	Manufacture d'amidon à Lambeth. . .	44 $\frac{1}{2}$	12	10,34	48 $\frac{1}{2}$	3,13
Londres. . .	Teinturerie.	44 $\frac{1}{2}$	12	10,34	48 $\frac{1}{2}$	3,40
Londres. . .	Teinturerie dans le Southwark. . .	61	15	20,95	42	4,16
Londres. . .	Établissement public où fonctionnent 8 paires de meules.	61	15	20,95	21	2,60
Manchester. .	Filature de coton.	72	18	30,36	19	2,67
Staffordshire.	Usine pour l'étirage du fer en barreaux.	80	21	40,38	35	3,14
Londres. . .	Moulins à farine d'Albion (Albion Mills*).	86	24	49,19		2,77
Londres. . .	Distillerie des quais de la Tamise . .	91	21	52,75		3,06

* L'axe de chacun des volants de ces machines faisait fonctionner cinq paires de meules. La valeur de m, pour ces meules, sous le point de vue de l'absorption de travail, était de 2,9.

Nous voyons que la valeur de m varie, dans ces exemples, depuis le minimum 2,6 jusqu'au maximum 4,16. On observera également que la valeur de m dépend de la nature du mécanisme que la machine est appelée à faire fonctionner. Ainsi, lorsque la machine fait mouvoir de grosses meules, la valeur de m est seulement de 2,6, attendu que les meules elles-mêmes agissent comme de véritables volants en absorbant une certaine quantité de travail. Aux moulins à blé d'Albion, dans lesquels chaque arbre avait à faire mouvoir 5 paires de meules, la valeur de m était 2,77. Mais il est facile d'établir que ces meules agissaient comme un volant pour lequel on aurait eu : $m = 2{,}9$. La valeur effective de m, dans cet exemple, est donc en réalité : $m = 2{,}77 + 2{,}9 = 5{,}67$.

La plus grande valeur de m, dans les exemples ci-dessus, est 4,16. Elle est donnée par une machine de Boulton et Watt, établie dans une teinturerie de Londres. C'est parce que le mécanisme, mis en jeu par la machine, représentait une quantité de mouvement peu considérable, que la valeur de m devait être plus grande. Il y avait une autre raison à cette augmentation de puissance du volant dans la régularité de vitesse que l'on désirait obtenir pour le service spécial de la machine.

Dans les exemples que nous venons de citer, la valeur moyenne de m est égale à 3,12. Cette valeur est un peu au-dessous de celle que présentent les machines de ces derniers temps, et qui s'élève à 3,5. Comme nous pensons qu'il est de la plus grande importance de réaliser pour les machines une marche aussi régulière que possible, nous adopterons pour m la valeur suivante : $m = 3{,}75$.

En introduisant cette valeur de m dans l'équation (II), qui détermine l'aire de la section de la jante du volant, nous obtenons :

$$A = 0{,}00094 \times \frac{1}{n^2\,\delta} \times \frac{d^2\,l^2\sqrt[5]{l}}{D^3} \quad \text{(III)}$$

Nous pouvons encore remplacer, dans l'équation (III), δ par les différentes valeurs qui correspondent aux substances dont les volants sont composés, valeurs que nous avons données page 388. Nous obtiendrons alors pour les volants de diverses natures les équations suivantes :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

POUR UN VOLANT EN BOIS DE CHÊNE. $A = 0{,}00134 \times \frac{1}{n^2} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$

Id. EN FONTE. . . . $A = 0{,}00013 \times \frac{1}{n^2} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$

Id. EN FER. . . . . $A = 0{,}00012 \times \frac{1}{n^2} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$

Id. EN ACIER. . . . $A = 0{,}00012 \times \frac{1}{n^2} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$

Id. EN PLOMB. . . . $A = 0{,}00008 \times \frac{1}{n^2} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$

Dans la plupart des applications industrielles, le volant accomplit une révolution pour chaque double course du piston. Les formules précédentes se simplifient alors par l'introduction de la valeur $n = 1$, et elles peuvent servir, sous cette nouvelle forme, à calculer l'aire de la section des jantes des volants, dont l'objet spécial est la régularisation du mouvement. Nous verrons un peu plus loin que les volants sont destinés, dans certaines circonstances, à développer momentanément une quantité de travail beaucoup plus considérable que celle qui est engendrée dans le même temps par la machine elle-même. Les volants sont employés alors comme de véritables réservoirs de force, outre qu'ils servent à régulariser le mouvement. Aussi les proportions que nous venons de donner sont-elles altérées dans ce cas; mais les principes restent absolument les mêmes, les coefficients seuls éprouvant une modification.

Nous devons faire observer que l'introduction du volant dans les machines entraîne, jusqu'à un certain degré, une perte de force. Ainsi la résistance que l'air oppose à tout corps en mouvement, le frottement dans leurs coussinets des tourillons de l'arbre qui supporte le volant, doivent être considérés comme autant de causes de perte pour la puissance motrice. Le service que rend le volant en régularisant la marche de la machine est essentiel; mais, comme il arrive presque toujours, il faut payer ce service d'un certain prix. Il résulte de cette observation que l'on doit chercher avec le plus grand soin, dans la construction des volants, à éviter les formes qui n'offrent point les moindres résistances à l'air. Ainsi, il est de toute évidence qu'il y a avantage à composer les jantes du volant avec une substance très dense, telle que le plomb et le fer, de manière à ce que le volume soit le plus petit possible. L'anneau qui constitue cette jante doit présenter une surface parfaitement unie et circulaire, sans aucune saillie qui puisse frapper l'air; les bras doivent également avoir une surface unie et affecter une forme elliptique, de manière à couper l'air dans le sens du grand axe de l'ellipse.

EMPLOI DES VOLANTS COMME RÉSERVOIRS DE PUISSANCE.

Dans certaines applications industrielles des machines, il est nécessaire de pouvoir disposer, pour un temps donné, d'une énorme quantité de force, bien au-dessus de la force motrice développée moyennement par ces machines dans le même temps. Lorsque, par exemple, dans une usine métallurgique, on fait passer au laminoir des paquets de fer pour tôle, pour rails de chemins de fer, ou pour tout autre usage semblable, la machine doit satisfaire presque subitement à une résistance considérable, et telle qu'en marchant même à pleine vapeur elle serait bientôt obligée de s'arrêter.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il faut, dans ces circonstances, employer un volant de très fortes dimensions et se mouvant avec une grande vitesse, de manière à ce que toute la force vive emmagasinée dans ce volant par la machine elle-même, lorsqu'elle n'avait point à faire marcher les trains de laminoirs, puisse venir au secours de cette machine au moment convenable. Le volant agit alors comme un véritable moteur. Il dépense toute la quantité de mouvement qu'il a reçue de la machine pour satisfaire à l'excédant momentané de la résistance; puis, lorsque le travail des laminoirs est suspendu, il reprend peu à peu la vitesse qu'il possédait primitivement, c'est-à-dire qu'il recouvre toute sa puissance d'action.

Il résulte de ce que nous avons dit précédemment, qu'il y a deux moyens d'augmenter la force vive représentée par le volant : en augmentant la masse de la jante, ou bien en donnant plus de vitesse au mouvement. Quand il est permis sans inconvénient d'augmenter la masse du volant, il vaut mieux adopter exclusivement ce système, attendu qu'il dispense des engrenages et des pertes de force correspondantes que nécessite l'augmentation de vitesse; mais souvent il faudrait employer des masses beaucoup trop pesantes pour s'en tenir à cette seule modification, et il est d'usage d'augmenter à la fois les dimensions et la vitesse de rotation des volants.

La quantité que nous avons représentée par m doit devenir évidemment pour ces sortes de volants beaucoup plus grande que pour les volants employés seulement comme régulateurs. Nous nous rappelons, en effet, que cette quantité est le rapport entre la puissance ou la quantité de travail emmagasinée moyennement dans le volant et la puissance développée pendant une demi-course du piston. D'après les exemples que nous avons présentés, nous avons cru devoir établir pour la valeur moyenne du rapport m le nombre 3,75 ; mais il est bien entendu que ce rapport ne s'applique qu'aux volants considérés comme régulateurs. Il s'élève quelquefois jusqu'à 50 pour des volants devant agir eux-mêmes comme moteurs; de sorte que la puissance de ces derniers est à celle des volants régulateurs comme 50 est à 3,75, ou comme 13 est à 1.

Nous donnerons l'exemple suivant pour les volants employés, dans les usines métallurgiques, au laminage des tôles et des rails de chemins de fer, ainsi qu'au corroyage du fer puddlé.

VOLANT DE LA MACHINE DES TRAINS DE LAMINOIRS DE L'USINE DE DENAIN (NORD).

Conservant les mêmes désignations que dans les formules précédentes, nous avons les dimensions suivantes pour le volant et la machine que nous venons de désigner :

Diamètre du cylindre. . . . . $d = 110$ centimètres.
Longueur de la course du piston. . . . . $l = 24.4$ décimètres.

Nombre de doubles courses accomplies par le piston dans une minute : $\frac{N}{n} = 20$ [1] :

Diamètre du volant : $D = 5,18$ mètres.
Nombre de révolutions du volant dans une minute : $N = 83$

Nombre de révolutions du volant pendant une double course du piston : $n = \frac{83}{20} = 4,15$.

Aire de la section de la jante du volant : $A = 8,13$ décimètres carrés.
Densité de la fonte qui compose la jante : $\delta = 7,20$ à $7,25$

La machine est établie d'après les principes des machines ordinaires à condensation de Boulton et

[1] N étant le nombre de révolutions du volant dans une minute, et n le rapport de ce nombre à celui des doubles courses du piston accomplies dans le même temps, $\frac{N}{n}$ exprimera le nombre de doubles courses du piston dans une minute. C'est ce nombre qui est égal à 20, dans l'exemple ci-dessus.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Watt. La pression de la vapeur est de 0,422 kilogramme par centimètre carré au delà de la pression atmosphérique. Si nous nous reportons aux tables des puissances nominales en chevaux-vapeur des machines, page 194, nous voyons que la puissance de cette machine peut être évaluée approximativement à 80 $\frac{1}{2}$ chevaux-vapeur, puisque ce nombre correspond à une machine ayant un diamètre de 110 centimètres et une longueur de course de 24,4 décimètres.

Pour trouver la quantité de travail absorbée dans la jante de ce volant, nous aurons recours à la règle de la page 388, règle qui n'est autre chose que le développement de l'équation (I); ou bien, pour plus de simplicité, nous nous servirons de l'équation de la même page relative à un volant en fonte, c'est-à-dire dans laquelle la densité δ a été remplacée par 7,25 :

$$T = 0{,}0319 \times A \times N^2 \times D^3$$

Nous avons dans le présent exemple :

$$A = 8{,}13 \qquad N^2 = 6889 \qquad D^3 = 138{,}98$$

Nous aurons donc :

$$T = 0{,}0319 \times 8{,}13 \times 6889 \times 138{,}98$$

et, après avoir effectué les multiplications :

$$T = 247978 \text{ kilogrammètres}$$

pour la quantité de travail absorbée dans la jante du volant en kilogrammes élevés à 1 mètre.

La machine en question ayant une force de 80 $\frac{1}{2}$ chevaux, et un cheval-vapeur n'étant autre chose que 75 kilogrammes élevés à 1 mètre pendant une seconde, nous voyons que cette machine devrait travailler pendant 41 secondes, avec sa pleine force de $80\frac{1}{2} \times 75 = 6037\frac{1}{2}$ kilogrammètres, et à l'exclusion de tout autre service, pour fournir au volant la quantité entière de mouvement dont il est animé. Ou bien encore, la force d'un cheval-vapeur étant représentée par 4500 kilogrammes élevés à 1 mètre dans une minute de temps, nous pouvons dire que le travail emmagasiné dans le volant serait fourni par une machine de 55 chevaux travaillant pendant une minute.

Dans cet exemple, la valeur du rapport m dépasse sensiblement, comme on devait s'y attendre, la moyenne qui résulte du tableau de la page 391 pour les machines ordinaires de Boulton et Watt employées dans les manufactures. En effet, cette quantité n'étant autre que le rapport de l'effet mécanique total emmagasiné dans le volant à celui développé pendant une demi-course du piston, nous aurons : $m =$ le nombre 247978 divisé par l'effet mécanique en kilogrammètres que produit la machine pendant une demi-course du piston. Or, la force de la machine étant de 80 $\frac{1}{2}$ chevaux, c'est-à-dire de $80\frac{1}{2} \times 75 = 6037{,}5$ kilogrammes élevés à 1 mètre dans une seconde de temps, ou bien de $6037{,}5 \times 60 = 362250$ kilogrammètres développés en une minute, l'effet mécanique développé pendant une demi-course du piston sera égal à ce nombre divisé par 80, puisque le nombre de doubles courses ou de 4 fois une simple demi-course est de 20 par minute.

Nous aurons donc pour cet effet mécanique, en kilogrammètres,

$\frac{362250}{80} = 4528$, et, par conséquent, pour le rapport m :

$$m = \frac{247978}{4528} = 55$$

Dans cet exemple, la section A de la jante se trouve déterminée et égale à 8,13 décimètres carrés. Nous pouvons comparer cette aire à celle que nous fournirait le calcul en fonction des autres données de la question. Nous aurons recours pour cela à l'équation (II) de la page 390.

$$A = 0{,}00025 \times \frac{m}{n^2 \delta} \times \frac{d^2 l^2 \sqrt[5]{l}}{D^5}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En introduisant dans cette formule les données de l'exemple ci-dessus, nous aurons :

$$A = 0{,}00025 \times \frac{55}{(4{,}15)^2 \times 7.25} \times \frac{(110)^2 \times (24{,}4)^2 \times \sqrt[3]{24{,}4}}{(5{,}18)^5}$$

Effectuant les calculs, on obtient :

$$A = 16\ \tfrac{1}{2} \text{ décimètres carrés.}$$

au lieu de l'aire de 8,13 décimètres carrés adoptée par le constructeur. Cette différence de 2 à 1 dans les dimensions de la section de la jante du volant que nous venons de considérer, et des volants ordinaires des machines, provient de la diversité même de l'emploi auquel ces volants sont destinés. La formule (II), que nous avons établie page 390, est relative aux volants employés simplement à régulariser le mouvement de la machine. Les volants des trains de laminoirs d'usines métallurgiques sont, au contraire, destinés non seulement à régulariser le mouvement de la machine, mais encore et surtout à emmagasiner de la force, pendant que l'étirage des paquets est suspendu, pour dépenser cette force au moment de l'étirage.

La valeur du rapport m, qui mesure la quantité de travail emmagasiné dans le volant, est dès lors beaucoup plus considérable dans ce second cas. Ce rapport est assez généralement égal à 50 pour les volants dont nous venons de donner un exemple ; et nous le trouvons même égal à 55 dans le volant de l'usine de Denain, ce qui est loin d'être un défaut en raison de l'importance qu'il y a à ce que les trains ne s'arrêtent pas ou ne diminuent pas trop sensiblement leur vitesse au moment de l'étirage. Dans les machines ordinaires, m est moyennement égal, comme il résulte des exemples que nous avons donnés, à 3,75. Nous voyons donc que pour les machines spéciales en question, cette mesure de l'intensité dynamique des volants est à la mesure correspondante des premiers volants dans le rapport de 50 à 3,75, c'est-à-dire qu'elle est de 13 à 14 fois plus considérable. Il n'en est pas moins vrai que l'aire de la section de la jante, dans les données mêmes de l'exemple, est insuffisante à régulariser le mouvement, puisque cette aire est deux fois moindre que celle indiquée comme convenable par le calcul. Mais il faut observer qu'alors les variations de mouvement ne sont plus dues à la machine elle-même, et qu'elles proviennent du fait même des variations dans les résistances à vaincre. Or ce ne sont plus les volants, mais les appareils que nous avons désignés sous le nom de *modérateurs*, qui sont destinés à obvier aux variations trop brusques provenant de cette dernière cause.

Modérateurs.

A l'aide des appareils que nous venons d'indiquer, on parvient, jusqu'à un certain point, à rendre uniforme le mouvement communiqué à l'arbre, pourvu que la puissance motrice demeure en toute circonstance proportionnée à la résistance que la machine est destinée à surmonter. Mais il est évident que, dans les applications de la machine à vapeur aux travaux industriels, on doit s'attendre à rencontrer, dans les résistances à vaincre, des variations plus ou moins considérables. Et si, lorsque la résistance vient à changer, l'énergie de la force motrice reste invariable, la vitesse en sera par cela même modifiée, augmentant quand la résistance décroît, diminuant dans le cas contraire.

La force étant donnée par la vapeur, c'est en modifiant l'alimentation même de la machine qu'il est rationnel de remédier au défaut d'uniformité provenant des variations dans les besoins du service. La vapeur est, en effet, l'agent moteur ; de sorte que si l'on veut rendre constante la vitesse moyenne, on doit proportionner la puissance de cet agent à la résistance qu'il faut surmonter, en faisant opérer une plus ou moins grande quantité de vapeur.

Nous avons représenté fig. 22, page 39, dans la partie historique de cet ouvrage, un appareil connu sous le nom de *soupape* ou de *valve à gorge*, et destiné à régler le passage d'une quantité plus ou moins

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grande de vapeur. Cet appareil doit la dénomination de *valve à gorge* à la disposition particulière qu'il affecte à l'entrée du tuyau de vapeur dont il engorge, pour ainsi dire, l'ouverture par une valve qui ouvre ou ferme le passage plus ou moins, suivant son inclinaison. Il consiste en un axe de révolution placé en travers et dans la position d'un des diamètres du tuyau de vapeur. Cet axe porte un disque circulaire très mince z présentant un diamètre à peu près égal au diamètre intérieur du tuyau de vapeur, de manière à ce que, quand l'axe est tourné dans une certaine position, tout passage puisse être radicalement fermé à la vapeur. Un petit levier ou une manette Zw, placée à l'une des extrémités de l'axe, sert à le faire tourner en tout sens. Lorsque la manette est placée de manière à ce que le plan du disque se trouve à angle droit avec la direction du tuyau de vapeur, le passage intérieur est complétement fermé et aucune portion de vapeur ne peut arriver au cylindre. Quand, au contraire, la manette occupe une position à angle droit avec sa position précédente, le plan du disque est dans la direction même de la longueur du tube, et l'opposition qu'il offre alors au passage de la vapeur est ou nulle ou insignifiante. En tournant la manette suivant des angles plus ou moins ouverts, on peut disposer le disque de manière à ce qu'il s'oppose plus ou moins directement au passage de la vapeur.

Dans la fig. 22, la valve est représentée dans une position intermédiaire entre les deux situations de fermeture complète et de libre passage. A gauche est la coupe de la valve faite longitudinalement, c'est-à-dire dans le sens de la longueur du tuyau; à droite, la coupe de la même valve par un plan normal à cette longueur.

Au premier abord, on pourrait croire que la pression de la vapeur doit présenter une grande résistance au changement de position de la valve, et qu'elle ne peut dès lors demeurer dans une position déterminée qu'au moyen d'un effort constant agissant sur la manette. Mais on reconnaît bientôt que, si la valve est construite avec soin, sa forme même s'oppose à ce que la pression qu'exerce la vapeur contre sa face intérieure puisse avoir la moindre tendance à changer sa position. En effet, la valve étant partagée par l'axe central en deux portions parfaitement égales, les pressions sur les deux demi-cercles se neutralisent, et la valve n'a réellement aucune tendance soit à changer de position, soit à contrarier l'effet de la pression qui s'exerce sur la manette. On peut même dire qu'une légère imperfection dans la construction de la valve, laquelle pourrait permettre à la pression de la vapeur de modifier l'inclinaison de la valve, serait neutralisée par le frottement de l'axe dans ses coussinets.

Au moyen de cet appareil, on peut remédier aux variations de vitesse de la machine, qui proviennent des inégalités de résistance que cette machine est appelée à vaincre. Si cette résistance, par exemple, vient à diminuer, auquel cas la marche de la machine prendrait une vitesse accélérée, l'alimentation restant constante, cet effet pourra être neutralisé en tournant avec la manette la valve, de manière à fermer partiellement le passage à la vapeur. Dans le cas contraire, c'est-à-dire dans celui où la vitesse diminuerait en raison de l'augmentation de la résistance, une plus grande ouverture de la valve servirait à accélérer la marche, en permettant à la vapeur d'entrer en plus grande quantité.

De cette manière, la vitesse moyenne de la machine demeurerait uniforme, pourvu, toutefois, que la vigilance de l'ouvrier mécanicien, chargé de faire manœuvrer la valve, fût assez soutenue pour maintenir à chaque instant un degré d'ouverture convenable, et pourvu que la force de vaporisation de la chaudière continuât à être assez active pour donner lieu au plus grand développement de vapeur que puisse réclamer la vitesse moyenne de marche, lorsque la valve est complétement ouverte.

Dans certains cas, c'est ainsi que se règle la marche de la machine, c'est-à-dire que la valve est mue à la main. Mais, en général, et malgré toute la vigilance qu'on puisse espérer du mécanicien, ce procédé ne saurait réaliser un degré de régularité suffisant. Pour qu'il fût possible de faire servir la machine à vapeur à certaines industries pour lesquelles un grand degré de régularité de marche est indispensable, il fallait découvrir le moyen de faire manœuvrer la valve par la machine elle-même, sans qu'il fût besoin d'avoir recours à l'attention plus ou moins soutenue d'un surveillant. En thèse générale, il faut que la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

marche de toute machine soit réglée par elle-même; c'est en cela que consiste son économie. Watt résolut ce problème par la découverte du pendule conique, après divers essais moins heureux.

MODÉRATEUR A FORCE CENTRIFUGE OU PENDULE CONIQUE.

Le principe du pendule conique avait déjà été utilisé pour la régularisation de la marche des moulins. Le mécanisme, au moyen duquel il servait à régler l'admission de la vapeur dans le cylindre, a reçu depuis le nom de *modérateur*. Cet ingénieux mécanisme est une preuve merveilleuse des ressources de l'esprit humain. Établi d'après les lois rationnelles de la matière en mouvement, il substitue son action à celle de l'homme dans un service qui paraît réclamer l'initiative de la pensée. Ici la matière inanimée occupe le premier rang, et les soins ordinaires de l'intelligence ont été, pour ainsi dire, rejetés comme insuffisants.

Nous ne décrirons point de nouveau la manière dont fonctionne ce mécanisme, qui est représenté fig. 23, et qui a été suffisamment expliqué à la page 40 de cet ouvrage. Il résulte de cette description que l'ensemble des tiges articulées Ef, fh, et de la douille mobile qu'elles supportent, peut tourner avec l'axe du pendule en conservant la même position par rapport à cet axe tant que la vitesse reste la même. Mais du moment que la vitesse vient à augmenter ou à diminuer, les boules pesantes, E, E, devront nécessairement s'écarter ou se rapprocher en vertu de la force centrifuge; et dès lors, la douille mobile, dont la position dépend de l'écartement angulaire des boules, glissera le long de l'axe, de bas en haut ou de haut en bas, soulevant ou abaissant ainsi l'extrémité F du levier qui règle l'ouverture plus ou moins grande de la valve. Cet appareil est d'une grande sensibilité, car la moindre altération dans la vitesse de rotation des boules les fait nécessairement s'écarter ou se rapprocher.

Pour que le pendule conique puisse modifier la vitesse de la marche en réglant l'alimentation de la vapeur, il faut évidemment que sa vitesse rotative, qui est le principe régulateur, dépende de la marche même de la machine. Aussi l'axe du pendule doit-il recevoir son mouvement de rotation de l'arbre moteur ou de l'arbre du volant, quel que soit le système que l'on emploie pour cette communication. On peut, par exemple, relier cette tige verticale D du modérateur à l'arbre du volant par le moyen d'une corde sans fin s'enroulant à la fois sur une petite roue à gorge d placée sur l'axe de la tige, et sur une autre roue pareille placée sur l'axe du volant. En donnant aux diamètres de ces deux roues des proportions convenables, on peut faire accomplir à la tige du pendule tel nombre de révolutions que l'on veut, dans une minute de temps. Il est clair que, dans ces circonstances, la vitesse dont est animée la roue à gorge d peut être considérée comme représentant la vitesse du volant, et par conséquent celle du mécanisme lui-même que le volant fait mouvoir. Quelquefois la tige est reliée au volant par des roues dentées, disposées convenablement à cet effet. Il est évident qu'on peut arriver au même résultat par différents moyens.

Nous avons dit que le pendule conique était un appareil d'une grande sensibilité, parce que la moindre altération dans la vitesse de la marche faisait jouer le modérateur. C'est là le principe qui fait de ce modérateur un admirable instrument de précision, et on peut se rendre compte d'une manière générale de la modification apportée dans le degré d'écartement des boules par la moindre variation dans la vitesse angulaire de la tige du pendule conique.

En effet, soit T le temps d'une révolution complète, en secondes, des deux boules du pendule conique, et h la hauteur, en mètres, du point de croisement e des deux tiges du pendule au-dessus du plan horizontal passant par le centre des boules. En nous reportant à la page 65, nous trouvons qu'il existe entre ces quantités la relation suivante :

$$T = 2 \times \sqrt{h}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Soit n le nombre de révolutions du pendule par minute ; nous aurons :

$$n = \frac{60}{T} = \frac{60}{2 \times \sqrt{h}} = \frac{30}{\sqrt{h}}$$

d'où :

$$h = \frac{900}{n^2}$$

Nous avons supposé, dans l'exemple de la page 65, que le pendule de la fig. 28 accomplissait 30 révolutions par minute. Dans ce cas, on a : $n = 30$' et $h = 1$ mètre. Si l'on admet, maintenant, que la vitesse de la machine vienne à augmenter de manière à faire accomplir au même pendule 31 révolutions dans le même temps, nous devrons faire $n = 31$, et alors nous obtiendrons $h = 0^m,936$. Ainsi, pour une révolution de plus, sur 30 par minute, les boules s'élèvent de 64 millimètres, circonstance qui doit évidemment produire un changement sensible dans l'angle d'écartement des deux boules.

Si, au lieu d'augmenter, la vitesse de la machine diminue, on arrive à un résultat analogue. Ainsi, si l'on fait $n = 29$, on trouve $h = 1^m,070$; et, par conséquent, une seule révolution en moins sur 30 par minute, correspond à une augmentation, dans la hauteur, de 70 millimètres, laquelle diminue considérablement l'angle d'écartement des deux boules.

L'efficacité du pendule conique à régler l'alimentation de la vapeur dépend beaucoup de la disposition du mécanisme destiné à communiquer son action à la valve à gorge. Nous pouvons supposer que les différents leviers ou tiges E*ef*, *fh*, FGH et H*w* ont entre elles des relations telles que, quand le plan horizontal passant par le centre des boules, E, E, est seulement à une distance de 0,936 mètre au-dessous du point de suspension *e*, la valve à gorge ferme hermétiquement le tuyau de vapeur, et que, lorsque le même plan se trouve à 1,070 mètre au-dessous du même point, la valve est au contraire complétement ouverte. Dans cette hypothèse, l'effet du pendule conique sera tel que le mouvement de la machine ne pourra, en aucun cas, éprouver soit un ralentissement assez considérable pour que le nombre des révolutions de la tige devienne, par minute, moindre que 29, soit un accroissement de vitesse capable de faire dépasser à ces révolutions le nombre 31. Il résulte de là que le plus grand changement de vitesse que puisse éprouver une partie quelconque du mécanisme ne saurait jamais dépasser $\frac{2}{30}$ ou $\frac{1}{15}$ de sa vitesse moyenne. C'est là une variation qui, dans la pratique, est à peine sensible ; de sorte qu'un tel modérateur peut être considéré comme parfait.

Dans les meilleures machines modernes, le maximum de variation de marche n'est guère au-dessous de un dixième de la vitesse moyenne. Mais on peut aisément concevoir le modérateur disposé de telle sorte que sa délicatesse soit mieux prononcée encore que celle du pendule conique que nous avons pris pour exemple. On peut l'établir, en effet, de manière à ce qu'il accomplisse 60 révolutions en une minute, et le mécanisme correspondant de la valve à gorge peut aussi être disposé de façon à ce que la valve soit entièrement ouverte, quand le pendule accomplit 59 révolutions, et fermée, au contraire, lorsqu'il en accomplit 61. Dans ce cas, la variation maximum de vitesse que pourrait éprouver une partie quelconque du mécanisme mobile ne saurait excéder un trentième de la vitesse moyenne de cette partie.

Il n'y a point, théoriquement, de limite au degré de régularité que l'on peut atteindre avec l'emploi du pendule conique ; mais il serait absurde, en pratique, de vouloir s'astreindre à réaliser ces limites de la perfection.

Par exemple, on a reconnu qu'il y avait des inconvénients à rendre la valve sensible aux variations, si petites qu'elles fussent, du mouvement oscillatoire du pendule. Il fallait, en effet, éviter de produire un changement non interrompu dans la position de la valve, et on a dû construire le modérateur de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

manière à ce qu'une variation, même assez considérable, dans l'écartement des boules ne produisît point une altération trop marquée dans le degré d'ouverture de la valve. Cette considération et quelques autres encore restreignent, dans de certaines limites, le degré de perfection qu'en théorie on pourrait obtenir du principe qui sert de base au modérateur à force centrifuge.

Dans l'établissement du pendule conique, il faut avoir égard aux trois considérations suivantes : position des boules pour la vitesse moyenne de la machine; étendue de la variation maximum qu'on doit laisser prendre au mouvement oscillatoire du pendule, ou, en d'autres termes, différence des hauteurs du point de suspension au-dessus du plan horizontal des boules pour la plus petite et la plus grande vitesse; enfin, poids de chacune des deux boules. Nous allons considérer séparément ces trois questions.

POSITION DES BOULES DU PENDULE CONIQUE CORRESPONDANTE A LA VITESSE MOYENNE.

Cette position se trouve évidemment déterminée par la hauteur qui sépare le point de suspension du plan horizontal passant par les centres des boules, lorsque la tige du pendule conique accomplit le nombre moyen de ses révolutions par minute. Cette hauteur h est donc donnée par la formule :

$$h = \frac{900}{n^2}$$

laquelle peut s'énoncer ainsi :

RÈGLE. — *Pour déterminer la hauteur du point de suspension des boules au-dessus du plan horizontal passant par leurs centres, divisez* 900 *par le carré du nombre moyen de révolutions accomplies par minute. Le quotient sera la hauteur cherchée, en mètres.*

Exemple I. — Le modérateur d'une machine donnée est relié à l'arbre du volant, de telle sorte que, quand la machine se meut avec sa vitesse moyenne, la tige du modérateur accomplit 40 révolutions par minute. Quelle sera la hauteur du point de suspension des boules au-dessus du plan horizontal qui passe par leurs centres?

Dans cet exemple, nous avons $n = 40$, et par conséquent nous aurons, d'après la règle :

$$h = \frac{900}{(40)^2} = 0{,}562 \text{ mètre},$$

c'est-à-dire que la hauteur du point de suspension au-dessus du plan d'oscillation des boules sera un peu plus grande que 5 décimètres $\frac{1}{2}$.

Exemple II. — La tige du modérateur d'une machine est mise en mouvement par l'arbre du volant, au moyen d'une corde sans fin qui s'enroule sur deux roues à gorge placées, l'une sur la tige du pendule, l'autre sur l'arbre du volant. Le diamètre de la première de ces deux roues est de 23 centimètres; celui de la seconde, de 30. La machine a une longueur de course de 24 décimètres, et la vitesse moyenne du piston est de 72 mètres par minute. On demande la hauteur du point de suspension des boules au-dessus du plan horizontal qui passe par leurs centres.

La vitesse moyenne du piston étant de 72 mètres, ou 720 décimètres, dans une minute, et la course de 24 décimètres, il en résulte que la machine accomplit par minute $\frac{720}{24} = 30$ coups simples, soit 15 doubles courses. Le volant qui fait une révolution pour chaque coup double du piston accomplit, par conséquent, 15 révolutions par minute. D'ailleurs, le nombre de révolutions de l'arbre du volant et celui de la tige

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du pendule conique sont en raison inverse des diamètres de l'arbre et de la tige; on a donc pour le nombre de révolutions du pendule dans une minute :

$$n = \frac{15 \times 30}{23} = 19\,\tfrac{1}{2}$$

Et par suite, conformément à la règle que nous avons énoncée, nous aurons pour la hauteur h :

$$h = \frac{900}{(19\,\frac{1}{2})^2} = 2{,}37 \text{ mètres.}$$

ÉTENDUE DE LA VARIATION MAXIMUM DANS L'AMPLITUDE DU MOUVEMENT OSCILLATOIRE.

Cette étendue dépend entièrement des deux limites entre lesquelles on peut laisser varier la vitesse, sans qu'il en résulte une perte quant au travail auquel la machine est appliquée.

Nous avons déjà vu que, si le modérateur accomplit en moyenne 30 révolutions par minute, une variation de vitesse, égale au quinzième de la vitesse moyenne, amène une variation dans l'amplitude du mouvement oscillatoire correspondante à une différence de 134 millimètres dans les hauteurs limites du point de suspension au-dessus du centre des boules. Ces hauteurs limites sont, en effet (page 398), 1,070 et 0,936 mètre, dont la différence est $0^m{,}134$. Nous voyons donc que, pour ces deux limites extrêmes, les plans horizontaux, dans lesquels se meuvent les centres des boules, sont séparés de 134 millimètres.

Pour traiter la question d'une manière générale, appelons :

v la vitesse moyenne d'une partie quelconque du mécanisme mobile;

n le nombre de révolutions de la tige du modérateur correspondant à la vitesse moyenne v;

h la hauteur du point de suspension au-dessus du plan des boules correspondante à la vitesse moyenne v;

$v + \frac{1}{2} m v = v (1 + \frac{1}{2} m)$ la vitesse maximum de la partie que nous considérons du mécanisme mobile, m étant le rapport ou la fraction exprimant la limite de variation dans la vitesse moyenne.

h' la valeur de h correspondante à la vitesse maximum $v (1 + \frac{1}{2} m)$.

$v - \frac{1}{2} m v = v (1 - \frac{1}{2} m)$ la vitesse minimum de la même partie du mécanisme.

h'' la valeur de h correspondante à la vitesse minimum $v (1 - \frac{1}{2} m)$.

Il est clair que nous connaîtrons l'étendue de la variation maximum dans l'amplitude du mouvement oscillatoire, lorsque nous aurons déterminé l'étendue de la différence $h'' - h'$ entre les deux valeurs de h correspondantes aux vitesses minimum et maximum. Or, il est évident que le nombre d'oscillations par minute, qui est n en moyenne, deviendra :

Pour la vitesse maximum . . . . . $(1 + \frac{1}{2} m) n$,

Et, pour la vitesse minimum. . . . . $(1 - \frac{1}{2} m) n$;

Dès lors, en appliquant la règle, nous aurons :

$$h' = \frac{900}{(1 + \frac{1}{2} m)^2 n^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$h'' = \frac{900}{(1 - \frac{1}{2}\, m)^2\, n^2}$$

et, par suite :

$$h'' - h' = \frac{900}{\left(1 - \frac{1}{2}\, m\right)^2 n^2} - \frac{900}{\left(1 + \frac{1}{2}\, m\right)^2 n^2}$$

En simplifiant, on trouve :

$$h'' - h' = \frac{900}{n^2} \times \frac{2\, m}{\left(1 - \frac{1}{4}\, m^2\right)^2}$$

Remplaçant $\frac{900}{n^2}$ par sa valeur h, (page 398), et réduisant, nous obtenons :

$$h'' - h' = \frac{32\, m}{(4 - m^2)^2} \times h$$

Cette formule est d'un calcul assez facile du moment que l'on remplace m par sa valeur numérique. Nous l'éclaircirons par la résolution des deux questions suivantes :

Exemple I. — Le modérateur d'une machine à vapeur accomplit par minute 30 révolutions, à la vitesse moyenne de la machine. On demande l'étendue de la variation qui aura lieu dans l'amplitude de l'oscillation du pendule conique, exprimée en fonction de la hauteur verticale du point de suspension au-dessus du plan des boules, de manière à ce que la différence entre la vitesse maximum et la vitesse minimum d'une partie quelconque de la machine n'excède, en aucun cas, le quinzième de la vitesse moyenne dont est animée cette partie.

Dans cet exemple nous avons : $m = \frac{1}{15}$.

Quant à la valeur de h, nous avons déjà trouvé pour ces mêmes données (page 398) : $h = 1$ mètre.

Par conséquent, nous aurons :

$$h'' - h' = \frac{32 \times \frac{1}{15}}{\left\{4 - \left(\frac{1}{15}\right)^2\right\}^2} \times 1 \text{ mètre.}$$

En effectuant les calculs, on obtient :

$$h'' - h' = 0^{m},134$$

résultat déjà trouvé ci-dessus.

Exemple II. — Le modérateur d'une machine à vapeur accomplit 21 $\frac{4}{5}$ révolutions par minute, la machine marchant avec sa vitesse moyenne, et l'un des arbres que la machine fait mouvoir exécute 80 révolutions dans le même temps. On demande la limite des différences de hauteur du point de suspension au-dessus du plan horizontal des boules du modérateur, de telle sorte que cet arbre ne puisse, en aucun cas, faire plus de 84 ou moins de 76 révolutions par minute.

Dans ce cas, nous avons : $m = \frac{8}{80} = \frac{1}{10}$.

La valeur de h, déjà trouvée ci-dessus, est d'ailleurs : $h = 2^{m},37$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous aurons donc :

$$h'' - h' = \frac{32 \times \frac{1}{10}}{\left\{4 - \left(\frac{1}{10}\right)^2\right\}^2} \times 2^m,37$$

En effectuant les calculs, on trouve :

$$h'' - h' = 0^m,476.$$

POIDS DES BOULES.

Le poids convenable à attribuer aux boules du pendule conique dépend principalement de la nature du mécanisme employé à transmettre l'action du modérateur à la valve à gorge. Dans la pratique, on leur donne ordinairement une masse comprise entre 15 et 35 kilogrammes.

On peut remarquer, en général, qu'entre deux modérateurs accomplissant le même nombre de révolutions par minute, celui qui est le plus éloigné de la valve à gorge, à laquelle il se relie par conséquent au moyen d'un mécanisme plus compliqué, doit avoir les boules les plus pesantes. La théorie ne peut indiquer aucune règle exacte quant à la détermination du poids convenable à attribuer à ces boules pour une circonstance donnée. Dans le fait, l'action du modérateur est, théoriquement parlant, entièrement indépendante du poids des boules; car celles-ci accomplissent le même nombre de révolutions par minute, et tournent à la même distance de la tige centrale, quel que soit leur poids.

Le principe même d'après lequel le modérateur fonctionne suppose des variations momentanées dans la marche de la machine. En théorie, le modérateur n'a pas pour but de maintenir une vitesse uniforme, mais bien de ramener cette vitesse à l'uniformité lorsqu'elle s'en est écartée. Si, par une diminution dans la résistance à vaincre, ou par un accroissement d'énergie dû à une vaporisation plus rapide, la marche d'une machine vient à augmenter de vitesse, le modérateur, agissant aussitôt, déterminera une altération correspondante dans le degré d'ouverture de la valve à gorge. Mais, en général, cette altération étant trop prononcée, la marche en sera, par contre-coup, trop ralentie. Cette seconde erreur réagira de nouveau et en sens contraire sur le modérateur, et la marche de la machine, devenue plus rapide, dépassera les limites de vitesse convenables. Il se produira donc, ainsi, des altérations successives dans le travail de la machine, jusqu'à ce que le modérateur soit bien définitivement arrêté dans la position correspondante à la vitesse moyenne.

L'action du modérateur ne commence à se faire sentir que lors d'un changement dans la marche, circonstance qui donne à cet instrument une certaine analogie avec le volant. Tous deux permettent aux irrégularités de se produire, et ce n'est que plus tard que leur action tend à les redresser. Aucun d'eux ne peut être considéré comme présentant un obstacle absolu aux irrégularités de marche qu'il est appelé à faire disparaître; mais l'un et l'autre permettent d'approcher de la perfection théorique avec un degré d'exactitude très suffisant pour la pratique. Il est digne de remarque que les deux procédés les plus ingénieux, qui aient encore été proposés pour remédier aux irrégularités de la marche des machines, ne sauraient, en aucun cas, être considérés comme théoriquement parfaits.

VARIÉTÉS DE MODÉRATEURS.

Dans les machines servant à pomper l'eau pour l'entretien des villes, on a employé un autre appareil destiné à remplir le même usage que le modérateur à force centrifuge. Cet appareil consiste en un petit

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cylindre muni d'un piston. Le cylindre est en communication avec le tuyau principal, dans lequel l'eau est soulevée par l'action des pompes. Le piston de ce petit cylindre est chargé d'un poids correspondant à la vitesse que l'on veut donner à la marche de la machine, et ce piston est maintenu soulevé dans le cylindre par la compression de l'air, que détermine la pression plus ou moins grande de l'eau. Quand la vitesse de la machine augmente, l'eau arrivant avec plus d'abondance, produit un excès de pression sur le piston et le force ainsi à se soulever. Lorsque, au contraire, la vitesse de la machine diminue, la pression déterminée par l'ascension de l'eau devient moins grande, et le piston descend.

Il est évident qu'en reliant, d'une manière convenable, la tige de ce piston à la valve à gorge placée à l'entrée du tuyau de vapeur, on peut faire de la machine son propre modérateur. Mais ce procédé, si simple en théorie, rencontre dans la pratique, pour la construction même de l'appareil, des difficultés si graves, qu'il est actuellement complétement abandonné. Nous ajouterons que, dans le temps où l'on s'en servait encore, on avait l'habitude, pour rendre la valve à gorge moins sensible à l'action du piston, de diviser le poids sur le piston en un certain nombre d'anneaux reliés entre eux sous forme d'une chaîne suspendue, de telle sorte que, quand le piston s'élevait, il avait à soulever un plus grand nombre de chaînons, et, par conséquent, une charge plus lourde, charge qui, au contraire, diminuait à mesure que le piston venait à descendre.

On a quelquefois utilisé le principe sur lequel s'appuie le procédé que nous venons de décrire, pour régler la vitesse moyenne d'une machine, en faisant varier le degré d'expansion auquel la vapeur est employée. Le mouvement vertical de haut en bas et de bas en haut du petit piston est utilisé pour régler d'une manière convenable le jeu des taquets destinés à fermer le passage à la vapeur pour la détente. Ce piston communique le mouvement dont il est animé à une roue qui agit elle-même sur une paire de roues d'angle. L'une de ces roues est traversée par la partie carrée d'une tige reliée à la tige à taquets. Le jeu de ce mécanisme est réglé de telle sorte que, quand la marche de la machine devient trop rapide, la tige tourne et fait mouvoir le taquet qui coupe ainsi, avant le moment fixé, le passage à la vapeur. Lorsque, au contraire, la marche de la machine se ralentit trop, le même taquet, par un mouvement en sens inverse, laisse plus longtemps le passage libre à la vapeur. Enfin, quand le degré d'expansion est celui qui convient à la marche de la machine, les taquets restent immobiles. Ce procédé, quelque ingénieux qu'il puisse paraître, ne fonctionne qu'imparfaitement. Dans le fait, il manque de cette simplicité merveilleuse qui caractérise le jeu du pendule conique. On ne s'en sert plus aujourd'hui.

Le pendule conique, dont nous avons parlé plus haut, est le modérateur le plus généralement employé pour le règlement de la marche des machines. Cependant, d'autres modérateurs ont été proposés, et quelquefois avec succès. L'un des plus sensibles que l'on connaisse consiste en un soufflet cylindrique, mis en jeu par la machine, et muni d'un petit robinet à l'orifice du tuyau par lequel l'air s'échappe, de manière à ce que ce passage puisse être rétréci à volonté. Quand la marche est trop rapide, une plus grande quantité d'air entre dans l'intérieur du soufflet. Cet air ne pouvant s'échapper librement, par l'orifice que contracte le robinet, gonfle le soufflet et soulève sa paroi supérieure, à laquelle est attachée une tige qui ferme la valve à gorge. Quand la vitesse se modère, la paroi supérieure du soufflet descend, ouvre la valve à gorge, et finit, après quelques fluctuations, par s'arrêter dans une position moyenne qui se trouve correspondre à la vitesse convenable de la machine. Ce genre de modérateur, employé tout dernièrement au travail d'une brasserie, a produit, d'après le rapport de M. Davison, les résultats les plus avantageux.

Le pendule conique, tel qu'il est maintenant appliqué au règlement de la marche des machines, n'a d'effet que sur la valve à gorge, par le moyen de laquelle il contracte plus ou moins la colonne de vapeur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui se rend dans le cylindre. Nous pensons qu'il y aurait avantage à ce qu'il agît également sur la soupape d'injection, pour diminuer au besoin le jet d'eau froide qui se rend dans le condenseur. Chaque fois qu'il se produit de grandes variations de vitesse, il existe nécessairement des inconvénients et même des dangers à ce que la projection de l'eau dans le condenseur se fasse constamment de la même manière, particulièrement sur les navires, où un tel état de choses a été la source d'accidents fréquents. Si le robinet d'injection est ajusté de manière à donner admission à la quantité d'eau convenable, lorsque la machine travaille à la vitesse moyenne, il est clair que cette quantité sera trop considérable dès que la vitesse sera ralentie de la moitié ou des trois quarts ; et comme, dans le cas d'un tel ralentissement, la pompe à air est incapable d'épuiser toute l'eau qui continue à se projeter dans le condenseur par masses égales, la machine est bientôt engorgée, et quelquefois l'eau reflue dans le cylindre et occasionne des ruptures de pièces en s'opposant à la descente du piston.

La principale raison des ruptures qui se manifestent dans le mécanisme des machines à vapeur est due à l'introduction de l'eau dans le cylindre. Quelquefois l'eau s'y introduit avec la vapeur, lorsqu'il se produit, dans l'intérieur de la chaudière, des jets d'eau et de vapeur. D'autres fois, c'est du condenseur même que l'eau pénètre dans le cylindre, lorsque le ralentissement de la marche laisse s'accumuler une trop grande quantité d'eau dans ce condenseur. C'est nécessairement dans la partie inférieure du cylindre, au moment de la formation du vide, que l'eau du condenseur a le plus de tendance à s'introduire. Le meilleur moyen de remédier à ce grave inconvénient, est de proportionner la quantité d'eau admise dans le condenseur à celle de la vapeur même utilisée ; et pour cela, on n'a qu'à disposer une valve à gorge dans le tuyau d'injection, laquelle valve sera mue, comme celle du tuyau de vapeur, par le pendule conique. Dès lors, l'eau de condensation ne sera plus admise qu'en petite quantité, s'il n'y a plus à condenser qu'une faible quantité de vapeur, et la machine, débarrassée d'une masse d'eau complétement inutile, ne sera plus entravée dans sa marche, ni par cet excès d'eau, ni par une alimentation irrationnelle de vapeur. Cette innovation, et quelques autres semblables, ont été appliquées, il y a quelques années, pour la première fois, sur le steamer le *Don Juan* ; mais l'importance de ce perfectionnement ne fut point comprise tout d'abord. Sur les navires mus au moyen de l'hélice, ces procédés de régularisation sont moins nécessaires, parce que le mouvement de propulsion produit par l'hélice est plus uniforme, quel que soit l'état de la mer, que celui qui est dû aux roues à pales.

CATARACTE.

Les modérateurs dont nous venons de parler ne sont applicables qu'aux machines à rotation. Le modérateur de la machine à simple effet ou de la machine d'épuisement ordinaire est la *cataracte*.

Cet appareil compte un grand nombre de variétés. La cataracte employée par Smeaton et par ses prédécesseurs a été décrite page 17, où il s'en trouve un dessin. La cataracte employée aujourd'hui dans les machines du Cornouailles est représentée pl. 5. Cette planche est intitulée : *Appareil de soupapes d'une machine d'épuisement du Cornouailles*. La cataracte est dessinée au bas de la planche, sur ses deux faces, avec le levier ou la manette qui sert à régler l'ouverture du robinet d'injection d'eau froide. Le même mécanisme est également représenté dans la pl. 12, relative à une autre machine d'épuisement du Cornouailles. La machine, dont cette planche donne l'élévation, et qui a été établie aux fonderies de Hayle, est une de celles dont le succès a été le plus complet. Dans cette dernière planche, des lignes ponctuées peuvent servir à faire comprendre le mécanisme qui relie entre eux l'arbre de la cataracte et la soupape d'injection, laquelle est placée à l'extrémité d'un tuyau recourbé, boulonné sur le condenseur, et mettant en communication le puits d'eau froide avec l'intérieur du condenseur.

Voici en quoi consiste cet instrument, dont on peut suivre aisément la description dans la pl. 5 : un petit corps de pompe, à piston plongeur, se termine inférieurement par un espace libre ou vais-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

seau placé dans l'intérieur du réservoir d'eau froide; sur l'un des côtés de ce second corps de pompe il y a une soupape s'ouvrant de dehors en dedans, et donnant passage à l'eau du réservoir dans le corps de pompe; de l'autre côté se trouve un robinet qui, lorsqu'il est ouvert, donne issue, au moment de la descente du piston plongeur, à l'eau contenue dans le corps de pompe, laquelle s'échappe avec une vitesse plus ou moins grande, suivant la largeur de l'orifice que le robinet laisse ouvert, et vient ouvrir par sa pression la soupape d'injection d'eau froide dans le condenseur. Durant la course ascendante du piston du cylindre à vapeur, qui est déterminée par l'excès de poids de l'extrémité du balancier attenante à la tige de la pompe d'épuisement, la machine soulève le piston plongeur de la cataracte au moyen d'une petite tige que l'on voit dessinée sur la figure. L'eau entre alors dans le corps de pompe, en soulevant la soupape à pivot, et le remplit entièrement. Lorsque le piston de la machine se rapproche de la fin de sa course, la tige qui avait servi à soulever le piston plongeur redevient libre, et ce dernier piston, descendant sous l'action de la gravité, comprime l'eau contenue dans le vaisseau inférieur et la force à sortir par le robinet plus ou moins ouvert, pour aller soulever ensuite la soupape d'injection.

Si le robinet de la cataracte est fermé, il est clair que le piston plongeur ne peut redescendre, et comme, dans ce cas, la soupape d'injection ne s'ouvre pas, et qu'ainsi il n'y a point condensation de vapeur, la machine reste immobile. Mais si le robinet laisse un étroit passage à la sortie de l'eau, le piston plongeur descend avec lenteur, la soupape d'injection s'ouvre légèrement, et la machine prend une marche modérée, pourvue qu'elle devient alors de l'eau nécessaire à la condensation de la vapeur. On voit donc que le degré d'ouverture du robinet, qui est entièrement à la disposition du mécanicien, détermine la marche plus ou moins grande de la machine, et que, par le moyen de la cataracte, la vitesse de la machine peut être aisément proportionnée à la masse d'eau à puiser dans la mine.

Il existe encore, dans la pratique, d'autres espèces de cataractes, mais qui toutes fonctionnent d'après le principe de la cataracte qui nous a servi d'exemple pour la description précédente. Dans certains cas, l'eau est remplacée par l'air; dans d'autres, on emploie un cylindre rempli d'huile, qui reste nécessairement au-dessus de l'eau du corps de pompe. Ce cylindre est muni d'un piston percé d'une soupape, à la manière des pistons de pompes aspirantes, et sur l'un des côtés du cylindre se trouve un petit tuyau recourbé avec un robinet, faisant communiquer entre elles les deux parties du cylindre qui sont l'une au-dessus, l'autre au-dessous du piston. Quand le piston de cette cataracte est pressé de haut en bas, l'huile se rend aisément, par l'ouverture de la soupape qu'elle soulève, dans la partie supérieure du cylindre; mais lorsque le piston est soulevé de bas en haut, l'huile contenue dans la partie supérieure du cylindre ne peut s'échapper, et regagner la partie inférieure, que par le petit tuyau dont l'ouverture est d'ailleurs rétrécie à volonté par le robinet. Il résulte de ce mécanisme que, malgré un contre-poids tendant à soulever le piston, ce piston ne s'élève cependant qu'avec lenteur, lorsque le robinet est fermé en partie. L'effet qui se produit alors est le même que celui qui a lieu dans l'appareil décrit ci-dessus. Peut-être le cylindre d'huile est-il préférable, en raison de la propreté de la matière, lorsque, soit à cause de la nature des fondations, soit pour tout autre motif, la cataracte doit être disposée d'ensemble avec l'appareil des soupapes; mais, en général, nous trouvons l'emploi du premier procédé plus avantageux.

Indicateurs et Manomètres.

INDICATEURS DU NIVEAU DE L'EAU DANS LA CHAUDIÈRE.

Il existe, pour la vérification du niveau de l'eau des chaudières, trois espèces d'INDICATEURS, savoir : le *robinet indicateur ordinaire*, le *tube indicateur en verre* et le *flotteur*.

Le *robinet indicateur* constate, lorsqu'on l'ouvre, si le niveau de la chaudière, auquel il correspond, est occupé par la vapeur ou bien par l'eau. Chaque chaudière est ordinairement pourvue de trois robi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nets, placés à différentes hauteurs. La règle générale consiste à alimenter le générateur, de manière à ce que le premier robinet donne issue à la vapeur et les deux autres à l'eau.

Le *tube indicateur en verre* est placé sur le devant de la chaudière. Il communique, par sa partie supérieure, avec la vapeur, et par sa partie inférieure avec l'eau de la chaudière. Le tube doit être disposé de manière à ce que le niveau convenable de l'eau corresponde à peu près au milieu de sa longueur. Les deux extrémités supérieure et inférieure reposent sur des emboîtures munies de robinets, lesquels servent non seulement à nettoyer le tube lorsqu'il est engorgé, en livrant passage à un jet de vapeur, mais aussi à fermer toute issue à l'eau et à la vapeur dans le cas où le tube viendrait à être brisé.

Il serait dangereux de se reposer entièrement sur l'indication du tube pour la hauteur du niveau de l'eau de la chaudière. Souvent, en effet, le tube s'engorge, et le liquide continue à se tenir élevé intérieurement, bien qu'il ait considérablement baissé dans la chaudière. Lorsque la vapeur vient à manquer, il se produit dans l'intérieur de la chaudière un vide partiel, et le tube devient alors d'un service essentiel. En effet, dans cette circonstance, les trois robinets ordinaires ne fonctionnent plus, c'est-à-dire qu'ils ne donnent plus, étant ouverts, issue à l'eau ou à la vapeur, puisque la pression intérieure étant moindre que la pression de l'air, c'est l'air lui-même qui pénètre dans le générateur. Ce cas se présente quelquefois dans la pratique, et les tubes en verre sont alors du plus grand secours. Nous devons faire observer qu'on doit s'arranger de manière à ce qu'il n'y ait jamais dans la chaudière une pression inférieure à la pression atmosphérique ordinaire. Du moment que le générateur ne peut produire la vapeur qu'en petite quantité, il faudrait que la soupape à gorge fût fermée en partie, pour donner le temps à la vapeur de reprendre une pression convenable, ou bien il faudrait employer la vapeur à un degré d'expansion plus considérable, de manière à ce que la pression de la vapeur pût être maintenue à un degré de force suffisante. Cette manière d'opérer serait en définitive plus économique, que si l'on persistait à faire marcher la machine avec une vapeur dans un état de tension trop faible. Dans les navires à vapeur, l'opération du nettoyage, par l'action expulsive de la vapeur, ne peut se faire qu'autant que la pression intérieure est notablement supérieure à celle de l'atmosphère. On sait, d'ailleurs, à quels dangers peut exposer l'oubli ou l'omission de ce soin de propreté.

Le *flotteur* est un corps qui flotte à la surface de l'eau, et qui fait jouer un index indiquant extérieurement les fluctuations du niveau de l'eau dans la chaudière. Le flotteur est ordinairement en pierre ou en fonte ; mais il est maintenu en équilibre à la surface de l'eau par un contre-poids, de manière à agir à l'instar d'un flotteur en bois.

Dans les chaudières de terre, on emploie ordinairement un flotteur pour régler l'admission de l'eau d'alimentation ; le même flotteur peut aussi servir à indiquer la hauteur de l'eau dans l'intérieur de la chaudière. L'eau alimentaire est fournie par une petite cuve ouverte placée au haut du tuyau vertical d'alimentation. Une soupape, placée au fond de la cuve, s'ouvre ou se ferme par le moyen du flotteur, et l'eau est fournie à la cuve par la pompe alimentaire. Quand la soupape est ouverte, l'eau tombe dans la chaudière ; quand elle est fermée, l'eau s'échappe par un dégorgeoir. La partie inférieure du tuyau d'alimentation se prolonge jusqu'auprès du fond de la chaudière, de manière à ce que la vapeur ne puisse y monter ; mais l'eau s'élève nécessairement dans ce tuyau à une hauteur déterminée par la pression de la vapeur. On possède ainsi une soupape de sûreté d'une grande efficacité, pouvant livrer une issue à l'eau et à la vapeur dans le cas où la pression deviendrait dangereuse. Dans l'intérieur du tuyau d'alimentation on dispose un flotteur, qui monte ou qui descend, suivant que la pression de la vapeur augmente ou diminue, et qui sert à fermer ou à ouvrir plus ou moins le registre placé dans le conduit qui sépare le foyer de la cheminée.

Quelquefois les tuyaux d'injection diminuent de diamètre dans la partie située au-dessous du niveau auquel le flotteur, qui sert à régler le registre, fonctionne ordinairement ; mais il en est résulté de graves inconvénients, le flotteur étant descendu, dans quelques cas de faible pression, jusqu'à cette portion du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tube, et ayant ainsi fermé hermétiquement le passage, de manière à empêcher l'entrée de l'eau d'alimentation. La chaîne qui retient le flotteur doit avoir une longueur telle que ces accidents ne puissent se produire. Ils pourraient, en effet, déterminer l'explosion de la chaudière, ou du moins des crevasses, le fond de cette chaudière étant à sec et demeurant ainsi exposé à s'échauffer jusqu'à la chaleur rouge.

SATUROMÈTRES.

Dans les navires à vapeur, il est important de munir les chaudières d'instruments destinés à faire connaître le degré de saturation des matières salines qui entrent dans l'eau de ces chaudières. Ces saturomètres ne sont ordinairement autre chose que des boules en verre, fonctionnant d'après le principe de l'hydromètre, c'est-à-dire s'élevant à la surface lorsque l'eau atteint un haut degré de saturation et devient ainsi plus dense. Dans certains cas, on dispose une boule indicatrice de cette espèce, dans un large tube en verre placé sur le devant de la chaudière, avec laquelle il communique. Mais, le plus souvent, on fait entrer l'eau de la chaudière dans un vaisseau séparé, et c'est là qu'on mesure son degré de saturation avec l'instrument indicateur.

Les chaudières du steamer le *Don Juan* sont munies de deux grosses boules en cuivre qui servent à déterminer le degré de saturation de l'eau. Ces boules sont complétement immergées dans l'eau, et lorsque la densité de l'eau augmente, elles s'élèvent naturellement, et, en montant, ouvrent la soupape de dégorgement, qui est construite de manière à pouvoir s'ouvrir aisément. Ce procédé paraît d'une application un peu délicate. Les boules doivent être d'un grand diamètre, pour qu'elles remontent avec la force nécessaire à la mise en jeu de la soupape par laquelle l'eau saturée est expulsée de la chaudière. En théorie, cet appareil ne peut soulever aucune objection, surtout lorsqu'il fait agir en même temps la soupape d'alimentation, ainsi que cela a lieu sur le steamer dont il est question. Mais, en pratique, il est douteux que son application soit toujours parfaitement régulière.

MANOMÈTRES.

On appelle MANOMÈTRES des instruments destinés à mesurer la pression intérieure de la vapeur dans les chaudières. Ils consistent ordinairement en un simple tube, tantôt en verre, tantôt en fer ou en fonte, présentant la forme de la lettre U. L'une des extrémités du tube est mise en communication avec l'intérieur de la chaudière, l'autre est ouverte à l'air libre. La partie recourbée est remplie de mercure, qui se tient à égale hauteur dans les deux branches tant qu'il n'est point pressé par la vapeur. Mais si la vapeur, à l'une des extrémités du tube, agit sur le mercure, ce métal est soulevé dans l'autre branche, et la hauteur à laquelle il s'arrête peut servir, au moyen d'une échelle divisée, à indiquer la pression correspondante intérieure. L'échelle étant divisée en centimètres et millimètres, chaque pression au-dessus d'une atmosphère, dans la chaudière, produit une élévation de $\frac{76}{2} = 38$ centimètres dans la branche extérieure du tube. Il est inutile de faire remarquer qu'une ascension de 1 centim. dans la branche ouverte, occasionne une différence de hauteur de 2 centim. entre les deux colonnes de mercure, et qu'ainsi la pression de la vapeur est mesurée par la différence du niveau du mercure dans les deux branches.

Lorsque le tube est en fer ou en fonte, on y ajoute un petit tube en verre, et on met dans le tube de métal un flotteur en bois surnageant à la surface du mercure et montant avec lui dans l'intérieur du tube. Le haut de ce flotteur est garni de cire rouge, pour indiquer facilement sa marche dans le tube de verre qui surmonte le tube principal. Ce flotteur monte et descend le long de l'échelle graduée, et la cire rouge indique les variations de hauteur du mercure sous la pression de la vapeur.

Le manomètre que nous venons de décrire est dit *manomètre à air libre*, parce que l'une des branches du tube recourbé qui le compose est ouverte à l'air sous la pression atmosphérique ordi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

naire. Ce manomètre ne peut évidemment servir que dans les machines à basse pression ; car, dans les machines à haute et même à moyenne pression, la tension de la vapeur s'élevant à 3, 4, 5 et 6 atmosphères, la colonne de mercure à laquelle elle pourrait faire équilibre aurait jusqu'à $4\frac{1}{2}$ mètres de hauteur, ce qui entraînerait des inconvénients pour le montage et la stabilité des appareils. Aussi les tensions élevées se mesurent-elles ordinairement au moyen de la compression d'un certain volume d'air renfermé dans un tube de verre. De là résulte une nouvelle espèce de manomètre, que l'on appelle *manomètre à air comprimé*.

Le manomètre à air comprimé ou à haute pression se construit de même que le manomètre à air libre. La différence consiste en ce que la branche du tube, qui ne communique point avec la vapeur, n'est pas ouverte à l'air libre, mais qu'elle est fermée et contient une certaine quantité d'air qui se comprime en raison de la pression dans la chaudière. L'échelle se gradue d'une manière analogue à la précédente. La graduation est basée sur ce principe de physique que les volumes des gaz sont en raison inverse des pressions qu'ils supportent pour une même température. Il est essentiel, pour que la division de l'échelle soit exacte dans les deux espèces de manomètres à air libre et à air comprimé, que le tube soit calibré bien cylindriquement.

Quelquefois les manomètres sont composés d'un tube de très petit diamètre, et la partie du tube qui est intérieure à la chaudière se termine par une cuvette remplie de mercure. Dans ce cas, le niveau du mercure dans la cuvette demeurant à peu près constant, comparativement à celui du mercure dans la petite branche, chaque atmosphère de pression dans la chaudière correspond à 76 centimètres de hauteur dans la branche ouverte, et, dès lors, cette branche doit être divisée en conséquence.

Le manomètre à siphon est le plus généralement employé; il semble, en effet, mériter en tous points la préférence dont il jouit. Chaque chaudière doit être pourvue d'un manomètre, autant comme motif de sécurité, que pour donner le moyen de s'assurer que la vapeur est maintenue à un degré convenable de tension. Si la pression s'élève jusqu'à devenir dangereuse, le mercure est projeté hors du tube, et la vapeur, en s'échappant, indique l'existence du danger. Dans ce cas, si la soupape de sûreté ne peut se soulever, soit parce qu'elle est dérangée, soit pour tout autre motif, le mieux est de donner une issue à la vapeur par la soupape de décharge. En arrêtant brusquement la machine, il pourrait en résulter une projection d'eau froide, provenant de la pompe alimentaire, contre les plaques brûlantes de la chaudière, si, en ce même moment, le niveau de l'eau se trouvait plus bas, et une explosion pourrait être la conséquence d'une imprudence pareille.

Ce n'est pas seulement dans l'intérieur des chaudières que l'on place des manomètres : on en établit également dans le condenseur afin de mesurer entre elles les élasticités relatives de l'air extérieur et de la vapeur détendue que contient ce condenseur. C'est encore un tube de verre dont l'extrémité inférieure plonge dans une petite cuvette remplie de mercure, tandis que l'autre bout se rattache à un petit tuyau communiquant avec l'intérieur du condenseur. L'air extérieur presse sur la surface du mercure contenu dans la cuvette, et la vapeur raréfiée du condenseur sur celle du mercure contenu dans la branche intérieure ; de sorte que le mercure s'élève dans le tube à une certaine hauteur, correspondante à la différence des deux pressions. Cette hauteur est, ordinairement, de $68\frac{1}{2}$ centimètres.

Des oscillations considérables ont lieu dans les différentes hauteurs du mercure lorsque le robinet, qui établit la communication entre l'extrémité supérieure du tube en verre et le petit tuyau conduisant au condenseur, est entièrement ouvert. Il est donc indispensable de fermer en grande partie ce robinet, lorsque l'on veut prendre une observation précise du degré plus ou moins approché auquel le vide est fait. Autrement, il serait à peu près impossible de dire à quel point l'on doit considérer comme fixée la hauteur moyenne du mercure, à cause des brusques changements de niveau de ce métal.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est important, pour la graduation de ces appareils, de donner à la cuvette une capacité relativement assez grande. On comprend, en effet, que les indications deviendraient inexactes si le niveau du mercure dans la cuvette se trouvait sensiblement affecté par une élévation ou un affaissement de la colonne de mercure dans le tube.

Quelques-uns de ces manomètres sont établis de manière à indiquer la différence qui existe entre le vide partiel du condenseur et un vide supposé parfait, au lieu de faire connaître, comme ceux dont nous venons de parler, les différences de pression qu'offrent l'air extérieur et la vapeur plus ou moins détendue que contient le condenseur. Cette espèce de manomètre, qui est très portative, est surtout employée dans les raffineries de sucre, mais elle n'a point été généralement adoptée pour les machines à vapeur.

Enfin, l'on donne quelquefois à ces instruments la forme d'un syphon, semblablement à ceux que l'on emploie pour mesurer la pression de la vapeur dans la chaudière; mais, le plus souvent, c'est d'un tube vertical en verre, disposé comme nous venons de l'indiquer, que les mécaniciens font usage.

INDICATEUR.

L'indicateur est un instrument destiné à faire connaître exactement la quantité de force développée par une machine, en constatant, à chaque instant, la manière plus ou moins avantageuse avec laquelle elle travaille. Quand on évalue la puissance d'une machine, un des points les plus importants à observer est la pression réelle que la vapeur exerce contre le piston pendant toute la course; la moindre erreur à cet égard peut rendre inexact le résultat du calcul. Dans le cas le plus général, même lorsque la machine travaille sans expansion, c'est à tort que l'on considérerait comme constante et uniforme la pression de la vapeur dans le cylindre, avant et après la condensation. Le calcul de la force d'une machine serait encore erroné, si l'on admettait que l'élasticité du fluide dans le cylindre est inévitablement celle qu'indique le manomètre. L'indicateur a pour but de mesurer et d'enregistrer les variations de pression durant une course entière du piston. Il donne ainsi les éléments nécessaires pour servir à la détermination exacte de la puissance d'une machine.

L'indicateur consiste en un petit cylindre *c* (pl. 29-30), mis en communication avec le cylindre de la machine, soit au-dessus, soit au-dessous du piston, et muni lui-même d'un piston P, qui se rattache au ressort en spirale *s*, et qui peut glisser aisément dans le cylindre au moyen d'un corps gras. Dans la tubulure du fond de ce cylindre se trouve un robinet servant à ouvrir ou fermer le tuyau de communication du cylindre indicateur avec le cylindre de la machine. En ouvrant ce robinet, la vapeur du cylindre arrive au-dessous du piston P, contre lequel elle agit durant la course entière. C'est le ressort *s* qui maintient le piston dans le cylindre à une certaine hauteur. Ce ressort doit avoir 18 à 20 centimètres de longueur dans l'état de repos, et sa force doit être telle qu'il permette au piston de descendre jusqu'à 2 centimètres environ du fond du cylindre, quand la partie supérieure du piston supporte un excédant de pression de 1 atmosphère. Lorsque l'excès de pression, au contraire, a lieu en dessous, le ressort doit être susceptible de se comprimer jusqu'à n'occuper que 4 centimètres environ. Si donc, lorsqu'on ouvre le robinet de communication, la vapeur qui arrive en dessous du piston a une force supérieure à la pression de l'atmosphère, le piston supposé en repos montera; il s'abaissera, au contraire, si la pression est inférieure.

Le piston de l'indicateur devra donc s'élever quand la soupape à vapeur sera ouverte, puisqu'alors le cylindre de la machine sera rempli par la vapeur sortant de la chaudière. Il parviendra ainsi à une hauteur proportionnée à la force de la vapeur dans le cylindre pendant la durée de la course de la machine. Mais, du moment que la soupape à vapeur sera fermée, et la soupape d'issue dans le condenseur ouverte, le piston indicateur s'abaissera, et par la rapidité et l'étendue de sa descente, fera connaître l'état du vide dans le condenseur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si la pression de la vapeur dans le cylindre de la machine est uniforme, le piston indicateur restera stationnaire à la hauteur correspondante à la pression. Mais si cette pression vient à se modifier, le piston n'étant plus pressé également de chaque côté, montera ou descendra. Si donc l'on fixe sur la tige de l'indicateur une pointe ou un crayon, p, ce crayon tracera, sur une feuille de papier disposé à cet effet, des lignes qui feront connaître les variations successives qui se manifestent dans la pression de la vapeur. Afin d'éviter la confusion des lignes tracées au crayon, qu'auraient bientôt amenée les nombreux changements de tension, la feuille de papier est incessamment soumise à un double mouvement de translation latérale, l'un dans un sens, l'autre dans un autre, suivant que le piston se meut de haut en bas ou de bas en haut. Il résulte de cette disposition que le crayon trace sur le papier une courbe continue, dont les différentes ordonnées peuvent servir à mesurer la pression effective de la vapeur durant une course entière.

Au lieu de recueillir les indications sur une surface plane, ainsi qu'on le faisait dans les premiers établissements de Boulton et Watt, il vaut mieux enrouler le papier sur un cylindre, ou sur un rouleau tournant autour de son axe avec un mouvement alternatif de va-et-vient. Cette disposition facilite le montage et le jeu de l'appareil, tout en le rendant moins embarrassant.

Si la pression de la vapeur était uniforme, la ligne tracée sur le papier serait comprise dans un plan perpendiculaire à l'axe du cylindre; et, dans le cas où le papier se développerait sur une surface plane, cette ligne serait droite. La feuille de papier est fixée au rouleau par le moyen d'un crampon, h, dont l'arête porte des divisions.

Avant d'établir la communication entre la vapeur et le cylindre de l'indicateur, on fait mouvoir le rouleau et le crayon trace alors une ligne neutre qui représente la pression de l'atmosphère; au-dessus de cette ligne, chaque ordonnée mesure la pression supérieure à une atmosphère; au-dessous la pression inférieure.

La division de l'échelle dépend de l'énergie du ressort s, qui tend à faire descendre le piston à mesure que la vapeur cesse de presser contre sa surface inférieure. On conçoit, en effet, que plus la force de ce ressort est considérable, moins est grande la distance de bas en haut dont la spirale est susceptible de se comprimer sous l'action d'une pression donnée. On communique le mouvement alternatif de va-et-vient au rouleau en le rattachant à une des pièces de la machine, animée elle-même d'un mouvement analogue, comme, par exemple, au parallélogramme, auquel on le relie au moyen d'une corde attachée à la poulie, a, laquelle est établie sur l'arbre même du rouleau, d. Cette corde donne le mouvement dans un sens; le mouvement en sens inverse est communiqué par un ressort m, s'enroulant sur lui-même comme un ressort de montre. l est une poulie-guide, destinée à changer à volonté la direction de la corde qui s'enroule sur la poulie a.

Supposons la machine en mouvement, le robinet d'arrêt de l'indicateur étant fermé; si l'on agit sur la corde soit avec la main, soit autrement, le crayon tracera sur le papier une ligne horizontale qui représentera la pression atmosphérique. Lorsqu'ensuite, le piston étant au haut de sa course, on ouvrira le robinet de communication, l'indicateur commencera à fonctionner. La vapeur, en se précipitant dans le cylindre, pressera contre la surface inférieure du piston, qu'elle forcera à s'élever, entraînant avec lui le crayon; comme, d'un autre côté, le rouleau et le papier qui l'enveloppe sont mus eux-mêmes au moyen du mécanisme qui les rattache à la machine, une ligne se trouvera tracée sur le papier, laquelle s'élèvera d'autant plus, sur la surface convexe du rouleau, que la pression de la vapeur sera plus considérable, et s'abaissera d'autant plus que cette pression sera moindre. On pourra donc considérer l'aire de la courbe tracée par le crayon, pendant une course complète du piston, comme représentant la puissance développée par la machine. Cette puissance n'a, d'ailleurs, aucune analogie avec la puissance en chevaux-vapeur, laquelle dépend des dimensions de la machine et ne varie point avec les variations successives de pression qu'offre la vapeur. L'indicateur ne donne directement que la pression effective momentanée exercée par la vapeur sur le piston de la machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cet instrument ne sert pas seulement à indiquer la quantité de force développée à chaque coup de piston, il fait aussi connaître la nature des défauts qui peuvent nuire au développement du travail. La comparaison des diverses courbes de l'indicateur apprend lorsque les lumières d'entrée du cylindre sont trop étroites; il faut alors profiter de l'indication et les agrandir. Si le tiroir est mal ajusté, l'indicateur fait savoir d'où vient l'imperfection, et l'on peut alors y remédier.

Enfin, on peut, grâce à l'indicateur, déterminer la quantité de force qu'absorbent, dans une manufacture, les différentes pièces du mécanisme, de même que constater la qualité relative des huiles employées pour lubrifier les arbres. Ainsi, par exemple, si l'on veut savoir la quantité de force absorbée par un ventilateur ou par une scie circulaire mus par une machine à vapeur, il n'y a qu'à mettre en rapport avec la machine l'une ou l'autre de ces parties du mécanisme considérée isolément, en les séparant pour un instant des autres parties que la machine fait mouvoir; et en faisant alors fonctionner l'indicateur, on détermine la quantité de force qui est absorbée par la partie que l'on considère. Puis, en observant les indications de l'instrument, lorsque toutes les parties du mécanisme sont en jeu, on reconnaît aisément quelle proportion de la force totale est dépensée pour le travail de cette partie. La qualité plus ou moins bonne des huiles, qui servent à graisser les rouages, se détermine également d'après le plus ou moins de force nécessaire au mouvement des arbres.

La manière de lire les indications est des plus simples. Il suffit de projeter par des verticales les différents points de la courbe que le crayon a tracée sur la surface convexe du rouleau. La longueur de ces ordonnées, terminées à la ligne neutre de pression atmosphérique, se mesure sur l'échelle qui est à côté, et leur longueur moyenne représente la puissance de la machine.

L'indicateur est une invention de Watt, mais l'on ne sait trop à qui l'on est redevable de l'idée du curvo-trace. Néanmoins, la première application de cette disposition a été faite à Soho, probablement par M. Southern ou par M. Creighton. Le docteur Lardner réclame le mérite de la priorité en faveur de M. Field, mais c'est là, nous le croyons, une erreur radicale, qu'il faut ajouter à toutes celles qui ont fait attribuer à MM. Maudslay et Field une bonne part des découvertes qui ne sont dues, en réalité, qu'au génie de James Watt.

INDICATEUR CONTINU.

Il resterait à trouver un instrument qui non seulement fît connaître, mais encore enregistrât, pour ainsi dire, le travail effectué par une machine donnée durant une période de temps quelconque, afin que le travail d'une machine pût être valablement comparé à celui d'une autre, dans le but d'en déduire l'économie relative du combustible pour chacune d'elles. C'est là, du reste, un problème qui a été, jusqu'à un certain point, résolu dans le Cornouailles, au moyen d'un compteur qui enregistre seulement le nombre de coups de piston accomplis par une machine. Mais cet appareil ne peut fournir d'indications utiles qu'autant que la résistance, que la machine est appelée à vaincre, est constante et aisément mesurable; il n'est plus que d'un bien faible secours pour un navire à vapeur, par exemple, dans lequel la résistance à surmonter varie sans cesse d'intensité. L'invention d'un instrument, simple par lui-même, qui pût enregistrer les diverses quantités de forces développées par une machine, quels que puissent être, d'ailleurs, les changements de vitesse et d'expansion, n'est donc point un objet d'une médiocre importance, aujourd'hui, surtout, qu'il est démontré que la constatation bien précise du travail des machines est indispensable au succès que l'on attend de ces moteurs. Il nous suffira, pour donner une preuve concluante de ce fait, de rappeler l'énorme augmentation de force, comparativement à la dépense de combustible, développée par les machines du Cornouailles dont le travail a été enregistré. Les tables publiées par MM. Lean nous font savoir que le travail moyen des machines, dans le Cornouailles, qui aurait été, en 1815, représenté par 1, s'est élevé, en 1843, à un nombre trois fois plus considérable pour la même quantité de combustible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est donc inutile d'insister davantage sur les services que pourrait rendre au progrès des machines à vapeur un indicateur continu. Cet instrument serait surtout utile aux nombreuses machines pour la navigation que l'on construit chaque jour sans plan bien arrêté, et dont le travail est souvent loin de répondre à l'espérance qu'on s'en était formée. Nous terminerons en disant qu'un instrument de ce genre, mais d'une application trop difficile à cause de sa complication, a été dernièrement inventé par M. le professeur Moseley.

COMPTEUR.

Le compteur est un instrument qui, à chaque coup de piston, fait mouvoir, au moyen d'un système de roues dentées, un index jusqu'à une certaine distance ou division, qui correspond à un seul coup; de sorte que, pour avoir le nombre de coups de piston accomplis par la machine durant une période de temps donnée, il n'y a qu'à compter le nombre de divisions parcourues par l'index.

Cet appareil se construit de différentes manières. Cependant, le plus souvent, les roues tournent au moyen d'un pendule attenant à quelque partie oscillante du mécanisme, chaque vibration du pendule laissant échapper une des dents de la roue indicatrice. Les compteurs établis en France sont portatifs et très commodes. M. Adie est l'inventeur d'un instrument de ce genre, fort élégant, applicable aux locomotives. Une vis sans fin est disposée intérieurement à la circonférence de deux petites roues placées sur le même axe, et dont l'une offre une dent de plus que l'autre. On obtient ainsi deux mouvements d'une différence à peine appréciable; car la roue qui a une dent additionnelle tourne avec une vitesse fort peu inférieure à celle de l'autre roue. L'extrémité de la vis est reliée à l'une des parties en révolution de la machine. Les roues se rattachent directement à la vis, et ne tournent point avec la pièce motrice en question, de sorte que ces roues tournent sur leur axe par l'effet seul de la vis, et ne reçoivent aucune impulsion des pièces du mécanisme en révolution.

CHAPITRE SIXIÈME.

VARIÉTÉS DES MACHINES A VAPEUR ET DE LEURS DIVERSES PARTIES.

MACHINES A HAUTE PRESSION ET MACHINES A CONDENSATION.

Nous avons déjà établi que les machines à vapeur de tous les genres sont comprises dans deux classes principales, savoir : les machines à haute pression et les machines à condensation. Ces dernières, il est vrai, travaillent aussi quelquefois à une haute pression, et, par conséquent, la dénomination de machines à haute pression, employée dans le but de distinguer particulièrement ceux de ces moteurs où la vapeur n'est point condensée, est souvent fautive et souffre de nombreuses exceptions. Cependant nous adopterons la dénomination telle qu'elle est généralement admise sans chercher à la rectifier.

Toutes les machines locomotives sont à haute pression. En général, on établit à haute pression toutes les machines pour lesquelles l'approvisionnement de l'eau de condensation est embarrassant, ou qui se trouvent dans des circonstances telles que le prix d'acquisition est d'une plus grande importance que la consommation plus ou moins grande du combustible. Les machines à haute pression, toutes choses égales d'ailleurs, consomment nécessairement plus de combustible que les autres, vu qu'elles n'utilisent point la force développée par la condensation de la vapeur; et comme la quantité de chaleur contenue

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans un même poids de vapeur est à très peu près le même sous toutes les pressions, aucune économie ne vient, d'autre part, racheter cette perte.

Il n'y a donc point lieu de recommander l'emploi des machines à haute pression dans les cas où les machines à basse pression peuvent servir; aussi ces premières ne sont-elles guère utilisées que par la locomotion sur les chemins de fer, si l'on en excepte le cas où l'on peut avoir besoin d'une très petite machine pour un service spécial ou momentané. On expédie dans les Indes orientales un grand nombre de petites machines à haute pression pour le service des raffineries de sucre. Mais, même dans cette circonstance, et, bien qu'elles soient plus transportables, ces machines présentent des avantages fort contestables.

Dans toute machine à vapeur à haute pression, il est bon que la tension de la vapeur soit considérable, attendu que la déduction à cette tension, que détermine la pression atmosphérique, est relativement moindre avec une haute pression qu'avec une pression plus modérée. Quelques machines locomotives travaillent à une pression qui atteint 6 kilogrammes 1/3 par centimètre carré. Il est inutile de rappeler que, dans les machines à haute pression, la vapeur, après avoir servi à faire mouvoir le piston, s'échappe librement dans l'atmosphère, tandis que, dans les machines à basse pression, la vapeur, après avoir rempli le même office, passe du cylindre dans le condenseur où elle se trouve condensée par un jet d'eau froide. C'est cette condensation subite de la vapeur qui occasionne un vide partiel dans l'intérieur du cylindre, lequel détermine la marche du piston pressé d'ailleurs par la vapeur non condensée, et donne lieu ainsi à un accroissement correspondant dans la force motrice.

MACHINES HYDRAULIQUES OU MACHINES D'ÉPUISEMENT.

Nous avons déjà donné, pages 21 et suivantes, une description de la machine d'épuisement, telle qu'elle a été établie par Watt lors de ses premiers essais. La machine d'épuisement de nos jours ne diffère de ce type primitif que dans quelques détails sans importance, si l'on en excepte toutefois l'usage de la vapeur à une plus haute pression, et la mise en pratique, sur une plus large échelle, du principe de l'expansion, principe qui a été la source d'une si notable économie dans le service de ces moteurs.

Nous avons représenté (planche 12), sous le titre de *machine d'épuisement du Cornouailles*, une machine sortie des fonderies de Hayle. Cette machine peut être considérée comme un très bon exemple de la machine d'épuisement, telle qu'on la construit aujourd'hui. Sa consommation en combustible est relativement très faible. L'appareil à soupapes de la même machine est représenté planche 5. Cet appareil fonctionne de la même manière que l'appareil à soupapes de la machine de Watt, dont nous avons donné une description détaillée et un dessin, page 22; seulement les soupapes, au lieu d'être de l'espèce ordinaire à tige ou à chapeau plat, sont des soupapes à chapeau cylindrique, dites soupapes d'équilibre, parce qu'elles peuvent être soulevées par la plus petite force. La soupape à chapeau cylindrique n'est autre chose qu'un cylindre ouvert aux deux bouts, et susceptible de se mouvoir sur un piston fixe qui lui sert de base. Le cylindre mobile est disposé de manière à fermer complétement au besoin l'orifice de la boîte à vapeur au-dessus duquel il se trouve, le piston servant d'ailleurs d'obturateur; mais lorsque le rebord extrême du cylindre est soulevé au-dessus de l'orifice de la boîte, la vapeur trouve une issue. On conçoit que le cylindre puisse être soulevé aisément, puisqu'il est pressé également dans les deux sens. Néanmoins, dans la pratique, on évite le frottement du piston contre le cylindre, en employant des surfaces annulaires légèrement coniques, et la partie mobile de cette soupape n'est point un cylindre parfait, ainsi qu'on le voit en examinant la figure à droite de la planche 5.

La soupape à soulèvement, qui se trouve tout à fait à droite dans la figure que nous venons de citer, est un simple obturateur fonctionnant comme une valve à gorge, et destiné à régler le courant de vapeur. Des deux autres soupapes que cette figure représente, l'une, la plus petite, est une soupape

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à vapeur, l'autre une soupape d'équilibre : la première laisse arriver la vapeur au cylindre pour faire accomplir au piston sa course descendante ; la seconde donne issue à la vapeur qui se trouve au-dessus du piston, au moment où se termine la course descendante.

La soupape d'échappement est représentée en coupe, dans la partie à gauche de la planche ; son office est de permettre à la vapeur de se rendre dans le condenseur, lorsque le piston va redescendre. La soupape d'échappement est généralement ouverte un peu avant la soupape à vapeur, afin que le temps réservé à la condensation de la vapeur puisse être plus long, et que la course descendante du piston puisse s'effectuer immédiatement après l'admission de la vapeur au-dessus. Les soupapes sont mises en jeu au moyen de taquets disposés convenablement sur une tige. L'appareil est analogue à celui adopté par Watt, et que nous avons décrit ; mais les détails ne sont pas absolument les mêmes, et varient suivant les machines. La disposition de soupapes que nous avons choisie pour exemple est la meilleure de toutes celles que nous ayons eu l'occasion d'observer. Nous ajouterons cependant que, dans le Cornouailles, les mécaniciens ont une tendance à donner une trop faible capacité à leurs condenseurs.

Toutes les machines du Cornouailles sont pourvues d'une chemise à vapeur qui enveloppe le cylindre ; et même, dans certaines circonstances, ces chemises sont contournées par un tuyau en spirale, dans lequel circule un courant d'air chaud ou de fumée, pour maintenir à un degré suffisant la température de la vapeur. Quelquefois encore le cylindre est entouré d'une chemise où ne se trouve point de la vapeur, mais une substance très mauvaise conductrice de la chaleur, ou bien encore ce revêtement est simplement en bois.

Nous avons représenté, planches 23-24, sous le titre *Machine d'épuisement des établissements hydrauliques du Vauxhall,* une très belle machine sortie des ateliers de R. Hosking. Le cylindre de cette machine est entouré d'un second cylindre, à grandes dimensions relatives, qui lui sert de chemise et le protége d'une manière très efficace contre le refroidissement. Les tuyaux à vapeur ainsi que les chaudières sont également revêtus avec soin de substances non conductrices ; en sorte que les pertes de chaleur qui proviennent de cette source sont rendues aussi petites que possible. C'est en raison de l'excellence des dispositions prises contre toute perte de chaleur, et de l'application, sur une grande échelle, du principe de l'expansion, que consiste l'économie de la machine du Cornouailles. Les chaudières n'offrent rien de remarquable, et elles sont, sous tous les rapports, inférieures aux générateurs à carneaux ou tubulaires, employés sur les navires.

Il résulte une économie incontestable de l'emploi des chemises à vapeur, mais il serait difficile de dire la raison de cette économie. En effet, la chemise présente une surface de refroidissement plus étendue que celle du cylindre lui-même, et il serait rationnel d'en conclure que son emploi entraîne une plus grande perte, par suite de la condensation de la vapeur. Il n'en est pas moins vrai que, de deux machines, identiques sous tous les autres rapports, celle qui est pourvue d'une chemise à vapeur donne un résultat bien plus avantageux que celle qui n'en possède point.

Nous avons donné, pages 127 et 153, les dessins de chaudières du Cornouailles de l'espèce la plus perfectionnée. Ces chaudières sont établies d'une manière convenable ; mais les cendriers sont loin d'avoir l'ampleur nécessaire, et l'aire superficielle du niveau de l'eau est insuffisante, ce qui expose ces chaudières à fournir une vapeur chargée d'eau. Le tuyau de vapeur, dans la machine du Cornouailles, a une section beaucoup plus étroite que dans la plupart des autres machines. Il ne résulte aucun inconvénient de ce rétrécissement du tuyau, et les pertes de chaleur en sont moins considérables.

La plupart des machines du Cornouailles ont, comme nous l'avons dit, une chemise à vapeur qui, non seulement entoure complétement le cylindre, mais s'étend au dessus du couvercle et en dessous du fond. Il y a même quelques machines dans lesquelles on ménage un espace pour la vapeur au milieu de la boîte à étoupes, de sorte que, si quelque fuite a lieu, ce n'est point une fuite d'air, mais seulement une

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fuite de vapeur. Or, une fuite de vapeur n'a pour effet que d'augmenter la dépense de combustible, tandis qu'une introduction d'air dans le cylindre diminue la puissance de la machine. Pour réaliser ce perfectionnement de détail on donne une grande profondeur à la boîte à étoupes. Au-dessus de la garniture intérieure on introduit une boîte en laiton percée de deux trous, pour le passage de la tige, et on recouvre encore cette boîte avec de la garniture. Le tout est comprimé par le chapeau du *stuffing-box*. C'est dans la boîte intermédiaire en laiton que l'on fait arriver de la vapeur par un petit tuyau qui communique avec le tuyau de vapeur.

Dans les machines d'épuisement, on donne généralement une plus grande longueur à la partie du balancier qui est reliée avec la tige du piston à vapeur. Cette disproportion dans les deux parties du balancier de chaque côté de l'axe d'oscillation, permet d'avoir une grande longueur de course sans être obligé pour cela de communiquer une trop grande vitesse aux pistons des pompes d'épuisement, ce qui les mettrait bientôt hors d'usage.

L'un des avantages qui résulte d'une grande longueur de course est de pouvoir employer la vapeur à une haute pression sans augmenter au-delà de toute mesure la force des diverses parties de la machine. En effet, les principales parties d'une machine à vapeur doivent présenter la même force de résistance, quelle que soit la longueur de la course du piston. On peut donc, sans inconvénient de ce côté, augmenter la longueur de la course. Si, au contraire, on augmente le diamètre du cylindre pour compenser la perte de puissance qui résulterait d'une diminution dans la longueur de la course, on se met dans la nécessité de donner une plus grande force de résistance aux diverses parties de la machine, ce qui la rend naturellement plus coûteuse.

On se sert quelquefois de l'action combinée des deux cylindres de Hornblower ou de Woolf pour obvier à l'inconvénient que nous venons de signaler. On a même, dans quelques machines modernes, simplifié avantageusement le système de Woolf en plaçant le petit cylindre au-dessus du grand, et n'employant qu'une seule tige commune aux deux cylindres; mais, conformément à ce que nous avons dit pages 28 et 29, nous ferons observer que l'emploi combiné des deux cylindres n'augmente en rien la puissance de la machine, tout en lui donnant une complication inutile, et que le seul avantage qui en résulte est une plus grande régularité dans l'action de la force motrice. Comme de toutes les machines à vapeur, les machines d'épuisement sont celles qui réclament le moins impérieusement la régularité d'action, nous pensons qu'il vaut beaucoup mieux, pour arriver au même but, donner une plus grande portée à la partie du balancier qui se relie à la tige du piston. Cette disposition si simple, en augmentant la longueur de la course du piston, permet au constructeur d'attribuer aux diverses parties de la machine des dimensions moindres que celles qu'exigerait une machine de même puissance dynamique et munie d'un cylindre plus court.

Nous avons démontré dans la théorie de la manivelle, pages 368 et suivantes, qu'il n'y avait aucune perte de puissance provenant de l'emploi de la manivelle dans la transformation d'un mouvement alternatif en un mouvement circulaire continu. Nous avons à faire voir maintenant qu'il n'y a pas plus de perte de puissance dans le mouvement oscillatoire imprimé à la masse du balancier. Nous admettons cependant qu'il était plus pardonnable de se tromper ici que dans le cas de la manivelle. On pouvait, en effet, ne pas comprendre tout d'abord qu'il n'y avait point de perte, quand on voyait la puissance produire et détruire incessamment, en le renversant, un mouvement imprimé à une masse inerte. La première erreur, celle relative à la manivelle, se trouvait en opposition directe avec le principe des vitesses virtuelles; elle était rendue manifeste, d'ailleurs, par cette considération qu'une augmentation de puissance ne pouvant être due à une combinaison quelconque de leviers, aucune perte théorique ne pouvait non plus en être la conséquence.

Pour ce qui concerne le balancier, nous observerons tout d'abord qu'il y a effectivement dépense de force pour faire décrire à toute sa masse, autour d'un centre quelconque, une oscillation plus ou moins

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

étendue. Considéré isolément, sans liaison aucune avec les diverses autres parties mobiles de la machine, il est incontestable qu'un balancier exigerait à lui seul l'action d'une machine, d'une force proportionnelle à sa masse, pour céder à un mouvement oscillatoire, et être maintenu dans ce mouvement. Cette réticence qu'il faudrait considérer le balancier isolément, comme une masse inerte, à l'exclusion des autres parties du mécanisme, pour que le fait d'absorption de force fût vrai absolument, suffit pour faire comprendre qu'il n'en est plus ainsi du moment que le balancier est lié aux autres parties de la machine en travail. En effet, toute la quantité de mouvement qu'il absorbe, lorsqu'il reçoit son mouvement du moteur, est restituée intégralement aux autres parties du mécanisme au moment où le balancier arrive à l'état de repos avant de se mouvoir en sens contraire. Dans une machine à double effet, comme dans une machine à simple effet, cette considération que le balancier est obligé d'épuiser à chaque coup, au profit de la puissance, la quantité d'action qu'il absorbe, suffit pour faire voir qu'il n'y a d'autres pertes de force, dans son application, que celles dues au frottement de l'axe de rotation sur ses coussinets, à la résistance de l'air et à une élasticité imparfaite de la matière.

D'autres machines que les machines à balancier offrent des exemples remarquables de fortes masses douées d'un mouvement de va-et-vient, et que l'on pourrait accuser tout aussi bien d'absorber de la puissance en pure perte. Les machines à planer, à tailler la pierre, à scies non circulaires, etc., sont dans ce cas; et l'on peut dire en général que les exemples de double mouvement de va-et-vient sont tout aussi fréquents que ceux des mouvements de rotation continue. Il est clair que les remarques que nous venons de faire pour les balanciers s'appliquent identiquement à toutes les autres pièces d'une machine douée d'un mouvement alternatif.

S'il est une circonstance dans laquelle on doive excuser l'emploi des machines ordinaires à balancier, c'est sans aucun doute dans l'application des machines à l'épuisement des eaux. Les machines à action directe ne se prêteraient pas aussi avantageusement et avec les mêmes conditions de stabilité à la mise en jeu des tiges de pompe. Le balancier repose sur un mur en maçonnerie établi tout près de l'embouchure du puits, comme on peut le voir en se reportant à la planche 12, que nous avons déjà citée, et qui représente une machine d'épuisement à balancier du Cornouailles. A l'une des extrémités du balancier se trouve le cylindre à vapeur, et, à l'autre extrémité, la tige maîtresse qui plonge dans le puits. C'est vers cette dernière partie du balancier que sont suspendues les tiges de la pompe à air et de la pompe alimentaire. La pompe à air est représentée à gauche et vers le bas de la figure par des lignes ponctuées, et l'on voit à côté le condenseur situé dans le réservoir d'eau froide. L'eau d'injection pénètre dans le condenseur par un tuyau recourbé, à l'extrémité duquel se trouve une valve dont le jeu est réglé par une cataracte. On aperçoit cette cataracte au-dessous de l'appareil des soupapes de la machine. Le centre d'oscillation de la tige-guide du parallélogramme est fixé sur une tige de fer qui traverse le mur du bâtiment. L'extrémité du balancier, du côté du cylindre, est munie de crochets d'arrêt ou oreilles qui viennent porter contre des poutrelles élastiques, lorsque les oscillations du balancier tendent à prendre trop d'amplitude, ce qui pourrait occasionner des ruptures par suite du choc du piston contre le fond du cylindre. La pompe alimentaire est établie au-dessus du tuyau de décharge. Quant au mouvement des soupapes, nous en avons déjà fait la description, et ce mouvement est représenté dans une planche à part, planche 5.

La machine d'épuisement des établissements hydrauliques du Vauxhall, que nous avons représentée planches 23-24, est une des machines les meilleures et les plus complètes de ce genre. Elle peut, en toute sécurité, être indiquée comme un modèle à suivre pour les constructeurs de machines hydrauliques. La tige-maîtresse des pompes est liée au balancier par un parallélogramme aussi bien que la tige du cylindre, et chaque extrémité du balancier est munie d'oreilles qui, en portant contre des poutrelles élastiques, préviennent tout excès dans l'amplitude du mouvement oscillatoire. Des grues sont disposées au-dessus du cylindre à vapeur et des pompes, pour soulever aisément les pistons.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il existe un préjugé, parmi les constructeurs du Cornouailles, contre l'emploi des garnitures métalliques pour les pistons; aussi, les garnitures de chanvre dont ils continuent à se servir les obligent à des réparations continuelles, surtout lorsque la vapeur est à haute pression. Il paraît cependant que l'on commence, même dans le Cornouailles, à revenir de cette erreur, et que l'emploi des garnitures métalliques tend à se généraliser.

Les soupapes des pompes aspirantes, lorsqu'elles ont une charge d'eau considérable à supporter, retombent avec force sur leurs siéges au moment où commence leur course ascendante. C'est là une cause continuelle d'ébranlements nuisibles à la stabilité des diverses pièces, et l'on a proposé de nombreux expédients pour y remédier. De tous ces expédients le meilleur est, suivant nous, l'emploi de la soupape connue sous le nom de soupape de Harvey, qui n'est autre chose, d'ailleurs, dans ses principaux détails, que la soupape d'équilibre dont nous avons déjà parlé, et qui est représentée planche 5. Cette soupape retombe avec peu de force, et l'on dispose assez fréquemment, sur le piston de la pompe, une cannelure annulaire dans laquelle vient se loger le bord de la soupape. Le fond de cette cannelure est garni de bois de bout sur lequel porte le bord de la soupape en retombant. Une excellente disposition consisterait à munir le bord même de la soupape d'une cannelure qui se remplirait naturellement d'eau, et qui, en retombant, recevrait une saillie correspondante ménagée à cet effet sur le piston de la pompe. La saillie, pour se loger dans la cannelure, serait obligée de refouler l'eau qui s'y trouve, et la résistance qui en résulterait suffirait pour amortir le choc.

Dans quelques machines américaines on emploie des soupapes de chanvre, même pour les pompes à air. Le piston se compose d'un disque percé d'un grand nombre de petits trous, qui tous sont bouchés par un disque de chanvre, qui s'élève et retombe comme la soupape ordinaire à chapeau. On a essayé de remplacer le chanvre par le caoutchouc; mais cette dernière substance pénètre trop avant dans les trous, lorsque le disque supérieur retombe, et ne remplit pas si bien le but qu'on se propose. Des fils de chanvre reliés entre eux par du caoutchouc seraient, selon toute probabilité, la substance qui se prêterait le mieux à la composition de ce genre de soupape.

MACHINES A ROTATION ET A BALANCIER.

Nous avons donné, dans une de nos planches (pl. 1), le dessin d'une machine à balancier et à rotation de Maudslay. Cette machine n'a qu'une force de 16 chevaux, et elle peut être indiquée comme un excellent modèle à suivre. Cependant, nous pensons fermement que les machines fixes ordinaires à balancier ne doivent point continuer à être employées pour produire les mouvements rotatoires. Les machines à action directe, c'est-à-dire les machines à rotation sans balancier, qui ont été établies dans ces derniers temps, sont beaucoup plus simples dans leurs dispositions générales, et exigent un emplacement moins considérable que les machines à balancier. Il n'est point douteux que, dans un avenir plus ou moins éloigné, on n'emploie plus que de ces nouvelles machines, surtout lorsque leur puissance ne dépassera pas certaines limites. Aussi nous ne nous arrêterons point à la description générale des machines à balancier, qui seront suffisamment élucidées par les planches et les détails que nous avons donnés et que nous donnerons encore plus loin.

On observera que la chemise du cylindre de la machine de Maudslay est fondue d'une seule pièce avec le cylindre. La boîte du tiroir est munie de garnitures de chanvre en haut et en bas du tiroir. Le condenseur est situé dans la bâche d'eau froide au dessous du cylindre.

Nous avons représenté, planches 3 et 4, une autre machine à balancier et à rotation de 60 chevaux. Cette machine, établie par M. Fairbairn, présente la particularité d'un volant sous forme de roue d'engrenage dentée. Les autres dispositions sont d'ailleurs les mêmes que pour toutes les machines de ce genre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans certaines circonstances les machines à double cylindre sont employées pour les manufactures, et plusieurs de ces dernières machines, établies par MM. Rennie, Hall de Dartford et Hick de Bolton, peuvent être considérées comme d'excellents modèles. Cette variété des machines à rotation et à balancier peut être appliquée avec avantage dans les filatures de coton, où la régularité des mouvements est de la plus haute importance. Mais, dans les cas ordinaires, nous pensons qu'il est préférable d'employer deux petites machines, agissant à angle droit sur l'arbre, ou bien une seule machine avec un volant plus lourd et doué d'une vitesse plus grande que les volants ordinaires.

MACHINES A VAPEUR POUR LA NAVIGATION.

Les machines à vapeur appliquées à la propulsion des navires sont, de toutes les variétés des machines mues par la vapeur, celles qui, de nos jours, excitent le plus grand intérêt, tant à cause des résultats importants qu'elles ont réalisés que de ceux, plus grands encore, que l'on peut raisonnablement espérer de leur avenir. La machine pour la navigation l'emporte, sans contredit, sur la machine ordinaire de terre. Nous croyons donc qu'il est nécessaire de la décrire dans tous ses détails, et notre description pourra, le plus souvent, s'appliquer en même temps aux autres variétés de machines à vapeur, qu'elles serviront ainsi à faire connaître.

Comme exemple de machine à balancier pour la navigation, on peut prendre celui du steamer *City-of-London*, construit par M. Robert Napier, et dont un dessin est donné à la planche 2 de cet ouvrage, sous ce titre : *Coupe et élévation de l'une des machines du bateau à vapeur la Ville-de-Londres.* Cette machine nous servira de type pour développer les observations que nous avons à faire sur les machines à vapeur à balancier destinées à la propulsion des navires.

Ainsi qu'on peut le reconnaître, en examinant la figure, toutes les pièces du bâti sont en fer forgé. C'est là une heureuse innovation, car il y a toujours à craindre qu'un bâti en fonte, quelque fortes que soient ses dimensions, ne soit brisé par les chocs que la mer fait éprouver au navire; et, d'un autre côté, ce bâti en fer, tout en présentant plus de sécurité, est beaucoup plus léger qu'un bâti en fonte. Tout en approuvant cette heureuse application du fer aux bâtis des machines pour la navigation, nous reprocherons au constructeur des machines de *la Ville-de-Londres* de n'avoir point prolongé les entretoises latérales jusqu'au cylindre, ce qui aurait présenté une plus grande stabilité. Les porte-guides du parallélogramme et l'arbre du tiroir auraient été supportés par une colonne reliée à l'entretoise inférieure au moyen d'une tige partant de son sommet et allant s'assembler avec l'entretoise au point de jonction de cette entretoise avec la colonne de support de l'arbre à manivelles qui avoisine la pompe à air.

La tige du piston est assujettie dans la traverse par un écrou qui se visse au-dessus de la traverse à l'extrémité de la tige, de la même manière qu'on le fait quelquefois pour une clavette dont on veut maintenir ou augmenter à volonté le serrage. Il existe trop peu de conicité dans la partie de la tige qui pénètre dans la traverse, de sorte qu'il y a une assez forte compression à vaincre pour séparer ces deux pièces, ce qui est un inconvénient, puisqu'on est quelquefois obligé de faire cette séparation. Il y a aussi trop peu de conicité dans la partie de la tige qui traverse le piston, quoiqu'il y ait à la partie inférieure de la tige un rebord en forme de bourrelet qui supporte les efforts trop violents, et empêche la tige d'être arrachée du piston. La conicité, telle qu'elle existe dans cette partie, serait loin de garantir contre un arrachement qui pourrait être amené par un choc violent, s'il n'y avait point une saillie quelconque pour supporter cet effort. Cette séparation a eu lieu à plusieurs reprises dans certaines machines de M. R. Napier, où l'on n'avait point pris la précaution indiquée tout à l'heure et suivie dans les machines de *la Ville-de-Londres*.

Le tiroir est de la variété des tiroirs à garnitures ayant la forme d'un D en section. Nous n'approuvons guère ce genre de tiroir pour les machines de grande puissance. La manière dont la garniture

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

est disposée dans le cas présent nous paraît présenter de graves inconvénients. Les deux petites boîtes, à la partie supérieure et inférieure du tiroir, qui reçoivent la garniture, ne sont pas situées à l'arrière de la boîte du tiroir, de manière à ce qu'on puisse y introduire la garniture extérieurement. Il faut donc, chaque fois qu'il y a à retoucher à la garniture, enlever le tiroir pour faire cette réparation intérieurement à la boîte. Nous considérons encore comme une disposition vicieuse d'avoir établi la communication du tuyau de décharge avec le condenseur à un niveau aussi bas que celui qui est indiqué sur la figure.

Le piston de la pompe à air n'est point muni d'un écrou servant à presser convenablement la garniture du piston; l'absence de cette pièce est un défaut capital dans les machines de grandes dimensions. La soupape de ce piston est de l'espèce ordinaire, dite à recouvrement, et elle retombe avec choc sur son siége dès que commence la course ascendante du piston. Il y a deux valves de décharge, l'une directement au-dessus de la pompe, l'autre à l'extrémité du tuyau qui conduit à la bâche d'eau chaude. Nous ne comprenons pas l'avantage de cette disposition multiple, surtout quand nous voyons des pompes fonctionnant fort bien sans l'adjonction d'une soupape de détente à la valve ordinaire.

Ce que nous avons dit plus haut, relativement à la conicité insuffisante des extrémités de la tige du cylindre, s'applique également à la tige de la pompe à air. La bielle principale est fort lourde, ce qui nous paraît être sans utilité. Cette pièce, aux endroits de plus faible diamètre, n'a pas besoin d'être aussi grosse que la tige du piston; et, cependant, nous voyons qu'elle est considérablement plus forte que cette tige, dans ses points de diamètre minimum.

Malgré les imperfections de détail que nous venons de signaler, les machines du steamer *City-of-London* sont, sous presque tous les rapports, d'un excellent service, et elles présentent une grande stabilité. Nous ne faisons point de doute que l'entretien de ces moteurs ne soit facile et peu coûteux.

Les machines des paquebots des Indes occidentales, *Clyde, Tweed*, *Tay* et *Teviot*, construites par MM. Caird et comp., sont exemptes d'une grande partie des défauts que présentent les machines dont nous venons de parler; mais, d'un autre côté, elles offrent des inconvénients qui leur sont propres et qui ne sont pas moins graves. L'un des défauts de ces machines le plus palpable, et qu'on a peine à comprendre de la part de mécaniciens aussi distingués, est l'obstacle que présente le tiroir lui-même à l'entrée de la vapeur dans l'intérieur de la boîte, lorsque le tiroir est à la fin de son coup. Il résulte de cette fausse disposition que, durant la course ascendante du piston, le passage de la vapeur est obstrué d'une manière nuisible. Cette faute n'est, évidemment, que le résultat d'une inadvertance, mais il n'en est pas moins vrai qu'elle affecte sérieusement le travail des machines.

Les flasques latérales du bâti deviennent trop faibles lorsqu'elles approchent du cylindre. C'est aussi une mauvaise disposition que de faire passer l'axe principal du balancier à travers le condenseur, attendu qu'il est difficile de maintenir le joint bien étanche; et si, pour éviter les fuites, on fait passer l'axe dans l'intérieur d'un tube fondu avec le corps du condenseur, l'on s'expose à ce que l'inégale dilatation du métal fasse éclater les parois du condenseur, à cause des alternatives de chauffe et de refroidissement déterminées par la vapeur et par l'eau froide d'injection. C'est à ce motif qu'il faut attribuer la rupture d'un grand nombre de condenseurs construits par MM. Caird et comp. Il nous paraît préférable d'établir les condenseurs en forme de forts tuyaux cylindriques d'une grande hauteur, et de faire porter l'axe principal du balancier sur des supports disposés convenablement.

En raison de l'importance des machines des paquebots transatlantiques que nous venons de citer, et sur lesquelles nous aurons à revenir, nous avons consacré plusieurs planches à l'élucidation complète de l'ensemble et des détails de ces puissants moteurs.

MACHINE A BALANCIER COUDÉ DITE MACHINE A CLOCHE DE SAMUDA.

Cette machine est représentée planche 6, en plan et en élévation. Les cylindres, comme on le voit sur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la figure, sont renversés, c'est-à-dire que les tiges de pistons sortent par le couvercle du bas. A est le bâti; C, le cylindre; D, le condenseur; E, la pompe à air; *h*, la traverse de la pompe à air; P, la tige du piston; J, la bielle principale; K, l'arbre des roues; S, le tiroir, et T, le levier ou balancier. On voit que les deux bielles pouvant venir agir à peu près au même point sur l'arbre à pales, une seule manivelle suffit à ces deux machines.

La disposition de cette machine a la plus grande analogie avec celle adoptée sur le bateau à vapeur *Gypsey-Queen*. Dans cette dernière, cependant, les cylindres ne sont pas renversés. Nous croyons reconnaître dans l'heureuse combinaison des pièces de cette machine, la main de M. Clegg, et certes l'idée n'est point indigne de son esprit judicieux. Il faut dire, pourtant, que cette disposition exige une longueur considérable dans l'espace réservé à la machine, en raison de l'écartement forcé des deux cylindres; et bien qu'il y ait économie de place en largeur, on doit remarquer que ce n'est pas dans ce sens que les dimensions des machines pour la navigation ont besoin d'être restreintes. L'espace laissé libre de chaque côté de la machine dans le sens de la largeur du navire ne peut servir à rien, à moins qu'on ne l'utilise en y plaçant les chaudières; mais, alors, leur contact contre les flancs du navire présenterait quelques dangers, surtout dans le cas où le navire serait construit en bois. D'ailleurs, l'une des conditions les plus essentielles à observer dans les appareils de vaporisation consiste à rendre leurs parois accessibles de tous points. Or, cette condition ne saurait être réalisée dans la disposition précédente.

CONSIDÉRATIONS GÉNÉRALES SUR LES MACHINES A ACTION DIRECTE OU SANS BALANCIER EMPLOYÉES EN ANGLETERRE.

L'emploi des machines à action directe, pour les navires à vapeur, a reçu dans ces dernières années une extension considérable, et cette révolution dans le mode de construction des machines de la navigation tend, selon toute apparence, à devenir universelle. Les machines sans balancier ont l'avantage d'être moins pesantes et plus compactes que les machines à balancier. C'est cette raison surtout qui les met en grande faveur aujourd'hui parmi la plupart des constructeurs, malgré la résistance que leur adoption a rencontrée chez un assez grand nombre de mécaniciens. Les premiers projets qui furent présentés étaient incomplets et peu satisfaisants, mais bientôt l'excellent service des machines oscillantes et à double traverse rappela du jugement désavantageux que les premiers essais avaient fait porter sur l'ensemble de ces machines.

Nous avons donné, planches A et B, les dessins comparatifs des principales machines à action directe employées aujourd'hui dans la navigation à vapeur de la Grande-Bretagne. Cette représentation simultanée d'un si grand nombre de machines sans balancier permet de comparer entre elles et d'un seul coup d'œil les dispositions particulières relatives au système.

L'ensemble des machines à action directe ou sans balancier peut être considéré comme comprenant cinq variétés principales, que nous distinguerons de la manière suivante :

Première variété. — Machines dans lesquelles la bielle est placée au-dessus de la tige du piston entre cette tige et la manivelle, quelles que soient d'ailleurs les particularités de construction que cette disposition nécessite.

Deuxième variété. — Machines dans lesquelles la bielle se trouve placée au-dessus de la manivelle.

Troisième variété. — Machines dites à double cylindre ou à cylindres accouplés, employées principalement par MM. Maudslay et Field, et MM. Forrester, de Liverpool.

Quatrième variété. — Machines dites à double traverse, employées par MM. Bury et compagnie, MM. Fawcett et compagnie, et différents autres constructeurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cinquième variété. — Machines oscillantes, employées avec succès, d'abord par MM. Penn, et ensuite par une foule d'autres mécaniciens.

Nous dirons quelques mots sur chacun de ces différents genres de machines à action directe.

PREMIÈRE VARIÉTÉ. — Machines dans lesquelles la bielle est placée au-dessus de la tige du piston, entre cette tige et la manivelle.

Les objections qu'on peut adresser à cette variété de machines sont nombreuses et d'un grand poids. La définition même de cette variété exige un cylindre très court et une bielle peu allongée, sans quoi il faudrait élever outre mesure l'arbre des roues. Ces machines ne présentent donc qu'une longueur de course fort limitée. Bien que nous n'admettions pas, comme le font un grand nombre de personnes, que la détente de la vapeur ne puisse avoir toute son efficacité que dans un long cylindre, nous croyons cependant qu'une machine doit présenter une longueur de course raisonnable pour fonctionner dans de bonnes conditions de détente. Une autre conséquence fâcheuse d'une longueur de course trop restreinte, est d'attribuer au piston un mouvement rapide de va-et-vient. Il existe, en outre, aux extrémités du cylindre, pour chaque coup de piston, une perte de vapeur comparativement plus grande, lorsque la course est trop limitée, que dans le cas contraire. Cette perte de vapeur, quoique peu importante, mérite cependant d'être prise en considération.

Relativement au peu de longueur de la bielle, nous ne pensons pas, comme certains mécaniciens, que le dérangement, que pourrait causer au tiroir une bielle de faible longueur, soit bien à craindre, mais ce qui nous paraît fort important, c'est l'augmentation de frottement que détermine l'action de la bielle sur la manivelle lorsque son angle d'inclinaison devient considérable. Ce frottement a pour effet, non seulement d'absorber de la puissance, mais, ce qui est plus grave, de déterminer un dégagement de chaleur suffisant quelquefois pour brûler les coussinets. Ce n'est point répondre d'une manière satisfaisante à cette objection que de dire que le frottement, développé par une machine à action directe, est tout au plus égal à celui qu'engendre le travail d'une machine à balancier. Ici, le vice provient de ce que ce frottement n'est pas convenablement réparti; qu'il est produit, au contraire, en peu de points, mais avec assez d'énergie pour exposer ces parties à être mises hors de service.

Mais le reproche le plus sérieux que l'on puisse faire à cette variété de machines est, sans contredit, l'exagération du diamètre des roues à pales. La disposition de ces machines exige qu'on élève le plus possible l'arbre des roues à pales pour atténuer, par cela même, les défauts de trop faible longueur que nous venons de signaler dans le cylindre et dans la bielle. Cette élévation de l'arbre implique la nécessité de donner un grand diamètre aux roues; et il résulte de là une vitesse trop considérable imprimée aux pales des roues, ce qui absorbe en pure perte une grande quantité de puissance. En effet, l'on comprend aisément que, dans tous les cas où il existe une grande différence entre la vitesse des pales et celle du navire, une quantité considérable de force est dépensée inutilement à chasser l'eau à l'arrière des roues, au lieu de servir à pousser le navire en avant.

Une déperdition de force sensible, provenant de cette dernière cause, a donc lieu, d'une manière permanente, dans tous les steamers ayant des machines établies d'après le système que nous examinons. Il faudrait, pour éviter cette perte, que les machines fonctionnassent à un degré de vitesse et de force constamment inférieures à leur puissance réelle. Au reste, ces objections sont applicables à toutes les machines à courte bielle, dont la course est de peu de longueur et dont l'arbre est élevé. Elles sont, à nos yeux, d'un caractère assez grave pour faire abandonner complétement ce système.

Voici, du reste, pour les personnes qui ne seraient pas de cette opinion, quelques remarques relatives à différentes machines qui peuvent être considérées comme comprenant, dans leur ensemble, les diverses variétés de ce système. Le lecteur nous suivra dans nos descriptions sur les planches A et B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Machine de Boulton et Watt. — *Centaur*. — (Pl. A).

Dans cette machine de Boulton et Watt, les condenseurs sont placés entre les cylindres, et à l'extrémité de chacun des condenseurs se trouve la pompe à air qui lui correspond. Les pompes à air sont mises en jeu simultanément par un levier ou balancier, dont le centre est fixé au haut des condenseurs, et qui reçoit son mouvement oscillatoire d'une manivelle disposée sur l'arbre intermédiaire. A cette manivelle est reliée une espèce de tige-bielle (quelquefois c'est un cadre triangulaire) qui vient s'articuler sur un bouton placé à l'une des extrémités du balancier. La partie supérieure de la tige du piston est maintenue dans sa position verticale au moyen de guides.

Cette disposition du jeu des pompes à air est fort ingénieuse, et l'emploi d'un balancier permet de donner à la course des pompes une longueur toujours parfaitement égale, sans être obligé d'attribuer à la manivelle, placée sur l'arbre intermédiaire, une longueur démesurée. Mais un inconvénient qui frappe tout d'abord, c'est que si le balancier vient à être brisé, les deux machines se trouvent, d'un seul coup, réduites à l'impuissance. Nous devons dire, cependant, que le balancier est en fer forgé dans le steamer que nous examinons, ce qui est une garantie.

MM. Boulton et Watt ont tout dernièrement adopté la variété des machines oscillantes, dont Watt est, nous le croyons, le premier inventeur pour les machines destinées à la propulsion des navires.

2° Machine de MM. Miller et Ravenhill. — (Pl. B).

Cette machine, qui est celle du navire *l'Éclair*, présente sur la précédente l'avantage d'occuper dans l'intérieur du vaisseau un espace moins considérable. On doit même reconnaître qu'aucune autre machine n'est susceptible d'être plus heureusement disposée sous ce rapport que la machine de ce steamer, car sa dimension en longueur n'est que de peu de chose plus considérable que le diamètre du cylindre. Les condenseurs s'étendent d'un cylindre à l'autre, et les pompes à air sont situées dans leur intérieur, de telle sorte que toutes les parties ou pièces en fonte qui composent la machine sont réunies en une masse compacte offrant ainsi une plus grande solidité. Les pistons de la pompe à air sont mis en jeu par des manivelles placées sur l'arbre intermédiaire.

Cette machine est, sans nul doute, l'une de celles de la variété que nous examinons, dont les dispositions paraissent les plus heureuses. Elle occupe un espace aussi limité que possible, et présente l'avantage d'avoir deux pompes à air indépendantes, ce qui permet de ne point suspendre le travail de la machine, si l'une d'elles vient à être mise hors de service.

Nous devons cependant relever quelques défauts qu'entraîne ce mode de construction. En premier lieu, nous ferons remarquer qu'il y a toujours un grand désavantage à couder un arbre en plusieurs endroits. Or, ici, nous voyons que l'arbre intermédiaire reçoit deux manivelles pour les pompes à air au lieu d'une seule comme dans l'exemple précédent. Il est certain que l'établissement d'un tel arbre présente d'assez grandes difficultés. MM. Miller et Ravenhill ont cherché à éviter cette double manivelle dans quelques-unes de leurs dernières machines. Ils disposent leurs pompes à air en les inclinant l'une vers l'autre de manière à ce que leurs axes soient dans un même plan vertical, et qu'une seule manivelle puisse communiquer le mouvement de va-et-vient à leurs tiges.

Cette idée d'incliner les pompes à air a été adoptée depuis par MM. Penn et autres, et son application réalise un perfectionnement réel. L'eau s'élève graduellement et avec une grande facilité jusqu'à la hauteur des soupapes de décharge en raison de l'inclinaison des pompes, et le jeu des soupapes se fait par cela même avec plus d'aisance que lorsque les pompes sont verticales.

MM. Miller ont abandonné plus tard cette première variété de machines à action directe pour adopter la variété des machines oscillantes; mais ils ont conservé l'inclinaison de leurs pompes à air et ont apporté encore quelques nouveaux perfectionnements de détail. Parmi ces perfectionnements, se trouve

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'introduction des doubles tiroirs cylindriques, qui sont disposés de chaque côté de l'arbre qui les commande. Ces tiroirs se font mutuellement équilibre et évitent la nécessité d'un contre-poids.

3° Machine de MM. Fairbairn. — *Odin*. — (Pl. B).

La disposition générale des machines du steamer *l'Odin* est judicieuse, et le bâti, qui est en fer forgé dans toutes ses parties principales, est solide et bien ajusté. Nous approuvons beaucoup l'emploi d'un parallélogramme, pour guider la tête de la tige du piston, au lieu des glissières qui sont beaucoup plus exposées à s'échauffer par le frottement. Un autre perfectionnement très heureux, que M. Fairbairn a apporté dans les détails des machines de *l'Odin*, consiste à avoir donné une grande portée aux coussinets des bielles du parallélogramme. Il y a un tel frottement à supporter par ces coussinets, dans la variété de machines qui nous occupe, en raison de la faible longueur des bielles, que l'usure en est fort rapide.

4° Machines de MM. Rennie. — *Samson*. — (Pl. B).

Ce que nous venons de dire de la machine de MM. Fairbairn s'applique, à peu de chose près, à la machine de MM. Rennie. Ces derniers constructeurs ont introduit dans leur machine le mouvement des locomotives de Stephenson, afin de pouvoir arrêter ou renverser rapidement le jeu de la machine. Le succès le plus complet a suivi cette introduction, et l'on peut, dans les machines du *Samson*, changer instantanément en pleine vitesse d'arrière le mouvement de pleine vitesse en avant. Aucune autre combinaison ne permettrait au mécanicien de régler avec la même instantanéité la marche de la machine.

5° Machine de MM. Seaward. — *Cyclops*. — (Pl. B).

C'est à MM. Seaward, nous le pensons, qu'on doit la première application de variété de machines à action directe qui nous occupe. Mais ce mérite n'est pas très grand en raison des vices nombreux de ce genre de machines. L'avantage qu'elles présentent sur les machines ordinaires à balancier consiste principalement dans l'économie de longueur qu'elles réalisent. Mais, outre que cette économie est de bien peu de chose, elle est rachetée par tous les inconvénients et les pertes qu'entraînent le peu de longueur de la bielle, l'élévation de l'arbre des roues à pales et, ce qui en est la conséquence, l'exagération du diamètre des roues. Les inconvénients qui résultent d'une trop grande élévation de l'arbre moteur ont été signalés avec sévérité par les commandants de navires où se trouvaient des machines de MM. Seaward, et ils se sont manifestés avec un tel caractère de gravité sur le steamer *Prometheus*, que l'on a été obligé d'abaisser considérablement cet arbre, aux dépens de la longueur de la bielle, qui déjà était trop courte. La trop grande élévation de l'arbre des roues n'est point, d'ailleurs, un vice de construction appartenant spécialement aux machines de MM. Seaward. C'est un vice qui concerne d'une manière générale toutes les machines à action directe de la première variété, c'est-à-dire les machines dans lesquelles la bielle principale est au-dessous de la manivelle, entre cette pièce et la tige du piston. Le seul reproche que l'on puisse faire spécialement à MM. Seaward est d'avoir porté ce défaut beaucoup plus loin que les autres constructeurs.

6° Machine de M. R. Napier. — *Thunderbolt*. — (Pl. A).

La plus grande partie des défauts de la machine de MM. Seaward se retrouve dans la machine de M. R. Napier. Il est certain que les machines du *Thunderbolt* sont loin de répondre à ce que l'on eût été en droit d'attendre d'un constructeur aussi habile. L'opinion de M. Napier est tout à fait contraire à l'application des machines à action directe à la propulsion des navires. Il leur préfère de beaucoup, dans ce cas, les machines à balancier. Cette préférence nous paraîtrait assez raisonnable si M. Napier restreignait sa comparaison entre les machines à balancier et les machines à action directe de la pre-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mière variété. Mais nous pensons que ces deux systèmes de machines ne sont appelés ni l'un ni l'autre à un avenir de quelque durée, et les résultats de l'expérience feront abandonner successivement les constructeurs qui voudront s'obstiner dans l'établissement exclusif de ces machines.

7° Machines de MM. Scott et Sinclair. — (Pl. A).

La dernière machine de cette variété que nous ayons à examiner est celle de MM. Scott et Sinclair. Toutes les dispositions et les détails subsidiaires témoignent d'une grande intelligence de la part des constructeurs, qui ont certainement tiré le meilleur parti possible de ce genre de machines. Les condenseurs et les pompes à air sont situés entre les cylindres, d'après la méthode adoptée par MM. Miller et Ravenhill dans les machines de *l'Éclair*. Mais MM. Scott et Sinclair ont su éviter fort heureusement l'inconvénient des coudes nombreux sur l'arbre intermédiaire. Chaque pompe à air est mise en jeu par des leviers transversaux, correspondant avec la tête de la tige du piston de l'autre machine, et elles ont leur mouvement réglé sur celui du tiroir de leur propre machine, ce qui est un avantage. Pour éviter les interruptions que pourraient occasionner des dérangements ou des ruptures de pièces, les deux condenseurs peuvent être mis immédiatement en communication en ouvrant un passage qui est établi entre eux, de sorte qu'un motif quelconque d'arrêt pour l'une des machines n'entraînerait pas la suspension de travail de l'autre machine.

DEUXIÈME VARIÉTÉ. — Machines dans lesquelles la bielle principale est située au-dessus de la manivelle.

Ce système de machines, dont l'invention est due à M. David Napier, a le mérite de pouvoir développer beaucoup de puissance sans présenter de grandes difficulté d'aménagement. Pour la navigation fluviale la simplicité et le bon service de ces machines, qui sont très compactes, les ont fait adopter sur une grande échelle. Mais, dans les navires destinés à la mer, l'élévation forcée d'une grande partie du mécanisme au-dessus du pont, par suite de la position de la bielle au-dessus de la manivelle, entraîne des inconvénients assez graves pour que la plupart des constructeurs et, entre autres, MM. Tod et MacGregor, qui d'abord avaient adopté ce système, aient donné depuis la préférence aux machines à double traverse.

Nous avons représenté, planche B, une des machines de ce genre de M. D. Napier, employée sur le navire *Fawn*. Le piston de la pompe à air a la même longueur de course que le piston du cylindre. C'est évidemment une faute; car le piston de la pompe se meut alors avec une vitesse trop grande pour que le jeu des soupapes ne se fasse point avec choc, ce qui ne tarde pas à les mettre hors de service. Il est vrai que l'on peut amoindrir cet inconvénient par l'emploi de la soupape d'équilibre du Cornouailles, non seulement pour la soupape du piston, mais encore pour la soupape de décharge.

TROISIÈME VARIÉTÉ. — Machines accouplées ou à double cylindre.

Les machines à double cylindre sont dues à MM. Maudslay et Field, qui ont adopté cette variété de machines à action directe pour les puissants moteurs de la frégate *Retribution*. Outre le dessin de ces machines, qui se trouve planche B, nous les avons représentées sur une plus grande échelle, et avec tous les détails les plus importants, planches 21-22.

Machines brevetées, à double cylindre, de la frégate à vapeur *Retribution*. — (Pl. 21 22, et pl. A).

Nous n'approuvons guère ce système de machines, et nous pensons que les habiles constructeurs qui les ont introduites feront bien de leur préférer des machines moins compliquées et soulevant de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moins graves objections. Par cela même que chaque machine de la *Retribution* se compose de deux cylindres accouplés au lieu d'un seul, il y a nécessairement une plus grande surface de cylindre exposée au refroidissement pour le même volume de vapeur, c'est-à-dire pour la même force développée. Les pertes par le refroidissement sont donc rendues plus grandes, toutes choses égales d'ailleurs. Les pertes de chaleur ne sont point les seules qui se trouvent augmentées dans ces machines. Il en est évidemment de même pour les pertes de force provenant des fuites d'air et de vapeur et du frottement des pistons contre les parois des cylindres, puisque les lignes de jointure et les surfaces de frottement ont un développement sensiblement plus considérable que pour un seul cylindre d'un volume égal à celui des deux cylindres accouplés.

Quant à l'objet principal des machines à action directe, à savoir l'économie d'emplacement, il n'est qu'imparfaitement réalisé par le système de machines à deux cylindres accouplés, les deux cylindres étant eux-mêmes d'un aménagement plus difficile qu'un seul d'un volume égal. Une objection qui doit être considérée encore comme assez grave, relativement à ces machines, c'est que les diverses parties du mécanisme mobile sont exposées à des efforts subits, comparables à des chocs, par le fait même de l'importance des fuites qui peuvent se manifester. Qu'il y ait, en effet, soit fuite de vapeur simultanée par les deux pistons, soit introduction d'air par les boîtes à étoupes, il s'ensuivra un effort contraire au mouvement, qui détruira l'équilibre de pression de chaque côté du piston. Ces chocs répétés finissent, tôt ou tard, par compromettre certaines parties du mécanisme.

Les machines de la *Retribution* présentent un autre inconvénient provenant de la faible dimension de hauteur que leur disposition oblige d'attribuer au condenseur. Le jeu de la pompe à air en est rendu plus difficile, et souvent le piston remonte sans pouvoir enlever l'eau du condenseur. En effet, le tangage du navire fait tantôt refluer l'eau de condensation à l'extrémité du condenseur opposée à la pompe à air, et tantôt il la fait affluer en masse à l'extrémité du condenseur correspondant à cette même pompe. Dans le premier cas, le piston de la pompe remonte sans entraîner d'eau; dans le second cas, au contraire, il est choqué par l'eau qui se précipite d'elle-même dans la pompe à air, et le poids de toute cette eau qu'il faut expulser le coup suivant, peut être assez considérable pour occasionner des ruptures de pièces.

Machines perfectionnées à double cylindre, de M. Forrester. — *Helen-Mac-Gregor*. — (Pl. B).

Une partie des reproches que nous venons d'énumérer contre les machines brevetées à double cylindre de la frégate *Retribution*, de MM. Maudslay et Field, s'applique aux machines perfectionnées de la même variété que M. G. Forrester a établies pour le steamer *Helen-Mac-Gregor*, faisant le service entre Hull et Hambourg. Nous extrayons la description suivante de ces machines d'un mémoire qui a été fait spécialement à leur sujet :

« La puissance collective des machines du steamer *Helen-Mac-Gregor* est de 248 chevaux. Le ton-
« nage du navire s'élève à 573 tonnes. Chaque machine se compose d'un double cylindre ou de deux
« cylindres accouplés. Ces cylindres sont renversés, c'est-à-dire que la tige du piston sort par le cou-
« vercle inférieur. Ils sont supportés par quatre fortes colonnes en fer forgé qui sont établies sur la
« plaque de fondation. Ces colonnes traversent des oreilles convenablement disposées sur les côtés des
« cylindres, et servent à soutenir l'entablement sur lequel sont situés les supports de l'arbre à manivelles.

« Les cylindres sont placés en travers du navire, et à une hauteur suffisante au-dessus du fond
« pour que la traverse commune aux deux tiges des cylindres puisse avoir sa pleine course de haut en
« bas. Les boîtes à étoupes ont une double garniture, l'espace intermédiaire étant rempli de vapeur.
« Elles sont munies de coupes d'huile qui laissent couler d'elles-mêmes l'huile en quantité suffisante
« pour lubrifier les tiges.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« La puissance est transmise directement de la grande traverse inférieure des tiges aux manivelles « situées au-dessus des cylindres par l'intermédiaire de la bielle. Les tiges des pistons, ainsi que leur « traverse, sont guidées dans leur mouvement rectiligne de va-et-vient par le moyen d'un fort cadre « en fonte doué d'un mouvement vibratoire, et faisant partie d'un parallélogramme. Ce cadre, par des « leviers convenablement disposés, sert aussi au jeu des pompes à air, d'alimentation, de cale et à « eaux-mères.

« Chaque cylindre est pourvu d'un tiroir spécial, ce qui fait deux tiroirs séparés pour le double « cylindre. Les deux tiges des tiroirs sont réunies par une seule traverse qui leur est commune, et qui « reçoit son mouvement du même excentrique. L'emploi de deux tiroirs séparés, au lieu d'un seul « commun aux deux cylindres accouplés, a pour but de diminuer la longueur des lumières, le jeu des « tiroirs se faisant d'une manière beaucoup plus précise contre la face de leur cylindre respectif, que « si un seul tiroir était employé à la fois pour les deux cylindres. Le condenseur est placé immédiate- « ment au-dessous de la boîte du tiroir. Les soupapes et clapets de la pompe à air, du condenseur et « de décharge sont semblables, en construction, aux mêmes obturateurs des machines ordinaires à « balancier. La pompe à air et le condenseur communiquent par un passage ménagé au-dessous de la « plaque de fondation. Le trop plein de l'eau de condensation sort de la bâche à eau chaude par un « tuyau qui débouche sur les côtés du navire.

« L'avantage que peut présenter l'emploi de deux cylindres accouplés au lieu d'un seul, est contesté « par un grand nombre de personnes, et il faut avouer qu'à un premier examen cet emploi paraît « entraîner une certaine complication par le fait même de la substitution de deux cylindres à un seul « d'une puissance égale. Voici les raisons qui, selon nous, doivent faire reconnaître un perfectionne- « ment réel dans l'application de ce système, dont l'idée première est due à MM. Maudslay et Field « de Londres :

« En premier lieu, il est toujours plus facile d'établir des cylindres de dimensions modérées que des « cylindres d'une capacité considérable; et, dès lors, l'emploi de deux cylindres accouplés au lieu d'un « seul d'une capacité double, réalise de plus grandes facilités de construction, et permet au construc- « teur d'obtenir une puissance double de la puissance des machines ordinaires sans exiger des dimen- « sions exagérées. La même remarque s'applique aux deux pistons ayant ensemble une aire égale à « celle d'un piston unique.

« En second lieu, les cylindres ayant deux couvercles libres à chaque extrémité, on peut, en déta- « chant le couvercle supérieur, parvenir aux pistons du côté opposé aux tiges, ce qui permet d'ajuster « et de réparer les pistons sans avoir à démonter aucune des parties du mécanisme mobile.

« En troisième lieu, la disposition même des tiges au-dessous des cylindres a pour résultat d'élever « ces derniers au-dessus du niveau de l'eau des chaudières, de sorte qu'il n'y a aucun danger à ce que « l'eau des chaudières pénètre dans les cylindres, ce qui arrive quelquefois lorsqu'ils sont situés « tout au fond. La même raison fait que les cylindres sont complétement à l'abri des projections de « l'eau des condenseurs, avantage grandement apprécié par les mécaniciens des machines à vapeur « de la marine.

« Enfin, toutes les parties du mécanisme mobile, telles que tiges de piston, traverses, parallélo- « grammes, etc., étant au-dessous de la ligne de flottaison, sont à l'abri du canon. Quant aux cylindres, « qui sont, en définitive, la partie la plus solide des machines à vapeur, ils sont beaucoup moins com- « promis que dans les machines à un seul cylindre, par la raison que les cylindres extérieurs seuls « sont exposés à être mis hors de service, et que, dans ce cas, les cylindres intérieurs peuvent conti- « nuer la marche.

« Voici quelques-unes des principales dimensions des machines de l'*Helen-Mac-Gregor* :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Diamètre des cylindres. . . . . = 1,067 mètre.
« Longueur de la course. . . . . = 1,372 id.
« Diamètre de la pompe à air. . . . . = 0,851 id.
« Longueur de la course. . . . . = 0,730 id.
« Capacité du condenseur (y compris le conduit de « communication avec la pompe à air). . . . = 1,245 mètre cube.
« Capacité de la bâche à eau chaude. . . . = 1,019 id.
« Diamètre des roues à pales (d'une extrémité à « l'autre des pales). . . . . = 7,168 mètres.
« Nombre de révolutions par minute. . . . . = 23 $\frac{1}{2}$. »

Nous sommes loin d'admettre comme réels tous les avantages qui viennent d'être énumérés en faveur des machines à double cylindre de M. Forrester. Tout en reconnaissant que ce constructeur ait tant soit peu perfectionné le plan primitif de M. Maudslay, nous voyons que la plupart des observations que nous avons faites au sujet des machines de la *Retribution*, s'appliquent à ces dernières. On se sert, comme argument, de la disposition des tiges de pistons et des parallélogrammes au-dessous de la ligne de flottaison, pour avancer que les machines sont à l'abri du canon. Nous ferons remarquer que la conséquence la plus évidente de cette disposition est d'élever les cylindres au-dessus de cette même ligne, et d'exposer ainsi davantage la partie la plus essentielle des machines.

Les machines à cylindres accouplés réalisent sans doute une économie de poids et d'emplacement sur les machines ordinaires à balancier, mais la question est de savoir s'il n'est pas possible de réaliser cette même économie par d'autres espèces de machines à action directe, ne soulevant point d'aussi graves objections que ces dernières. Or, nous ne doutons pas que les machines à double traverse et les machines oscillantes ne leur soient de beaucoup préférables, et nous croyons pouvoir dire que cette opinion sera bientôt l'opinion générale.

QUATRIÈME VARIÉTÉ. — Machines à double traverse.

La nature de la disposition particulière, adoptée dans les machines dites à double traverse, se comprendra aisément à l'examen des figures de la planche A, relatives aux machines des navires *Nimrod* et *Queen*. Les premières de ces machines sont de M. Bury, les secondes de M. Fawcett.

Une première traverse est fixée à la tête de la tige du piston comme dans les machines ordinaires à balancier; et, de même encore que dans ces machines, des bielles pendantes sont attachées à chaque extrémité de la traverse. Aux extrémités inférieures de ces traverses sont articulées d'autres bielles latérales qui s'élèvent pour aller rejoindre une seconde traverse située au-dessus de la première, et venant agir directement sur la manivelle au moyen d'un petit bras intermédiaire.

On voit tout d'abord que, par cette heureuse introduction de deux systèmes de bielles pendantes, les machines à double traverse réalisent tous les perfectionnements des machines à action directe, sans soulever les graves objections que l'on fait aux machines à courte bielle, comme à celles qui achètent l'avantage d'une longue bielle aux dépens des autres éléments du mécanisme. Ici, la bielle de transmission du mouvement a, par le fait, pour longueur toute la distance qui sépare les extrémités inférieures des bielles pendantes de la tête de la manivelle, et les efforts latéraux sont encore considérablement diminués par le système des articulations. La bielle est donc longue naturellement, indépendamment de l'étendue de la course du piston et de l'élévation des roues à pales, deux éléments qui sont loin d'être à la disposition du constructeur dans les machines à action directe de la première variété.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Machines à double traverse de M. Bury. — *Nimrod*. — (Pl. A).

Il n'y a qu'une pompe à air dans ces machines; mais elle est à double effet, de sorte qu'elle remplit le même office que deux pompes. On reproche ordinairement aux pompes à double effet de laisser l'air s'accumuler entre les couvercles et le piston à la fin de chaque course. Mais ce reproche a été évité dans celle-ci, en faisant dépasser par le piston l'orifice de sortie, de manière à chasser l'air aussi bien que l'eau. Nous remarquerons qu'en raison de cette disposition, l'on ne doit point injecter l'eau de cale dans le condenseur, à cause de la poussière de charbon et des autres matières étrangères qui pourraient être entraînées dans la chambre de la pompe à air, et s'opposer ainsi à la course entière du piston, ce qui occasionnerait probablement quelque rupture.

Les dispositions générales des machines à double traverse, telles que nous les avons énoncées, ont été scrupuleusement suivies dans les machines du *Nimrod*. Ces machines sont représentées planche A. La figure à gauche est une élévation latérale de l'un des cylindres et de la pompe à air, dans une direction parallèle à l'arbre des roues à pales; la figure à droite est une élévation normale à l'arbre ou parallèle à l'axe du navire. La puissance des machines du *Nimrod* dépasse 320 chevaux.

Machines à double traverse, de M. Fawcett. — *Queen*. — (Pl. A).

Il y a deux pompes à air dans ces machines, au lieu d'une seule comme dans les précédentes. Elles sont mues par des bielles coudées indépendantes, se reliant à des manivelles sur l'arbre intermédiaire. Ce qui distingue ces machines de celles du *Nimrod*, c'est le mode de transmission du mouvement de la traverse inférieure à la traverse supérieure. La traverse inférieure, qui n'est autre que la traverse de la tige du piston, se termine à chaque extrémité en forme de croix, comme on peut le voir sur les figures de la planche A, relatives aux machines du steamer *Queen*. Des extrémités de cette nouvelle barre en croix partent des tiges qui vont se relier à une autre traverse, qui se meut verticalement dans des glissières latérales au cylindre. Cette disposition se voit nettement sur la figure à droite, qui est une élévation des machines parallèle à l'axe du navire. M. Fawcett s'était proposé d'éviter par ce mode de transmission les efforts de torsion que peuvent éprouver les boutons d'articulation des extrémités des bielles pendantes. Mais nous croyons savoir que ce constructeur a abandonné aujourd'hui la disposition précédente, un peu compliquée, pour se rapprocher du système primitif de M. Bury, système que les constructeurs de machines à double traverse feront bien d'adopter pour type, et qui finira certainement par recevoir l'approbation générale.

CINQUIÈME VARIÉTÉ. — Machines oscillantes.

Les machines de la frégate à vapeur *Black-Eagle* ont été l'objet d'une vive curiosité, par la raison qu'elles étaient le premier exemple de machines oscillantes appliquées à un fort navire. Leur puissance est de 260 à 270 chevaux. Ces machines ont été établies par M. Penn, et elles lui font le plus grand honneur, tant sous le rapport de la beauté de la construction que sous le rapport de l'efficacité du travail. Les résultats des épreuves qu'on leur a fait subir ont été tellement satisfaisants, que l'Amirauté a ordonné qu'on construisît plusieurs autres machines d'après ce système. Enfin le succès constaté des machines du *Black-Eagle* fait accueillir aujourd'hui la machine oscillante avec une grande faveur dans les applications des machines à vapeur aux navires mus par des roues à pales.

En raison de la nouveauté et de l'importance des machines du *Black-Eagle*, nous les avons représentées à la fois dans la planche d'ensemble A, et dans deux planches séparées (pl. 17 et 18), sur une plus grande échelle. La planche 17 donne l'élévation des machines parallèlement à l'axe du navire, et la planche 18 représente l'élévation normale à ce même axe.

Abstraction faite des difficultés pratiques, plus apparentes d'ailleurs que réelles, que peuvent en-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

traîner l'oscillation d'un cylindre sur un axe et la distribution de la vapeur dans un semblable cylindre en mouvement, il est incontestable que les machines oscillantes simplifient singulièrement la transmission de mouvement. La tige du piston joue ici le rôle de bielle principale, en ce sens qu'elle se relie directement à la manivelle. Mais cette tige-bielle n'a plus besoin d'être guidée dans le mouvement vibratoire qu'elle reçoit de la manivelle. Elle y cède librement sans faire éprouver à la manivelle d'autre effort nuisible que celui qui est nécessaire à faire osciller le cylindre sur ses tourillons.

Dans les machines du *Black-Eagle*, la vapeur pénètre par des tuyaux recourbés, que l'on voit représentés planche 18, dans une chambre qui entoure les cylindres comme une ceinture. De cette chambre la vapeur entre dans la boîte des tiroirs qui règlent sa distribution, et elle s'échappe du cylindre pour se rendre dans le condenseur par le côté de la chambre opposé à celui par lequel elle est entrée. Il y a deux pompes à air, établies d'après le système de M. Miller, c'est-à-dire que ces pompes sont inclinées l'une vers l'autre tout en ayant leurs axes dans le même plan vertical, de manière à ce qu'une seule manivelle sur l'arbre intermédiaire puisse les faire jouer simultanément. Les tiges de ces pompes sont d'ailleurs maintenues dans leur mouvement rectiligne de va-et-vient par des guides convenablement disposés.

Le mouvement des tiroirs est réglé par des guides, et est communiqué par le système ordinaire des excentriques. La barre de l'excentrique ne se relie point directement au levier des tiroirs, mais à une tringle transversale recourbée, et guidée dans son mouvement vertical par des glissières établies sur les colonnes qui supportent l'arbre des roues. La courbure de cette tringle a pour but de faire disparaître les efforts de torsion qui résulteraient du double mouvement des cylindres et des excentriques.

Les colonnes du bâti sont en fer forgé, et des entretoises de même substance sont établies en forme de croix de chaque côté des cylindres, pour donner au système toute la stabilité désirable. Les leviers de mise en train sont disposés de manière à ce qu'on puisse les faire jouer d'une galerie qui est située à la hauteur des couvercles des cylindres, et qui se prolonge tout autour des machines pour offrir un accès facile à toutes les parties. Il n'y a rien de particulier dans les bâches à eau chaude. Ces bâches sont boulonnées sur les dégorgeoirs des pompes à air, et s'élèvent comme de coutume à une assez grande hauteur.

Les roues du *Black-Eagle* sont à palettes mobiles. Ces palettes mobiles sont établies en partie d'après le système de Morgan, mais leurs détails de construction sont bien supérieurs à tout ce qui a été fait jusqu'ici. Nous pensons que les roues du *Black-Eagle* sont appelées à relever l'emploi des palettes mobiles du discrédit dans lequel ce système était tombé.

L'objection la plus plausible en apparence que l'on puisse faire à la machine oscillante, est qu'elle doit occasionner en peu de temps la formation d'une certaine ellipticité dans le cylindre et la boîte à étoupes, en raison de l'effort exercé par la tige du piston et le piston lui-même pour communiquer le mouvement oscillatoire au cylindre. L'existence d'une tendance de cette nature est incontestable ; mais il faut dire que ses effets en sont tellement peu sensibles dans la pratique, que toute l'étendue de l'ellipticité produite dans le cylindre au bout d'un certain temps, a été trouvée, en définitive, moindre que celle présentée par les machines ordinaires à balancier au bout de la même durée de service. Ce résultat, qui peut paraître surprenant à première vue, se conçoit cependant fort bien dès qu'on examine sérieusement les faits qui peuvent le produire. Si, en effet, il existe le moindre défaut d'ajustage ou de proportion dans le parallélogramme qui sert de guide au mouvement de la tige du piston, il en résultera nécessairement des efforts latéraux, qui ne laissent pas souvent que d'être très préjudiciables au cylindre ; et il n'y a point d'autre limite à l'intensité de ces efforts, que le plus ou moins grand degré de précision avec lequel le parallélogramme est exécuté. Dans les machines oscillantes, au contraire, l'effort maximum qui puisse se manifester est celui qui est nécessaire à surmonter le frottement des tourillons sur lesquels oscillent les cylindres. Or, la résistance due à ce frottement est réellement de peu d'importance.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La boîte à étoupes aurait certainement plus à souffrir que le cylindre des efforts latéraux que lui communique la tige, si, pour résister à ces efforts, on ne donnait à la boîte une hauteur plus considérable que la hauteur ordinaire. On introduit encore dans le fond de cette boîte une rondelle de laiton fort épaisse et percée dans son milieu pour laisser passer la tige. Cette rondelle remplit en même temps l'office du *grain* ordinaire des boîtes à étoupes, c'est-à-dire de la pièce du fond contre laquelle le *chapeau* comprime les étoupes. Ces précautions suffisent amplement à protéger la boîte contre toute usure rapide. On peut encore, pour que les efforts latéraux n'aient point d'action nuisible sur la tige du piston, composer cette tige en acier fondu, comme il a été fait, d'ailleurs, pour les machines du *Black-Eagle*.

Quelques marins et même des mécaniciens, ont objecté contre les machines oscillantes les dangers que devait présenter, suivant eux, le double mouvement du cylindre et du navire par les temps de grosse mer. Cette objection doit être rangée parmi les mille erreurs qu'engendrent tous les jours les notions incomplètes des lois de la mécanique. On est souvent trop porté, dans les applications industrielles, à perdre de vue les principes de la mécanique rationnelle, pour ne plus procéder que par tâtonnement au fur et à mesure que les faits se produisent. C'est l'exagération opposée à l'abus des déductions théoriques, non rectifiées par les enseignements de l'expérience. Or, il n'est pas de principe mieux établi en mécanique que celui dont Galilée fit la base d'une immortelle démonstration, et qui veut que tous les points d'un système emporté dans un mouvement commun, se meuvent les uns par rapport aux autres absolument comme si le système était en repos. La machine, faisant ici corps avec le navire, participe à son mouvement, et les mouvements particuliers des diverses parties du mécanisme mobile, quelles qu'elles soient, se font indépendamment du mouvement général, sans autres inconvénients que ceux qu'entraînent toujours les brusques variations en raison des chocs qui en sont la conséquence. Pourquoi, d'ailleurs, supposerait-on qu'une masse pesante, sous la forme d'un cylindre, dût être plus redoutable dans un mouvement oscillatoire, que cette même masse sous la forme d'un balancier ?

On a aussi objecté contre la machine oscillante que les issues ménagées à la vapeur sont plus contournées et plus difficiles que dans les machines ordinaires. Nous ne voyons pas cependant pourquoi la vapeur ne sortirait point tout aussi librement d'un cylindre oscillant par lui-même, que des cylindres des machines ordinaires pour la navigation, qui participent sans aucun doute à tous les mouvements de roulis et de tangage du navire. L'expérience n'a pu constater, d'ailleurs, qu'il y eût une diminution appréciable d'effet utile provenant de cette dernière cause.

Il est à remarquer que toutes les objections qui ont été faites jusqu'à présent contre les machines oscillantes sont essentiellement hypothétiques. Elles anticipent sur les défauts de toute nature qui doivent surgir de l'application de ces machines, et elles disparaissent au fur et à mesure que l'on étend davantage leur application. Ainsi l'on a prétendu, en voyant le succès des premières machines oscillantes, que ce système n'était bon que pour de petites machines, et qu'il ne saurait se prêter au développement de grandes puissances. Mais, l'application du système à des machines de plus en plus puissantes a forcé d'étendre continuellement ce que l'on entendait par la définition de petites machines ; et, en dernière analyse, on serait obligé, pour éviter toute contradiction, de ne considérer comme puissantes que les machines dont la force dépasserait celle des machines oscillantes essayées jusqu'à ce jour. Nous avouons cependant qu'il faut une certaine intrépidité d'argumentation pour ne reconnaître qu'une faible puissance à des machines qui, comme celles du *Black-Eagle*, ont des cylindres de 1,58 mètre de diamètre. Et si ces moteurs donnent de bons résultats, ce qui est le cas dans l'exemple ci-dessus, il nous paraît réellement impossible d'admettre que d'autres machines de même nature seraient d'un mauvais service, par le fait seul qu'elles auraient des cylindres de 15 à 30 centimètres de plus en diamètre.

Quelques personnes ont exprimé la crainte que, dans de fortes machines oscillantes, il ne fût difficile d'obtenir une assez grande surface de portée des tourillons dans les coussinets pour empêcher ces

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pièces d'être brûlées par le développement de la chaleur, qui est d'autant plus considérable que le frottement a lieu sur une surface moins étendue. Nous n'avons cependant jamais eu occasion de constater un tel effet dans les machines oscillantes ; et, d'ailleurs, il existe un préservatif efficace contre le développement d'une chaleur excessive dans l'action réfrigérante de la vapeur sortant du cylindre à travers les supports, avec une chaleur bien inférieure à celle qu'engendre le frottement. Il n'en est pas moins important de donner à la surface de contact des tourillons avec les coussinets autant d'étendue qu'il est désirable ; mais nous pensons que, sous ce rapport, la proportion adoptée par M. Penn dans les machines du *Black-Eagle* est très convenable, et qu'il serait inutile de l'augmenter.

Il faut ajouter que toutes les objections que nous venons d'énumérer contre les machines oscillantes, ont été successivement plus ou moins abandonnées ; et, aujourd'hui, le choix des plus habiles constructeurs se partage, dans les machines à action directe, entre cette dernière variété et celle des machines à double traverse.

MACHINE A ACTION DIRECTE POUR HÉLICE DE GALLOWAY.

Nous dirons encore quelques mots d'une machine dont les dispositions fort ingénieuses paraissent devoir s'appliquer avec quelque avantage aux navires mus par des hélices.

Cette machine est généralement connue sous le nom de machine de Smith. Nous croyons cependant plus juste d'en attribuer l'idée principale et le plan à Galloway. Elle consiste en deux cylindres à vapeur disposés longitudinalement dans le sens de l'axe du navire. Les pistons ainsi que les tiges se trouvent reliés, par des attaches convenables, à une même traverse principale. Cette traverse comporte deux cadres triangulaires en fer forgé qui, descendant le long de chacun des deux cylindres, servent à la fois de tiges latérales et de bielles. Ces pièces sont reliées directement avec les manivelles, disposées l'une et l'autre entre les deux cylindres sur l'arbre principal qui communique le mouvement à l'hélice, et se trouve situé en conséquence directement au-dessus de la quille du navire, et parallèlement à son axe.

Les pompes à air sont mues par un système de tiges et de bielles analogue à celui des cylindres à vapeur. Les pompes d'alimentation et de cale prennent leur mouvement sur les traverses des pompes à air d'après les dispositions ordinaires. L'arbre principal communique le mouvement à l'arbre de l'hélice par l'intermédiaire d'un système tout nouveau de rouages destiné à augmenter la vitesse de rotation, augmentation nécessaire à l'efficacité de l'hélice. Les machines ont une puissance de 300 chevaux ; toutes les pièces qui les constituent se trouvent à un niveau inférieur à la ligne de flottaison.

Les dispositions adoptées sont ingénieuses, bien que la machine de Galloway n'ait jamais été appliquée, et qu'elle ne soit point, nous le craignons, appelée à un succès quelconque dans la pratique. Le mode d'opération de l'appareil servant à multiplier la vitesse ne se saisit pas facilement. Quant au principe qui sert de base à sa disposition, on peut dire qu'il repose sur un système de deux manivelles, dont l'une est, en longueur, double de l'autre, et qui fonctionnent de telle sorte que le mouvement demi-circulaire, dont est animé le bouton de la grande manivelle, détermine, pour le bouton de la plus petite, un mouvement circulaire entier. Voici un extrait, que nous trouvons, d'ailleurs, fort obscur, de la description de M. Galloway :

« Si l'on suppose que deux roues d'engrenage dentées, disposées comme les roues *a* et *b* de la « fig. 184, sont animées d'un mouvement de rotation autour de leurs axes, par suite du mouve- « ment imprimé à l'axe principal, on voit aisément que la roue *a* accomplira une révolution entière « pendant que la roue *b* n'accomplira qu'une partie de la sienne. Mais, si l'on imagine que la roue « *b*, au lieu de tourner autour d'un axe, se trouve suspendue à trois manivelles *c*, *c*, *c* de même « longueur, et dont les rayons sont respectivement égaux à la demi-différence entre les diamètres « des deux roues (en prenant ces diamètres à partir des lignes de contour extrêmes) ; et que, cette « hypothèse admise, on suppose la position première de l'appareil telle que l'indique la figure, tout mou-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« vement imprimé à la roue a en déterminera un correspondant aux manivelles c, c, c, et, par conséquent, à leurs axes, et de telle sorte que ces axes accompliront plusieurs révolutions, pendant le temps qu'emploiera la roue intérieure a à effectuer une révolution seule.

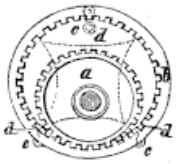


FIG. 184.

« Ainsi, si les diamètres des deux roues diffèrent entre eux dans le rapport de 2 à 3, de 4 à 5, ou dans toute autre proportion, et que les longueurs des manivelles c, c, c aient bien été déterminées conformément à la règle donnée tout à l'heure, il en résultera que les nombres respectifs de révolutions des manivelles, d'une part, et de l'axe de la roue a, de l'autre, seront entre eux dans le même rapport que le diamètre de la roue motrice a et la différence entre les diamètres des deux roues b et a. En supposant le rapport de 3 à 4 entre les deux roues a et b, le nombre des révolutions des petites manivelles sera 3 pour une seule révolution de la roue motrice.

« Mais ce que je me propose, c'est de remplacer, dans le plus grand nombre de cas, les roues dentées par l'arrangement indiqué fig. 185, 186 et 187, et dont je vais donner l'explication.

« Soient trois points d, d, d (fig. 184) équidistants entre eux. Supposons que ces points puissent, par

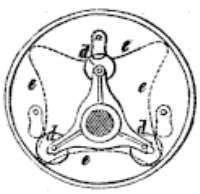


FIG. 185.

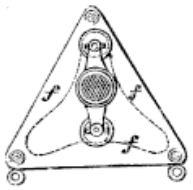


FIG. 186.



FIG. 187.

« un moyen quelconque, tracer par une ligne continue leur marche sur un disque attaché à la roue b et se mouvant avec elle : il en résultera quatre épicycloïdes tracées sur la figure en lignes ponctuées. Si, maintenant, aux points mêmes d, d, d, on fixe trois petits cylindres ou rouleaux d'un diamètre égal, il est évident qu'il existera une ligne courbe continue, telle que e, e, e, e (fig. 185), qui sera constamment tangente à ces cylindres durant tout leur parcours; c'est-à-dire, en d'autres termes, que les cylindres traceront la ligne courbe e, e, e, e (fig. 185). Dès lors, si à la place des roues dentées on adopte la combinaison représentée dans la fig. 185, dans laquelle d, d, d sont les trois petits cylindres, reliés par des bras à l'axe principal et pouvant se mouvoir autour de leurs boutons, et e, e, e, e la ligne continue dont le contour est supposé décrit conformément au principe ci-dessus énoncé, il en résultera que tout mouvement imprimé à l'axe principal déterminera, pour chaque révolution de cet axe, un nombre triple de révolutions dans les manivelles représentées en c, c, c. Il résulte de ce fait que si la figure e, e, e, e est construite avec soin, et les manivelles établies convenablement, le travail de la machine deviendra, toutes choses restant égales, plus doux et plus uniforme qu'avec des roues dentées.

« On voit de même que, si les cercles ou roues a et b ont des diamètres proportionnels aux nombres 2 et 3, la ligne f, f, f (fig. 186) représentera la courbe engendrée durant la révolution, et que si l'on relie les deux petits cylindres à l'axe, ainsi que l'indique la figure, la vitesse de l'axe principal sera à celle de l'axe de la manivelle comme 1 est à 2. Enfin si les diamètres des mêmes roues, au lieu d'être entre eux dans le rapport de 2 à 3, sont dans celui des nombres 4 et 5, la ligne engendrée sera alors la courbe g, g, g (fig. 187); et en construisant l'appareil tel qu'il est représenté dans cette figure, les vitesses relatives de l'axe principal et des boutons des manivelles seront entre elles comme 1 est à 4.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« On observera que, quel que soit le rapport de multiplicité qu'on adopte, il est nécessaire que le « nombre de cylindres et d'épicycloïdes soit exactement égal au nombre des divisions que l'on peut « faire subir, par la différence entre les deux diamètres, aux cercles ou disques générateurs. On com- « prend, en outre, que cette multiplication n'admet pas de quantités fractionnaires, et qu'elle doit toujours « être effectuée en nombres entiers. Nous terminons en faisant observer que, si l'on ne doit employer « qu'un seul propulseur à hélice, il ne faut prolonger que l'un des axes des trois manivelles ; et que, dans « le cas où l'on veut faire agir deux propulseurs, deux axes, au lieu d'un seul, doivent être prolongés.

« Enfin, il est nécessaire de remarquer que la disposition de cet appareil peut être modifiée en re- « liant l'axe moteur à la figure même de l'épicycloïde, et les manivelles à la partie où les cylindres « sont fixés. Dans ce cas, la proportion relative à la multiplication de la vitesse sera également modi- « fiée. Ainsi, les manivelles de la fig. 185 accompliront trois révolutions au lieu de deux ; celles de la « fig. 186, quatre révolutions au lieu de trois ; et celles de la fig. 187, cinq révolutions au lieu de quatre. »

En supposant même que cette combinaison assez compliquée de manivelles puisse être applicable, pour multiplier la vitesse de l'arbre de l'hélice des machines pour la navigation, nous pensons qu'elle deviendra bientôt sans but, en raison du progrès que tendent aujourd'hui à réaliser nos machines, dans l'accroissement de leur vitesse propre.

MACHINES ROTATIVES OU A ROTATION IMMÉDIATE.

Les machines rotatives, ou, plus explicitement, à rotation immédiate, sont des machines dans lesquelles on cherche à obtenir, par l'action directe et immédiate de la vapeur, le mouvement de rotation autour d'un axe quelconque, sans passer par le mouvement rectiligne de va-et-vient des pistons dans les cylindres ordinaires. Il est incontestable que, sauf les machines hydrauliques, la plupart des machines à vapeur employées dans l'industrie et l'universalité des machines pour la navigation sont destinées à produire un mouvement de rotation. Or, le piston n'étant doué que d'un mouvement rectiligne de va-et-vient dans les machines ordinaires, on ne saurait nier qu'il y ait avantage à lui attribuer directement un mouvement rotatoire pour éviter les transformations de mouvement, qui non seulement sont coûteuses à établir et absorbent de la puissance par le frottement, mais qui surtout exigent un emplacement considérable, préjudiciable notamment aux progrès de la locomotion à la vapeur sur mer et sur terre. Aussi est-ce avec une grande sollicitude que l'on doit suivre les recherches et les essais qui se succèdent fréquemment depuis quelques années pour créer une bonne machine à rotation immédiate.

Lorsque nous avons étudié les effets mécaniques de la vapeur d'eau, nous avons dû examiner quels étaient ces effets quand la vapeur agissait, non plus contre un piston doué d'un mouvement rectiligne, mais contre un piston animé d'un mouvement rotatoire. En se reportant aux pages 347 et suivantes, on se convaincra que l'action de la vapeur reste la même dans les deux cas que nous venons de citer, contrairement à une opinion avancée assez légèrement par Tredgold. Ainsi, sous le rapport théorique, rien ne s'oppose à l'établissement des machines à rotation immédiate. C'est la pratique qui, ici, reste en arrière, car jusqu'à présent on ne peut dire qu'il s'établisse régulièrement de bonnes machines de ce genre susceptibles de se prêter avec tous les avantages des machines ordinaires aux besoins multiples de l'industrie.

Passons immédiatement à l'examen des projets réalisés ou non qui se sont fait connaître jusqu'à présent au sujet de ce nouveau système de machines à vapeur.

Quelques-unes des machines rotatives opèrent d'après le principe de la réaction, comme l'Eolipyle, les machines d'Avery et autres, que l'on peut prendre pour exemples à cet égard (voir la note page 4). D'autres fonctionnent sous la force de l'impulsion, comme les roues de Branca, Corde et Pilbrow. Une troisième classe comporte l'intervention de quelque liquide. De cette dernière variété sont la machine à mercure de Watt et la roue d'Amontons. Enfin, une quatrième classe de ces machines et la plus impor-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tante se distingue en ce que le piston est animé d'un mouvement de rotation circulaire autour de l'axe.

Parmi cette multitude de machines à rotation, on ne saurait dire qu'aucune de celles qui ont paru jusqu'à ce jour ait eu un succès réellement complet; cependant, nous sommes loin de supposer qu'il en sera toujours ainsi. Tout au contraire, nous sommes intimement convaincu qu'un jour viendra où la machine à mouvement alternatif fera place à la machine rotative. Il suffit pour cela qu'une idée heureuse vienne débarrasser la machine rotative des complications qui, jusqu'alors, ont nui au bon service des moteurs de cette espèce.

Nous n'entrerons point dans l'explication des innombrables projets de machines à rotation immédiate qui ont été successivement mis au jour. Nous ne nous arrêterons un moment que sur ceux qui ont le plus mérité l'attention du public.

Machine rotative de Watt.

La figure 1 de la planche 10 représente une machine à rotation munie d'un piston à révolution. Elle est due à Watt, qui est, du reste, l'auteur de plusieurs autres projets de machines à rotation. L'une de ces machines, dont il a été fait mention à la page 35, était mue par la pression de la vapeur, agissant dans un canal circulaire, d'un côté contre une soupape, de l'autre contre une colonne de mercure ou un corps pesant quelconque. Une autre machine à rotation, également de Watt, se trouve décrite par l'auteur lui-même à la page suivante.

Dans la figure 1 de la planche 10, E est le cylindre, A le piston à révolution, B une valve pouvant s'ouvrir ou se fermer comme une porte, H le tuyau d'arrivée de la vapeur, et K le conduit de décharge communiquant avec le condenseur. La vapeur, agissant contre la valve B et le piston A, imprime à ce dernier un mouvement de révolution, et fait ainsi mouvoir l'arbre D que le piston entraîne avec lui. Lorsque, dans sa marche, le piston vient rencontrer l'obturateur B, il le chasse dans une embrasure ménagée à cet effet et passe outre. Immédiatement après le passage du piston, la valve est repoussée dans sa position première par la vapeur qui continue à affluer par le conduit H.

Le vice de cette machine réside dans la disposition relative de la valve et du piston. La violence du choc qui a lieu contre la valve à chaque révolution du piston expose continuellement la machine à des ruptures. Les fuites de vapeur sont, en outre, plus considérables que dans les machines ordinaires. Ce projet de James Watt, plus ou moins modifié, a été maintes et maintes fois reproduit, mais sans qu'il ait jamais conduit à un résultat aussi avantageux que celui qu'on obtient du service des machines ordinaires à mouvement alternatif.

Machine rotative de Murdock.

Les figures 2 et 3 représentent une machine rotative inventée par M. Murdock. EE est un vaisseau qui reçoit la vapeur. Il est muni de cylindres ou rouleaux A et B engrenés l'un dans l'autre. Les dents de ces rouleaux doivent être établies avec assez de précision pour que leurs surfaces de contact soient parfaitement étanches à la vapeur, lorsqu'elles viennent à se mouvoir sous l'action de la vapeur. C et D sont les axes des rouleaux A et B; *c c* et *f f* les deux faces planes extrêmes ou couvercles du vaisseau à vapeur; H est le tuyau d'arrivée de la vapeur; K le tuyau de décharge dans le condenseur; *r* la soupape à vapeur; Q le condenseur; R la pompe à air, et Z une manivelle servant à faire travailler la pompe à air. La vapeur, entrant en H, fait tourner les rouleaux, comme le fait concevoir aisément l'aspect de la figure, pour se rendre dans le tuyau de condensation K.

Il existe, dans cette espèce de machine, un frottement considérable et des pertes nombreuses de vapeur, inconvénients que ne peut racheter un développement de puissance qui, en définitive, est très faible comparativement à la dimension de la machine. Ce même projet de machine rotative a été proposé, pour servir à élever l'eau, dans le *Theatrum Machinarum* de Leupold, publié en 1720, sous le nom de *Machina Pappenheimiana*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Machines rotatives de Hornblower. — 1807.

Les figures 4, 5, 6, 7 et 8 représentent une machine rotative inventée par Hornblower. La figure 9 est le dessin d'un perfectionnement postérieur apporté à cette même machine par Carter. La vapeur se dégage entre les lames de deux cadres rectangulaires mobiles A et B (1), placés dans l'intérieur d'un cylindre EE. Ces cadres sont munis de crochets d'arrêt, de manière à ne pouvoir aller en arrière. Il résulte de cette disposition que la vapeur, en arrivant entre les deux lames mobiles, a pour effet de déterminer sur l'une d'elles un mouvement de révolution dans un sens. Le second cadre sert de point d'appui à la vapeur, puisqu'il ne peut se mouvoir en arrière. *e e, f f* sont les deux couvercles supérieur et inférieur du cylindre; *h* est le tuyau à vapeur, *k* le tuyau de décharge; D, C sont des axes, creux intérieurement, servant à la fois à faire arriver la vapeur et à la faire sortir. Il y a deux soupapes à vapeur *a*, et deux soupapes de décharge *b*; toutes deux sont établies dans la partie plate des cadres A et B.

Les fig. 188, 189 et 190 représentent une autre machine rotative de Hornblower. Elle consiste en un vaisseau à vapeur de fonte ou de laiton, affectant la forme d'un globe aplati vers les poles. La fig. 190

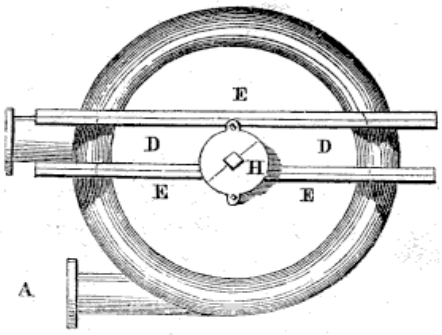


Fig. 188.

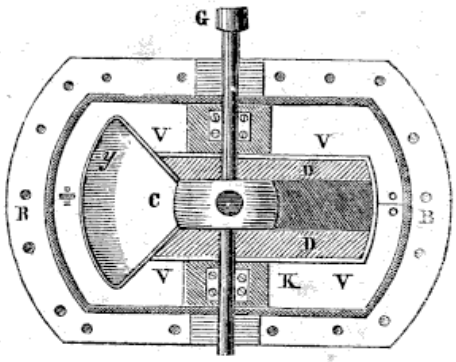


Fig. 189.

donne le détail de la pièce mobile de la machine qui est assujettie à tourner dans l'intérieur du vaisseau. La fig. 189 indique la disposition intérieure du mécanisme, dont l'élévation est représentée fig. 188.

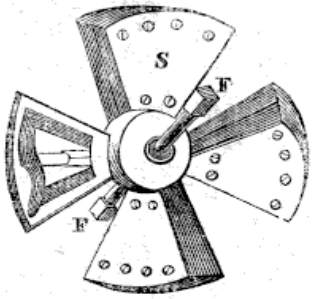


Fig. 190.

Le tuyau A, au bas de la figure 188, reçoit la vapeur provenant de la chaudière. Ce tuyau est muni d'une boite à valve, de forme ordinaire, pour régulariser l'admission de la vapeur. Le tuyau de décharge est indiqué sur la figure, un peu au-dessus. Il prend son point de départ dans le haut de l'appareil et conduit au condenseur, en se contournant de manière à ce que le jeu de la pompe de décharge puisse être imprimé aisément par l'axe de la machine.

La partie du milieu, DD, du vaisseau à vapeur porte des rebords qui servent à la fois à la visser aux deux autres parties E, E, et à recevoir le couvercle. De cette manière les pièces intérieures se trouvent bien maintenues dans leur position, dans le milieu de la machine; et, de plus, le couvercle peut être ai-

[1] La lettre B est omise dans la figure 4 de la planche 10, qui donne une coupe du cylindre; mais on distingue aisément le cadre mobile auquel elle s'applique. Il en est de même des lettres *e e*, omises sur la figure 6, et qui désignent le couvercle supérieur du cylindre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sément enlevé, si l'on a besoin de réparer ou de rajuster quelques-unes des parties du mécanisme. L'extrémité G de l'axe de la machine est de forme carrée et reçoit un chapeau H (fig. 188). Ce chapeau se décompose en plusieurs parties, afin qu'il puisse s'adapter aisément à la partie carrée et à la partie cylindrique de l'axe. Dans l'intérieur du chapeau se trouve un *stuffing-box*, servant à intercepter tout passage à l'air et à la vapeur. Une petite ouverture pratiquée dans le fond du vaisseau à vapeur, et fermée par un couvercle, permet de nettoyer cette partie de la machine.

La fig. 189 représente la portion intérieure du vaisseau, dont les pièces peuvent être composées en laiton ou en fer, ou bien encore avec un alliage de ces deux métaux. B B est le rebord inférieur, l'autre étant supposé enlevé. C C sont les deux orifices destinés au passage des ailes. L'un de ces orifices sert à l'entrée, l'autre à la sortie des ailes. Pour s'en former une idée exacte, il faut concevoir que le plus grand est déterminé par les parties extérieures de deux cônes et par une portion de la partie concave d'une sphère. L'étendue angulaire du passage doit être d'au moins 90 degrés, et les ailes doivent présenter une largeur suffisante pour que deux d'entre elles aient fait leur entrée dans le passage C C avant que les deux autres en soient sorties. Ainsi, dans la figure, l'une des faces est supposée moitié en dedans, moitié en dehors de la partie coupée du vaisseau. La partie E (fig. 188) est de forme sphérique; elle est munie d'une rainure avec garniture qui reçoit le rebord extrême du métal, vers le milieu des ailes. F F (fig. 190) est à la fois l'axe de la machine et celui du tambour. De cette manière, le moyeu, ainsi que les ailes, opèrent leurs révolutions sans laisser à la vapeur la moindre ouverture. V V V V est une pièce intérieure plane, normale à l'axe même du vaisseau. Cette pièce est maintenue dans la place qu'elle occupe au moyen d'une rainure dans laquelle elle pénètre, et qui est munie des garnitures ordinaires. Deux tiges G, G (fig. 189), se prolongent dans toute l'épaisseur de l'appareil; elles peuvent être soulevées ou enfoncées à volonté au moyen de vis disposées à cet effet. L'aile à gauche, dans la fig. 190, laisse voir le châssis intérieur en métal, portant une plaque de recouvrement boulonnée sur chaque face. Ces plaques, ainsi que le rebord métallique K, fondu avec le châssis lui-même, portent des rainures et des encaissements pour recevoir la garniture.

Machine rotative brevetée de Clegg. — 1809.

Les fig. 191, 192 et 193 représentent une machine rotative brevetée de M. Samuel Clegg.

La fig. 191 est la face du dessous d'une pièce circulaire en fonte, laquelle présente un diamètre et une épaisseur proportionnés à la dimension de la machine. I est le centre commun aux différentes parties circulaires que renferme cette pièce. Voici, du reste, quelques explications qui serviront à faire comprendre la construction de cette machine :

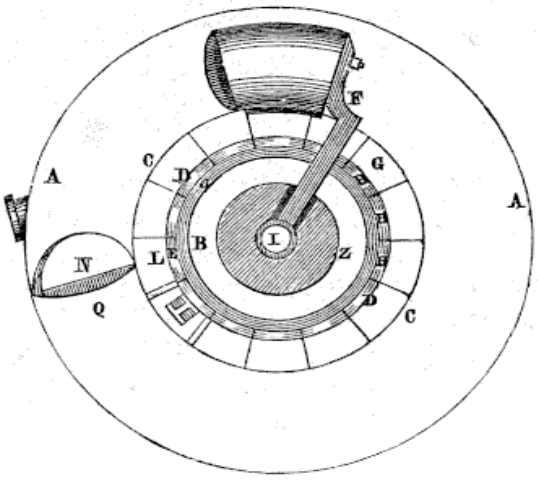


Fig. 191.

D'un rayon quelconque, mais moindre que celui de la circonférence A A, décrivez le cercle C C, et, concentriquement à cette dernière circonférence, les deux autres cercles D D et E E, ce dernier cercle, E E, étant d'un rayon moindre que les autres. L'emploi même auquel ces différentes pièces sont destinées, et que nous allons faire connaître, servira à donner une juste idée de leurs formes et de leurs dimensions respectives. Considérons comme plane la portion de la surface AB, AB, qui est comprise entre la circonférence A et C. Entre les circonférences suivantes, C et D, imaginons une rainure circulaire C D, d'une profondeur donnée, puis, dans l'intervalle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

compris entre les deux dernières circonférences excentriques D et E, admettons encore qu'il existe une autre rainure circulaire, dont la largeur sera par conséquent égale à l'intervalle D E, et dont la profondeur, connue d'avance, soit moindre que celle de l'autre rainure C D. Enfin, supposons que le surplus de la surface A B, c'est-à-dire la partie comprise entre les circonférences E et B, soit occupée par une troisième rainure d'une profondeur moindre que celle de la rainure D E.

Maintenant, concevons que, dans l'intérieur de la première rainure C D, on dispose un certain nombre de segments de cercles, de manière à former une surface de cercle complète, à l'exception de l'espace L, que l'on réservera pour y établir des vis ou des ressorts destinés à maintenir ces segments serrés fortement les uns contre les autres. La largeur de ces segments sera égale, ou à peu près, à celle de la rainure C D, et leur épaisseur sera moindre que la profondeur de cette même rainure. Les faces latérales de contact s'appliqueront bien exactement l'une contre l'autre, de manière à intercepter, autant que possible, tout passage à la vapeur. Les surfaces inférieures, qui sont celles que la fig. 191 laisse voir, devront être ajustées de manière à présenter, dans leur ensemble, une surface plane parfaite, en exceptant, toutefois, l'espace libre dont nous avons parlé, et qui est destiné, comme on sait, à recevoir soit des vis, soit des ressorts L. Ces vis et ces ressorts sont placés au-dessous de la surface inférieure, et à à une distance telle de cette surface qu'il reste un espace libre dans l'intervalle pour donner passage à un rouleau, dont nous expliquerons bientôt l'usage.

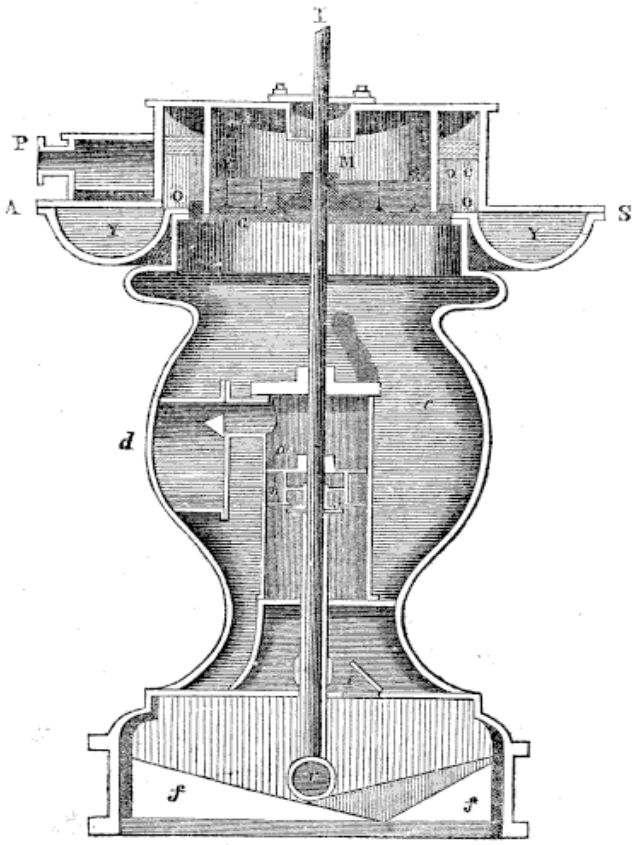


Fig. 192.

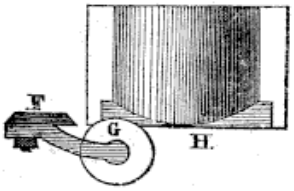


Fig. 193.

La fig. 192 est une coupe verticale, laissant voir les sections de la partie plane et des rainures représentées en plan dans la fig. 191. Ces pièces reposent sur une chambre circulaire ou espace creux, dont l'ouverture se trouve hermétiquement fermée par la portion de surface plane comprise entre les deux circonférences A et C, exception faite de la place occupée par les ressorts ou vis L, L, ainsi que nous l'avons dit ci-dessus. L'axe I, dans lequel est placé le centre des rainures et des cercles dont nous avons donné la description tout à l'heure, est aussi le centre de l'arbre de la machine. Sur l'arbre I est fixée une plaque d'assemblage Z, dans laquelle est encastrée une barre F. Cette barre peut être d'une largeur quelconque, mais son épaisseur doit toujours être moindre que la profondeur de la rainure E B, comptée à partir de la surface plane A B. A cette barre est attachée une roue ou rouleau G, que l'on peut voir dans la figure 193. Cette même figure indique la manière dont se rattache à la barre F la roue G. On voit aussi que la partie la plus élevée de la roue est toujours au-dessus de la barre F.

Au moyen de la relation qui existe entre la barre F et la roue G, cette roue, lorsque la barre est mise

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en révolution, se meut en suivant une route circulaire H H H, sur la surface plane composée des segments dont nous avons parlé précédemment. *c* est le condenseur ; *a*, la pompe à air ; *b*, le piston de la pompe à air ; *d*, la bâche à eau chaude ; *e*, la valve du condenseur ; *ff*, les cames qui font mouvoir la pompe à air ; *r* est un rouleau ou cylindre reposant sur ces cames.

Supposons que la partie de la surface plane de chacun des segments qui répond à la tranche circulaire HHH soit écolletée, c'est-à-dire recourbée au marteau, de manière à donner à cette partie la forme d'un arc de cercle dont la portion convexe, offrant ainsi un élément de circonférence, se trouve disposée en regard du rouleau G. La figure 193 représente en H une vue verticale de l'un de ces segments arrondi suivant un arc de cercle, comme nous venons de le dire, et présentant sa partie convexe au rouleau G. Il peut y avoir également un autre rouleau fixé en arrière de la barre pour abaisser les segments de la même manière que le premier rouleau les soulève.

Il est évident maintenant que tous les segments occupant leurs positions respectives dans la rainure C D, figure 191, le rouleau G, en effectuant une révolution autour du centre I, passera le long d'une série d'arcs de cercle d'un nombre égal à celui des segments de la rainure C D. La rainure D E est, en réalité, une cavité pratiquée dans la rainure plus profonde C D ; et on peut, s'il est nécessaire, la remplir avec de l'étoupe ou bien avec un corps quelconque servant au même usage. La figure 191, comme nous l'avons dit, est une vue du dessous de la machine. La figure 192 est une coupe de cette même machine, supposée dans sa position ordinaire, c'est-à-dire disposée comme un couvercle au-dessus de la chambre circulaire Y Y et les segments reposant sur un revers O O. Ce revers est, aussi exactement que possible, sur un même plan avec la surface inférieure de la plaque A B, lorsque cette plaque occupe sa position habituelle, telle qu'elle est représentée dans la figure 192. Il résulte de là que, lorsque tous les segments sont dans leurs siéges, ils forment une chambre circulaire complète, et s'adaptent avec assez de précision dans leurs siéges ainsi que dans la rainure, pour garantir presque entièrement la chambre de toute fuite, lorsqu'elle est remplie d'un fluide élastique quelconque, si l'on en excepte, bien entendu, l'espace laissé libre pour les ressorts ou les vis d'ajustage. Voici, du reste, comment M. Clegg lui-même explique, dans sa patente, l'emploi de ces segments dont l'idée première lui est due.

« Soit une porte ou valve disposée dans l'intérieur de la chambre Y Y, au point Q, et un piston R ; « également dans l'intérieur de la chambre Y Y et susceptible de se mouvoir circulairement. A ce piston « est adaptée une barre ou tige F, comme on le voit figure 191. Dans cette position, si un fluide quel- « conque, d'une élasticité suffisante, pénètre dans la chambre en N, il pressera également contre la « valve et contre le piston ; et si le piston est seul susceptible de se mouvoir, il sera poussé en avant dans « la chambre circulaire par la pression du fluide. La tige F se trouvant reliée au piston, et le rouleau « étant, d'ailleurs, solidaire avec la tige F, ainsi qu'on le voit figure 193, aussitôt que ce rouleau sera « mis en mouvement en même temps que la tige et le piston, il soulèvera successivement les segments à « mesure qu'il se trouvera en contact avec eux. Ceux-ci, dès lors, laisseront un libre passage à la tige, « et cette opération se continuant semblablement pour tous les autres segments, la tige et le piston « accompliront une révolution complète. Chaque segment, aussitôt après le passage de la tige, retombe « soit en vertu de son propre poids, soit par le moyen de ressorts ou de tout autre expédient, de telle « sorte que l'ouverture, qui est pratiquée pour donner passage à la tige, se trouve fermée avant que le « fluide élastique ait pu y arriver, l'épaisseur du piston étant plus considérable que le diamètre extérieur « de chaque segment. Lorsque le piston est sur le point de rencontrer la valve, celle-ci est soulevée de « sa place et vient se loger dans une ouverture pratiquée dans la plaque N. Une retraite est ménagée, pour « cet objet, dans l'intérieur du segment qui se trouve en regard de la valve. Durant ce temps, l'intro- « duction du fluide élastique est suspendue, mais la communication se rétablit de nouveau quand la « valve revient à sa position première et l'opération se continue. »

Cet ingénieux procédé de M. Clegg, pour arriver à faire passer la tige à travers les segments de sa

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

machine rotative, est à peu près identique à celui qu'a employé le même ingénieur pour relier, dans le chemin de fer atmosphérique, le piston intérieur du canal longitudinal aux wagons extérieurs.

Machine rotative brevetée de Turner. — 1816.

Cette machine est représentée figures 194, 195, 196 et 197. La figure 194 est le plan de la machine, faisant voir la structure intérieure. La figure 195 est un autre plan, pris à une hauteur différente. Les figures 196 et 197 sont des sections suivant deux directions faites par l'axe de la machine.

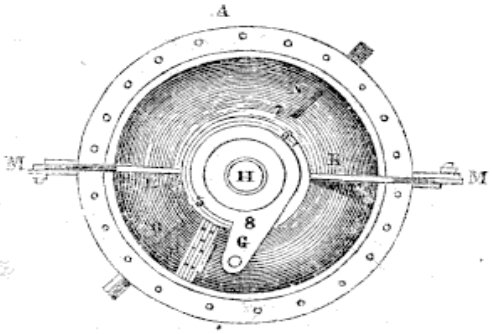


Fig. 194.

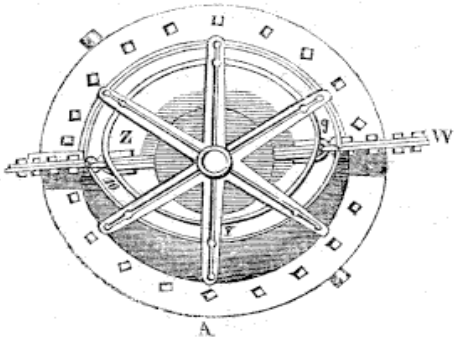


Fig. 195.

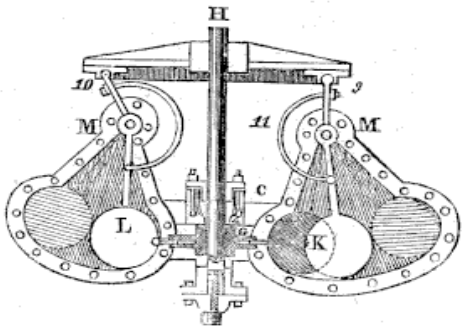


Fig. 196.

B B est le cylindre ou la boîte extérieure de la machine. Cette pièce se compose de deux parties ou d'un plus grand nombre, reliées entre elles par des vis, de manière à former un passage circulaire ou annulaire, dont la section transversale est également un cercle, comme on le voit figure 197. Le piston F, figure 194, est ajusté avec une grande précision dans l'intérieur de ce passage circulaire, et forcé de s'y mouvoir par la pression de la vapeur qui vient agir contre l'une de ses faces, du côté F, tandis que de l'autre côté, sur la face opposée, on produit un vide partiel par condensation. Le piston se trouvant relié avec une pièce centrale G, laquelle est elle-même solidement fixée à l'axe ou arbre H, cet axe se trouve ainsi mis en mouvement; et, dès lors, au moyen d'une roue d'engrenage I, ou de tout autre mécanisme convenablement disposé, la force développée par la machine est utilisée et employée à l'accomplissement du travail auquel on la destine.

Voici comment se produit, par la pression de la vapeur, le mouvement rotatoire du piston et des pièces correspondantes de la machine. Deux tiroirs ou coulisses K et L sont disposés aux deux côtés opposés du passage annulaire ou cylindre A A, de la manière indiquée dans les figures 194 et 196. Le rebord de la plaque G, qui porte un bras pour communiquer avec le piston intérieur, doit être construit de telle sorte qu'il ne gêne point le mouvement de ces tiroirs, lesquels sont établis dans le double but de fermer hermétiquement le conduit annulaire du cylindre, comme on le voit en L, et d'arrêter le passage à la vapeur, ainsi que le représentent les lignes ponctuées, pour permettre au piston de passer librement dans l'intérieur du cylindre. C'est ce que l'on obtient au moyen d'un mouvement de rotation latérale, autour d'un centre extérieur, que l'on fait accomplir aux tiroirs dans l'intérieur d'une boîte ou case M, disposée *ad hoc*. Les tiroirs sont mis en mouvement au moyen d'une communication extérieure à la machine, de manière à ce que chacun d'eux commence successivement à ouvrir le passage annulaire aussitôt que le piston F approche, et laisse ce passage complètement libre au moment où le piston le traverse, pour redescendre ensuite dans son siége.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Aux deux points opposés N et O, figure 194, se trouvent deux ouvertures par chacune desquelles la vapeur est successivement admise dans le cylindre, et en est chassée. Les ouvertures N et O qui sont, comme nous l'avons dit, aux deux côtés opposés de la machine, sont munies de valves ou de robinets, disposés de manière à pouvoir s'ouvrir ou se fermer successivement par l'action de la machine, de telle sorte, qu'au moment même où la vapeur, venant de la chaudière, entre dans le cylindre par l'une de ces ouvertures, ce fluide puisse en même temps s'échapper dans le condenseur ou à l'air libre, par l'ouverture opposée. Les deux mécanismes qui font mouvoir, l'un les tiroirs K et L, l'autre les valves des lumières N et O, agissent de concert entre eux, ainsi qu'avec le piston F; de manière qu'aussitôt après le passage du piston, chaque tiroir retombe aussi vite que possible dans son siége, afin de fermer tout passage à la vapeur derrière le piston. Dès que le piston a traversé une ouverture, la vapeur s'y précipite immédiatement, et, se répandant dans l'intervalle entre le tiroir et le piston, pousse celui-ci en avant en vertu de sa force d'expansion.

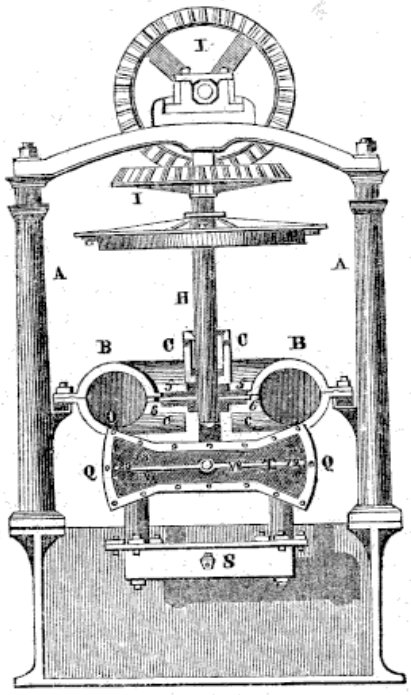


FIG. 197.

Pour mieux faire comprendre le mode d'action de la machine, supposons ces différentes parties dans la position où elles sont représentées figure 194. Le tiroir L est fermé, et la vapeur, arrivant par l'ouverture O, se dégage dans l'espace compris entre le tiroir L et le piston F. En même temps l'ouverture N s'ouvre et établit une communication avec le condenseur, pour condenser la vapeur qui occupe l'autre partie du cylindre, et débarrasser la face opposée du piston de la pression qui s'exerçait contre elle. Dès lors, la pression de la vapeur agissant contre la face F du piston, fait mouvoir ce piston, qui marche de gauche à droite, poussant devant lui le bras de la plaque centrale G. Le tiroir K commence alors à s'ouvrir; et, au moment où la partie saillante de la plaque centrale G vient se placer au-dessus de son siége, ce tiroir a complètement débarrassé le passage, et s'est retiré dans l'intérieur de la boîte M, où il demeure immobile jusqu'après le passage du piston. Il commence alors à redescendre et, pendant le temps qu'emploie le piston à atteindre l'ouverture du passage N, ce tiroir K se ferme complètement et intercepte toute communication dans l'intérieur du cylindre. Immédiatement après le passage du piston au-dessus de l'ouverture N, les soupapes à vapeur sont mises en jeu par la machine elle-même, de manière à laisser arriver la vapeur dans l'ouverture N, et à lui permettre, en même temps, de s'échapper dans le condenseur par l'autre ouverture O. En conséquence, la vapeur se dégage dans l'intervalle compris entre N et K, et, poussant contre le piston, lui fait continuer sa route vers le tiroir L. Ce tiroir commence alors à se soulever par le jeu même de la machine; et, avant que la partie saillante G de la plaque centrale ne l'ait atteint, il s'est retiré dans l'intérieur de la boîte M, laissant le cylindre entièrement libre au passage du piston. Immédiatement après le passage du piston, le tiroir L redescend et regagne son siége, pendant que le piston, continuant sa route, se rapproche de l'ouverture O. Dès que le piston a dépassé cette ouverture, les valves à vapeur se mettent à forcer de nouveau, et le fluide arrive par l'ouverture O, en arrière du piston, se détend dans l'espace compris entre L et le piston, et force celui-ci de continuer son mouvement rotatoire. Les choses se retrouvent alors dans la même position qu'au point de départ.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Au moyen de cette disposition, la pression de la vapeur agit constamment contre l'une des faces du piston, tandis qu'un vide partiel a lieu du côté opposé. Les tiroirs ou coulisses K et L sont mis en mouvement par les leviers 9 et 10, qui sont fixés à l'extérieur des boîtes M. Ces leviers, qui tournent autour des tourillons mêmes des tiroirs disposés dans l'intérieur des boîtes, sont bifurqués ainsi qu'on le voit dans la figure, pour permettre d'atteindre aux deux parois des boîtes. Pour communiquer aux valves intérieures K et L le mouvement provenant des leviers fixés à l'extérieur des boîtes, on a établi deux tiges courbes 11, 11, traversant les parois des boîtes et rattachant ensemble les leviers et les tiges respectives des tiroirs. Ces pièces sont munies de *stuffing-boxes* pour que la vapeur ne puisse s'échapper aux points où les boîtes leur livrent passage. Les extrémités des leviers 9 et 10 sont renfermées dans une rainure excentrique Z Y, fixée à l'axe central H. La forme de cette rainure est représentée figure 190; cette pièce est destinée à maintenir les tiroirs fermés, excepté pendant le moment où il est nécessaire de les soulever pour laisser passer le piston.

Afin de rendre les coulisses bien étanches à la vapeur, lorsqu'elles sont fermées, on les fait d'un diamètre supérieur à celui du cylindre. Elles sont alors reçues dans des rainures pratiquées circulairement dans la paroi du cylindre, et, comme la tension de la vapeur les presse constamment avec force contre l'une des deux faces de ces rainures, elles se trouvent tout naturellement bien étanches sans qu'il soit besoin d'aucune espèce de garniture. Le piston se compose de plusieurs segments accouplés, avec des ressorts intérieurs servant à presser contre les parois du cylindre, ce qui dispense également de toute autre garniture.

Machine brevetée de Joseph Ève. — 1825.

Cette machine est représentée figures 198 et 199; la première de ces figures est une coupe transversale, l'autre, une coupe longitudinale de la machine. Les lettres a, a [1] désignent un cylindre et un cône tangents l'un à l'autre et animés d'un mouvement de révolution en sens opposé. Ce cône porte une rainure d, et présente un diamètre trois fois moindre que celui du cylindre. Le cylindre lui-même est muni de trois ailes c, c, c, faisant l'office de pistons, et qui, dans leur mouvement de rotation, viennent s'appliquer contre la paroi interne e de l'enveloppe extérieure et interceptent ainsi tout passage à la vapeur.

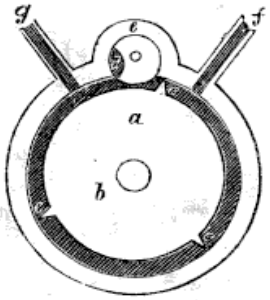


FIG. 198.

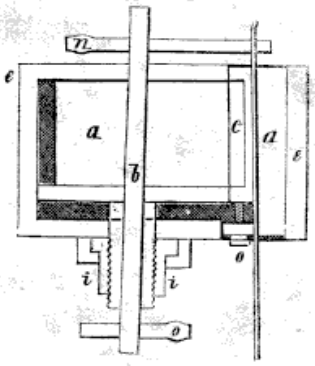


FIG. 199.

La vapeur, introduite par le tuyau f, venant à agir contre la première aile c, force le cylindre à tourner jusqu'à ce que cette aile ait atteint et dépassé le tuyau g, point où la vapeur engagée entre les deux ailes peut s'échapper librement. L'aile c, continuant sa route, se présente dans la rainure d du cône, contre le fond de laquelle elle s'applique bien exactement, et ferme ainsi le passage à la vapeur. Enfin, cette même aile c franchit le point d'embranchement du tuyau à vapeur f, et est pressée de nouveau par la vapeur qui se dégage par ce tuyau, et lui fait ainsi continuer son mouvement de rotation.

[1] La lettre a, qui se rapporte au cône, est omise sur la figure 198, mais elle se trouve indiquée sur la partie à droite de la figure 199, qui donne la coupe longitudinale de la même machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le cylindre *a*, qui est solidement fixé à son axe *b*, porte d'un côté sur l'enveloppe extérieure *e*, qui donne passage à l'axe *b*; mais, comme il se produit nécessairement un frottement assez considérable des deux extrémités du cylindre contre la paroi interne de l'enveloppe *e*, par suite du mouvement de révolution, on dispose inférieurement un double fond pouvant glisser librement sur l'axe *b*. Ce double fond, comme on le voit dans la figure 199, se termine inférieurement par une vis qui reçoit un écrou *i i*. Grâce à cette disposition, il devient facile, lorsque le cylindre est usé par le frottement, de l'ajuster de nouveau et d'arrêter les fuites de vapeur. L'écrou *i i* est maintenu dans une échancrure ou collier vissé à l'enveloppe *e*.

La forme conique, donnée à la pièce mobile *a*, laquelle peut également se soulever ou s'abaisser dans l'enveloppe *e*, sert à conserver un contact bien exact entre les deux surfaces convexes du cylindre et du cône. La rainure *d*, du cône, est coupée dans une pièce de métal à part, qui glisse de haut en bas au moyen d'une vis *o*. Par ce moyen, quand la machine est une fois bien ajustée, la pièce de métal et, par suite, la rainure *d* que porte cette pièce, peuvent être soulevées ou abaissées plus ou moins, de manière à correspondre convenablement aux ailes du cylindre.

Dans la figure 199, on a tracé, en *n*, la section de deux roues dentées, s'engrenant l'une dans l'autre. Ces deux roues, attachées en dehors de la machine à l'axe du cylindre et du cône, sont établies dans le but d'imprimer un mouvement de révolution à ces deux pièces mobiles, forçant ainsi la rainure à présenter d'une manière uniforme sa surface convexe aux ailes du cylindre. Cette régularité de mouvement est rendue indispensable par la nécessité d'obtenir une coïncidence parfaite aux époques de tangence des ailes dans la rainure. A l'autre extrémité de l'axe *b*, un pignon, indiqué sur la figure 199, permet d'imprimer à volonté le mouvement au mécanisme.

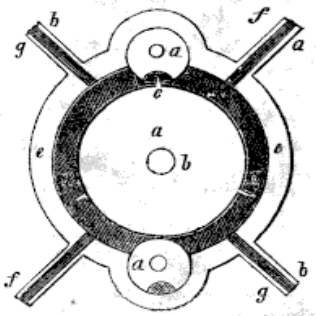


Fig. 200.

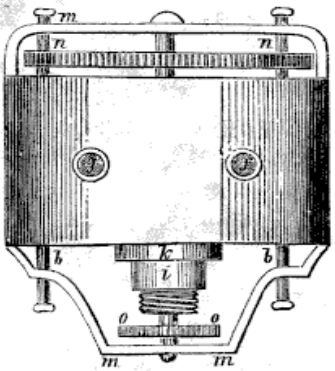


Fig. 201.

Les figures 200 et 201 représentent une autre machine à vapeur rotative, établie d'après le même principe que la précédente, dont elle peut être considérée comme un perfectionnement. La figure 200 est une vue du dessous de la machine, la figure 201 une élévation.

Cette machine se compose d'un cylindre et de deux petits rouleaux coniques disposés l'un vis à vis de l'autre, de chaque côté du cylindre. Ces deux rouleaux sont construits comme celui que nous avons décrit tout à l'heure, c'est-à-dire qu'ils portent une rainure dans le sens de leur longueur et ont un diamètre égal au tiers de celui du cylindre. Il y a deux tuyaux pour l'entrée et deux tuyaux pour la sortie de la vapeur; et bien que cette nouvelle machine soit, à l'exception du rouleau de plus qu'elle comporte, exactement de la même dimension que la précédente, elle réclame, cependant, une quantité de vapeur double et donne lieu, par suite, à une production de force deux fois plus considérable.

Voici, en quelques mots, en quoi consiste le jeu du mécanisme : La vapeur entre par le tuyau *f a*, et presse contre l'aile *c*. Cette aile, après avoir dépassé l'embouchure du tuyau *g b* par lequel la vapeur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

s'échappe, tombe dans la rainure du rouleau inférieur, continue ensuite sa route et se présente à l'embouchure du tuyau à vapeur *f b*, où elle reçoit de nouveau la pression de la vapeur. Cette vapeur s'échappe bientôt par le second tuyau de décharge *g b*, et l'aile *c*, après sa sortie hors de la rainure du rouleau supérieur, reçoit de nouveau la pression de la vapeur qui se dégage par le premier tuyau *f a*.

m m est un bâti ou chevalet qui sert à supporter les tiges ou axes *b*, *b*, *b*. A ces tiges sont adaptées trois roues dentées *n*, *n*, *n*, pour imprimer au cylindre et aux cônes les mouvements relatifs qui leur conviennent. Enfin, comme dans la machine qui précède, un pignon *o* est disposé à l'extrémité inférieure de l'axe du cylindre.

Les figures 202, 203 et 204 représentent une autre disposition de la même machine, comportant deux rouleaux coniques, au lieu d'un seul. La figure 202 est une vue du dessous; la figure 203, une coupe longitudinale, et la figure 204, une élévation de la machine. Les deux rouleaux coniques sont, dans cette circonstance, de même longueur et de même diamètre. Chacun d'eux porte deux ailes saillantes ou pistons, et deux rainures longitudinales. Dans le mouvement en sens inverse des deux cônes, les ailes de l'un tombent alternativement dans les rainures de l'autre.

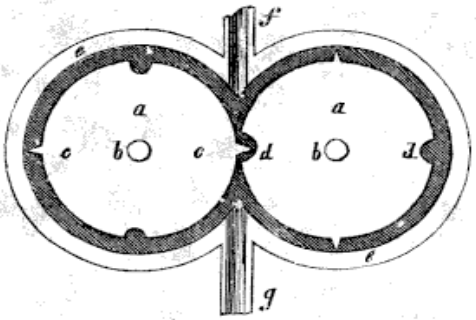


Fig. 202.

La vapeur entre par le tuyau *f*, et, comme les cônes tournent en demeurant tangents l'un à l'autre, cette vapeur ne peut s'échapper par l'intervalle qui les sépare, et vient alors agir contre les deux ailes qu'elle pousse en sens inverse. La vapeur s'échappe ensuite par le tuyau de décharge *g*, quand les deux ailes ont passé outre.

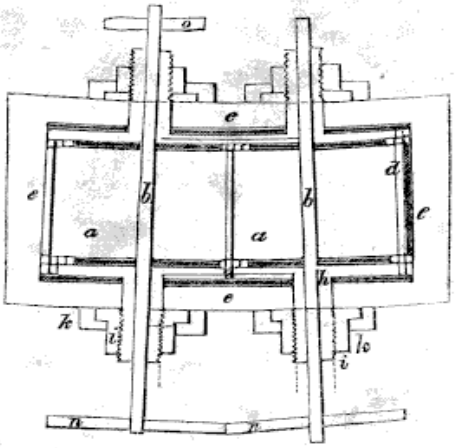


Fig. 203.

On voit, par la figure 203 qui est une coupe longitudinale, que les deux cônes ont chacun deux doubles fonds *h h* glissant librement sur leurs tiges. On reconnaît également que les deux boîtes extérieures *e e* s'ajustent bien exactement avec les rouleaux et avec leurs ailes. Chacun des quatre doubles fonds porte un écrou d'ajustage; au moyen de ces écrous, on peut à volonté arrêter une fuite de vapeur, dans le cas où elle viendrait à se produire, ou bien modérer la marche en laissant échapper le fluide si le jet de vapeur est trop violent. Les doubles fonds s'assemblent deux à deux au moyen d'une plaque qui les relie et serre leurs joints pour prévenir toute fuite de vapeur. Cette plaque *p* glisse dans la rainure *r r*, entaillée dans le double fond, ainsi qu'on le voit dans les figures 205 et 206, dont la première est une vue du dessous du double fond, avec la plaque d'assemblage dans le milieu. Des garnitures annulaires *g g g* servent en outre, ainsi que l'indique l'autre figure

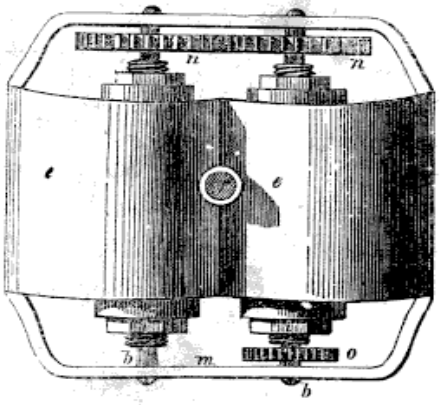


Fig. 204.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

206, à comprimer les parois de la boîte extérieure, et à prévenir ainsi toute fuite de vapeur. Ces garnitures annulaires se voient en coupe dans la fig. 203.

Il est inutile de faire remarquer que les doubles fonds n'ont plus besoin d'être construits avec une précision rigoureuse, dès qu'on a recours à l'emploi de la plaque d'assemblage et des garnitures annulaires dont nous venons de parler. On comprend, en effet, qu'une machine établie comme celle dont nous avons donné la description, c'est-à-dire munie de doubles fonds et de plaques d'assemblage avec leurs garnitures, ne saurait manquer d'être parfaitement étanche à la vapeur, surtout lorsqu'après un certain temps d'usage, le frottement, que développe le jeu de ces diverses pièces, en aura rendu l'ajustement plus parfait encore.

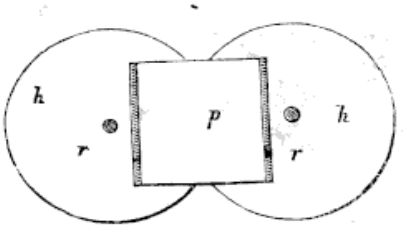


Fig. 205.

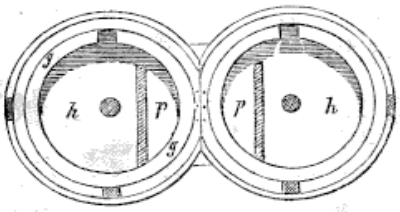


Fig. 206.

Machine rotative de Beale.

La figure 207 représente une machine rotative, inventée par Beale. La vapeur arrive par l'un des côtés d'un encadrement ou châssis excentrique, muni de rouleaux qui remplissent ici l'office de pistons. Ces rouleaux, en vertu de la force centrifuge produite par un mouvement rapide de rotation autour de l'axe, tendent à s'appliquer avec une certaine force contre la paroi intérieure du cylindre qui leur sert d'enveloppe, et à fermer ainsi le passage à la vapeur entre cette paroi et leur surface extérieure. La figure ci-jointe suffit pour faire comprendre le mécanisme de cette machine, dont le jeu est entièrement fondé sur la force centrifuge que détermine le mouvement de rotation.

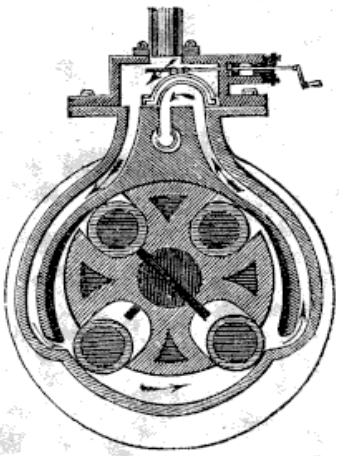


Fig. 207.

La machine de Beale a été appliquée à un navire à vapeur; mais le succès n'a pas été assez complet pour qu'on jugeât convenable d'en faire un nouvel essai.

Machine rotative du comte de Dundonald. — 1844.

La figure 208 représente une machine rotative, décrite dans la dernière patente prise par le comte de Dundonald, et qui a été appliquée à la frégate à vapeur *Janus*. Cette machine n'est qu'imparfaitement représentée par le dessin de la figure ci-jointe, que nous avons copié d'après une ébauche contenue dans la patente.

Il existe une grande analogie entre cette machine et celle de Watt, si l'on en excepte l'excentrique qui remplace ici l'aile adoptée par Watt, et une disposition de joints différente, dans le but de rendre bien étanches à la vapeur les points de jonction avec l'excentrique des ouvertures d'entrée et de sortie de la vapeur.

La machine de Dundonald n'a point eu, jusqu'à présent, un bien grand succès; et l'opinion générale, parmi les hommes compétents, est qu'il n'y a pas lieu d'espérer qu'elle puisse remplacer avec avantage les machines à mouvement alternatif ordinaires. Un grand nombre de machines, établies d'après le même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

système, ont été proposées ; mais, jusqu'à présent, ces moteurs ont toujours présenté soit des fuites de vapeur, soit un degré de frottement si considérable, que leur application a été jugée impraticable. Ces

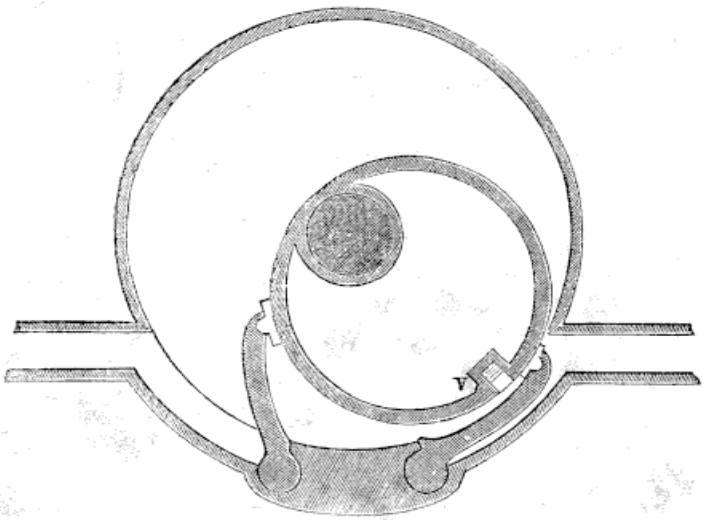


Fig. 208.

inconvénients disparaîtront sans doute, à mesure que la science et l'esprit d'invention continueront leur marche progressive ; mais il faut reconnaître qu'ils sont encore assez graves pour rendre à peu près impossibles toutes les machines rotatives aujourd'hui connues.

Machine rotative de Peter Borrie.

Cette machine est représentée planche 11. La figure 1 est une coupe transversale passant par le centre du cylindre ; la figure 2, une coupe longitudinale de la machine ; la figure 3, une coupe transversale passant par le centre de la pompe à air, et laissant voir une élévation des autres parties ; la figure 4, enfin, une élévation latérale. Dans ces différentes figures, les mêmes lettres servent à désigner les mêmes parties.

A est la plaque sur laquelle repose la machine tout entière, et à laquelle les autres pièces viennent se rattacher plus ou moins directement. B est le cylindre extérieur fixé à la plaque A. C est un cylindre plus petit, tournant intérieurement au cylindre A, sur un arbre D, dont le centre se trouve un peu au-dessus de celui de ce dernier cylindre, de telle sorte que les deux circonférences peuvent se toucher au point le plus haut h^1. On voit ainsi que l'espace compris entre les parois des deux cylindres va sans cesse en augmentant jusqu'au point le plus bas h^2. L'arbre D traverse des boîtes à étoupes placées aux extrémités du cylindre, et tourne sur des tourillons supportés par des chevalets ZZ, lesquels sont solidement boulonnés à la plaque de fondation A, et assujettis au cylindre lui-même. EE sont deux pistons glisseurs, consistant l'un et l'autre en deux bras reliés ensemble par quatre tiges qui passent par dessus l'arbre D. Comme l'indique la figure 1, la hauteur de ces pistons est égale au diamètre du cylindre extérieur, et la largeur un peu moindre, à cause de l'excentricité du cylindre à révolution.

Les pistons glissent librement, à angle droit l'un avec l'autre, dans des ouvertures pratiquées à la circonférence du petit cylindre : ce mouvement est produit par la pression de l'une de leurs extrémités contre la paroi ascendante du grand cylindre, pression que développe le mouvement excentrique du cylindre en révolution entre les parois duquel le glissement a lieu. Comme la longueur des pistons doit

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

varier constamment durant le cours d'une révolution, cette différence de longueur s'obtient à l'aide d'une garniture métallique placée dans l'intervalle des deux lames qui composent les bras des pistons. Des ressorts intérieurs compriment la garniture et la pressent contre les parois du cylindre extérieur. Cette disposition se comprend aisément à l'inspection des figures 1 et 2. Il existe, en outre, dans les ouvertures par lesquelles passent les pistons, d'autres garnitures métalliques qui servent, au moyen de ressorts de pression, à empêcher la vapeur d'entrer dans l'intérieur du petit cylindre. Ces garnitures pressent contre les lames parallèles qui forment les pistons.

Intérieurement à ces garnitures, se trouvent deux petits rouleaux en acier qui s'appliquent, au moyen de vis, contre les faces extérieures des pistons. Ces rouleaux ont pour but de diminuer le frottement produit par le glissement des pistons ; mais ils ne sont nécessaires que dans les grandes machines. Les rebords, ou jantes du cylindre intérieur, se terminent dans des garnitures métalliques placées aux extrémités du grand cylindre. Par ce moyen, tout passage est interdit au fluide dans l'intérieur du petit cylindre. Il y a aussi une garniture au point de contact h^1, pour empêcher la vapeur de passer d'un côté vers l'autre. On comprend, en effet, que la vapeur agit seulement sur la partie en saillie des pistons glisseurs dans l'intervalle qui sépare les deux cylindres.

La vapeur, venant de la chaudière, arrive par le tuyau F et se présente à l'orifice recouvert par le tiroir G. Ce tiroir est mu par le moyen d'une mannette H ; il sert à la fois à régler la marche de la machine, et à l'arrêter lorsqu'on le juge convenable. Le fluide, après avoir traversé l'ouverture correspondante au tiroir G, pénètre dans la chemise ou enveloppe à vapeur J, dont le fond se trouve percé de quatre orifices K, L, M et N, conduisant au cylindre, et d'une cinquième ouverture Q, servant à la sortie de la vapeur. Un tiroir O, mu par une mannette P, recouvre ces ouvertures ; ce tiroir sert à renverser le mouvement de la machine. Il porte, de son côté, deux ouvertures O^1 et O^2, dont la dernière, O^2, dans la position qu'indique la figure, s'ouvre sur l'orifice à vapeur L, tandis que l'orifice à vapeur N est fermé, et que les deux autres orifices à vapeur, M et K, établissent la communication avec l'orifice de sortie Q. Dans ces circonstances, il est clair que la machine doit nécessairement se mouvoir suivant la direction indiquée par les flèches. Mais si le tiroir abandonne sa position actuelle et glisse de manière à ce que l'ouverture O^1 vienne correspondre à l'orifice K, alors l'orifice M sera fermé, et les deux autres orifices N et L communiqueront avec le passage de sortie Q. Dans ce cas, la vapeur agira de l'autre côté du cylindre, et, par conséquent, le mouvement sera renversé.

Les deux orifices M et N, dont la communication avec le cylindre a lieu vers les points les plus bas, relativement à celle des deux autres L et K, ne servent en aucun cas à l'admission de la vapeur, mais seulement à sa sortie. La raison pour laquelle on établit leur communication vers un point si rapproché du fond du cylindre est d'obtenir plus promptement un vide partiel sur l'une des faces des pistons. D'après la position relative des deux cylindres, la distance entre leurs circonférences va sans cesse en augmentant à partir du point de contact supérieur h^1 jusqu'au point le plus bas h^2, où elle est la plus grande. Cette distance maximum, qui, dans la figure, se trouve être égale au sixième du diamètre du cylindre extérieur, peut, d'ailleurs, varier suivant les circonstances. D'après cela, on voit que, quelle que soit la direction suivant laquelle la machine opère son mouvement de révolution, la partie du piston qui est exposée d'un côté à la pression de la vapeur, de l'autre au vide partiel que détermine la condensation du fluide, augmente sans cesse de surface, et que, par conséquent, le principe de l'expansion trouve ici son application, sans qu'il soit besoin d'aucun appareil spécial.

La vapeur, traversant le passage de sortie Q, est conduite jusqu'au condenseur S, par le tuyau de décharge R. T est le tiroir de l'eau d'injection, placé à l'extrémité inférieure du tuyau de décharge, et conduisant l'eau jusqu'au haut du tuyau, afin de condenser plus complétement la vapeur. Ce tiroir est mis en mouvement par le moyen d'un levier et d'une tige reliée à la mannette U, laquelle est placée à proximité avec les autres mannettes H et P qui servent à la mise en jeu des diverses pièces de la machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

V est la soupape d'admission de l'eau froide dans le condenseur. W est la pompe à air, qui est à double effet. L'arrangement intérieur des pièces qui la constituent est représenté dans la figure 3. Cette pompe est munie d'un piston à garniture métallique qui reçoit son mouvement de l'arbre principal par l'intermédiaire d'une manivelle et d'une bielle. La tige du piston est maintenue dans son mouvement de parallélisme par deux guides entre lesquels elle glisse, et qui sont boulonnés sur le couvercle de la pompe à air. X est la bâche à eau chaude, et Y le passage par lequel s'échappe la vapeur. Les pompes reçoivent leur mouvement de l'arbre principal par une excentrique *c* reliée, au moyen d'une tige et d'un levier, à un arbre à bascule *d*. A cet arbre sont boulonnés deux leviers *e* et *f*, qui communiquent, au moyen de tiges, aux deux pompes *j* et *h*. La pompe *j* sert à épuiser l'eau de cale, si la machine fonctionne sur un navire, l'autre pompe *h* est destinée à l'alimentation des chaudières. Cette dernière a la chambre de sa soupape boulonnée sur la bâche à eau chaude.

Dans la machine que représente le dessin de la planche 11, le cylindre extérieur a un diamètre de 1,06 mètre et une longueur de 0,46 mètre; le diamètre du cylindre intérieur est de 0,89 mètre. On suppose la vapeur agissant à une pression de 2,11 kilogrammes par centimètre carré, au-dessus de la pression atmosphérique, et le vide partiel, dans le condenseur, de 0,77 kilogramme environ. D'après ces données, l'inventeur calcule qu'avec une vitesse de 50 révolutions par minute, et en admettant une perte de 10 pour cent à cause du frottement, la machine soulève 270 à 271 mille kilogrammes à la hauteur de 1 mètre, en une minute de temps, et avec la vaporisation de 1 mètre cube d'eau environ.

Bien qu'il nous soit impossible d'admettre les procédés de calcul qu'emploie M. Borrie pour arriver à ce résultat, nous devons dire, cependant, qu'il ne nous semble pas très éloigné de la vérité en raison de quelques considérations pratiques qui s'appliquent à sa machine. Ce résultat conduirait à une force d'environ 60 chevaux. D'après cela, et en considérant que les machines ordinaires, à basse pression et à condenseur, de Boulton et Watt, exigent environ trois fois la même quantité de vapeur pour donner lieu à un même développement de puissance. M. Borrie arrive à cette conclusion que sa machine économise les deux tiers du combustible brûlé par les machines ordinaires.

Nous ne saurions être de cet avis, pour plusieurs motifs. D'abord, nous ferons remarquer que, dans l'évaluation de la quantité de vapeur employée par la machine de Boulton et Watt, on admet une perte de 37 pour cent pour le frottement, les fuites, etc., sans compter un douzième en sus pour perte de vapeur dans les espaces qu'elle remplit inutilement. M. Borrie, dans l'évaluation qu'il fait de la force de sa machine, ne compte que 10 pour cent pour le frottement et rien pour les pertes de vapeur que nécessite le remplissage de diverses parties. En second lieu, l'on ne saurait établir judicieusement une comparaison entre deux machines, dont l'une, à condenseur, travaille à une pression de plus de 2 kilogrammes par centimètre carré, avec une détente de vapeur plus que triple du volume primitif, tandis que l'autre est simplement à basse pression et sans détente.

Machine rotative de Joseph Wood.

Cette machine rotative, pour laquelle l'inventeur a pris une patente, est représentée planches 19 et 20. Voici la description des parties principales qui la constituent.

Les pièces mobiles se composent d'un axe, qui traverse une plaque ou disque circulaire, et d'un globe. Ce disque et ce globe sont ce qu'on appelle le *diaphragme* de la machine; ils sont solidement fixés à l'arbre principal de mouvement, à angle droit avec son axe. A ce disque, et, par conséquent, à l'axe mobile est attaché un piston oscillant de gauche à droite, et réciproquement, dans un plan passant par l'arbre principal. Ce piston traverse une ouverture ménagée dans le diaphragme et s'étendant du centre à la circonférence. Le diaphragme ou disque circulaire porte lui-même un double canal ou conduit qui descend de chaque côté de l'ouverture disposée pour le passage du piston. Ce canal se continue jusque

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans l'intérieur du globe; là, les deux conduits prennent une route différente, l'un à droite, l'autre à gauche, et se dirigent ensuite, après avoir quitté le globe, vers les chambres d'admission et de condensation, dans lesquelles une ouverture, pratiquée dans l'axe même, leur donne accès.

Les parties fixes de cette machine consistent en deux surfaces coniques, ou pièces latérales, renfermées dans une enveloppe sphérique, où elles sont disposées de telle sorte qu'une partie de chacun des côtés des deux cônes se trouve perpendiculaire à l'axe de la machine, et tangente au diaphragme en révolution, suivant deux génératrices opposées, et que, de plus, la ligne de contact de l'un des cônes avec le diaphragme correspond à la distance maximum qui sépare l'autre cône du disque mobile. Les cônes sont tronqués au droit du globe dont ils remplissent la cavité. En ces points, ainsi que suivant les lignes de tangence, les cônes sont exposés à une usure rapide, à cause du frottement considérable qui a lieu; aussi ces parties sont-elles faites à part, et composées d'une garniture métallique spéciale, que l'on ajuste soit avec des ressorts soit par d'autres procédés.

L'enveloppe sphérique qui sert de boîte à ces sortes de machines se continue sans solution tout autour des cônes, à l'exception de l'endroit où elle se trouve percée pour livrer passage à l'axe. Les cônes doivent porter des ouvertures pour former des chambres destinées à l'admission et à la dispersion de la vapeur ou de tout autre fluide. La direction de cet agent est, d'ailleurs, modifiée à volonté, au moyen d'une valve qui sert à renverser les ouvertures d'entrée et de sortie.

Les cônes étant placés, ainsi qu'il vient d'être dit, dans l'intérieur de l'enveloppe sphérique, il reste entre eux un espace libre qui se trouve partagé en deux parties égales par le diaphragme, lequel est tangent à la fois à l'enveloppe sphérique, suivant le pourtour de sa circonférence ou jante, et à chacun des deux cônes, suivant une génératrice et au point de rencontre avec le sommet du cône. Chacun des deux espaces libres peut être considéré comme présentant la forme d'un double coin, ayant sa surface de joint à la base commune, vers le point d'éloignement maximum par rapport au diaphragme.

Les choses ainsi disposées, si le fluide vient à être introduit dans l'un des deux espaces libres, ce fluide tendra à presser le diaphragme vers l'autre espace opposé avec une force plus ou moins grande. C'est cette force que l'on utilise au moyen d'un piston établi de manière à occuper et remplir exactement l'espace qui sépare les deux cônes, à angle droit avec le diaphragme. Ce piston oscille autour de l'axe comme centre, à travers l'ouverture pratiquée pour cet objet dans le diaphragme, de manière à pouvoir glisser librement contre les parois des deux cônes, à mesure que chacune des deux parties qui le composent, comprise entre le diaphragme et l'un des cônes, augmente ou diminue. Quant au fluide lui-même, il est transmis à travers l'axe et le diaphragme, par le tuyau ou canal dont nous avons parlé. Immédiatement après son admission, cet agent presse contre le piston durant une révolution complète (excepté lorsque la vapeur agit par détente), et lui fait accomplir une course entière, avec le diaphragme et l'axe mobile, toutes pièces qui se meuvent simultanément. Dès que le piston approche de la ligne de contact supérieure du diaphragme et du cône, le fluide dégagé s'échappe librement, dans un condenseur ou à l'air libre, en traversant la rainure et le conduit, de telle sorte que l'un des côtés du piston est constamment exposé à la pression du fluide, et l'autre à un vide partiel ou à la pression seule de l'atmosphère.

La figure 1 est une coupe longitudinale de la machine, par un plan vertical, en supposant le piston enlevé. La figure 2 est une coupe transversale, passant par le centre de la machine, le diaphragme et le piston étant supposés enlevés. La figure 3 est une autre coupe longitudinale, laissant voir les deux cônes dans la position même où ils se trouvent dans l'intérieur de l'enveloppe; la situation du diaphragme et celle du piston sont celles que doivent occuper ces pièces après avoir accompli un quart de révolution, à partir de leur position dans la figure 1. La figure 4 est un plan détaché du diaphragme; elle indique

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'axe en coupe et une partie du piston. Les figures 5, 6 et 7 donnent les différents détails relatifs au piston, ainsi que son mode d'assemblage avec l'axe et le diaphragme. La figure 8 est une élévation postérieure, et la figure 9 une élévation antérieure de la machine.

Les mêmes lettres se rapportent aux mêmes parties dans ces diverses figures. B est l'axe principal de la machine; sur cet axe sont solidement fixés le diaphragme et le globe A. Dans l'intérieur de ces deux dernières pièces, ainsi que sur la surface de l'axe B, sont disposés les passages à vapeur *a a*. C est le corps du piston; il est solidement attaché au petit arbre N, passant par le centre commun de l'axe et du diaphragme. Cet arbre N est ajusté et établi au moyen de vis disposées à ses deux extrémités, de manière à permettre une révolution partielle sur son axe. C'est cette pièce qui transmet immédiatement à l'axe B la pression de la vapeur qui vient agir sur le piston; aussi lui donne-t-on la plus forte dimension possible, afin d'en rendre l'action plus énergique et plus sûre. Le piston se compose d'une pièce principale *c*, renfermant une garniture O, pressée par un ressort contre les parois de l'enveloppe sphérique E. Cette pièce *c*, qui forme le corps du piston, porte, à ses deux bords latéraux, une partie arrondie P, contre laquelle viennent presser les rebords de la garniture du piston, dans le but de l'appliquer avec précision contre les parois inclinées des cônes D, D, ainsi qu'on le voit figure 3. Ces garnitures sont maintenues étanches par le ressort même qui sert à la garniture O, en raison de la forme particulière de la pièce de garniture. Les pièces détachées, indiquées figure 6, sont les parties de la garniture du piston qui se trouvent en contact avec les portions tronquées des cônes. Les parties en coupe de la figure 7 représentent deux pièces de garniture qu'on dispose entre le fond du piston et les parois de l'ouverture pratiquée dans l'axe pour l'oscillation du piston.

On voit, figure 5, l'amplitude de l'oscillation qu'opère le piston C. La jante du diaphragme est rendue étanche par deux ressorts en métal L, L, figures 1 et 2. M, M sont des rouleaux qui se meuvent avec le diaphragme pour rendre sa marche régulière et le maintenir en équilibre. Ces rouleaux sont séparés les uns des autres par des pièces de remplissage *m m m*, qu'on peut enlever à volonté.

D, D sont les deux cônes; K, K, les garnitures des lignes de contact des cônes avec le diaphragme et des parties tronquées. Ces garnitures sont pressées contre le diaphragme, soit par des ressorts, soit par tout autre moyen.

E est l'enveloppe ou boîte sphérique extérieure. Cette pièce est construite en deux morceaux réunis ensemble par des oreilles solidement boulonnées. Elle porte une rainure pour le passage du diaphragme et de sa garniture L, et aussi pour loger les rouleaux M, M, dont il a été parlé tout à l'heure. Les retours *e e* font partie de l'enveloppe E, et contiennent les boîtes à étoupes R, R, servant à prévenir les fuites de vapeur autour de l'axe principal B.

F, F sont les chambres pour l'introduction ou la sortie de la vapeur. Elles sont comprises entre les faces postérieures des cônes D, D et l'enveloppe E. Un tuyau, ou passage *f f*, communique de chacune de ces deux chambres à un tiroir commun G. Lorsque l'on veut renverser la marche de la machine, ce tiroir est mis en jeu au moyen d'une manette. De cette façon, le courant de vapeur, venant par le tuyau H, est dirigé sur l'autre face du piston, en même temps que la vapeur, contenue derrière la face opposée, trouve une issue libre pour s'échapper par le tuyau de décharge I.

Machine rotative de Yule.

La figure 209 représente une machine rotative, inventée par M. Yule, de Glasgow, qui la fit travailler quelques années avec un certain avantage. Elle consiste en un cylindre C dans lequel tourne, sur un axe A, un autre cylindre excentrique B, maintenu étanche à la vapeur au moyen de garnitures disposées aux points de contact. D est un diaphragme qui glisse verticalement entre de forts guides, et reste constamment appuyé sur le côté le plus élevé du piston à révolution B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La vapeur arrive par l'un des deux tuyaux S^1 S^2 suivant le sens dans lequel on veut faire tourner la machine. Deux tiroirs, disposés à l'extrémité des tubes à vapeur, servent à régler cette introduction en conséquence. E est le tuyau de décharge. Dans la figure on suppose la vapeur entrant par le tuyau S^1, dont le tiroir recouvre l'orifice de sortie, et laisse entrer le fluide qui presse contre le diaphragme D et le piston B. En même temps, le courant de vapeur, arrivant par l'autre tuyau S^2, est coupé, et la sortie, de ce côté du piston, ouverte. Comme il n'existe plus, dès lors, aucune force pour contre-balancer la pression de la vapeur qui agit sur l'autre côté du piston, et que, d'ailleurs, le diaphragme est incapable d'aucun mouvement latéral, le piston B est obligé de se mouvoir dans la direction des orifices de décharge.

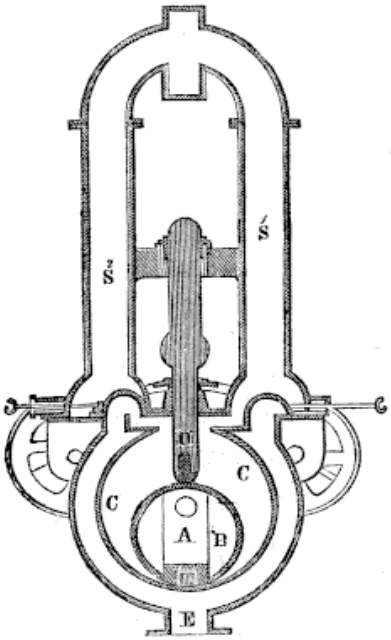


FIG. 209.

Si l'on veut imprimer à la machine un mouvement en sens inverse, il suffit de changer le jeu des tiroirs qui règlent la distribution.

Machine rotative de Pilbrow.

Nous ne donnerons pas le dessin de cette machine, fondée sur le même principe que la machine de Branca, et consistant en une petite roue à aubes, semblable à une roue hydraulique, contre laquelle la vapeur est projetée.

Un moteur de cette espèce a été tout dernièrement établi par M. Corde, mais nous n'avons pas appris que son application ait eu, dans la pratique, le moindre succès. Ces machines fonctionnent sous l'action impulsive de la vapeur, et, bien qu'il soit indubitable qu'un courant ou jet de vapeur produise, en principe, un effet mécanique équivalent à celui qu'engendre une même quantité de vapeur en vertu de sa force d'élasticité, cependant l'emploi de cette force entraîne une telle vitesse de rotation qu'elle ne peut guère être utilisée dans la pratique. M. Pilbrow semble croire que la disposition de sa machine réalise quelque puissance occulte, et que, grâce à une aube de forme particulière, il arrive à doubler la puissance ordinaire ; mais, aucune espèce de forme ne peut faire produire à la vapeur une force supérieure à celle qui réside en elle, et, d'un autre côté, la disposition qu'il adopte est impuissante à diminuer en rien la perte d'effet utile et les désavantages qu'entraîne avec elle la trop grande vitesse avec laquelle la machine est obligée de se mouvoir.

Néanmoins, et malgré ces imperfections, nous sommes persuadé que, tôt ou tard, ce principe donnera naissance à quelque résultat fécond ; et c'est ce qui nous engage à donner ici quelques extraits de la patente de M. Pilbrow, pour montrer par quelles considérations ce mécanicien fut conduit à l'établissement de sa machine rotative :

« Jusqu'à ce jour, on avait considéré les propriétés de la vapeur comme d'une nature telle qu'il était « impossible d'obtenir de ce fluide, au moyen de l'expansion, toute la puissance qu'il est susceptible d'en- « gendrer, autrement que par les moyens actuellement en usage ; c'est-à-dire, en le faisant arriver dans « l'intervalle compris entre un piston mobile et les parois d'un cylindre chaud, et en arrêtant ultérieu- « rement son introduction, dans le but de lui laisser la faculté de se détendre. Convaincu, cependant, « que cette force totale pouvait être obtenue à l'aide de quelque procédé plus simple que celui qui né-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« cessite un mécanisme tout à la fois coûteux, compliqué et d'un poids considérable, qu'une puissance, « en un mot, qui se développe si facilement, ne peut réclamer, pour être utilisée, de si puissants appa- « reils, j'entrepris une longue série d'expériences pour éclairer mes doutes. Je commençai par étudier « la machine la plus simple que nous connaissions, celle de Héro, et je reconnus à quelles causes réelles « il fallait attribuer les pertes d'effet qu'elle présente. Après avoir eu recours à de nombreux expédients « pour tirer de la machine de Héro tout le développement de force et d'effet utile auquel peut donner « lieu l'expansion de la vapeur, je m'aperçus que, malgré l'augmentation considérable de pouvoir réalisé « par l'emploi d'un bras en spirale, je devais renoncer à l'espoir d'obtenir toute la force contenue dans « la vapeur, et que, conséquemment, une machine établie d'après ce principe n'arriverait jamais à sou- « tenir la comparaison avec la machine à condensation de Watt.

« Ce fut pendant ces recherches, infructueuses quant au résultat que je cherchais, que je fus con- « duit à la découverte de ce fait remarquable, qu'un courant de vapeur, animé d'une grande vitesse, « tel que peut l'être un jet continu sortant d'un orifice, perd d'une manière presque absolue la force « utilisable qu'il possède par suite de l'expansion latérale, dont il profite, au contraire, lorsque après « avoir été interrompu, il reste libre de se détendre dans l'intérieur d'un cylindre. Après m'être assuré, « par d'autres expériences, de la réalité de ce fait, je reconnus que la vapeur possédait une force d'im- « pulsion de la plus grande efficacité, force complétement différente de celle qu'on avait toujours sup- « posée. Si, en effet, la force d'expansion du fluide n'est point émise latéralement, il faut que cette « force se développe suivant une autre direction; et comme, d'ailleurs, elle ne peut se produire que « suivant la ligne du courant de sortie, j'arrivai à la découverte de cette propriété de la vapeur que ce « fluide possède, par sa vitesse seule, une force d'impulsion dans le sens de son expansion linéaire, « égale, comme puissance et comme effet utile, à la force totale obtenue au moyen de son mode d'ex- « pansion ordinaire, dans les circonstances les plus favorables.

« Je n'avais plus qu'à utiliser cette nouvelle puissance mécanique de la vapeur d'eau, en l'appliquant à « quelque machine aussi simple que le principe lui-même, et n'offrant que les moindres pertes possibles « dues, soit au frottement, soit à toute autre cause. C'est ce résultat que j'ai essayé d'obtenir au « moyen de la machine ci-dessous décrite. Ayant reconnu, cependant, qu'il existe une grande diffé- « rence dans l'effet utile de la vapeur, suivant le mode particulier auquel on a recours pour utiliser sa « vitesse, ainsi que cela a lieu, en effet, dans les applications où l'eau joue le rôle de force motrice, je « décrirai d'abord quelques expériences, du nombre de celles qui m'ont conduit à ma découverte, afin « d'arriver au système le plus avantageux.

« La méthode d'après laquelle fonctionnent le moulin de Barker et la machine à émission de Héro « est parfaitement connue; et, quoiqu'il n'y ait aucune ressemblance entre les forces motrices de ces « deux machines, l'une agissant d'après le principe de la pesanteur de la matière, l'autre par répulsion, « cependant il semble qu'il y ait une analogie complète entre leurs résultats, proportionnellement à la « puissance et à la vitesse de chacune d'elles. Il résulte de là que, soit que l'on emploie de l'eau ou « bien de la vapeur, les modes d'action étant semblables dans les deux cas, le travail ainsi que la direc- « tion du bras seront les mêmes. On verra d'ailleurs que j'obtiens, par l'application de la vitesse du « courant de vapeur, le même effet utile que celui que peut développer la meilleure roue hydraulique, « c'est-à-dire, un effet utile égal, pour le moins, aux deux tiers de l'effet total de la vapeur, c'est-à- « dire encore égal aux deux tiers de la force totale produite par l'expansion, puisque, d'après ma « méthode, la vapeur se détend jusqu'à un degré de tension égal à une atmosphère, pour les machines « à haute pression, et jusqu'au degré de vide du condenseur, pour les machines à condensation, ce qui « ne peut être obtenu par le système actuel, à cause du piston. »

Cette citation suffit pour donner une idée de l'esprit d'après lequel est conçu ce nouveau moteur. Nous ne croyons point cette machine de M. Pilbrow appelée à un véritable succès pratique; et elle est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

loin, en effet, d'avoir réalisé toute la puissance que son auteur s'en promettait. L'énorme vitesse dont les parties mobiles doivent être animées pour produire l'effet désirable, en rend l'application presque impossible. Voici, en effet, la règle donnée par M. Pilbrow pour déterminer la vitesse de marche la plus avantageuse : la vitesse qu'aurait une certaine quantité de vapeur, soumise à une pression de 4,22 kilogrammes par centimètre carré, au-dessus de la pression atmosphérique, à sa sortie d'un orifice, est une vitesse parfaitement connue par l'expérience, et égale à 32 mille mètres environ par minute. La différence qui existe entre cette vitesse et celle dont est animée la jante de la roue donne la vitesse de projection du fluide contre les aubes de cette roue, et la force ou pression exercée contre la roue, étant proportionnelle au carré de la vitesse de projection, la puissance de la machine peut se calculer pour différentes vitesses de la roue. M. Pilbrow a fait ce calcul, et a trouvé que les plus grands résultats ont lieu lorsque la vitesse de révolution de la roue est précisément le tiers de celle de la vapeur, c'est-à-dire de 11 mille mètres environ par minute. Or, cette vitesse correspond à un nombre de révolutions de plus de 3 mille par minute, ce qui est suffisant pour entraîner la rupture du mécanisme tout entier.

Ici se termine l'aperçu que nous voulions donner des systèmes principaux de machines rotatives qui ont été tour à tour proposées pour remplacer la machine ordinaire, à mouvement alternatif de va-et-vient. On ne saurait disconvenir que, parmi ces machines, un grand nombre offre les dispositions les plus ingénieuses, et jamais, peut-être, aucun autre sujet n'a aussi bien révélé les ressources du génie de l'invention. Cependant, jusqu'à présent, on n'a point encore établi de machine rotative qu'on puisse valablement considérer comme supérieure à la machine ordinaire. Nous avons déjà exprimé notre opinion à cet égard, et nous répéterons que notre conviction est qu'il n'en sera pas toujours ainsi. Mais nous croyons que c'est plutôt par le secours de considérations dynamiques que de considérations statiques, qu'on arrivera à mettre au jour une machine rotative réellement efficace. La machine de Pilbrow, malgré ses défauts évidents, est un pas dans la bonne direction, et toute machine, fonctionnant d'après le principe de l'impulsion, permet d'utiliser l'expansion si avantageuse de la vapeur. Quant aux machines de la classe de l'Éolipyle, il est difficile d'en espérer raisonnablement un résultat avantageux, du moins tant qu'elles seront établies d'après la méthode ordinaire. Il existe, en effet, dans ces moteurs, une perte d'effet provenant de ce que la vapeur, en quittant les parties contre lesquelles elle agit, possède encore une vitesse supérieure à celle dont ces parties sont elles-mêmes animées, circonstance qui a lieu inévitablement, quelles que soient d'ailleurs les pressions et les vitesses qu'on emploie.

MACHINES AMÉRICAINES.

Les machines construites en Amérique sont, pour la plupart, d'une simplicité toute primitive, ce qui n'empêche pas les steamers de ce pays de soutenir avec avantage la comparaison avec les meilleurs navires à vapeur de la Grande-Bretagne, sous le rapport de la rapidité de la marche. Leur supériorité, à cet égard, est due tout à la fois à la tension considérable de vapeur sous laquelle travaillent les machines, et au genre de navigation particulier aux fleuves d'Amérique, qui permet d'établir des navires de grandes dimensions avec un tirant d'eau fort restreint. Sur le Mississipi et sur ses tributaires, la plus grande partie des machines employées sont à haute pression. Une pression de 7 kilogrammes par centimètre carré est considérée comme modérée, et quelquefois la tension de la vapeur s'élève jusqu'à 10 ou 11 kilogrammes.

Les machines des steamers qui naviguent sur le fleuve Hudson sont, en général, à condensation. Les unes ont des cylindres horizontaux ou inclinés. Quelquefois le cylindre est placé au-dessus de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'arbre, et des bielles pendantes relient les extrémités de la traverse du cylindre aux manivelles placées en dessous. Dans une troisième variété, on emploie un balancier, comme dans les machines fixes à

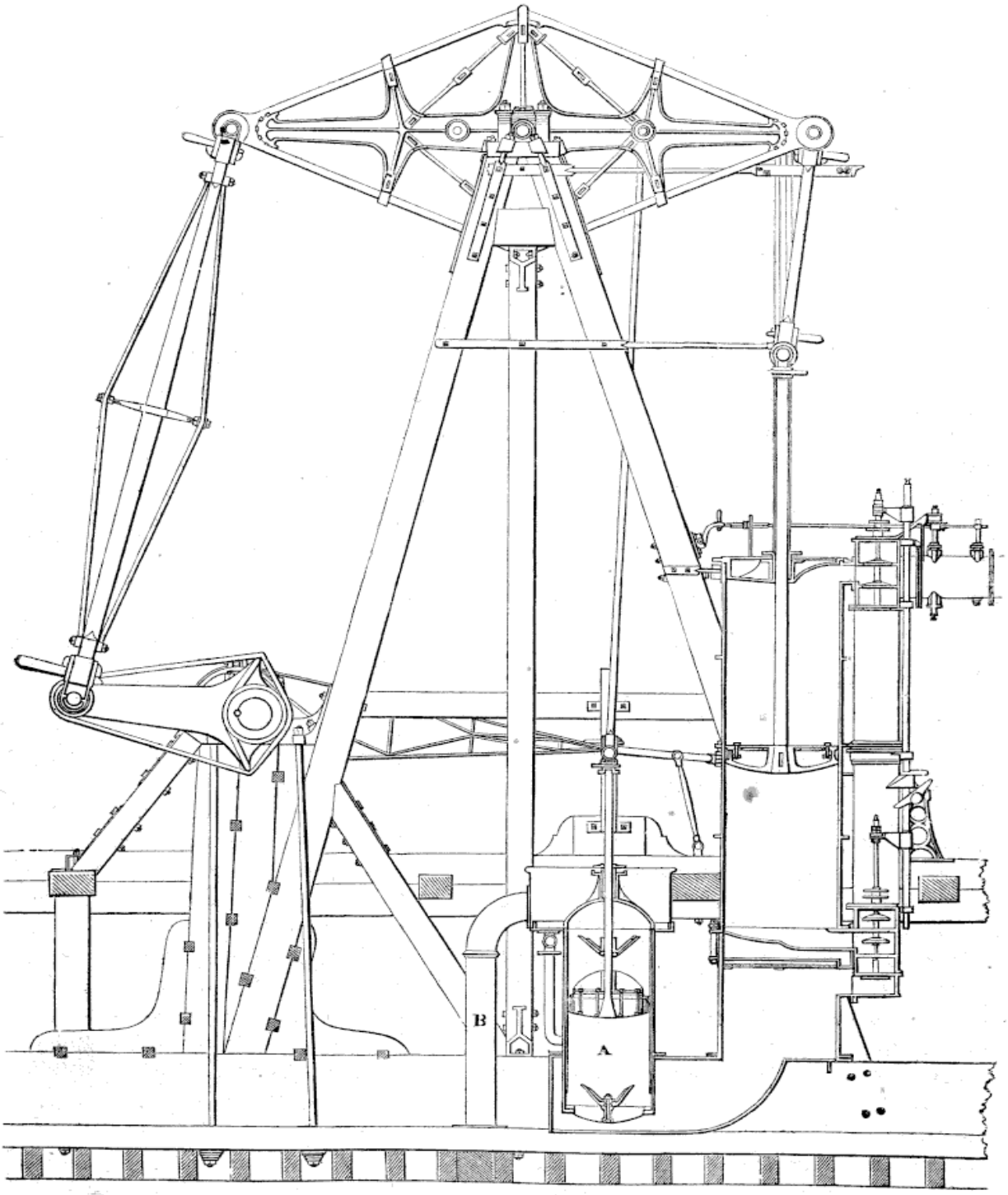


FIG. 240. — Machine à vapeur pour la navigation. — *North America.*

(*Échelle de 1 $\frac{1}{2}$ centimètre pour mètre.*)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rotation ordinaires. Quelquefois on emploie deux machines, mais c'est le cas le moins fréquent, le mouvement d'inertie suffisant à faire franchir les points morts de la manivelle.

Quelques machines pour la navigation ont été établies, en Amérique, d'après des exemples pris en Angleterre; parmi ces machines, celles que nous avons eu lieu d'observer nous ont paru d'un excellent service. Mais le plus grand nombre de ces moteurs ressemble, tant sous le rapport du travail que sous celui de la construction, à la machine du steamer *North-America*. Nous donnons ci-contre un dessin de la machine de ce steamer, dont voici les dimensions principales :

Diamètre du cylindre.	1,09	mètre.
Longueur de course.	3,35	id.
Longueur de la quille.	61,00	id.
Longueur du balancier.	7,62	id.
Diamètre des roues.	8,23	id.
Longueur des pales.	3,05	id.
Immersion des pales.	0,70	id.
Tension de la vapeur.	3 $\frac{1}{2}$	kilogr.

Le bâti de la machine est en charpente; le corps du balancier est en fonte, et comporte un système particulier d'attaches et d'entretoises en fer forgé. Il en est de même de la bielle et de la manivelle. Le balancier est très court, comparativement à la longueur de course, et le parallélogramme est remplacé par des guides fixes, dont l'effet est rendu facile grâce à l'emploi d'une longue tige-bielle qui rattache la tige du piston au balancier. Les diverses pièces composant le bâti en bois, qui supporte l'arbre de la manivelle, sont assujetties l'une à l'autre au moyen de chevilles. Elles sont en outre reliées par des équerres en fer forgé et des plates-bandes, pour faire un tout stable et inébranlable.

Les soupapes sont à double tige. Ce genre de soupape offre un inconvénient en ce que la soupape se dilate plus que sa boîte, étant exposée à une température plus élevée. Il résulte de cette circonstance que ces soupapes, parfaitement étanches à la température ordinaire, ne le sont plus lorsque la chaleur est considérable. La soupape de détente consiste en un disque tournant sur un centre, comme une valve à gorge; elle est établie dans le tuyau à vapeur, qu'elle bouche hermétiquement lorsqu'elle est fermée. Les autres parties de la machine américaine n'offrent rien de particulier.

La plupart des steamers américains ont leurs machines et leurs chaudières placées sur le pont. Au-dessous du pont, un immense salon occupe toute la longueur du vaisseau, et sert au logement des passagers. Ces salons sont, en général, d'une grande richesse; quelques-uns ont de 45 à 50 mètres de long, sur 6 mètres de large et près de 4 mètres de hauteur, et tout y est disposé de manière à présenter le plus grand confort.

Les roues à pales sont, en général, entièrement faites en bois, à l'exception des parties centrales, sur lesquelles viennent se boulonner les armatures, et qui sont en fonte. Le nombre de coups de piston est ordinairement de 25 à 30 par minute, avec une longueur de course de 3,35 mètres environ, ce qui suppose une grande rapidité dans la marche du piston. Sur les navires du Mississipi les pales sont à coulisses, afin que l'on puisse les enlever à volonté de leurs siéges. De cette façon, lorsque le navire est au quai, les machines peuvent continuer à fonctionner pour l'alimentation des chaudières, sans faire mouvoir les roues.

Les navires qui font le service sur le Mississipi sont presque tous construits à Pittsburg et à Cincinnati. Ils sont bien inférieurs à ceux qui naviguent de New-York à Albany et à la Providence. Leur aménagement intérieur est également moins confortable que celui de ces derniers navires. M. Stevenson dit, en parlant de l'un de ces steamers : « Le navire qui nous portait se trouvait resserré entre les deux

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« rives, au milieu de rochers et de troncs d'arbres. C'est dans cette situation qu'il s'arrêta pendant plu-
« sieurs heures pour prendre des marchandises. Cette nouvelle charge augmenta son tirant d'eau; et,
« quand les machines vinrent à fonctionner, les roues se trouvèrent presque complétement immergées.
« La vapeur avait acquis alors une pression énorme, et le fluide qui s'échappait par le tuyau de décharge,
« à chaque demi-coup de piston, produisait un bruit si violent, qu'on aurait pu le comparer à une dé-
« tonation d'armes à feu. Durant ce temps, toute la charpente du vaisseau semblait trembler sous nos
« pieds. »

Les explosions si fréquentes des chaudières qui desservent les navires du Mississipi ne surprendront plus après des exemples d'excès et d'imprudences pareils. Ces chaudières, en effet, ne sont point faites pour supporter une pression très considérable, même lorsqu'elles sont neuves. Nous avons donné, page 129, un exemple d'une des meilleures chaudières américaines; chez nous, un pareil générateur ne serait pas considéré comme susceptible de supporter, avec sécurité, une pression de plus de 0,7 à 0,8 $\frac{1}{2}$ kilogramme par centimètre carré.

MACHINES LOCOMOTIVES.

Toutes les machines que nous avons décrites jusqu'à présent sont des machines à condensation. La vapeur, après avoir poussé le piston jusqu'à l'extrémité de sa course, s'échappe dans le condenseur, où elle se résout en eau par suite de l'absorption de calorique qui a lieu. La machine locomotive n'est point une machine de ce genre; elle est à haute pression et sans condensation, c'est-à-dire que la vapeur, après avoir agi sur le piston, s'échappe à l'air libre, au lieu d'être subitement condensée dans un appareil réfrigérant.

Nous avons déjà fait remarquer que l'emploi de la vapeur, dans de telles circonstances, entraîne une certaine perte d'effet. Mais les inconvénients que déterminerait le transport sur une locomotive d'un condenseur et d'une grande masse d'eau de condensation compensent et au delà l'avantage d'une basse pression. D'un autre côté, on sait que la vapeur qui a servi est employée à activer le courant d'air chaud qui s'échappe par la cheminée. Elle ne saurait évidemment être employée à cet usage, si elle était condensée. Ces divers avantages suffisent pour racheter la perte d'effet utile qu'entraîne avec elle la non condensation de la vapeur.

Machine locomotive de E. Bury.

La machine locomotive de MM. Bury, Curtis et Kennedy peut servir de modèle pour le soin et l'élégance de la construction. Voici la description des différentes parties d'une machine à marchandises, établie par ces éminents constructeurs. Elle est représentée planches 15 et 16.

La figure 1 est une coupe longitudinale; la figure 2, une coupe horizontale, indiquant la ligne principale de section xx, suivant laquelle la figure 1 est représentée; enfin, la figure 3 est une coupe transversale passant par la boîte à fumée. Les mêmes lettres, dans les diverses figures, servent à désigner les mêmes parties.

A est la boîte à feu. Cette boîte est en fer forgé, et elle a une épaisseur de $9\frac{1}{2}$ millimètres, à l'exception de la plaque des tubes qui est un peu plus forte et qui porte $12\frac{1}{2}$ millimètres d'épaisseur. Ses joints sont soudés partout où ils sont exposés à la flamme; les joints rivés, en effet, présentant une double épaisseur de métal, ne résisteraient pas longtemps à la chaleur intense à laquelle ils sont exposés. La boîte à feu est de forme cylindrique; seulement, l'une de ses faces est aplatie pour recevoir les extrémités des tubes. La partie supérieure est hémisphérique, et surmontée par un petit dôme, dans lequel s'élève le tuyau de prise de vapeur, afin d'éviter l'entraînement de l'eau par la vapeur. B,B sont les tubes que traverse la flamme. Ils sont au nombre de 96. Leur diamètre est de 5 centimètres; leur longueur, de 2,74 mètres. On voit,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans la coupe transversale, que les tubes sont disposés de manière à concentrer la chaleur vers la partie centrale. Cet arrangement a pour but de déterminer un courant descendant de chaque côté des tubes, où l'eau est moins chaude, vers le fond même de l'emplacement qu'ils occupent, d'où l'eau tend ensuite à s'élever par le milieu des tubes lorsqu'elle se trouve échauffée par leur contact. C'est en partie pour ce motif, et aussi pour éviter que les tubes soient laissés à nu, lors du passage des courbes à petit rayon, à cause du déplacement de l'eau produit par la force centrifuge, que la rangée supérieure des tubes suit une ligne courbe circulaire, dont le point le plus élevé est sur le plan d'axe de la machine.

C est la boîte à fumée; D, le régulateur; E, le tuyau à vapeur, ayant un diamètre de 9 centimètres environ. F est la soupape de sûreté et le manomètre à ressort, dont le diamètre est de $6\frac{1}{5}$ centimètres. La soupape de sûreté, fermée à clef, ayant un diamètre égal à $6\frac{1}{5}$ centimètres, est indiquée en G. J est le sifflet à vapeur.

L,L sont les cylindres à vapeur; leur diamètre est de 33 centimètres, la longueur de course de 46 centimètres. M,M sont les pompes foulantes avec un piston plongeur d'un diamètre de 5 centimètres et d'une longueur de course de 46 centimètres.

N est l'arbre des manivelles; les tourillons ont $12\frac{1}{2}$ centimètres de diamètre et 18 centimètres de portée; le tourillon de chaque manivelle a $13\frac{3}{4}$ centimètres de diamètre et 9 centimètres de portée. O,O sont les bielles; elles sont de forme ovale et portent 5 centimètres sur 6. P est l'axe ou essieu des roues de devant. Son diamètre est de $11\frac{1}{5}$ centimètres.

Q, Q sont les ressorts. Les ressorts de l'arbre à manivelles sont composés de 16 lames, présentant ensemble au centre une épaisseur de $11\frac{1}{5}$ centimètres; ceux de l'essieu des roues de devant sont composés de 10 lames, ayant au centre une épaisseur totale de 10 centimètres environ.

a, a sont les pistons, faits en métal de canon; leur garniture consiste en deux anneaux formés de segments en fonte, pressés en dehors par des coins en cuivre et des ressorts en acier. Les tiges des pistons ont 5 centimètres de diamètre.

b, b sont les orifices d'entrée de la vapeur; ils portent 3 centimètres sur 16. c, c sont les orifices de sortie; leurs dimensions sont de $4\frac{3}{4}$ centimètres sur 16. d, d sont les tiroirs; d', d', les tiges des tiroirs, ayant un diamètre de $2\frac{1}{2}$ centimètres. e, e sont les tiges-pendules qui portent les extrémités des excentriques. f est l'arbre auquel sont fixés les leviers de l'excentrique. g est un autre arbre servant à transmettre à l'arbre f le mouvement du levier h et de la tige i.

h, h sont les guides des tiges de pistons; i, i, des pièces servant à maintenir les guides h; ces pièces sont portées par un arbre j. k, l sont les tiges qui font mouvoir les tiroirs; k', l', les leviers de la manette.

m est l'arbre qui porte les pièces accessoires des soupapes; n, le levier qui fait fonctionner les soupapes; n', le levier mis en jeu par les excentriques.

p, p sont les excentriques qui servent à imprimer le mouvement en arrière, et q, q, les excentriques qui servent à faire avancer la machine.

r, r sont les tuyaux faisant communiquer les pompes foulantes avec les tenders; ils ont 5 centimètres de diamètre. s est le robinet d'échappement pour l'eau des chaudières.

t, t sont les tiges d'accouplement des roues antérieures avec les roues motrices. u est une rondelle fusible, placée au haut du dôme supérieur; cette rondelle entre en fusion avant que le degré de chaleur ne s'élève assez pour attaquer une partie quelconque de la boîte à feu.

Le bâti de cette machine est de l'espèce des bâtis dits intérieurs, que ces constructeurs ont l'habitude d'employer depuis longtemps. M. Bury réclame, en faveur du bâti intérieur, une grande supériorité sur le bâti extérieur, par le motif qu'il relie d'une manière plus solide le cylindre, l'arbre à manivelles et les autres pièces mobiles de la machine, et, qu'en outre, il supporte tous les efforts et chocs qui peuvent avoir lieu, sans que la chaudière soit exposée à en souffrir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est hors de doute que la disposition des coussinets de support intérieurement aux roues présente dans la pratique de grands avantages. Dans le cas, par exemple, où l'arbre à manivelles viendrait à se rompre, tout le poids, que portent les supports, tendrait à presser le rebord de la roue contre le rail, de sorte que la portée du tourillon pourrait suffire à empêcher le déraillement, contrairement à l'effet que produiraient infailliblement des supports extérieurs aux roues. On a vu des exemples bien remarquables de la justesse de cette remarque sur le chemin de fer de Londres à Birmingham, où, un essieu s'étant rompu, non seulement les roues sont restées sur les rails, mais la locomotive a encore pu continuer sa route et traîner le convoi tout entier jusqu'à la station la plus voisine. Outre la solidité plus complète, qu'entraîne l'adoption de cette forme du bâti pour les différentes pièces de la machine, solidité que tendent sans cesse à désunir l'usure et les efforts d'arrachement auxquelles ces pièces sont exposées, il faut ajouter l'avantage d'une grande simplicité qui permet de disposer la machine tout entière sous une forme plus compacte.

La meilleure preuve en faveur de cette disposition de châssis intérieurs est leur emploi presque universel aujourd'hui. M. Bury préfère les machines à 4 roues aux machines à 6 roues, et donne de fort bonnes raisons pour justifier cette préférence. Cependant, les circonstances actuelles peuvent modifier cette opinion, à cause de la grande rapidité de marche que l'on exige de ces moteurs. On comprend, en effet, que les machines susceptibles d'atteindre à une grande vitesse sont, par cela même, d'un poids considérable, et que, par suite, elles seraient trop pesantes pour les rails des différentes lignes de fer telles qu'elles existent aujourd'hui, si l'on ne répartissait pas leur poids sur un plus grand nombre de roues.

Machine locomotive de R. Stephenson.

La machine locomotive de MM. R. Stephenson et Ce, représentée planches 13 et 14, diffère sous beaucoup de rapports de celle de MM. Bury et Ce.

Cette machine porte sur six roues; les deux roues du milieu, qui sont accouplées avec les roues de derrière, n'ont point de rebords, pour rendre plus facile le passage de la machine sur les courbes à petit rayon.

La boîte à feu est carrée; l'espace, réservé à l'eau, entre les parois de cette boîte et l'enveloppe extérieure, est traversé par des boulons rivés, par chaque bout, sur les plaques, afin d'en assurer la solidité.

Voici, d'ailleurs, la description des différentes parties qui composent cette machine.

AA, dôme à vapeur. A′, boîte à feu, laquelle est carrée et terminée, par le haut, horizontalement, ainsi que le sont toutes les pièces semblables établies par MM. Stephenson et Ce. A″, plateau où se tient le mécanicien lorsque la machine est en marche.

BB, boîte à fumée; B′, cheminée; C, chaudière; E, tuyère; G,G, cylindres; H, piston.

K, arbre à manivelles; I, barre de l'excentrique, servant à renverser la marche de l'un des pistons, et I′, autre barre, pour renverser la marche de l'autre piston; M et N, crochets de l'excentrique; Q, levier, pour arrêter la machine et pour renverser sa marche, et Q′, son point d'appui.

S, tuyau à large embouchure, pénétrant dans le dôme à vapeur, pour y puiser une vapeur sèche; S′, coffre dans lequel se trouve le régulateur; S″, tuyau à vapeur traversant la chaudière, et S‴, petit tuyau vertical à vapeur, passant par la boîte à fumée et se rendant dans les cylindres.

T, entretoise transversale, placée entre les guides des pistons et servant de guide pour les tiges des tiroirs; U, robinet placé sur le tuyau d'alimentation, au point où il entre dans la chaudière; YY, bâti; a, a, espaces remplis par l'eau, entourant la boîte à feu; a', a', tubes servant au passage de la fumée.

d, d, soupapes de sûreté, placées sur le dôme à vapeur, et chargées par des poids à ressorts; d', sifflet; e, lumière de sortie.

g, manivelle pour l'un des cylindres, et g', manivelle de l'autre; hh, tige du piston; h', bielle; h'', h'', supports des guides de la traverse du piston.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

i, barre de l'excentrique de l'un des cylindres pour aller en avant, et i' celle de l'autre cylindre; ll, tiges reliant les roues motrices à celles de derrière; m, n, crochets de l'excentrique pour la mise en marche.

p, pompe d'alimentation, ayant un piston plongeur, p', mis en jeu par la tige p'', laquelle est attachée à une oreille sur la jante de l'excentrique. qq, tige reliant la manette d'arrêt au levier q', fixé sur l'arbre x, auquel est également fixé un autre levier q'; cette tige se rattache à une autre q'', qui se continue à l'extrémité de l'une des barres de l'excentrique. Les extrémités des barres de l'excentrique, pour chacun des deux cylindres, sont reliées d'une manière permanente par une petite tige, et portent, à leurs points extrêmes, un bouton par lequel elles se relient aux tiges des tiroirs.

r, manette du régulateur fixée sur une tige qui traverse un collier pour se rendre dans le tuyau à vapeur s', et se rattache au régulateur r'.

ss, boîte des tiroirs dans laquelle sont placés dos à dos les tiroirs des deux cylindres; t, tiroir; t', tige du tiroir; t'', prolongement de la tige t' à travers la partie antérieure du cylindre, et aussi à travers le guide transversal T.

u', tuyau d'aspiration, conduisant du tender à la pompe alimentaire; u'' u'', pompe foulante et boîte à soupape de la pompe alimentaire; u''' u''', tuyau d'alimentation, conduisant à la chaudière; x, arbre des leviers de changement de mouvement; y, y, tourillon de l'arbre; zz, porte de la boîte à fumée.

Machine locomotive de W. Fairbairn.

Nous donnons dans les planches (25, 26 et 27, 28) les dessins complets d'ensemble et de détail d'une machine locomotive de W. Fairbairn, qui fonctionne sur le *London et South Western Railway* (1).

Récapitulation des figures.

Fig. 1. — Élévation longitudinale de la machine et de la chaudière.

Fig. 2. — Élévation d'arrière, montrant en section l'essieu et les roues d'arrière, et en élévation la face postérieure de la boîte à feu.

Fig. 3. — Élévation d'avant, montrant la boîte à fumée dont une moitié en coupe.

Fig. 4. — Coupe longitudinale de la machine et de la chaudière.

Fig. 5. — Coupe transversale par la boîte à feu d'une part et par la boîte à fumée de l'autre; cette dernière coupe laissant voir particulièrement le mécanisme du jeu des tiroirs et le mécanisme du recul.

Fig. 6. — Seconde coupe transversale, laissant voir l'essieu des roues motrices et les pièces qui s'y rattachent.

Toutes les figures qui suivent, depuis la fig. 7 jusqu'à la fig. 23 inclusivement, se rapportent à des dessins de détail des parties les plus importantes de la machine sur une échelle plus grande que celle des dessins d'ensemble qui précèdent.

Fig. 7 et 8. — Coupes longitudinale et transversale de l'un des cylindres.

Fig. 9. — Élévation de la face postérieure du cylindre, ou celle que traverse la tige du piston, le tiroir étant à sa place.

(1) Les dimensions des diverses parties sont soigneusement indiquées en mesures anglaises dans chacune des planches que nous venons de désigner.

Nous avons conservé les mesures anglaises en pieds et pouces pour deux motifs : 1° parce qu'il importait que les dimensions indiquées fussent de la plus grande exactitude; 2° parce que la traduction aurait donné des chiffres compliqués, et, par suite, de la confusion dans les dessins. Les coefficients de transformation en mesures françaises ont d'ailleurs été ajoutés sur chaque planche, et les échelles sont établies d'après les deux systèmes de mesures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 10. — Plan de la partie supérieure du cylindre, la boîte à vapeur étant en place, et le tiroir étant enlevé.

Fig. 11. — Élévation de la face antérieure ou du fond du cylindre, le tiroir étant en place.

Fig. 12 et 13. — Plan de la partie supérieure et élévation latérale du tiroir, de sa tige et de ses bielles.

Fig. 14. — Plan du piston et coupe suivant un diamètre.

Fig. 15. — Élévation latérale du piston, de la tige du piston, de la bielle et de la manivelle.

Fig. 16. — Plan des mêmes pièces, donnant de plus les détails de la douille d'assemblage et du plongeur de la pompe alimentaire. A côté de cette figure et au-dessous de la fig. 15 se trouvent les coupes de la bielle et de la douille d'assemblage.

Fig. 17. — Élévation latérale du mécanisme de recul et du mécanisme de l'un des tiroirs.

Fig. 18. — Plan des mêmes parties, faisant voir en même temps l'arbre à manivelle, les longereaux intérieurs en fer et les parties avoisinantes de la chaudière.

Fig. 19. — Élévation de l'un des longereaux M, M, comportant les glissières et la pompe alimentaire qui y sont fixées, ainsi que le mode d'attache de l'essieu des roues motrices.

Fig. 20. — Plan de l'un des excentriques de marche en avant, P.

Fig. 21. — Coupe de cet excentrique.

Fig. 22. — Plan et vue latérale de l'un des coussinets de l'essieu des roues motrices.

Fig. 23. — Vue de face du régulateur x, et du tuyau à vapeur y.

Désignation des lettres de renvoi (1).

AA, jumelles du châssis de la machine, formées de deux brancards latéraux en bois de chêne, recouverts des deux côtés par des plaques de tôle reliées à boulons.

a, a, a, plaques de garde.
b, b, b, boîtes à graisse.
c, chasse-caillou.
d, d, d, entretoises pour l'assujettissement des plaques de garde.
e, e, e, ressorts de suspension.
f, f, gardes-crotte des roues, fixées à boulons sur le châssis.
g, plate-forme du mécanicien.

B, traverse du bâti.

h, heurtoirs ou tampons.
i, anneau d'attache.

C, enveloppe ou coffre de la boîte à feu.

k, boîte à feu.
l, grille du foyer.
m, soupape de sûreté avec son levier.
n, petite cheminée surmontant la soupape de sûreté, pour guider la vapeur lorsqu'elle s'échappe.
o, manette du levier du régulateur.
p, tige du régulateur.
q, boîte à étoupes pour le passage de la tige précédente à travers l'enveloppe de la chaudière.
r, porte du foyer.
s, tube de verre indicateur.

(1) Les mêmes lettres, dans toutes les figures, se rapportent aux mêmes pièces.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

D, partie cylindrique de la chaudière, et dôme ou coupole à vapeur qui la surmonte et qui comporte une soupape de sûreté.

v, levier à double effet (fig. 23), adapté à la tige p du régulateur.

w, w, deux tringles de raccordement des extrémités du levier v avec des boutons correspondants du disque du régulateur.

x, disque du régulateur.

y y, tuyau à vapeur.

a, boîte en fer élevée sur la chaudière pour recevoir le régulateur surmonté d'une soupape de sûreté semblable à celle qui est au-dessus de la boîte à feu.

b, tube de fumée.

E, boîte à fumée.

c', portion de tuyau à trois ouvertures réunissant le tuyau à vapeur y avec le double tuyau d'.

d', d', deux branches du tuyau à vapeur conduisant aux cylindres.

e', tuyau d'échappement ou tuyère.

F, cheminée.

G, essieu des roues motrices.

f', f', manivelles.

g', g', tourillons.

H, H, roues motrices.

I, essieu des roues de devant.

J, J, roues de devant.

K, essieu des roues d'arrière.

L, roues d'arrière.

M, M, deux longereaux intérieurs en fer, s'étendant depuis la boîte à feu jusqu'à la boîte à fumée, et ayant pour but de relier ensemble les deux boîtes à feu et à fumée, de présenter des points d'appui pour l'essieu coudé, les pompes, les glissières des pistons et les supports des différents organes du mécanisme, conjointement avec les deux autres longereaux intérieurs et moins étendus N, N, situés entre les premiers.

h', h', h', etc., supports boulonnés sur les longereaux M, M, N, N. Les coussinets j', j', j', etc., sont fondus sur les premiers supports.

i', i', glissières boulonnées sur les supports h'. Des pièces de bois minces sont intercalées entre les glissières et les supports, et ces petits intervalles sont laissés en blanc dans la coupe de la fig. 5.

j', j', j', etc., coussinets fondus sur les supports h', pour recevoir les tourillons de l'arbre des tiroirs et du mécanisme de recul.

O, O, cylindre à vapeur.

n', n', passage de la vapeur.

o', passage de sortie.

p', tiroir.

q', boîte du tiroir.

r', piston.

s', tige du piston.

w', bielle.

x', plongeur de la pompe alimentaire.

y', tige du tiroir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

P, P, excentriques de la marche en avant.

Q, Q, excentriques de la marche en arrière.

c'', c'', colliers des excentriques.

d'', d'', barres des excentriques.

VARIÉTÉS DES PARTIES DES MACHINES A VAPEUR.

PISTONS.

Nous avons cru devoir présenter à nos lecteurs une série d'exemples de pistons de diverses natures, tels que la pratique nous les avait offerts, sans nous astreindre à ne parler que de ceux qui passent aujourd'hui pour les meilleurs. Nous pensons rendre plus de services aux constructeurs en leur signalant les avantages et inconvénients de tels et tels systèmes de pistons qu'en ne leur présentant qu'une description méthodique de la variété le plus généralement adoptée.

Il résulte tout d'abord de l'examen des exemples qui vont suivre, que les pistons à garnitures métalliques se rangent en deux divisions principales, dont les caractères, s'ils ne sont point parfaitement tranchés, suffisent néanmoins pour les besoins de la classification. La première division comprend tous les pistons dans lesquels la force de détente seule des anneaux est employée à produire un contact parfait; la seconde comprend ceux qui ajoutent à l'effet des anneaux l'action expansive des ressorts intérieurs, ou bien qui remplacent totalement les anneaux par les ressorts.

Le premier système, par cela même qu'il présente un caractère de plus grande simplicité, semble être d'une application bien plus récente que l'autre; c'est un nouvel exemple à ajouter à tous ceux dont l'histoire de la science est remplie, que le moyen le plus simple est toujours celui auquel on s'arrête le plus tard. Ce système présente lui-même trois variétés distinctes : la première comprend les pistons dans lesquels la garniture de chanvre est comprimée dans l'espace compris entre les anneaux et le piston, afin d'augmenter l'élasticité de cet anneau. C'est le cas général des pistons de machines à épuisement, pour lesquels on n'a pas encore eu recours à des garnitures plus compliquées ou plus coûteuses. Les deux autres variétés du premier système seront définies un peu plus loin.

La figure 211 est un exemple de la première variété (1). C'est le piston d'une machine d'épuisement établie dans le comté de Perth, et dont la construction est due à MM. Maxton de Leith.

Dans ce genre de piston, on emploie généralement deux anneaux l'un au-dessus de l'autre, et présentant leur section à un écartement relatif d'environ 90°, afin d'empêcher la vapeur de s'échapper par les joints. C'est la forme de garniture métallique la plus simple; cependant, lorsqu'elle est bien ajustée, elle réunit à peu près tous les avantages des systèmes les plus compliqués. Son seul défaut est de nécessiter, de temps en temps, un nouvel ajustement, lorsque la rondelle de chanvre perd de son élasticité. Ce renouvellement, dans l'ajustage de la garniture, a lieu d'autant plus souvent que la disposition des

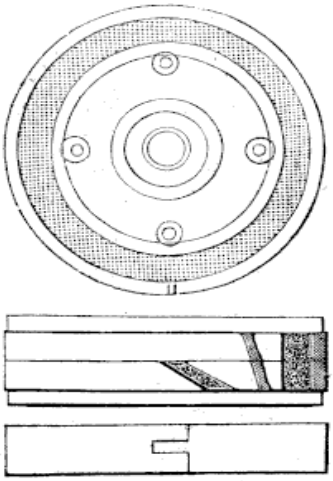


Fig. 211.

(1) Cette figure et les suivantes, jusqu'à la figure 218 inclusivement, sont faites à l'échelle de $\frac{1}{12}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

joints extrêmes des anneaux extérieurs est moins efficace à empêcher l'introduction de la vapeur dans l'intérieur de la garniture, ou bien encore que la température et la pression de la vapeur elle-même sont plus considérables. Une autre disposition consiste à n'employer qu'un seul anneau coupé en un point.

La seconde variété de cette espèce de piston consiste en une garniture extérieure comme la précédente, dont elle se distingue en ce que la force de détente est uniquement due à l'élasticité de l'anneau, et non à l'action de la garniture intérieure de chanvre. La méthode la plus simple, et peut-être aussi la plus ordinaire de développer la force de détente nécessaire au bon service de l'appareil, est de tourner les garnitures annulaires suivant une circonférence d'un diamètre un peu plus grand que celui du cylindre. Après avoir scié la jante de l'anneau, on pratique, aux deux extrémités en regard, un tenon et une mortaise, ou simplement une demi-entaille, et l'on comprime ensuite l'anneau au moyen d'un cercle en fer garni de vis. Lorsque la pression a resserré les joints d'assemblage, on fixe temporairement la pièce dans cette position, en chassant une clavette entre les deux abouts mortaisés ou à recouvrement. C'est ainsi que l'anneau est fixé autour du piston, et ce dernier se trouve alors tel qu'il doit être établi dans son siége. On dévisse ensuite le cercle en fer et l'on ôte la clavette; les anneaux tendent alors à pousser contre les parois intérieures du cylindre en vertu de leur propre élasticité, et cette force de détente continue généralement à agir jusqu'à ce que le cylindre et les anneaux soient usés au point de permettre à ceux-ci de se détendre jusqu'à la limite de leur élasticité naturelle.

Quelquefois les deux extrémités de l'anneau demeurent planes; dans ce cas, l'on abat seulement une partie de l'une de ces extrémités afin de pouvoir comprimer l'anneau et diminuer son diamètre.

Les opinions des mécaniciens sont extrêmement différentes quant au mérite de cette espèce de garniture. Qu'elle réalise un perfectionnement réel, comparativement à la première espèce de garniture, c'est là un point hors de doute; mais on allègue que sous le rapport de la précision d'ajustage et de la facilité à l'introduction de l'anneau dans le cylindre, cette garniture est moins avantageuse que la garniture ordinaire plus compliquée, composée d'un certain nombre de segments sur chacun desquels agit un ressort spécial. On objecte, en outre, contre cette espèce de garniture, qu'elle tend à user le cylindre d'une manière inégale, inconvénient auquel on a cherché à remédier par une foule de moyens extrêmement ingénieux, sans qu'aucun palliatif sérieux ait encore pu être découvert.

L'expérience, en pareil cas, semblerait seule pouvoir trancher la question dans un sens ou dans l'autre. Il existe, en effet, un grand nombre de pistons fonctionnant avec les deux variétés de garnitures dont nous venons de parler; mais ici, comme dans une foule d'autres circonstances, l'expérience n'aura, nous le croyons, d'autre effet que de rendre la question plus obscure encore, ou plutôt de fournir des arguments en faveur des deux systèmes à la fois.

Si l'on cherche à se rendre compte de l'action du premier système de garniture, celui dont la forme offre la plus grande simplicité, on voit que l'anneau, lorsqu'il vient à être comprimé pour la première fois, ne prend point de lui-même la forme circulaire, puisque la tendance qui le sollicite à reprendre sa première forme, en vertu de la réaction que détermine le serrage des abouts l'un contre l'autre, est contenue seulement dans une direction, celle de la tangente au point de jointure; mais, quand cet anneau est renfermé dans le cylindre, on comprend immédiatement qu'il est également comprimé dans toutes les directions, et qu'il exerce, par conséquent, une force de réaction correspondante dans tous les sens, en cherchant à reprendre ses dimensions premières. Ce point nous paraît tellement évident que nous avons à peine besoin de l'expliquer. Si, par exemple, l'on admet que le diamètre primitif de l'anneau est de 48 centimètres, et que par la pression cet anneau ait été introduit dans un cylindre dont le diamètre n'est que de 46 centimètres, il est clair que chacun des diamètres de l'anneau, étant comprimé avec une force égale, tendra à réagir avec cette même force et à presser la circonférence annulaire contre la paroi interne du cylindre avec une puissance partout uniforme.

Si, au lieu du cylindre extérieur compresseur servant à renfermer l'anneau, on conçoit, pour un

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

instant, un certain nombre de ressorts en demi-cercle, destinés à remplacer un nombre égal de diamètres, on reconnaît que, tous ces ressorts exerçant des efforts absolument égaux en comprimant leurs demi-cercles respectifs, la somme de ces efforts, c'est-à-dire l'effort total exercé contre la circonférence entière, demeurera constamment la même. Nous savons qu'à cet égard les opinions sont partagées, et que le contraire a été soutenu par quelques praticiens habiles qui étaient loin de puiser leur conviction, selon nous, dans des considérations théoriques. Cependant, lors même que l'expérience viendrait, dans certains cas, leur donner raison, ce résultat ne serait point une preuve décisive contre le témoignage opposé, puisque dans plusieurs circonstances, on a reconnu que l'usure intérieure du cylindre s'était opérée d'une manière parfaitement régulière.

On nous pardonnera de nous être un peu longuement étendu sur ce sujet, en faveur des nombreuses combinaisons, aussi neuves qu'ingénieuses, qui ont été tour à tour proposées, et souvent avec un certain succès, dans le but de remédier à cet inconvénient de la garniture métallique dont nous venons de parler. Mais, bien qu'en réalité cet inconvénient existe dans toute sa force, et que les anneaux aient en effet une force de détente plus considérable dans une direction perpendiculaire au diamètre passant par le joint que dans toute autre direction, cependant nous n'apercevons pas ce qu'il peut y avoir là de dangereux. Le cylindre prendra, par l'usure, une forme légèrement ovale, et cet effet continuera jusqu'à ce que l'inégalité, dans la pression des divers points de la circonférence annulaire, se trouve exactement contre-balancée par l'ellipticité correspondante du cylindre. On comprend, en outre, que les garnitures qui viendront plus tard à être employées dans le même cylindre, le rempliront avec le plus grand degré de précision possible, puisqu'alors la légère inégalité dans la force de détente de l'anneau correspondra exactement à la configuration du cylindre, déterminée par l'usure qu'il a subie.

Dans tous les cas, il est clair que l'effet produit sur le cylindre par l'inégalité de détente de l'anneau, en admettant l'existence de cet effet bien prouvée, peut être complétement neutralisé par l'emploi de deux anneaux au lieu d'un seul, dont les joints seraient disposés à 90° l'un de l'autre. Il arrive souvent qu'on place les anneaux de manière à ce que leurs joints se trouvent sur les côtés opposés du cylindre, c'est-à-dire à 180° l'un de l'autre. Cet arrangement ne sert qu'à empêcher les fuites de vapeur qui pourraient avoir lieu par une seule surface de joint, résultat auquel on pouvait, du reste, arriver plus aisément d'une autre manière. Mais cette disposition est évidemment impuissante à corriger l'influence de l'inégalité de pression.

La troisième variété du système que nous examinons comprendra les garnitures dans lesquelles chaque anneau est encore composé d'une seule pièce, mais qui comportent en même temps quelques-uns des modes de compensation dont nous avons parlé. La méthode ordinaire est tout simplement de diminuer d'un tiers environ l'épaisseur de la partie de l'anneau qui se rapproche des joints. On emploie généralement deux anneaux avec leurs joints disposés comme nous l'avons dit; et, au lieu de donner à ces anneaux un diamètre supérieur à celui qu'ils doivent ensuite présenter après leur entrée dans le cylindre, on arrive à leur communiquer la force d'élasticité nécessaire en martelant en dedans la demi-circonférence de plus grande épaisseur. On peut aussi, tout naturellement, employer le même moyen pour des anneaux d'égale épaisseur, et pour obtenir du martelage tout l'effet désirable, il serait peut-être bon de laisser dans l'intérieur du cercle le moule même qui a servi à la fusion du métal. L'avantage que l'on trouve à employer le martelage, de préférence à la compression, pour donner à l'anneau la force d'élasticité nécessaire, provient de ce que ce premier procédé permet d'atteindre à une forme circulaire plus précise; mais, lorsque l'on a soin de contourner les anneaux sur un tour avant de les mettre en place, cette supériorité du premier mode sur le second disparaît.

Cette espèce de garniture fonctionne généralement bien, mais sans présenter peut-être un véritable avantage sur la variété précédente, de forme plus simple, toutes choses égales d'ailleurs, quant à la précision dans le travail. On peut même ajouter qu'un défaut d'ajustage aurait, suivant toute probabilité, plus d'inconvénient pour les garnitures de la troisième variété que pour les autres, ainsi que l'expérience

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'a démontré. On a eu recours à une foule d'expédients pour prévenir les fuîtes de vapeur par les surfaces des joints, auxquelles cette espèce de garniture annulaire est exposée. Souvent on dispose des garnitures de chanvre dans l'intérieur des anneaux ; dans d'autres cas, on laisse les surfaces absolument libres, sans chercher en aucune manière à remédier à l'inconvénient des fuites; mais le meilleur système à employer consiste, sans aucun doute, à faire river une lame de cuivre ou de fer qu'on a eu soin de recourber d'abord convenablement à l'intérieur de l'anneau et sur l'un des côtés du joint. Cette lame métallique s'applique ensuite avec exactitude sur l'autre face de la jointure, et glisse sur cette paroi, en interceptant les passages à la vapeur à mesure que l'anneau se détend par l'usure. Faute d'avoir eu recours à cette précaution si peu compliquée, on s'est souvent exposé à des inconvénients fort graves, comme, par exemple, à l'emploi obligé d'un système infiniment plus coûteux quoique sans avantage réel sur celui-ci.

Nous aurons bientôt l'occasion de revenir sur quelques modifications importantes que comporte cette espèce de garniture lorsque nous aurons à examiner les différents détails qui constituent les pistons. Nous considérerons, quant à présent, la seconde division principale du sujet qui nous occupe, laquelle comprend un assez grand nombre de sous-variétés.

Cette deuxième division comprend les pistons à garnitures rendues étanches au moyen de ressorts spéciaux, dont la force de détente se communique généralement par l'intermédiaire de cales ou de coins. Voici comment ces garnitures sont établies ordinairement : on prend deux cercles ou anneaux en fonte, de telles dimensions qu'ils ne présentent d'eux-mêmes aucune élasticité sensible, c'est-à-dire ayant une section normale de 4 à 6 centimètres carrés environ. On coupe ensuite chacun de ces anneaux en trois, six ou huit segments suivant la dimension du cylindre. Les anneaux sont alors placés l'un au-dessus de l'autre, de manière à ce que les joints ne se correspondent pas, et, à chacun des joints, on enlève au ciseau une partie de l'anneau pour permettre d'introduire entre les rebords un coin dont l'angle est ordinairement de 90°, et dont l'arête doit être éloignée de la surface du cylindre de 2 centimètres environ. On dispose alors un ressort elliptique ordinaire entre le noyau du piston et la tête du coin. Quelquefois au lieu d'un coin on emploie simplement une cale, ou bien encore le ressort presse immédiatement sur la partie intérieure de l'anneau.

Dans la disposition primitive de ce piston, tel que le construisit Barton, l'arête du coin se trouve en contact avec le cylindre, c'est-à-dire qu'elle se trouve sur la face externe de la jante du piston. Afin d'empêcher cette arête de rayer le cylindre, on proposa de la faire d'un métal moins dur.

C'est, nous le croyons, à Tredgold que nous sommes redevables de l'idée de cette modification apportée aux garnitures des pistons et qui réalise un perfectionnement notable. L'action des coins paraît surtout dans ce cas devoir mériter l'attention des mécaniciens. Quand l'arête des coins n'est pas en contact avec la paroi du cylindre, le mode d'action est assez évident de lui-même; l'intervention du coin sert alors tout simplement à multiplier l'énergie des ressorts en agissant comme force mécanique et suivant les principes du plan incliné. Plus l'angle du coin est aigu, plus aussi est considérable la force de pression communiquée par les ressorts conformément au principe des vitesses virtuelles. Si l'on ne recherchait qu'une force de détente illimitée pour les segments, au lieu de celle que nécessite l'obligation d'obtenir une coïncidence parfaite entre la face extérieure de ces pièces et le contour interne du cylindre, il est clair qu'on ne devrait employer qu'un coin extrêmement aigu; mais, comme d'un autre côté le coin doit librement réagir sur le ressort qui presse contre sa tête, afin que la garniture puisse obéir elle-même en se resserrant lorsque le piston se trouve dans un endroit du cylindre naturellement étanche, comme au haut et au bas de la course, il en résulte que l'inclinaison des deux faces doit être considérablement plus grande qu'un angle aigu s'opposant au jeu libre de l'action et de la réaction. Cette inclinaison cependant est portée quelquefois au-dessus de 80 ou 90° ; mais nous croyons qu'elle pourrait être beaucoup moindre sans qu'il en résultât aucun inconvénient dans la pratique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on considère maintenant le cas où l'arête des coins est en contact avec le cylindre, on peut penser, à la première vue, que les faces n'exercent plus aucune pression contre les segments adjacents. C'est en effet ce qui aurait lieu si l'usure de l'arête n'était pas plus rapide que celle des segments eux-mêmes; mais on voit bientôt qu'il n'en peut jamais être ainsi, puisque l'usure sur le coin est à celle qui a lieu sur l'anneau dans la proportion de l'une des faces à la moitié de la base ou tête du coin, c'est-à-dire, en supposant le coin terminé par un angle droit, dans la proportion de la diagonale au côté du carré. Ainsi, dans le cas où le coin et le cylindre sont composés d'un même métal, l'usure de la paroi du cylindre, qui se trouve directement en regard de l'arête du coin, doit être plus considérable que celle du restant de la surface, et cela dans la proportion ci-dessus indiquée, ou même probablement dans une proportion plus élevée, en raison de la différence de grain dans le métal qui compose le coin. Il faut dire cependant que les coins sont presque toujours en métal de canon, ce qui neutralise en grande partie la tendance à une usure inégale que cette disposition du coin entraîne avec elle.

A ces remarques préliminaires, nous joindrons quelques considérations détaillées sur les variétés principales de pistons qui méritent le plus l'attention des mécaniciens. Nous espérons que les principes généraux, que nous avons cherché à établir ci-dessus, aideront le lecteur à juger sainement des mérites respectifs des différents systèmes.

Piston pour machine locomotive de Forrester et Cᵉ.

La figure 212 représente un piston établi par MM. Forrester et comp., de Liverpool. Les locomotives auxquelles il est appliqué travaillent sur le chemin de fer de Grande-Jonction. Les détails de construction, ainsi que le mode d'action de ce piston, se comprennent aisément à l'inspection de la figure. Un tenon ou languette qui vient se ficher dans une mortaise correspondante pratiquée dans le coin et l'anneau, a pour but d'empêcher les fuites de vapeur aux surfaces de joint des segments. Cette disposition remplace la méthode ordinaire qui consiste à employer deux anneaux, d'épaisseur moitié moindre chacun, divisés par segments dont les milieux correspondent aux divisions de l'autre anneau.

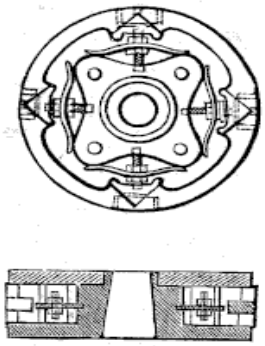


Fig. 212.

Nous croyons savoir que cette disposition a rempli parfaitement le but qu'on s'en était proposé. Ce n'est point un compliment que nous adressons ici aux constructeurs, car nous verrons bientôt que le même résultat peut être atteint par des moyens de constructions infiniment plus simples que celui de M. Forrester. Le principal mérite de ce piston consiste dans son extrême élégance et dans sa précision d'ajustage, précision qui est du reste indispensable à son service, et que MM. Forrester savent si bien réaliser.

Mais on comprend que c'est précisément ce motif qui s'oppose à une application très étendue de ce système particulier de piston. D'abord il est évident qu'on peut tout aussi bien prévenir les fuites de vapeur, qui ont lieu par les joints, au moyen de deux cercles disposés comme nous l'avons dit ci-dessus; disposition qui, d'après l'avis des hommes compétents, est d'une exécution beaucoup plus facile. Il faut en effet une grande précision dans l'ajustage des pièces glissant dans les mortaises, et la plus légère imperfection tend sans cesse à s'accroître en raison du passage réitéré du fluide dans les interstices. En outre, comme après un certain temps de service, il arrive nécessairement que les pièces mobiles se meuvent plus rapidement que les segments, et cela dans la proportion de la diagonale au côté du carré, ainsi qu'on peut le démontrer aisément, il en résulte que ces pièces elles-mêmes, et par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

conséquent les parties correspondantes du cylindre éprouvent également une détérioration plus rapide, ce qui expose le cylindre à une usure inégale. Il est vrai que l'extrême ténuité des ressorts, et la pression si légère qu'ils sont généralement destinés à exercer, rendent le plus souvent cette inégalité d'usure insensible; mais il est clair cependant que cet effet est en quelque sorte semblable à celui d'un coin à arête plane, qui serait pressé par un ressort et se trouverait lui-même en contact avec la paroi intérieure du cylindre.

Nous verrons plus tard, lorsque nous aurons à comparer ce piston avec d'autres variétés de forme plus simple, qu'il n'est pas nécessaire de partager l'anneau en un si grand nombre de segments. Un tel système de piston, si convenable du reste sous le rapport de l'ajustage et du bon travail qu'il réalise, a pu être employé avec avantage dans les premiers temps des cylindres à vapeur; mais, aujourd'hui, il passe généralement pour trop compliqué, attendu qu'un simple anneau, coupé en un seul point de sa circonférence, suffit parfaitement au but que doivent remplir les garnitures des pistons.

Piston pour locomotive de Dircks et Nelson.

La figure 213 représente, en plan et en coupe, un piston pour machine ordinaire et pour locomotive, construit par MM. Dircks et Nelson, aux fonderies de l'*Etna*, à Liverpool. Ce piston diffère du précédent en ce qu'il ne comporte qu'un seul coin, et par conséquent qu'une seule solution de continuité, au pourtour de l'anneau, au lieu de quatre qu'offre ce dernier piston.

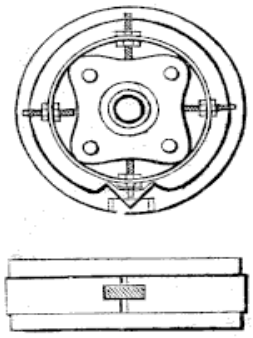


Fig. 213.

On pourrait, sans inconvénient, omettre l'écrou qui se trouve sur le côté directement opposé au coin; les deux vis latérales suffisent, jusqu'à un certain point, à racheter la trop grande inertie d'action du coin à angle droit, lequel semble avoir pour effet de presser l'anneau contre le cylindre, au point immédiatement le plus voisin, plutôt qu'à forcer cet anneau à s'ouvrir, et à réagir ainsi également contre le cylindre en tous les points de sa circonférence. Si l'angle du coin était plus aigu, la pression qui serait transmise par le ressort se développerait plus rapidement sur la circonférence entière.

Les ressorts circulaires, comme celui du piston de MM. Dircks et Nelson, tout en offrant différents avantages, sont cependant moins délicats et moins parfaits dans l'application que les ressorts elliptiques ordinaires. Peut-être ne présentent-ils point non plus autant de facilités que ceux-ci, lorsqu'il s'agit de les ajuster ou de les réparer.

Piston pour locomotive.

La figure 214 représente un piston qui offre une grande ressemblance avec les pistons de la première variété. Nous doutons que le léger avantage de simplicité qui résulte, pour ce piston, de l'omission des écrous d'ajustage, remplacés ici par un simple ressort annulaire, ne soit pas plus que compensé par l'inconvénient d'un service moins parfait.

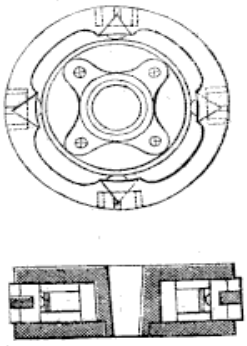


Fig. 214.

On adopte quelquefois une disposition qui tient le milieu entre ces deux espèces de pistons. L'anneau de la garniture est coupé, et l'on établit, en deux points opposés, un coin et une pièce susceptible de glisser

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans une rainure. Un ressort circulaire, muni de vis, vient ensuite agir et presser contre ce coin et cette pièce mobile.

Piston pour locomotive de Bury, Curtis et Kennedy.

La figure 215 est le plan du piston si connu parmi les mécaniciens sous le nom de piston pour locomotive de Bury. Ce qui le distingue principalement des autres pistons, c'est que chaque ressort presse à la fois contre deux coins disposés, l'un dans l'anneau supérieur, l'autre dans l'anneau inférieur. Le centre du ressort, contrairement à ce qui a lieu ordinairement, sert de point d'appui au corps même du piston.

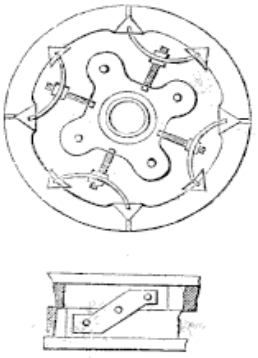


Fig. 215.

Cette variété de pistons est exempte de quelques-uns des défauts que présente celle de Forrester. Lorsqu'il est établi avec soin, ce piston fait un excellent service. D'un autre côté, le prix élevé de la main-d'œuvre, ainsi qu'une disposition inutilement compliquée, et qui expose par suite à des dérangements fréquents, viennent dans diverses circonstances racheter, et au-delà, les avantages que nous avons signalés. Ainsi, par exemple, au milieu des nombreuses espèces de pistons employées sur le chemin de fer de Gloucester à Birmingham, les pistons de M. Bury ont toujours eu le plus grand succès, tandis que, sur quelques-unes des autres lignes, ils ont dû être remplacés par des pistons de forme plus simple, qui ont paru sous tous les rapports bien préférables. La forme toute particulière des ressorts est un obstacle réel à ce qu'ils puissent être réparés ou replacés convenablement partout ailleurs que dans les ateliers où ils ont été établis. C'est à cette circonstance, toute insignifiante qu'elle puisse paraître, qu'il faut peut-être attribuer le discrédit dans lequel sont tombés les pistons de M. Bury sur les lignes de chemins de fer dont nous avons parlé.

Piston pour locomotive de R. Stephenson.

La figure 216 est le dessin d'un piston très fréquemment employé par MM. Stephenson. Il consiste en trois anneaux concentriques dont deux, formant l'enveloppe extérieure, sont assemblés l'un sur l'autre à rainure et languette, remplissant en totalité l'espace laissé libre entre les rebords du piston. L'anneau intérieur a une hauteur ou largeur égale à celle des deux anneaux extérieurs réunis. Quand les anneaux sont tournés sur un diamètre convenable, on les martelle légèrement sur leur face interne, pour leur communiquer une force de détente en dehors. On les coupe alors, afin de leur permettre de se détendre. Les divisions des anneaux sont disposées de manière à ce que les joints ne se correspondent pas. Afin de se précautionner contre le défaut d'élasticité qui résulterait des anneaux extérieurs, on place par derrière des ressorts qui se trouvent tendus au moyen de vis portant sur leur partie centrale, ou renflement du piston, ainsi que l'indique la figure.

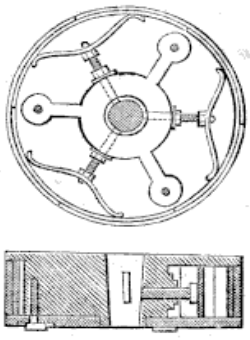


Fig. 216.

Piston de locomotive de la ligne de Liverpool à Manchester.

La figure 217 représente une espèce de piston employé sur le chemin de fer de Liverpool à Manches-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ter, et qui présente une grande analogie avec le piston représenté figure 213, ainsi qu'avec ceux qui fonctionnent sur le chemin de fer de Grande-Jonction. Ainsi que nous l'avons déjà observé, l'angle trop obtus du coin paraît être le seul défaut que présente cette espèce de garniture, si simple et si élégante du reste. Nous devons avouer, cependant, que cette critique ne s'appuie que sur des considérations théoriques, nous pourrions même dire que sur des conjectures. Nous n'avons jamais rencontré, en effet, dans les coins des garnitures de pistons, un angle moindre que 80° à 90°.

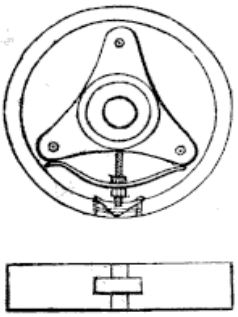


Fig. 217.

Les pistons employés sur le chemin de fer de Liverpool à Manchester sont généralement en laiton. C'est là un avantage lorsque les cylindres sont horizontaux ou inclinés, parce qu'alors la dureté moins grande du métal, et la plus grande légèreté qui en résulte pour le piston lui-même, diminuent considérablement l'usure du cylindre. C'est à ce motif qu'il faut attribuer l'emploi si répandu des pistons en laiton pour les locomotives. En revanche, l'élasticité moins grande du métal rend indispensable l'usage de ressorts additionnels dans les garnitures de ces pistons.

Piston de locomotive de la ligne du Great-Western.

La figure 218 représente les cercles ou anneaux composant la garniture du piston de locomotive de Stephenson, tel que nous l'avons vu en usage sur le chemin de fer du *Great-Western*. Cette garniture consiste en deux anneaux juxta-posés et disposés comme dans l'exemple précédent; c'est-à-dire que l'un de ces anneaux porte une rainure profonde et l'autre une languette correspondante, et ils s'assemblent entre eux comme des frises de parquet. Dans la description qui a été publiée de la locomotive de Stephenson, on dit que cette disposition a pour but d'assujettir avec force les deux anneaux l'un avec l'autre. Ce résultat se trouve, nous le croyons, suffisamment atteint par l'entrée seule de ces anneaux dans l'intérieur du cylindre.

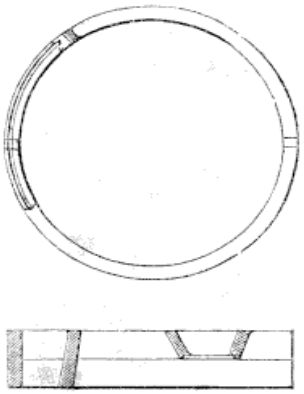


Fig. 218.

Piston de locomotive de la ligne du South-Western.

La figure 219 (1) est le plan d'un piston employé sur le chemin de fer du *South-Western*. Ce piston a la plus grande ressemblance avec celui qui fonctionne sur le chemin de fer de Liverpool à Manchester et qui est représenté figure 217.

Sous le rapport de la simplicité, ce système de piston est supérieur à la plupart de ceux que nous venons de décrire; il ne le cède en rien, d'ailleurs, à ces pistons sous le rapport du service. On l'a employé avec succès, après y avoir introduit quelques modi-

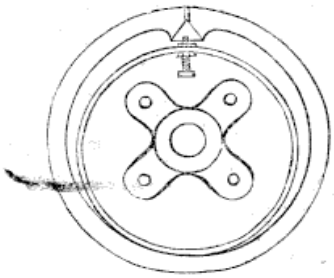


Fig. 219.

(1) Cette figure est à l'échelle de $\frac{1}{24}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fications, sur le chemin de fer de *Runcorn-Gap*. La modification consiste en ce que, vis-à-vis de l'écrou, l'anneau offre une partie parfaitement plane qui comprend environ le quart de la circonférence.

Les machines locomotives, construites par Sharp et Roberts pour les chemins de fer français, sont également pourvues de pistons avec garnitures modifiées ainsi qu'il vient d'être dit.

Piston de locomotive de la ligne de Ayr à Glasgow.

La figure 220 (1) représente le piston adopté sur le chemin de fer de *Ayr* à *Glasgow*, où il a pris la place d'autres variétés plus compliquées. Il est exempt de tous les défauts, ou à peu près, que nous avons fait remarquer dans les autres garnitures. Son service a été trouvé extrêmement satisfaisant. On remarquera la disposition particulière des deux anneaux dont les joints sont placés à 90° l'un de l'autre, au lieu d'être, comme d'habitude, à 180°. C'est là une de ces dispositions de peu d'importance en apparence, mais qui suffisent quelquefois à constituer une véritable découverte pratique.

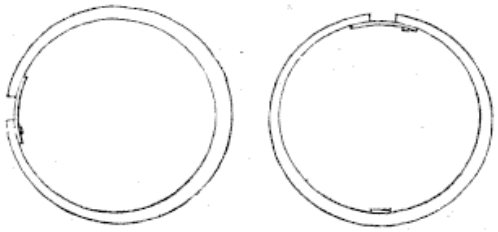


FIG. 220.

Piston pour locomotive de MM. Nasmyth et comp.

La figure 221 représente, en plan et en coupe, un piston semblable à celui qui est en usage sur les machines américaines. Il a été établi pour le chemin de fer de Gloucester à Birmingham, par MM. Nasmyth, Gaskell et comp.

Ce piston consiste en deux garnitures annulaires, de 2 centimètres sur 4 $\frac{1}{2}$ centimètres environ, partagées chacune en trois segments pressés, de dedans en dehors, par trois ressorts elliptiques munis de vis et d'écrous. Ces ressorts reçoivent leur pression par l'intermédiaire d'un cercle intérieur, égal en hauteur aux deux autres, et coupé en trois endroits différents.

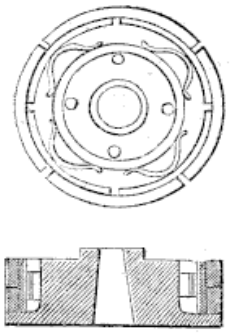


FIG. 221.

M. Nasmyth a construit un grand nombre de ces pistons en les garnissant de ressorts en spirale d'acier, au lieu des ressorts elliptiques ordinaires. Mais on a reconnu qu'ils se brisaient trop facilement, et on en a maintenant complétement abandonné l'emploi. Nous avons vu des garnitures annulaires creuses, construites par M. Nasmyth, dans le but, nous le pensons, d'obtenir un appareil de garniture parfaitement étanche à la vapeur sans augmentation de poids.

Tels sont les exemples principaux de pistons pour locomotives que nous ayons à faire connaître. Nous allons décrire, maintenant, quelques pistons de machines à vapeur pour la navigation, pris parmi les exemples les plus recommandables. Tous ces pistons peuvent servir également pour les machines fixes.

Piston de MM. Maxton et comp., de Leith.

La figure 222 représente une garniture de piston construite par MM. Maxton et comp., de Leith, et qui s'applique aux machines à vapeur pour la navigation. Le système de garniture indiqué figure 211,

(1) La figure 220 et les suivantes, jusqu'à la figure 225 inclusivement, sont à l'échelle de $\frac{1}{12}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et qui est dû également à ces constructeurs, est représenté avec la modification introduite, dans ces derniers temps, par M. Dowal, de Johnston, près de Paisley, qui s'est fait patenter pour cet objet. Cette modification consiste à couper les anneaux obliquement, au lieu de les rompre sur un plan normal. Dans le piston de M. Dowal, l'anneau est coupé en plusieurs segments, et, comme on n'emploie qu'un seul anneau, une pièce mobile est appliquée sur l'une des faces de l'anneau, afin de rompre le joint, et de prévenir ainsi les fuites de vapeur qui pourraient avoir lieu par l'ouverture.

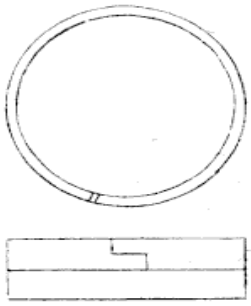


Fig. 222.

La garniture représentée figure 222 recevrait une amélioration réelle par la substitution d'un simple anneau, d'une épaisseur suffisante, aux deux anneaux qu'elle comporte; et, en ayant recours à une pièce mobile, à glissement, disposée au-dessous du joint, on rendrait inutile l'emploi de la garniture de chanvre. Toutes les autres dispositions de joint, représentées dans les figures précédentes, n'offrent aucun intérêt réel. Présentant, le plus souvent, certaines difficultés d'exécution, elles ne rachètent pas cet inconvénient par un avantage bien constaté.

Piston à garniture en spirale de Jessop.

La figure 223 représente une garniture métallique en spirale de Jessop, telle qu'elle a été établie dernièrement par MM. Claud, Girdwood et comp., pour deux petites machines supplémentaires du steamer *Don Juan*. En observant l'action des enroulements en spirale, lorsque l'anneau vient à être comprimé dans un diamètre moindre, on comprend que la tension des ressorts est un minimum au centre de l'enroulement; et qu'elle va en augmentant du centre vers chaque extrémité dans le rapport de la moitié du nombre des enroulements à l'unité.

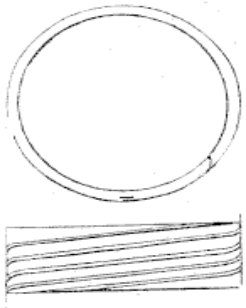


Fig. 223.

Piston de MM. Claud et Girdwood.

La figure 224 représente une disposition de piston qui a été appliquée dans un grand nombre de circonstances par MM. Claud, Girdwood et comp. La garniture consiste en quatre anneaux de 2 à 3 centimètres carrés de section, suivant la grandeur du cylindre, dont le diamètre peut varier entre 2 et 13 centimètres. Dans les pistons qui doivent répondre à cette dernière dimension des cylindres, les anneaux sont contournés de manière à offrir un diamètre plus fort de 5 centimètres environ que ceux des cylindres. On les coupe ensuite en un point de leur circonférence, et on les force à prendre le cercle exact qu'ils doivent occuper en les introduisant dans un moule disposé à cet effet. Les extrémités ont été préalable-

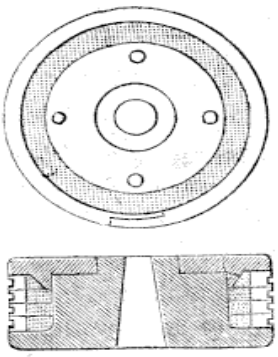


Fig. 224.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment appliquées l'une contre l'autre à mi-fer, disposition ayant pour but d'empêcher toute fuite de vapeur, sans qu'il soit nécessaire d'avoir recours à une garniture par derrière, laquelle est, cependant, fréquemment ajoutée.

Afin de ramener plus rapidement la surface cylindrique des anneaux à la dimension réelle qu'elle doit avoir, une rainure est pratiquée en dehors de la circonférence de chacun d'eux. Cette rainure peut, en outre, servir à rendre le piston étanche en fournissant une retraite à l'huile et aux autres corps gras; c'est même là, dans certains cas, une disposition fort utile.

Nous n'avons observé qu'une seule fois une interruption dans le travail de ce genre de piston. Durant une période de dix années, il n'a exigé que des réparations fort minimes, sinon tout à fait nulles.

Piston de MM. Maxton et comp.

La figure 225 donne un plan et une coupe d'un piston s'appliquant à la fois à une machine pour la navigation et à une machine fixe, et qui a été construit par MM. Maxton et comp., de Leith. Ce piston doit être considéré comme l'un des exemples les plus heureux qui puisse servir à caractériser le système de garniture dans lequel on emploie des ressorts séparés, système le plus généralement approuvé, et dont l'adoption deviendra vraisemblablement générale. La facilité avec laquelle les ressorts peuvent être alternativement tendus et détendus, suivant leur forme première, rend inutile l'emploi des vis et écrous. Le seul point qui puisse offrir quelque objection à l'adoption de ces pistons paraît être l'établissement des dix coins, étanches à la vapeur, que ces pistons nécessitent. Mais, tout en reconnaissant la perfection d'ajustage sur la forme du cylindre, dont ces pistons sont susceptibles, nous pensons qu'un degré d'exactitude suffisant, sinon égal, en pratique, pourrait être obtenu avec une moindre dépense.

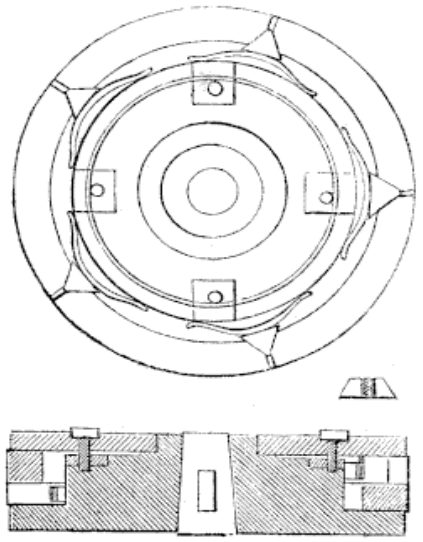


Fig. 225.

Cette circonstance, cependant, suppose un cylindre neuf et bien alésé. Dans tous les cas où les cylindres ont souffert une usure inégale, par les garnitures de chanvre des pistons précédemment employées, ce système de MM. Maxton et comp. présente des avantages réels; et nous croyons que ces constructeurs l'ont fréquemment appliqué, dans des circonstances analogues, avec le plus grand succès. L'idée d'établir des écrous en fer, fixés au corps même du piston, pour recevoir les vis des extrémités des anneaux, au lieu de tarauder ces vis dans la fonte elle-même, est un perfectionnement réel.

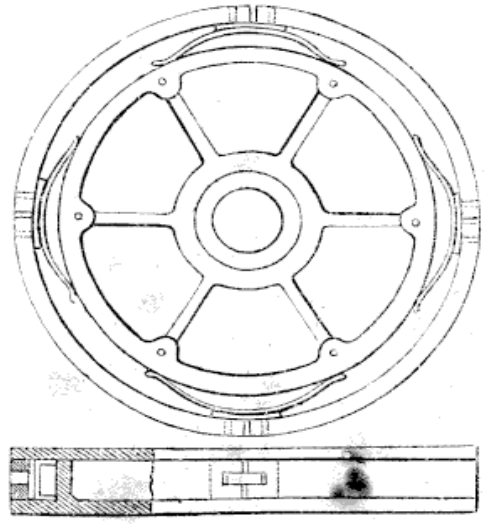


Fig. 226.

Piston de MM. Fawcett et Preston.

La figure 226 (1) représente une espèce de piston de machine pour la navigation, qui fut, durant un

(1) La figure 226 et les figures suivantes, jusqu'à la figure 232 inclusivement, sont à l'échelle de $\frac{1}{24}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

certain temps, appliqué sur une grande échelle par MM. Fawcett et Preston. Ce piston a une grande ressemblance avec le piston pour locomotive de Forrester, dont il réunit les mérites et les défauts. Il nous paraît inutile de nous arrêter plus longtemps à ce système, après avoir développé, comme nous l'avons fait, les principes généraux qui doivent servir de base pour le jugement à porter sur les diverses variétés

Piston de M. Robert Napier.

La figure 227 est une forme de piston appliquée par M. Robert Napier à quelques-uns de ses navires à vapeur. Ce piston ressemble à celui qui est employé sur les paquebots de la ligne d'Halifax. La forme particulière des cales, contre lesquelles les ressorts pressent, au lieu d'être celle ordinaire d'un coin en V, tient à la fois de celle-ci et de celle que nous avons donnée dans nos planches de détails des machines pour la navigation.

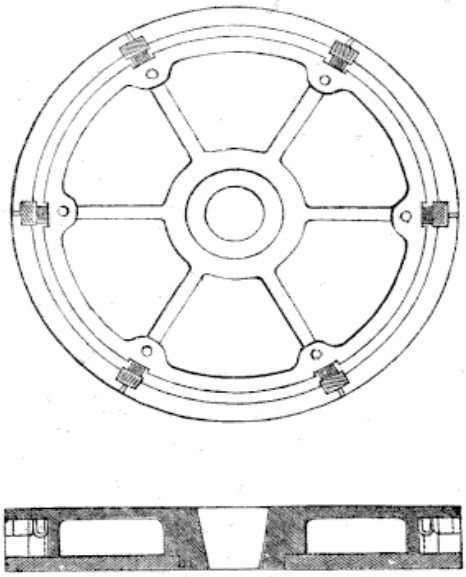


Fig. 227.

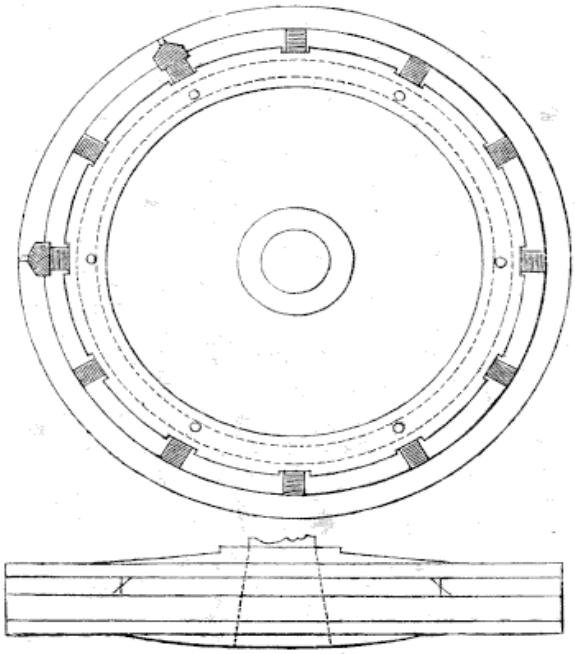


Fig. 228.

La figure 228 représente le piston actuellement adopté par M. Robert Napier. Il se compose de deux anneaux de 5 $\frac{5}{4}$ centimètres carrés en section (le diamètre du cylindre étant de 1.65 mètre), partagés en deux segments, dont les longueurs peuvent être entre elles comme 1 est à 5. Chaque anneau est pressé en dehors par un certain nombre de ressorts, ordinairement très roides et très serrés.

La conséquence de cette disposition est une usure tellement rapide pour les anneaux, que l'on est souvent obligé de les renforcer au moyen de lames en cuivre très épaisses, que l'on place à leurs extrémités. Nous ne voyons pas le motif qui peut porter à diviser les segments dans la proportion ci-dessus indiquée; à moins que ce ne soit dans le but de laisser la facilité d'enlever les anneaux sans enlever la traverse. Autrement un seul joint serait suffisant.

La particularité de ce piston réside dans la section de la circonférence extérieure des anneaux. L'angle sous lequel cette section est pratiquée est très oblique par rapport à la verticale, tandis, qu'au contraire, la section faite sur la jante intérieure est dans un plan vertical. C'est la première fois que nous rencontrons une disposition pareille dans un piston de machine à vapeur.

On voit, à gauche de la figure, un dessin sur une plus grande échelle indiquant la forme particulière

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du ressort qui s'applique à ce piston. Ce ressort, autant que nous avons pu l'observer, est employé presque exclusivement par M. Robert Napier.

Piston de MM. Seaward.

La figure 229 représente l'espèce de garniture annulaire employée par MM. Seaward. Il n'y a qu'un seul anneau, de 9 $\frac{1}{2}$ sur 4 $\frac{1}{2}$ centimètres environ. La force de détente nécessaire est communiquée à cet an-

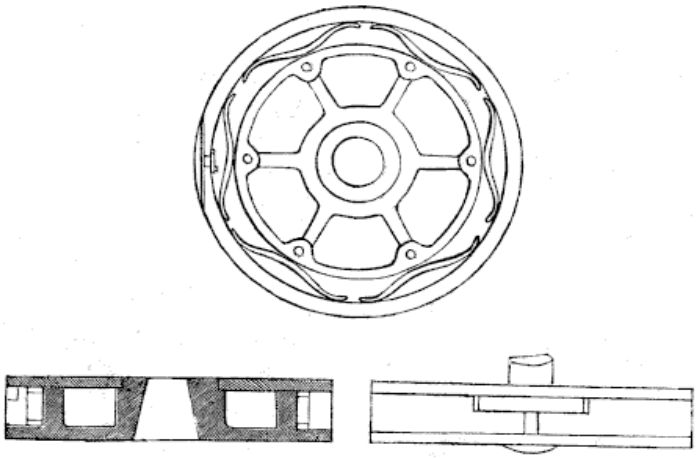


Fig. 229.

neau, soit au moyen de la compression qu'il éprouve dans l'intérieur du cylindre d'un diamètre moindre, soit au moyen du martelage sur sa face intérieure après son introduction. L'anneau est coupé seulement en un seul endroit. Une pièce de métal de 21 à 22 centimètres de longueur, sur une épaisseur égale à la moitié de celle de l'anneau, et une hauteur d'environ le tiers, est appliquée intérieurement au cylindre, et sur la partie supérieure de la jante, dans le but de rompre le joint de section. Par dessous se trouve une cale, maintenue par des vis à l'une des extrémités de l'anneau, et complétement libre à l'autre bout. Cette cale sert à empêcher la vapeur de s'échapper par le joint. Pour augmenter la force d'élasticité, l'anneau se trouve, en outre, pressé en dehors par six ressorts elliptiques.

Le piston de MM. Seaward est, sous tous les rapports, l'un des plus avantageux que nous connaissions. Cependant, quand l'anneau vient à s'user, il se produit un dérangement dans le joint entre l'anneau et le petit segment métallique additionnel. Le joint s'agrandit aux deux extrémités, ainsi que l'indique la figure, ce qui est un inconvénient réel.

Piston du steamer *Don Juan*.

La figure 230 représente, en plan et en coupe, le piston du steamer de la marine royale *Don Juan*. Le cylindre des machines a un diamètre de 1.73 mètre. Il se compose de deux anneaux coupés en deux segments, dont l'un, celui du plus petit diamètre, n'est que le tiers de la circonférence du piston. Les joints

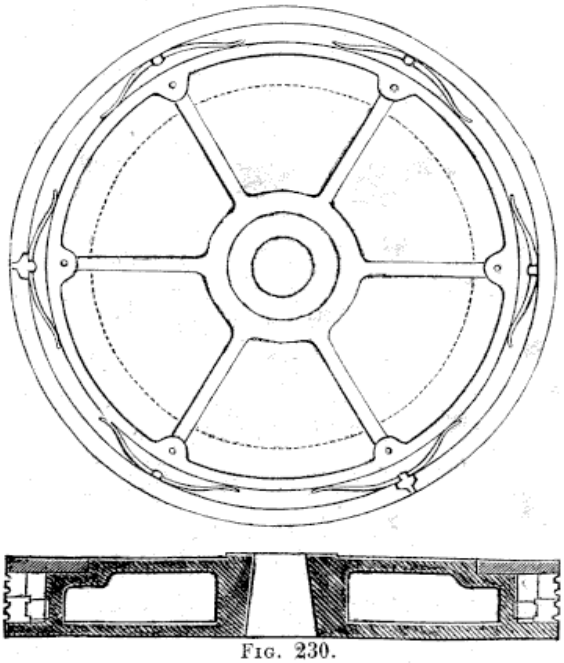


Fig. 230.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sont garantis par des coins en V, et la garniture est maintenue étanche par des ressorts elliptiques bien tendus.

Piston des steamers des Indes orientales *Trent* et *Isis*, de MM. Miller, Ravenhill et comp.

La figure 231 représente l'espèce de piston employée par MM. Miller, Ravenhill et comp. L'anneau

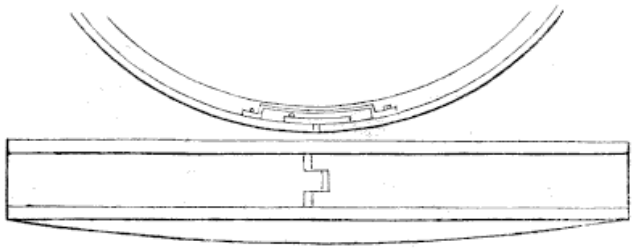


FIG. 231.

est tourné dans toute son épaisseur, jusqu'à la mortaise. On entaille alors l'anneau de manière à ce que les abouts se rejoignent, et le tenon est ainsi pris dans le métal même qui compose l'anneau. La bride en fer forgé sert à détendre ou à resserrer le cercle. On obtient ce résultat en chassant un coin métallique, soit à l'une, soit à l'autre extrémité de la bride. L'une de ces extrémités est retenue à l'anneau par un boulon qui glisse librement dans un trou pratiqué dans la bride elle-même. On conçoit, dès lors, que l'anneau puisse être, à volonté, détendu ou resserré au moyen d'un coin que l'on chasse plus ou moins entre la bride et l'une des extrémités de la pièce métallique qui sert à recouvrir le joint.

Piston des paquebots des Indes orientales, *Thames* et *Medway*, de MM. Maudslay fils et Field.

La figure 232 représente le piston employé pour les machines des paquebots à vapeur construites par

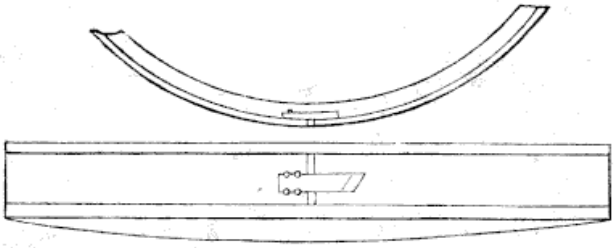


FIG. 232.

MM. Maudslay et Field. Dans ces pistons, la languette ne fait point partie de l'anneau même. Elle est remplacée par une pièce additionnelle serrée au moyen de coins; l'ouverture qui la reçoit est inclinée, afin d'empêcher une projection de vapeur dans le cylindre. Dans cette espèce de garniture, comme dans la précédente, les languettes sont naturellement encastrées dans la surface des anneaux, et recouvertes par une pièce métallique servant à empêcher le fluide de s'échapper.

Ce genre de garniture paraît être l'un des meilleurs que l'on ait encore employés. Il faut dire, cependant, que sur les navires des Indes orientales, on s'est aperçu que les pistons ne devenaient réellement étanches qu'après l'introduction de ressorts servant à comprimer les anneaux. Il est donc démontré que l'élasticité de ces anneaux est insuffisante, et l'un des défauts les plus ordinaires des pistons métalliques réside dans la trop grande faiblesse des ressorts. Dans un grand nombre de cas, en effet, il nous est arrivé de reconnaître que ces ressorts présentaient trop peu de force, sans jamais avoir rencontré le défaut contraire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Piston pour tiroir de MM. Maudslay et comp.

La figure 233 (1) est un piston employé par MM. Maudslay pour leurs tiroirs cylindriques. En vissant ou en dévissant la vis, il est clair que l'on comprime ou que l'on détend les anneaux. Le piston doit porter une partie plane servant à l'emplacement de la bride.

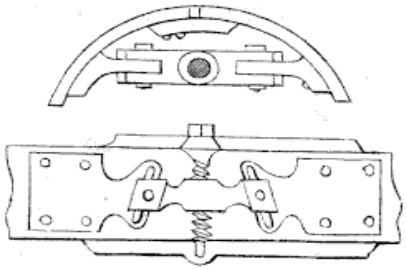


Fig. 233.

Les pistons de MM. Scott et Sinclair consistent en un certain nombre de segments auxquels la force de détente est communiquée par des coins en V qui se trouvent pressés eux-mêmes par un ressort annulaire continu.

Les pistons de MM. Caird et comp. sont semblables à ceux de MM. Scott et Sinclair, avec cette différence que les coins sont à surface plane et que les ressorts sont divisés. On peut voir le dessin de ces pistons dans les planches qui donnent les détails des steamers Clyde, Tweed, Tay et Teviot.

Les pistons de MM. Blyte consistent en deux anneaux excentriques superposés. Ils ne comportent ni ressorts ni garnitures.

MM. Fairbairn et comp. ont établi plusieurs de leurs pistons avec un double rang d'anneaux excentriques, enveloppant eux-mêmes d'autres anneaux excentriques intérieurs. La surface interne du plus petit anneau, ou anneau central, se trouve ainsi concentrique à la surface externe du plus grand. L'espace laissé libre entre la jante de l'anneau central est rempli de garnitures d'étoupes. Cette dernière variété de piston n'est point d'un entretien commode.

Dans les pistons des machines oscillantes, il est nécessaire de prendre des précautions contre la compression accidentelle de la garniture annulaire, déterminée par le poids du piston pendant l'inclinaison du cylindre. Le moyen qu'emploient MM. Penn, pour résoudre cette difficulté, est simplement de garnir d'étoupe l'espace qui sépare l'anneau métallique du piston. Il y aurait avantage à forcer l'anneau au moyen d'un coin en V, placé d'un côté du piston sur la ligne des tourillons. Une clavette rigide serait préalablement disposée dans le piston, du côté opposé, et une ouverture oblongue, pratiquée dans la garniture annulaire, servirait à l'introduction du coin. De cette façon, on préviendrait le mouvement de contorsion auquel la garniture annulaire peut être exposée au moment de sa détente. Le coin en V devrait naturellement être muni d'un tenon en son centre, afin de boucher l'ouverture du piston par laquelle s'échapperait la vapeur ; mais le tenon et la partie en coin pourraient être établis d'une seule et même pièce de métal.

SOUPAPES.

Les diverses espèces de soupapes sont presque en aussi grand nombre que celles des pistons. L'office des soupapes est, comme l'on sait, d'ouvrir ou de fermer un passage.

Il existe deux divisions générales dans lesquelles se rangent toutes les variétés différentes. La première comprend les soupapes qui fonctionnent en se soulevant, ou *soupapes* proprement dites ; la seconde comprend celles qui agissent en glissant, et qui portent le nom de *tiroirs*.

C'est à l'aide des tiroirs que s'effectue généralement l'admission de la vapeur dans les cylindres, alternativement au-dessus et au-dessous des pistons. Il n'en est pas ainsi cependant dans les machines d'épuisement, où l'on emploie ordinairement des soupapes à soulèvement ou à tige.

(1) Cette figure est à l'échelle de $\frac{1}{12}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les soupapes de sûreté sont toujours à tige. Cependant on a proposé, pour remplir le même usage, un tiroir s'ouvrant sous la pression d'une colonne d'eau ou de mercure.

Les pompes ont généralement des soupapes à tige, à clapet ou à boule, et rarement des tiroirs. Un robinet n'est autre chose, en réalité, qu'un tiroir circulaire.

Le diamètre de la tige des soupapes est ordinairement égal au huitième du diamètre des soupapes elles-mêmes. Cette proportion doit être plus forte pour les soupapes d'un petit diamètre.

Soupapes de sûreté.

Nous avons résumé, pages 181 et suivantes, quelques recherches théoriques servant à déterminer la grandeur de l'orifice nécessaire aux soupapes de sûreté; mais, ainsi que nous l'avons fait remarquer, ces soupapes présentent dans la pratique un diamètre bien plus considérable. La proportion ordinairement adoptée est 1 centimètre circulaire pour $\frac{1}{5}$ cheval-vapeur, soit 2 $\frac{1}{4}$ centimètres circulaires par cheval-vapeur (1).

Dans les machines pour la navigation, les soupapes de sûreté sont habituellement soulevées au moyen d'un levier qui agit sur la tige de bas en haut; les poids portent, soit en totalité, soit en partie, sur la tige même. Quelquefois les tiges sont maintenues dans leur état vertical par des guides en fer, placés sur le coffre à vapeur; mais cette disposition est défectueuse à cause du frottement des tiges dans les guides, qui peut être la conséquence d'une altération dans la conformation du coffre à vapeur, quand le fluide vient à s'y introduire. Plusieurs explosions sont dues à cette cause.

La figure 234 représente la soupape de sûreté d'une machine locomotive de l'espèce dite *romaine*.

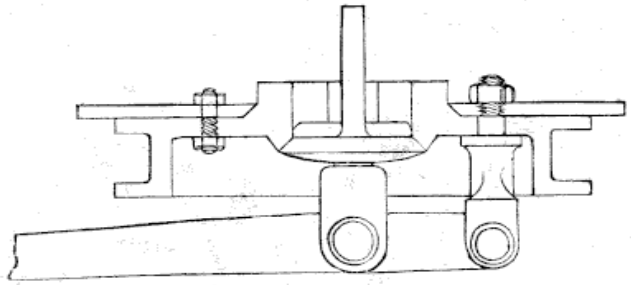


FIG. 234.

L'extrémité du levier porte un ressort qui résiste, avec un degré d'énergie déterminé, à l'effort de compression de haut en bas du levier par suite de la tension extérieure du fluide.

Les explosions des chaudières sont dues quelquefois à l'adhérence de la soupape de sûreté dans son siége. De nombreux projets ont été proposés pour obvier à ce grave danger. Quelques-uns sont extrêmement ingénieux, et nous devons considérer ainsi la méthode que l'on emploie généralement pour l'alimentation des chaudières de machines fixes.

Un flotteur (fig. 235), qui est le plus souvent en fer ou en pierre, est maintenu en équilibre au moyen d'un contrepoids, de manière à monter ou à descendre avec le niveau de l'eau. Dans sa marche, ce flotteur ouvre ou ferme une soupape placée dans un petit réservoir qui forme la tête d'un tuyau vertical, disposé au-dessus de la chaudière, avec laquelle il communique, et le niveau de l'eau se trouve ainsi maintenu à une hauteur convenable. Le tube vertical est d'un diamètre suffisant pour contenir un flotteur. Ce flotteur est suspendu à une chaîne qui se rattache au registre; et, comme l'eau est soulevée dans l'intérieur du tube à une hauteur correspondante à la tension de la vapeur, le flotteur monte ou descend lui-même suivant les changements de pression, réglant ainsi la force du courant d'eau aux

(1) En mesures anglaises : 1 pouce circulaire d'orifice pour 1 $\frac{1}{4}$ cheval-vapeur, ou bien 0,8 de pouce circulaire pour 1 cheval-vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

besoins de la machine. Si la pression devient très considérable, l'eau est chassée hors de la chaudière par la soupape d'alimentation. Cependant, cette soupape est ordinairement trop petite pour pouvoir remplir efficacement l'office de soupape de sûreté ; mais elle avertit du moins du danger.

Dans les navires à vapeur, on a proposé d'établir, au haut de la chaudière, un tube vertical présentant une capacité suffisante pour la libre sortie de la vapeur. Ce tube descend au-dessous du niveau de l'eau, de manière à être plein d'eau dans les circonstances ordinaires. Quand la pression devient trop forte, l'eau est chassée par le tube, et se rend dans la cheminée par un tuyau de communication établi exprès. Si la pression ne se modère pas immédiatement, toute l'eau s'échappe de la chaudière par le tube vertical, et la vapeur trouve bientôt le moyen de s'échapper elle-même par le même orifice.

On adopte quelquefois, pour arriver au même but, une autre disposition qui consiste à suspendre un récipient à l'extrémité du levier de la soupape de sûreté pour recevoir l'eau qui s'écoule du tube vertical. Ce récipient, recevant un excédant de poids, force le levier à agir, et ouvre la soupape de sûreté. Dans certains cas, on remplace la colonne d'eau par une colonne de mercure ; mais on a reconnu que ce métal se volatilisait bientôt sous l'action de la vapeur.

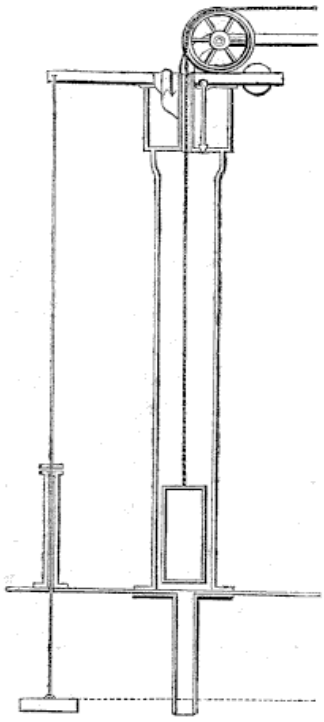


Fig. 235.

Quelques constructeurs recommandent l'emploi d'un grand manomètre à vapeur, comme un excellent préservatif contre les explosions, dans le cas d'adhésion de la soupape de sûreté. Mais, pour les pressions ordinaires, nous pensons que la colonne d'eau, telle que nous venons de l'indiquer, est préférable au manomètre.

TIROIRS.

Il existe trois variétés principales de tiroirs : la première a la forme d'un D allongé, la seconde d'un D aplati, la troisième se distingue en ce qu'elle porte trois ouvertures.

La première variété, celle qui présente la forme d'un D allongé, est représentée dans les détails des machines des steamers *Clyde*, *Tweed*, *Tay* et *Téviot* ; la troisième se trouve reproduite dans les planches de machines locomotives que nous avons données précédemment. On en verra cependant un nouveau dessin dans la figure 236 ci-jointe.

Ce tiroir, généralement connu sous le nom de *tiroir en coquille*, consiste en un coffre placé sur une lumière ou ouverture centrale, et qui se meut alternativement au-dessus de deux autres ouvertures placées à droite et à gauche de celle-ci, de manière à établir, alternativement aussi, une communication entre cette ouverture centrale et chacune des deux autres. L'ouverture centrale sert de sortie à la vapeur. Le fluide s'échappe en suivant la direction indiquée sur la figure par des flèches, et, lorsque l'une des deux ouvertures latérales sert de conduit d'échappement à la vapeur, l'autre sert à son admission.

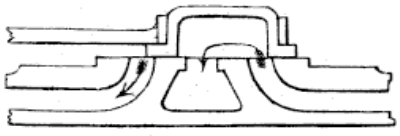


Fig. 236.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce tiroir est employé très fréquemment dans les machines à haute pression, et presque dans toutes les machines locomotives. Il est d'une grande simplicité; et, grâce à l'avantage qu'il présente de pouvoir se soulever au-dessus de la paroi du cylindre contre laquelle il adhère, lorsque la pression dans l'intérieur du cylindre devient plus considérable que celle qui a lieu dans la boîte du tiroir, ce tiroir permet à l'eau de s'échapper, lorsqu'il se produit des jets d'eau et de vapeur mélangées. Mais il occasionne une perte énorme de vapeur si les ouvertures et les conduits sont d'un grand diamètre; et, d'un autre côté, si ces orifices sont étroits, il en résulte une perte considérable de force provenant de la vive résistance qui a lieu alors contre le piston.

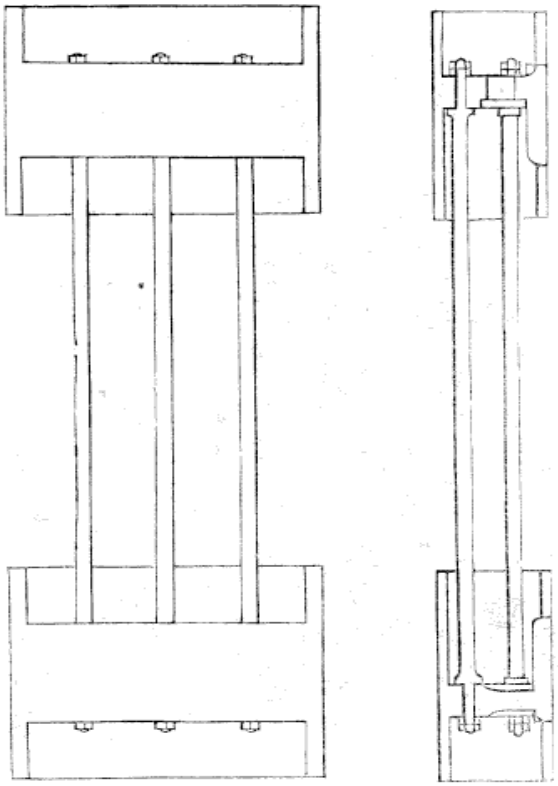


Fig. 237. — Tiroir du steamer *Don Juan*.

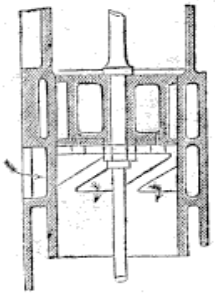


Fig. 238.

Le tiroir en forme de D allongé a toujours été en grande faveur auprès des constructeurs; nous n'en comprenons cependant pas suffisamment la raison. A notre avis, le tiroir en D aplati est préférable. La figure 237 représente un excellent modèle de cette espèce de tiroir; c'est celui qui est employé sur le steamer *Don Juan*. Quelques tiroirs en D aplati ont une seule tige pour relier les deux extrémités, d'autres en ont deux. Le mieux est d'établir ces tiroirs avec trois tiges; c'est le meilleur moyen d'obtenir une grande solidité. Il est bon de couvrir d'une couche de zinc les bielles, parce que, dans leur passage au droit des lumières, elles sont rapidement corrodées par la vapeur.

La figure 238 représente le tiroir à piston avec ouvertures obliques. Cette espèce de tiroir est, sous certains rapports, préférable à celle des tiroirs en D. Elle fonctionne plus aisément, est susceptible de recevoir une garniture métallique, et ne peut être altérée, dans sa forme, par la torsion. MM. Miller et Ravenhill ont maintenant adopté ce tiroir pour leurs machines oscillantes de la plus grande dimension.

Lorsque l'on veut mettre en marche des machines très puissantes, on éprouve une grande difficulté à faire mouvoir les tiroirs, à cause de la tension de la vapeur qui presse le tiroir contre la face du cylindre. On a cherché, par différents moyens, à obvier à cet inconvénient. Dans certaines circonstances, on a employé une petite machine pour faire fonctionner les tiroirs au commencement de leur marche; dans d'autres cas, on a cherché à maintenir les tiroirs dans une position d'équilibre naturel en contrebalançant la pression de la vapeur par une pression opposée. L'un de ces tiroirs est représenté figures 239, 240 et 241. Ce tiroir ne porte pas, comme cela a lieu ordinairement, de garniture en chanvre; il est maintenu étanche par une garniture annulaire en métal, divisée en segments qui sont pressés contre la face intérieure du couvercle de la boîte à tiroir par des ressorts en spirale et par la pression même de la vapeur. Un inconvénient pourrait être dû à cette circonstance que la surface de frottement de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

garniture annulaire est plus grande vers les côtés du tiroir qu'aux extrémités; cependant, nous devons dire que MM. Rennie, qui sont les inventeurs de ce tiroir, affirment que son travail a toujours été des plus satisfaisants.

aaa est un anneau de laiton divisé en segments, comme on le voit sur le plan. Cette disposition a pour

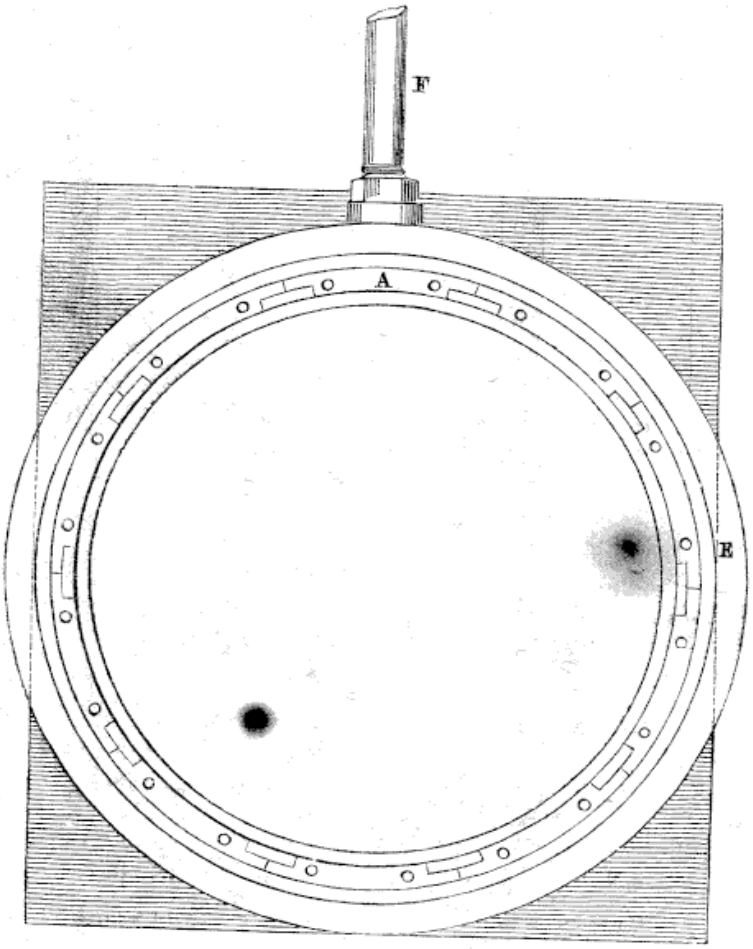


Fig. 239. — Tiroir à équilibre de MM. Rennie.

Élévation d'arrière.

but de permettre à l'anneau de prendre, avec facilité, toute espèce de courbure, en obéissant à la plus légère pression de la vapeur agissant sur le couvercle de la boîte du tiroir.

dddd est un espace contenant environ trois couches d'étoupes tissées et superposées. *cccc* est un autre anneau en laiton d'une seule pièce, disposé librement dans la rainure, et portant sur l'un de ses rebords un certain nombre de petites chevilles en acier *bbbb*, sur lesquelles sont placés des ressorts en spirale. Ces ressorts forcent l'anneau, et celui-ci, à son tour, comprime la garniture de chanvre avec force contre les segments en laiton, qui glissent alors, en demeurant étanches à la vapeur, sur le couvercle de la boîte à tiroir. La pression de la vapeur est ensuite équilibrée, au moyen d'une communication établie entre l'espace où fonctionne les ressorts et l'intérieur de la boîte.

Il existe une communication entre le condenseur et l'espace compris dans l'intérieur de l'anneau en laiton *aaa*. Cette communication est réglée par un robinet, de façon à ce que le mécanicien puisse produire le vide en arrière du tiroir au moment de la mise en marche.

EEE est un cercle en fer destiné à envelopper la partie tournée du tiroir, laquelle glisse librement à l'intérieur de ce cercle, indépendamment de la tige du tiroir FF.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est évident que le derrière de la boîte doit consister simplement en une plaque contre laquelle vient agir l'anneau. Comme nous l'avons dit, une communication est établie, au moyen d'un robinet, entre

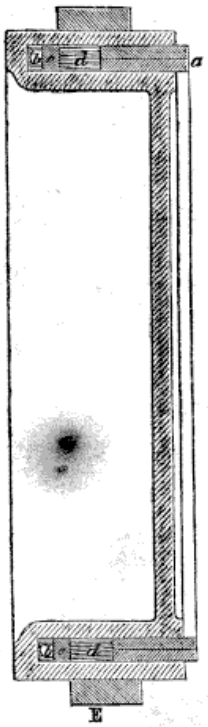


Fig. 240. — Tiroir à équilibre de MM. Rennie.

Coupe verticale.

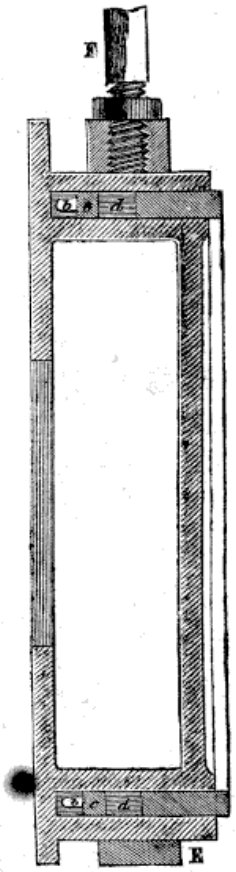


Fig. 241. — Tiroir à équilibre de MM. Rennie.

Coupe transversale.

le condenseur et l'espace compris dans l'intérieur de l'anneau. On peut ainsi enlever la vapeur qui pourrait s'introduire, soit par des fuites, soit par une petite ouverture que présenterait le tiroir lui-même.

Le tiroir employé par MM. Penn, dans leurs machines oscillantes les plus récentes, est semblable, sous les principaux rapports, à celui que nous venons de décrire. Cependant, l'anneau est d'une seule pièce, et maintenu étanche contre le dessous de la plaque au moyen d'un autre anneau, portant quatre oreilles disposées au dessous de la garniture annulaire. Entre cet anneau et la garniture annulaire est placée la garniture en chanvre; le dernier anneau est soulevé à l'aide de quatre boulons traversant les oreilles. Ces boulons peuvent se dévisser, en ôtant quatre chevilles placées au dessous de la boîte à tiroir, et la garniture est ainsi conservée étanche. Avec cette disposition, il n'est pas nécessaire de rendre mobile le dessous de la boîte; il suffit de raboter cette partie avant que les différentes pièces aient été mises en place.

Tiroirs à détente.

On emploie, pour la détente de la vapeur, soit les tiroirs, soit les soupapes à tige. Ces dernières, sans être à beaucoup près d'un aussi bon service que les tiroirs, sont cependant bien plus fréquemment employées, à cause de leur plus grande simplicité. Un grand nombre de ces soupapes sont à contrepoids ou à équilibre, comme celles dont on se sert dans les machines du Cornouailles, dont nous avons déjà donné

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une description pages 413 et suivantes. Dans les planches de détails, relatives aux machines des paquebots des Indes occidentales, on voit un exemple de cette espèce de soupape avec des cammes disposées de manière à fonctionner par l'entremise de l'arbre. Dans la machine portative de Maudslay, la camme est mise en mouvement sur l'arbre par le régulateur, et la vitesse même de la machine règle l'instant où la vapeur est coupée. La forme de la camme est celle d'une espèce de cylindre elliptique contourné, contre la surface extérieure duquel une poulie, fixée à l'extrémité d'un levier, vient presser, déterminant ainsi, en vertu du mouvement qui en résulte, l'ouverture de la soupape. Cette espèce de camme a été employée dans le steamer *Berenice*, par M. Robert Napier; mais la soupape était alors remplacée par un tiroir consistant en une plaque interposée entre les faces de la soupape et du cylindre.

La figure 242 représente l'appareil pour détente, à effet variable, de Gozenbach. Il consiste en un petit

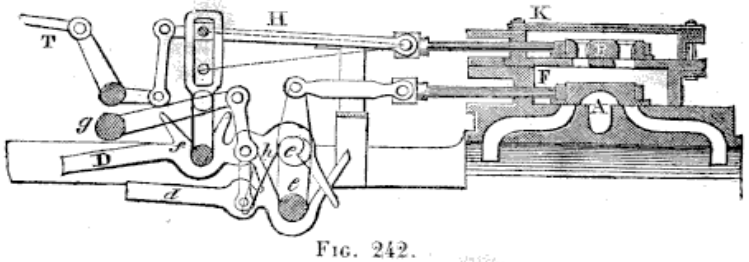


Fig. 242.

tiroir ordinaire muni de sa boîte à vapeur, avec des ouvertures ou lumières pratiquées dans le couvercle. Sur ce tiroir sont placés un autre tiroir et sa boîte. Le tiroir ordinaire, celui de dessous, fonctionne comme d'habitude; quant à l'autre, le chemin qu'il parcourt peut être augmenté ou diminué de manière à arrêter la vapeur à un instant quelconque du coup.

A est le tiroir ordinaire; F, la boîte à vapeur; le tiroir supérieur ou supplémentaire B est une masse compacte dans laquelle sont pratiquées deux ouvertures verticales. Lorsque ces ouvertures se trouvent en opposition avec les lumières ménagées dans le couvercle F, la vapeur arrive librement par l'enveloppe supplémentaire K. La manette d'arrêt se relie à l'arbre g, sur lequel est fixé un levier; et elle se rattache avec les extrémités des tiges des excentriques D et d, par des tringles disposées de telle sorte que, quand un des crans ou encoches des fourchettes suit le mouvement du bouton l, que porte le levier du tiroir, l'autre cran se trouve complétement dégagé.

Dans la figure, la machine est disposée de manière à aller en avant, et la tige de l'excentrique D de la marche en arrière, qui n'est plus reliée avec le tiroir ordinaire, se rattache au tiroir supplémentaire, au moyen d'un second cran f qui reçoit un bouton placé sur le levier du tiroir à détente. Ce levier, ainsi que l'indique la figure, porte une lunette, dans laquelle un bouton G (1), placé sur la tige H du tiroir supplémentaire, peut se mouvoir à une distance plus ou moins grande du centre de l'arbre du tiroir, au moyen de la manette T. La longueur réelle du levier devenant ainsi variable, le chemin que parcourt le tiroir varie lui-même en étendue d'une manière correspondante. Le tiroir à détente reçoit ainsi le mouvement rétrograde, quand le tiroir ordinaire imprime à la machine le mouvement en avant.

M. Cabrey a cherché à utiliser le principe de la détente par un procédé qui a quelque analogie avec celui de Gozenbach, mais qui dispense du second tiroir. Il consiste simplement à faire aboutir la tige de l'excentrique à un bouton fonctionnant dans un levier de valve à gorge, lequel comporte un cran semblable au cran excentrique ordinaire. Le jeu du tiroir dépend aussi de la position du bouton de l'excentrique dans la rainure; car la longueur réelle du levier varie avec la distance du bouton au centre de l'arbre du tiroir; et plus cette distance est rapprochée, moins est grand le champ que peut parcourir le tiroir.

(1) Cette lettre G a été omise dans la figure, mais le lecteur y suppléera facilement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Au moyen du procédé que nous venons de décrire, on peut utiliser le travail par détente ; mais il exige l'adjonction d'un couvercle au dessus du tiroir ; et présente l'inconvénient de ne pas ouvrir les lumières en temps opportun. Cet inconvénient disparaîtrait si l'on parvenait à augmenter le parcours des excentriques en même temps que le degré de l'expansion. C'est ce qui a été fait par M. Fenton, au moyen de ressorts en spirale placés sur l'arbre de la manivelle, et contenus dans des rainures correspondantes pratiquées dans l'excentrique. Au moyen d'un levier placé près de l'arbre, ces ressorts reçoivent un mouvement de torsion autour de cet arbre qu'ils enveloppent, et déterminent ainsi la longueur de parcours nécessaire.

La figure 243 représente l'appareil à détente, à effet variable, de Mayer. C'est un tiroir ordinaire por-

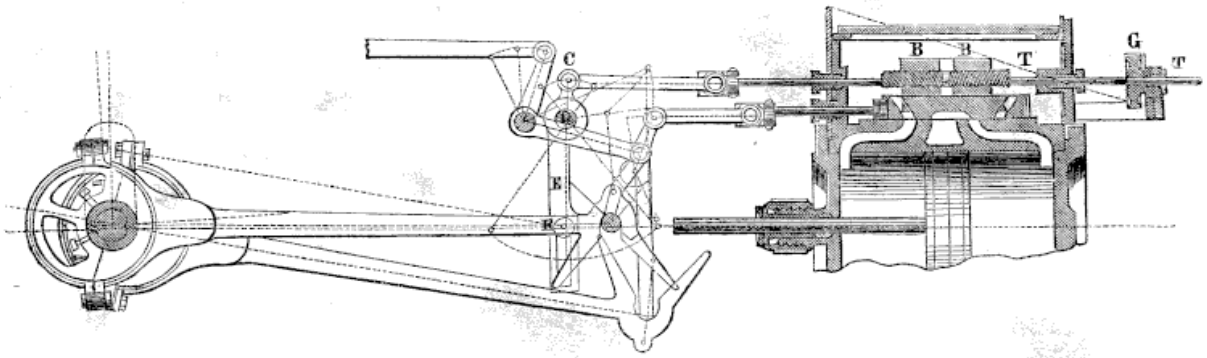


Fig. 243.

tant des ouvertures dans les faces supérieure et inférieure, lesquelles sont, l'une et l'autre, recouvertes par un tiroir supplémentaire placé derrière le premier. Ce tiroir supplémentaire consiste en deux blocs pleins dans lesquels est vissée une tige de tiroir ; les parties de cette tige qui pénètrent dans les blocs ont la vis tournée dans un sens pour l'un des blocs et dans le sens opposé pour l'autre ; de telle sorte que les deux blocs sont rapprochés ou écartés à la fois l'un de l'autre suivant que l'on tourne la vis dans un sens ou dans un autre. Le tiroir principal reçoit son mouvement d'après le mode ordinaire et le tiroir supplémentaire le reçoit d'un bouton fixé à la tige du piston et qui agit sur un levier relié à la tige du tiroir. Les mouvements des deux tiroirs sont, par conséquent, à angle droit, et le tiroir à détente est d'environ un quart de révolution en avance sur le tiroir à vapeur.

Dans la figure, AA est le tiroir à vapeur ; BB, le tiroir à détente ; TT, la tige du tiroir présentant, dans le sens de sa longueur, deux parties en forme de vis, tournées l'une à droite, l'autre à gauche ; G est une roue attachée à la tige TT, et sur laquelle passe une chaîne qui fait tourner la tige et écarte ainsi ou rapproche plus ou moins les deux blocs BB, de manière à obtenir le degré d'expansion convenable. D est l'arbre du tiroir, et CE le levier du tiroir. F est le bouton attenant à la tige du piston. Dans tous les cas où la marche du tiroir à détente est la même que celle du piston, le tiroir à vapeur doit avoir de l'avance.

Les tiroirs à détente des machines américaines consistent le plus souvent, ainsi qu'on le voit dans la machine dont nous avons donné un dessin page 453, en un disque, tournant sur un axe comme une valve à gorge, mais établi de manière à pouvoir opérer une révolution complète dans le tube.

Le tiroir à détente du steamer *Don Juan* était de ce genre. Il recevait son mouvement d'un bouton placé dans un pignon qui effectuait deux tours pour chaque révolution de la machine.

Dans les tiroirs à détente de M. James Whitelaw, l'arbre est légèrement coudé. Avec cette disposition, on peut établir sur l'axe même de l'arbre l'extrémité d'un levier à deux bouts, dont le centre est supporté par un bouton traversant les leviers du tiroir. Le tiroir à détente, qui consiste en une plaque disposée entre les faces du tiroir à vapeur et du cylindre, porte à l'autre extrémité du levier. Tant que l'extrémité de ce

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

levier, qui est placée sur l'axe de l'arbre du tiroir, est maintenue stationnaire, le tiroir à détente reçoit le même mouvement que l'autre tiroir, c'est-à-dire qu'il est avec celui-ci dans un état de repos relatif, de façon qu'il n'y a point de détente. Mais, lorsque cette extrémité est mise en mouvement, ainsi que cela a lieu au moyen d'une camme convenablement disposée sur l'arbre, l'expansion se produit alors avec un degré d'intensité correspondant à l'amplitude du mouvement qui se développe.

Quelques tiroirs à détente sont des tiroirs en forme de gril, c'est-à-dire qu'ils portent un grand nombre d'ouvertures au lieu d'une seule, ce qui diminue d'autant l'étendue de parcours qui est nécessaire à leur action.

M. Bourne a introduit dans quelques navires une espèce de tiroir à détente qui intercepte la vapeur en un endroit voisin de la face du tiroir, de manière à empêcher que l'expansion de la vapeur n'ait lieu dans l'enveloppe du tiroir. Ce système s'applique aisément aux machines déjà existantes. Il consiste en deux plaques, mobiles entre les portées d'un tiroir en forme de D, et interceptant le passage à la vapeur en s'appliquant contre le recouvrement. Ces plaques sont reliées ensemble par une tige, et le mouvement leur est communiqué au moyen d'une camme ou d'un taquet disposé à cet effet. Dans les machines qui présentent un recouvrement considérable, la force totale de la détente peut-être augmentée par la fermeture partielle de la valve à gorge. En pareil cas, l'usage d'un tiroir à détente, dans le tuyau à vapeur, ne peut être d'un bien grand avantage.

Nous avons déjà, dans diverses parties de cet ouvrage, cherché à apprécier l'économie réelle que peut produire l'emploi de la détente de la vapeur d'eau. Cependant, comme ce sujet est un de ceux qui méritent, à plus juste titre, l'attention des mécaniciens, nous ajouterons ici quelques remarques qui s'y rapportent. L'étendue de la détente à laquelle on puisse faire fonctionner avantageusement la machine, dépend principalement de la tension de la vapeur. On comprend, en effet, qu'à de basses pressions, le frottement considérable qui se développe dans un cylindre d'un grand diamètre, ainsi que la résistance produite par la vapeur condensée dans le condenseur, sont autant de causes de diminution de puissance qui peuvent être assez énergiques pour ne plus laisser, à l'expansisn de la vapeur, qu'un avantage inappréciable, quand elles ne vont point jusqu'à occasionner une perte réelle. Dans les machines du Cornouailles, qui travaillent à une pression de 2,81 kilogrammes par centimètre carré, la vapeur est, comme nous l'avons dit, interceptée dans certains cas à un douzième de la course ; mais, avec des pressions moins considérables, le moment où l'expansion commence peut-être relativement plus éloigné, bien qu'en admettant la supposition ordinaire d'un vide parfait et de toute absence de frottement, il n'existe point de limite théorique aux avantages que peut procurer l'emploi de l'expansion de la vapeur. Voici, d'ailleurs, d'après quelle règle on peut calculer l'économie résultante :

Divisez la longueur totale de course par la distance qu'a parcouru le piston avant que la vapeur n'ait été coupée, distance qui peut être considérée comme unité, et prenez le logarithme hyperbolique du quotient. Ce logarithme représente l'augmentation, dans l'effet utile, provenant de l'expansion de la vapeur (1).

DÉTAILS RELATIFS AUX DIFFÉRENTES ESPÈCES DE MACHINES A VAPEUR.

MACHINE HYDRAULIQUE OU A ÉPUISEMENT.

Dans un mémoire que firent imprimer, vers les années 1782 et 1785, Boulton et Watt pour le service de leur établissement particulier, nous trouvons quelques instructions pratiques excellentes touchant la construction et l'emménagement des machines hydrauliques. Toutes les données sont, en grande partie,

(1) Nous avons donné, page 342, des tables de logarithmes hyperboliques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

applicables encore de nos jours. Ce mémoire est devenu très rare aujourd'hui ; mais il nous a été permis d'en prendre une copie et nous en extrairons ici les passages les plus saillants. On aperçoit, dans ce travail, la main de James Watt, et dire qu'il est en tout digne de son auteur, c'est le plus grand éloge qu'on en puisse faire.

Au chapitre des instructions générales, Watt indique les dispositions les plus convenables pour la construction de la chambre qui doit contenir la machine, ainsi que pour l'emplacement de cette machine elle-même. Arrivant ensuite au chapitre des chaudières, il fait les remarques suivantes, tant sur la construction de ces générateurs que sur le bâti qui doit les recevoir.

« Pour confectionner la chaudière d'une machine, il faut se servir de rivets présentant un diamètre « de 1 $\frac{1}{2}$ à 2 centimètres environ. Dans le fond et sur les côtés de la chaudière, les têtes des rivets doi- « vent être larges et placées du côté du feu, c'est-à-dire en dehors ; dans la partie supérieure, au con- « traire, les têtes des rivets sont à l'intérieur. Les rivets doivent être placés à 5 centimètres de distance « les uns des autres ; leurs centres à 2 $\frac{1}{2}$ centimètres environ du bord de la plaque. Ces bords doivent « être coupés suivant une ligne droite bien de niveau, tant à l'intérieur qu'à l'extérieur. Sans ces « diverses précautions, il est impossible que le haut de la chaudière soit parfaitement étanche.

« Quand l'ensemble de la chaudière est constitué, au moyen de la réunion des différentes pièces qui « la composent, on resserre avec force les bords des plaques les uns contre les autres, et on rend leurs « joints imperméables à l'aide d'un ciseau émoussé, de 6 millimètres d'épaisseur environ, que l'on « chasse avec un marteau pesant de 2 à 3 kilogrammes ou davantage. Un ouvrier tient le ciseau et le « fait avancer successivement pendant qu'un autre ouvrier est occupé à frapper. Tous les joints qui se « trouvent au dessus du niveau de l'eau doivent être humectés avec une dissolution de sel ammoniac, « ou mieux encore avec de l'urine. Ce liquide, en oxydant légèrement les joints, contribue à les rendre « étanches à la vapeur.

« Quand la chaudière est bien assise, on peut la sécher en la chauffant légèrement en dessous. On « applique alors, avec un pinceau, sur chaque joint et sur chaque rivet placés au dessus du niveau de « l'eau, une couche de mastic préparé avec du blanc d'Espagne et de l'huile de lin. On continue à chauffer « à petit feu jusqu'à ce que le mastic devienne assez dur pour n'être que difficilement entamé avec « l'ongle. On doit avoir soin de ne pas brûler le mastic, et de ne pas laisser le feu devenir trop ar- « dent.

« Dans la construction du massif en brique qui doit supporter la chaudière, il ne faut pas employer « de chaux pour hourder les parties que la flamme peut atteindre ; on se sert de mortier, préparé avec « de la terre glaise ou avec du sable mélangé avec l'argile C'est seulement vers les bords du massif « que le mortier de chaux doit être employé. Au dessous de la chaudière, dans l'espace qui la sépare « des briques, on peut placer des pièces en fer, comme d'anciennes jantes de roues, pour prévenir la « corrosion trop rapide de cette partie du générateur.

« La maçonnerie en briques, qui recouvre le haut de la chaudière, doit être hourdée en ex- « cellente chaux, laquelle n'est plus nuisible en cette circonstance, mais sert, au contraire, à préser- « ver cette partie. Le mortier doit être employé sans addition d'eau ; et l'on recouvre la partie supé- « rieure de la chaudière d'une couche épaisse de ce mortier, ce qui contribue considérablement à son « imperméabilité, si ce travail est exécuté quelque temps avant que la machine ne fonctionne. Quand la « chaux n'est pas hydraulique, on la rend telle par les procédés connus ; dans aucun cas elle ne doit « être employée nouvellement éteinte.

« Dans la construction des carneaux, on établit plusieurs chaînes en fer, afin d'empêcher le brique- « tage de se rompre. On ménage également dans l'intérieur des carneaux, et aux endroits convenables, « quatre trous assez larges pour qu'un manœuvre puisse y entrer et les nettoyer. L'un de ces trous « peut être placé au dessus de la porte par laquelle on jette le combustible ; l'autre, directement der-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« rière le registre, dans la languette inférieure de la cheminée, et à la même hauteur que les carneaux « eux-mêmes. Quand ces trous ne servent pas, il faut en opérer le remplissage en briques de 22 centi- « mètres, et avoir soin de les rendre absolument imperméables à l'air.

« Immédiatement au dessus du massif qui supporte la chaudière, et dans la paroi de la cheminée la « plus voisine de la chaudière, une nouvelle ouverture doit être ménagée. La largeur de cette ouverture « sera égale à celle de la cheminée, sa hauteur de 3 à 4 $\frac{1}{2}$ décimètres. Sa fermeture s'opèrera au moyen « d'une porte à tiroir qu'on ouvrira plus ou moins suivant les besoins. Cette disposition a pour but de « modérer le tirage de la cheminée, et d'empêcher que la flamme ne puisse s'échapper avant que le « calorique n'ait suffisamment agi sur la chaudière.

« Enfin, on établit encore une ouverture dans la brique, pour permettre au registre de monter ou de « descendre avec facilité ; la largeur de cette ouverture est égale à la face même du registre. Le registre « doit pouvoir se mouvoir librement de haut en bas ; ce que l'on obtient au moyen d'un balancier ou « d'une roue, portant un contrepoids égal au poids du registre.

« Les dimensions les plus convenables à donner à la porte qui sert à l'introduction du combustible « sont 6 décimètres de longueur et 3 décimètres de hauteur, mesures prises dans œuvre. On replie, « ensuite, sur les deux côtés, pour former feuillure, les rebords de deux plaques de la chaudière, les- « quelles viennent en recouvrement l'une sur l'autre de 2 $\frac{1}{2}$ centimètres environ. La feuillure doit pré- « senter une largeur de 7 centimètres sur une épaisseur de 5 centimètres. »

Watt donne ensuite quelques instructions touchant l'établissement d'un réservoir réfrigérant pour l'eau chaude. Il observe que la projection du liquide dans l'air, sous la forme de jets d'eau, pour le refroidir, est un procédé désavantageux, en ce qu'il charge l'eau d'air, ce qui tend à rendre le vide moins parfait.

« Lorsque la localité ne fournit point naturellement de l'eau pour remplir le réservoir servant de con- « denseur, il faut choisir dans le voisinage un bassin pour recevoir l'eau qui provient de la pompe à « eau chaude. Ce bassin sert ensuite à l'alimentation de la chaudière et du condenseur, lorsque la ma- « chine est en repos. Sa longueur peut être portée à 1,20 mètre au moins, et sa largeur à la moitié, avec « une profondeur de près de 1 mètre. Des tuyaux ou des rigoles font communiquer le fond de ce bassin « à la chaudière, au tuyau d'alimentation et à la citerne servant de condenseur. Le conduit qui com- « munique au tuyau d'alimentation porte un robinet dont on comprend l'usage. Il est inutile de dire « que ce bassin doit être tout simplement creusé en terre, et garni soit avec de la tourbe, soit avec des « résidus de puddlage, ou avec toute autre matière imperméable à l'eau. Lorsqu'il n'existe, dans un « rayon circonvoisin, aucun emplacement assez élevé pour permettre à l'eau qu'on y recueille de s'é- « couler jusqu'à la chaudière, il faut creuser un bassin dans un endroit bas, et établir une pompe à main « pour alimenter la chaudière et le condenseur. Mais ce n'est qu'en cas de nécessité absolue qu'il faut « avoir recours à cet expédient.

Viennent ensuite quelques recommandations pour l'assemblage des différentes pièces de la machine :

« Après avoir bien lié ensemble les diverses parties du balancier, et y avoir fixé l'axe central, placez « cet axe sur les coussinets des supports ; mais ne fixez définitivement ces supports que lorsque la « position du cylindre sera elle-même arrêtée définitivement.

« Nivelez le dessus de la plate-forme en pierre, et mettez en place le fond du cylindre, en ayant soin « de le bien établir de niveau, et en le faisant correspondre aux boîtes à vis qui doivent le main- « tenir.

« Placez le fond interne du cylindre sur celui-ci, de manière à ce que les bords supérieurs soient bien « de niveau, en disposant des cales entre les deux fonds, si cela est nécessaire. Coupez ensuite des « segments de carton, semblable à celui dont on se sert pour relier les livres, c'est-à-dire sans collage, « en leur laissant l'épaisseur convenable pour les divers emplacements du joint (en supposant que l'é-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« cartement des deux surfaces entre elles ne soit pas partout la même). Ces segments devront être « trempés dans l'eau chaude jusqu'à ce qu'ils soient devenus bien mous. Alors on les étendra sur des « planches pour les faire sécher, et lorsqu'ils seront bien secs, on les mettra dans un bassin peu profond « avec une certaine quantité d'huile de lin. On chauffera l'huile jusqu'à ce que le carton cesse d'émettre « des bulbes d'air, mais on aura soin de ne point trop chauffer l'huile au delà de la température de « l'eau bouillante, autrement elle durcirait les segments ou les brûlerait. On frottera, enfin, ces segments, « sur les deux faces, avec un mastic épais confectionné avec de bon blanc d'Espagne et un peu d'huile « de lin. Il faut que le blanc d'Espagne soit bien sec, autrement il serait difficile de le mélanger avec « l'huile. On doit faire observer qu'on ne peut ici remplacer le blanc d'Espagne par le blanc de céruse.

« Autant que possible, on ne devra mettre qu'une seule épaisseur de cale; et les segments devront « dépasser aussi la largeur strictement nécessaire. Ils seront préalablement percés de trous, d'un dia- « mètre moindre que ceux des ouvertures pratiquées dans le métal. Ils devront aussi être amincis à leurs « extrémités, dans les parties où ils portent l'un sur l'autre, afin de présenter partout une épaisseur « uniforme.

« Pour composer la garniture du piston, prenez soixante fils de caret non goudronnés et de grosseur « ordinaire, et avec ces fils tressez une garcette ou corde aplatie, aussi serrée et aussi ferme que possi- « ble, se terminant en pointe à partir d'un demi-mètre vers chaque extrémité, et assez longue pour « faire le tour du piston et le recouvrir dans toute sa surface. Repliez cette garcette en la serrant au- « tant que possible, et après l'avoir recouverte d'une plaque en tôle, battez-la avec un marteau à deux « mains, jusqu'à ce que son épaisseur se trouve réduite à celle qu'elle doit avoir après la pose. Intro- « duisez ensuite le piston dans le cylindre et battez de nouveau la garcette en dessous à l'aide d'un « chasseur en bois et d'un maillet, et versez tout autour du suif fondu. Cela fait, garnissez l'intérieur « avec de l'étoupe blanche, présentant une couche de 1 $\frac{1}{4}$ centimètre d'épaisseur; sur cette couche placez « une nouvelle garcette; sur celle-ci une nouvelle couche d'étoupe plus épaisse que la première, de « façon que la garniture entière puisse offrir une épaisseur d'environ 10 centimètres, ou de 7 $\frac{1}{2}$ centi- « mètres seulement si la machine est de petite dimension. Faites couler des segments de cercle en « plomb, d'une hauteur de 30 centimètres environ, sur 7 $\frac{1}{2}$ centimètres de large et de 3 centimètres « d'épaisseur, et appliquez ces segments sur la jante du piston. Coupez-les ensuite carrément aux deux « bouts et étendez-les tout autour de la garniture en les faisant toucher aussi hermétiquement que pos- « sible sans qu'ils soient cependant comprimés les uns contre les autres. On vissera alors les ressorts « qui doivent presser contre ces segments. Ces ressorts seront établis par dessous, et vers l'extrémité « la plus voisine de la tige du piston. A la place qu'ils devront occuper, on percera dans la fonte une « petite mortaise dans laquelle ils viendront se loger.

« Avant l'introduction du piston dans le cylindre, les ouvertures ménagées devront être complétement « remplies avec des chevilles en bois de sapin disposées en forme de rayons. La garniture du piston « doit offrir une certaine rigidité, mais non point une trop grande dureté, autrement elle donnerait lieu « à un frottement tellement considérable qu'il pourrait entraver la marche naturelle de la machine. On « doit le graisser abondamment avec du suif, surtout les premiers jours; à mesure que la marche de- « vient plus douce ou diminue la quantité de suif employée.

« Tous les joints terminés, et les soupapes régulatrices une fois établies dans leurs siéges, avec leurs « couvercles vissés, mais sans qu'il y ait encore de l'eau dans le condenseur, procédez à l'admission de « la vapeur, et quand le cylindre et la boîte à vapeur seront complétement échauffés, serrez tous les « écrous, et calfeutrez de carton ou d'étoupe tous les joints qui en ont besoin, ce que vous ferez au moyen « d'un ciseau à calfeutrer, jusqu'à ce que vous reconnaissiez que toutes les parties de la machine sont « parfaitement étanches. Alors, vous verserez de l'eau dans la pompe à eau chaude, jusqu'à une hau- « teur d'environ un mètre, vous ferez jouer les soupapes d'injection et de décharge, ainsi que celles qui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« sont placées sur le couvercle de la pompe à air. Enfin, vous laisserez entrer la vapeur dans le condenseur, ce qui vous fera reconnaître les défauts ou les fuites qui pourraient exister.

« Vissez ensuite le manomètre à vapeur sur la boîte à vapeur, près du tuyau et derrière la place qu'occupe le mécanicien ; dans ce manomètre, vous verserez du mercure de manière à remplir la moitié de la branche ouverte. Vous y placerez un flotteur, large dans le fond, mais d'un faible diamètre dans l'intérieur du tube, et vous couperez ce flotteur, ou index, tout près de l'extrémité du tube ouvert. Vous y attacherez une échelle, en observant que chaque demi-centimètre d'élévation du flotteur, provenant d'une augmentation égale dans la tension de la vapeur, correspond à une différence de hauteur d'un centimètre dans la colonne de mercure, attendu que la surface s'est affaissée dans une des branches exactement de la même quantité dont elle s'est relevée dans l'autre.

« Dans le tuyau de décharge, à 30 centimètres au dessous de l'embouchure de la soupape de décharge, et sur la paroi opposée de ce tuyau, soudez un petit robinet en cuivre pour établir une communication avec le tube du baromètre. Placez le baromètre dans l'ouverture de la porte qui conduit au condenseur, sur le côté le plus rapproché de la tige à taquets, de manière à ce que le mécanicien puisse le voir, quand il est à sa place. Etablissez la communication entre ce baromètre et le tube de cuivre, en versant de la cire fondue dans le haut du godet en cuivre ; remplissez de mercure la petite branche du baromètre, jusqu'à 11 ou 12 centimètres de vide dans le haut, et placez dans cette branche un petit flotteur assez long pour atteindre la partie supérieure du châssis.

« Remplissez le réservoir de l'eau de condensation, fermez le régulateur d'en bas, et, sans qu'il existe aucune vapeur dans le cylindre, soit qu'elle n'ait point encore été admise, soit que toute communication avec la chaudière ait été interceptée, enlevez le chapeau ou couvercle du régulateur de décharge, fermez ce régulateur, et faites jouer la pompe à air au moyen du frein. Si vous vous apercevez que l'air pénètre par le régulateur, versez-y une certaine quantité d'eau, et continuez à pomper jusqu'à ce que le baromètre se soit élevé à un point correspondant à une dépression du flotteur de 70 centimètres à peu près. Cessez alors de pomper, et observez si le vide partiel qui s'est produit se maintient convenablement et n'est point trop rapidement détruit. S'il n'en est pas ainsi, recherchez les fuites qui doivent exister en quelque endroit du tuyau de décharge, et que vous reconnaîtrez au bruit qu'elles produiront à l'approche de la main mouillée. Observez aussi si le jeu de la pompe ne fait pas remuer le condenseur, et, dans ce cas, assujettissez le plus solidement.

« Lorsque vous aurez réparé ces fuites, vous pourrez éprouver l'imperméabilité du cylindre en arrêtant le balancier, de manière à ce que le piston ne puisse pas descendre. Otez alors le couvercle du cylindre, ouvrez le régulateur de décharge, et fermez le régulateur de la vapeur. Aussitôt que vous commencerez à pomper, vous vous apercevrez si le piston est bien étanche. Dans le cas contraire, il faudra battre légèrement la garniture. Si vous jetez ensuite une certaine quantité d'eau sur le piston et sur le régulateur à vapeur, vous pourrez être certain que tout l'air qui entrera encore ne pourra provenir que de fuites. Vous rechercherez alors en quel endroit elles existent et vous les étancherez soit au moyen de vis, soit en les calfeutrant d'étoupes.

« On doit remarquer, toutefois, que ce n'est qu'après quelques jours de service qu'on peut attendre du piston une imperméabilité absolue, et qui se concilie en même temps avec une marche aisée de la machine, ce qui ne peut avoir lieu lorsque la garniture est rendue tout d'abord trop serrée.

« Lorsque vous n'apercevrez plus de fuites, du genre de celles que nous venons de signaler, vous laisserez entrer la vapeur et vous recommencerez vos recherches comme auparavant.

« Après que la machine a été mise en marche, et qu'elle a fonctionné pendant quelques heures, on doit serrer avec force tous les écrous. On répète, par la suite, cette opération, toutes les fois qu'on aperçoit du jeu dans le serrage. Il faut aussi remplir les joints et les calfeutrer, lorsque cela devient nécessaire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Watt donne ensuite quelques recommandations relatives au travail de la machine.

» Pour mettre la machine en marche, élevez la tension de la vapeur jusqu'à 76 millimètres de l'échelle du manomètre. Quand le cylindre extérieur sera complétement échauffé, et que le fluide sortira librement par l'ouverture de la petite soupape placée au fond du syphon du tuyau de trop plein, lequel laisse échapper l'eau condensée provenant du fond du cylindre externe, ouvrez tous les régulateurs; la vapeur chassera alors avec force l'air ou l'eau contenue dans le tuyau de décharge, par la soupape de décharge. La vapeur, cependant, ne pourra pas immédiatement remplir le cylindre, si le cylindre est lui-même plein d'air. Pour le chasser, après que vous aurez fait souffler par la vapeur la machine pendant quelques minutes, fermez le régulateur à vapeur. L'eau froide du réservoir condensera nécessairement une partie de la vapeur contenue dans le tuyau de décharge, et la place de cette vapeur condensée sera occupée par une certaine quantité d'air provenant du cylindre.

« Cela fait, ouvrez le régulateur à vapeur et chassez de nouveau cet air. Répétez cette opération jusqu'à ce que vous jugiez que le cylindre est complétement débarrassé de l'air qu'il contenait. Quand il en sera ainsi, vous fermerez tous les régulateurs, et vous regarderez si le baromètre indique qu'il existe du vide dans le tuyau de décharge. Quand le baromètre indicateur aura baissé de 76 millimètres, vous ouvrirez légèrement le tuyau d'injection, pour le refermer aussitôt. Si cette opération produit un vide considérable, ouvrez d'une petite quantité le régulateur de décharge, ainsi que le tuyau d'injection. Si la machine ne commence pas à marcher, on doit y injecter de la vapeur de nouveau; et la même opération sera répétée jusqu'à ce qu'elle se mette en marche.

« On doit donner la plus stricte attention à ce que l'entretien de la chaudière ait lieu d'une manière régulière, c'est-à-dire à ce qu'on ne laisse point ce générateur s'endommager ou manquer d'eau. Quand il y a trop d'eau dans la chaudière, la machine ne travaille pas régulièrement, et quand il n'y en a pas assez, les parois de la chaudière sont bientôt corrodées par la flamme qui passe dans les carneaux. S'il arrive que, par un accident quelconque, le niveau de l'eau vienne à s'abaisser par trop, l'alimentation doit être rendue plus active, mais de manière à rétablir le niveau graduellement. En laissant, en effet, arriver l'eau en grande quantité à la fois, vous suspendriez la formation de la vapeur, et arrêteriez la machine.

« Quand la machine fonctionne, l'élasticité de la vapeur doit être assez considérable pour faire monter l'indicateur du manomètre à une hauteur d'au moins 1 $\frac{1}{4}$ centimètre. Autrement l'air entrerait par les joints de la chaudière et détruirait le vide, ce qui donnerait lieu à une réparation assez difficile. Si donc on s'aperçoit que le manomètre donne une indication trop basse, il faut arrêter la machine jusqu'à ce qu'il indique une tension suffisante. Avec un peu d'attention, on déterminera bientôt l'ouverture convenable à donner au robinet d'alimentation pour la vitesse de marche qu'on voudra obtenir.

« La houille qui sert à l'entretien du feu doit toujours avoir été mouillée avant d'être employée. On prévient ainsi l'enlèvement du combustible dans l'intérieur des carneaux, lequel pourrait être déterminé par le tirage de la cheminée.

« Le feu doit être maintenu à une épaisseur égale. Il ne doit point contenir d'espaces libres, qui sont très désavantageux. Aussitôt qu'il s'en présente, il faut les remplir de combustible. Quand le feu est couvert et manque d'air, ce qui est une conséquence de l'agglutinement de certains morceaux de houille sur les barreaux de la grille, on enlève ces parties avec le tisonnier; mais il faut avoir soin, dans cette opération, de ne déranger le feu que le moins possible. Il faut surtout veiller à ce qu'aucun morceau de houille ou de coke ne puisse tomber hors du foyer avant d'avoir été complétement consumé. Il arrive très souvent qu'on perd ainsi, faute de soin, jusqu'au quart du combustible employé.

« Quand le feu vient d'être allumé, il faut soulever un peu le registre, afin de permettre à la fumée

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« de s'échapper librement. Mais, aussitôt que la fumée a disparu, le registre doit être redescendu à sa « place.

« La porte qui donne accès à l'air, dans la cheminée, doit toujours être ouverte, plus ou moins ; cette « disposition prévient l'aspiration de la flamme dans la cheminée, et augmente considérablement l'effet « utile du combustible.

« Tous les mois, la chaudière et les carneaux demandent à être nettoyés. Cette opération doit même « être effectuée plus souvent si l'eau dont on se sert est de nature à déterminer des incrustations dans « la chaudière. Tous les soirs, on doit enlever les cendres, faire balayer la chambre et passer l'in- « spection de toutes les parties de la machine, afin de s'assurer si rien n'a été dérangé, ou si les articu- « lations manquent d'huile. On doit donner une attention toute particulière aux boulons et aux clavettes « de la grande chape et de la tige du piston, afin qu'aucune de ces pièces ne vienne à éprouver du jeu.

« Une machine, quand elle est dans de bonnes conditions, doit pouvoir, suivant les circonstances, « travailler avec assez de lenteur pour ne donner qu'un coup en dix minutes, et avec assez d'activité « pour accomplir dix coups en une minute. Si ces deux conditions ne sont point remplies, il existe dans « la machine quelque défaut auquel il faut porter remède.

« L'eau chaude, à sa sortie, doit être à une température de 35 à 36 degrés centigrades, c'est-à-dire « à la température habituelle du sang, la machine étant supposée d'un excellent service. Dans aucune « circonstance, cette température ne doit dépasser 43 degrés, à moins que l'eau froide d'injection ne « soit elle-même d'une température supérieure à 22 degrés, et dans ce cas le vide ne peut être obtenu « que d'une manière imparfaite.

« Voici comment il faut préparer le mastic qui sert à réparer les joints. On prend du blanc d'Espa- « gne, ou de la craie en poudre fine, que l'on fait sécher sur une plaque de tôle, ou dans une cuiller, « jusqu'à ce que toute l'humidité ait disparu. On mêle ensuite cette substance avec de l'huile de lin « crue, et on remue avec force pour rendre le tout homogène, en ajoutant soit de l'huile, soit du blanc « d'Espagne, jusqu'à ce que le mélange présente la consistance d'une pâte épaisse et sans grumeaux.

« Dans certaines circonstances, où le mastic a besoin d'être desséché et très dur, on doit se servir « d'huile siccative telle que l'emploient les peintres. Cette huile s'obtient en faisant bouillir de l'huile « ordinaire avec une petite quantité de litharge.

« Quand, au contraire, le mastic doit se conserver constamment mou, il faut mélanger ensemble du « beurre ou de l'huile d'olive ordinaire avec de l'huile de lin, dans la proportion de 60 kilogrammes en- « viron de la première substance pour un kilogramme ou un litre de la seconde. Cette espèce de mastic « est principalement employée au calfeutrement des joints du tuyau de décharge, au dessus de l'eau. On « remarquera que la céruse ne peut ici remplacer le blanc d'Espagne.

« Il ne faut laisser séjourner aucun linge mouillé sur le cylindre, sur la chaudière, ou sur les tuyaux « à vapeur. Toutes les parties qui contiennent de la vapeur doivent être, autant que possible, préservées « de l'influence de l'air froid ou de l'eau.

« La meilleure graisse à employer par le piston et le *stuffing-box* du cylindre est du suif fondu, et de « l'huile d'olive ordinaire pour les boutons des chapes, tourillons, etc. Cette huile, dans certains cas, « est rendue plus épaisse au moyen de suif ou de beurre qu'on y fait fondre par la chaleur. On ne doit « jamais se servir d'huile de lin pour le graissage, parce qu'elle sèche et détermine une augmentation « de frottement. La graisse de porc, ou l'huile de poisson, appliquée en une place quelconque du cylin- « dre, devient épaisse comme l'huile de lin. Lorsque l'huile ou la graisse qui se trouve sur les grandes « chapes, ou sur toute autre partie à articulations, devient grumeleuse ou trop épaisse, il faut avoir « soin de la gratter préalablement à toute application de graisse neuve.

« On a introduit, dernièrement, un perfectionnement dans la méthode employée pour recouvrir les « parties supérieures des chaudières. La maçonnerie étant élevée jusqu'à une hauteur de 23 centimè-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« tres au dessus des carneaux, ainsi qu'on le fait habituellement, une couche de fiente de cheval ou de « bouse de vache, d'une épaisseur de 7 $\frac{1}{2}$ centimètres, et bien battue, est appliquée sur le haut de la « chaudière. Par dessus cette couche, on en établit une autre en bon mortier de chaux et épaisse d'en- « viron 2 $\frac{1}{2}$ centimètres, sur laquelle on maçonne un double cours de briques posées à plat. On continue « ainsi jusqu'à ce que le haut de la chaudière soit entièrement recouvert, en ayant soin de laisser une « ouverture pour le trou d'homme. Lorsque l'opération est bien faite, elle a pour résultat de rendre la « partie supérieure de la chaudière parfaitement étanche, tout en la préservant du froid et de la pluie, « ce qui peut dispenser d'une chambre pour loger le générateur. Le mortier qu'on emploie doit être « hydraulique. »

Watt termine par quelques observations qui complètent les instructions précédentes, et qu'il présente ainsi :

« Au lieu d'employer, pour la confection des joints, l'huile siccative à l'usage des peintres, on peut se « se servir de bonne huile de lin non bouillie. On place cette huile dans un pot de fer, qu'on met sur « un feu doux, en dehors, si l'on veut, de l'appartement, mais à l'abri de la pluie. On surveille la « chauffe, car l'huile est sujette à *s'en aller* en bouillant. Lorsque l'ébullition a lieu, on modère le « feu, mais l'on continue de chauffer jusqu'à ce qu'en versant quelques gouttes du liquide sur une « pierre froide ou sur une plaque de fonte, il présente la consistance d'un goudron épais ou de mé- « lasse. Les feuilles de carton, qui servent pour les joints, doivent être trempées dans cette huile « bouillante. On peut aussi imbiber ces feuilles avec un pinceau, en les étendant ensuite sur un endroit « chaud, pour leur faire pomper l'huile. L'huile de lin, ainsi préparée, sert également à la confection « du mastic.

« L'étoupe qui sert au calfeutrement des joints doit être soigneusement enduite de cette huile, con- « centrée par l'ébullition, dont la préparation vient d'être indiquée. Lorsque la paroi inférieure du « tuyau, qui part du fond intérieur de la chaudière, ne s'applique pas bien exactement contre le rebord « inférieur de l'ouverture, pratiquée pour son passage, dans le fond externe du générateur, c'est-à- « dire, quand l'espace, laissé libre en cet endroit pour le carton ou le calfeutrement, a plus de 6 à 7 « millimètres de large, on fait marteler un morceau de fer, de 3 centimètres d'épaisseur, jusqu'à ce « qu'il n'ait plus que l'épaisseur voulue pour remplir cet espace qu'il rend ainsi imperméable avec « l'aide de deux feuilles de carton placées l'une au dessus, l'autre en dessous. On ne peut, en pareille « circonstance, employer du plomb, à cause des grandes différences de dilatation qu'il présente.

« Quelques personnes se servent de fil tressé pour remplir les joints du couvercle du cylindre. Cette « application est mauvaise; car, bien qu'en apparence un fil tressé puisse rendre un joint étanche, « l'expérience a prouvé qu'il n'en est pas ainsi, en réalité. Lorsque, par exemple, le régulateur du haut « vient à fonctionner, il se produit un vide partiel dans la partie supérieure du cylindre; le fil, alors, « laisse entrer l'air extérieur, d'une manière imperceptible et sans qu'aucun bruit vienne vous avertir, « Bientôt cet air passe dans le condenseur, et souvent, pour des personnes peu habituées, la présence « de ce fluide est attribuée à quelque fuite inconnue. Nous recommandons, par conséquent, de ne faire « ces joints qu'avec du carton et du mastic, et de veiller avec une attention scrupuleuse à ce que le « *stuffing-box* soit toujours bien étanche, toutes les fois qu'on fait jouer le régulateur du haut de la « chaudière. »

Dans les machines du Cornouailles, une grande économie a été réalisée, ainsi que nous l'avons dit, pour la consommation du combustible depuis les perfectionnements de Watt. Cette amélioration a été due, principalement, à l'application, sur une grande échelle, du principe de l'expansion. Une machine de M. Taylor, établie en 1840, aux *Mines réunies* (*United Mines*), avec un cylindre de 2.16 mètres, accomplit, en 1842, un travail moyen équivalant à 34 millions de kilogrammes élevés à la hauteur de 1 mètre, avec une consommation de 100 kilogrammes de combustible. La pression de la vapeur,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans cette machine, est d'environ 3 kilogrammes par centimètre carré, et son admission est interceptée à un dixième ou à un douzième du coup.

Afin de diminuer les chances de rupture, pour des machines travaillant à cette haute pression, M. Sims, de Redruth, a imaginé un système de machine à double cylindre, d'une disposition infiniment plus simple que tout ce qui a encore été fait jusqu'ici. Le petit cylindre est placé sur le couvercle d'un autre cylindre plus large, et la même tige de piston les traverse tous deux. Le même nombre de soupape que dans les machines hydrauliques ordinaires est également suffisant dans le système de M. Sims.

Les machines du Cornouailles sont toujours munies d'une chemise à vapeur, mais le fluide, dans son passage au cylindre, ne traverse pas cette chemise. La chemise est entretenue de vapeur, au moyen d'une branche communiquant au tuyau de vapeur, et présentant, dans les machines à grandes dimensions, un diamètre d'environ 1 décimètre. La nature du revêtement dans le cylindre varie beaucoup; généralement on enferme le cylindre dans un mur en briques, en laissant au-dessous un espace libre pour permettre d'enduire le mur et de le revêtir de bois. On laisse ordinairement creux le couvercle et le fond du cylindre, et on les remplit de vapeur. Il faut alors les recouvrir avec soin de substances non conductrices.

Le balancier de la machine consiste ordinairement en deux jumelles de fonte, boulonnées l'une à l'autre, et armées de crochets d'arrêt ou oreilles en saillie qui sont destinés à porter contre les solives du bâti, si le piston a une trop grande tendance à frapper contre le fond du cylindre. Au balancier est suspendue la tige à taquets, qui sert à faire jouer les soupapes, au moyen d'un arrangement semblable à celui qui est représenté figure 244, et qui diffère, en quelques points, de la forme adoptée pour les machines du Cornouailles.

Les soupapes de la machine du Cornouailles établie par M. Hosking au Wauxhall, et qui fait l'objet d'une de nos planches, sont représentées sur une plus grande échelle dans les figures 245, 246 et 247 Ces soupapes sont de l'espèce de celles dites à équilibre. Dans les figures 245 et 246, la soupape de gauche est la soupape régulatrice qui sert à régler l'entrée de la vapeur dans le cylindre; celle du milieu est la soupape à vapeur, et celle de droite, la soupape à équilibre. La figure 247 représente la soupape de décharge, laquelle, ainsi qu'on le remarquera, est plus grande que les autres, afin de présenter une libre sortie à la vapeur qui se rend dans le condenseur. La dimension généralement adoptée, pour les soupapes à vapeur des machines rotatives munies de soupapes à tige, est de 5 centimètres carrés environ par cheval-vapeur; celle des soupapes de décharge est ordinairement de 8 centimètres carrés pour la même force.

La pompe à piston plongeur est celle universellement adoptée aux mines du Cornouailles. Elle est, en effet, bien préférable à la pompe aspirante, d'autant plus qu'elle peut recevoir une garniture nouvelle, ou que, du moins, sa garniture peut être rendue étanche, avec bien plus de facilité qu'un ne saurait le faire pour la pompe aspirante, tout en ne présentant qu'un frottement comparativement moins considérable. L'arbre, au moyen de tiges qui s'y rattachent, fait monter l'eau par couches successives, lesquelles, se déversant chacune dans la couche immédiatement supérieure, sont soulevées par la pompe qui leur correspond, et atteignent ainsi la surface du sol. La pompe à piston plongeur est employée au soulèvement de ces différentes couches d'eau, si ce n'est pour la dernière couche, celle qui est la plus basse, où l'on se sert de la pompe aspirante. Ce changement a pour but de prévenir un inconvénient grave, qui pourrait être la conséquence soit d'un dérangement dans la machine, soit de toute autre cause, et qui consisterait dans un soulèvement de l'eau dans la mine à une telle hauteur, qu'elle rendrait inaccessibles les soupapes et le cylindre d'une pompe foulante qu'on y mettrait en jeu. Il faut ajouter également, à ce premier motif, la plus grande facilité, que présente la pompe aspirante, à l'épuisement de l'eau à mesure que la profondeur de la mine est plus grande.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La pompe à piston plongeur a été inventée, il y a environ deux cents ans, par sir Samuel Morland; c'est à Murdock que l'on doit sa première application à la machine du Cornouailles. Elle évite la nécessité d'un contrepoids considérable, indispensable autrement. La force de la machine, en effet, est employée à soulever les tiges des pompes, et l'eau est chassée par le poids même de ces tiges dans leur descente. Cependant, il existe, dans quelques machines, des pompes dont les tiges sont tellement pesantes, que la machine seule ne peut suffire à les soulever, et qu'une partie de leur poids doit être reportée sur un levier ou sur plusieurs, munis de contrepoids placés soit à la surface, soit dans une excavation convenable de la mine.

La tige de pompe principale, dans la machine de Davy, aux *Mines consolidées* (*Consolidated Mines*), a plus d'un demi-kilomètre de long, et pèse environ 96,000 kilogrammes. Les autres tiges pèsent 40,000 kilogrammes, ce qui fait un poids total de 136,000 kilogrammes, parmi lesquels 39,000 seulement servent à contrebalancer le poids de l'eau dans la pompe, la plus grande partie, c'est-à-dire 97,000 kilogrammes, étant soulevée par de lourds leviers, ou, comme on les appelle, au moyen de *balances à lentilles*. La tige principale est ordinairement composée de lames en bois de Memel; elle est maintenue et guidée de place en place par des châssis convenablement disposés.

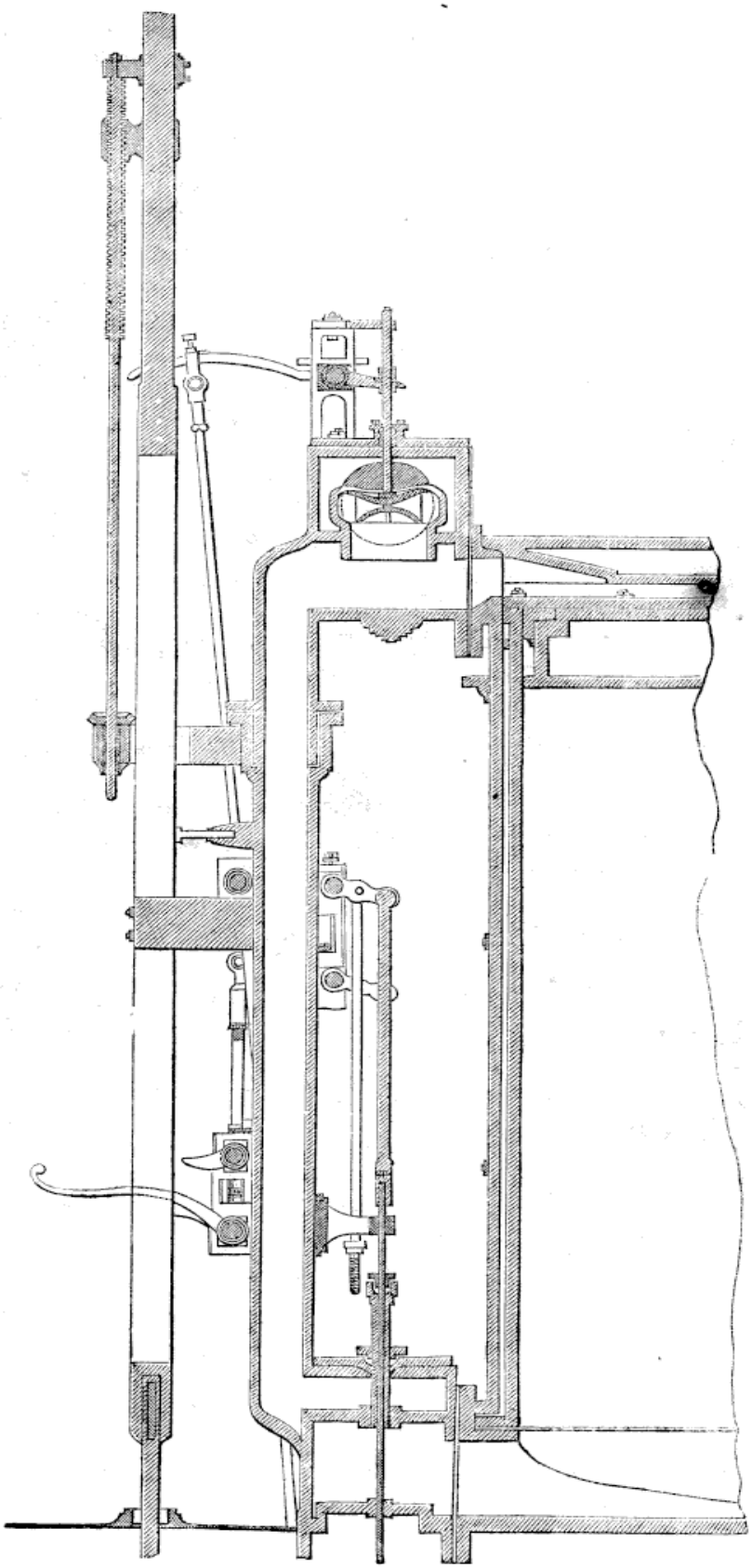


Fig. 244. — Appareil à soupapes des machines hydrauliques de Chelsea. — Maudslay.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il nous semble naturel de penser que ces lourdes machines, qui, certes, sentent l'origine des progrès de la vapeur, feront place tôt ou tard à des machines fonctionnant par la pression atmosphérique, et ne

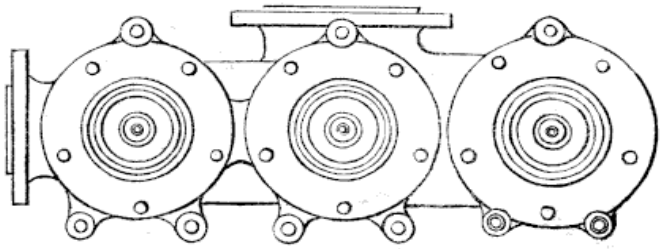


Fig. 245. — Boîte supérieure des soupapes de la machine d'épuisement de Hosking, aux établissements hydrauliques du Wauxhall.

Plan du dessus.

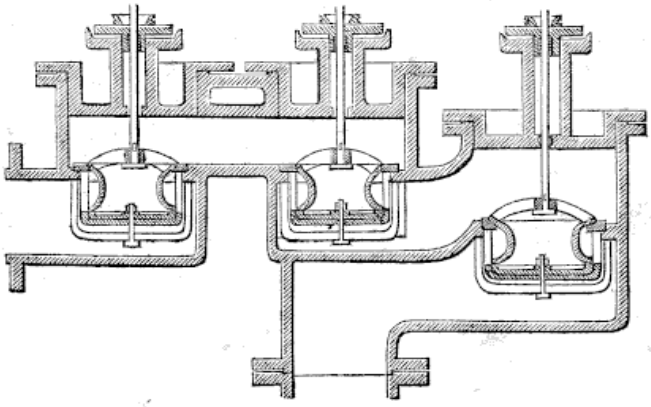


Fig. 246. — Boîte supérieure de la même machine.

Coupe longitudinale.

présentant point la complication de ces gigantesques tiges de pompes.

Nous avons déjà fait connaître, dans nos remarques relatives aux chaudières, les principaux résultats que nous offrent les machines du Cornouailles, sous le rapport de l'économie du combustible. Nous ne reviendrons pas sur cette question, mais nous donnerons, dans le tableau suivant, les résultats fournis par M. Enys, pour le travail de quelques-unes des principales machines du Cornouailles.

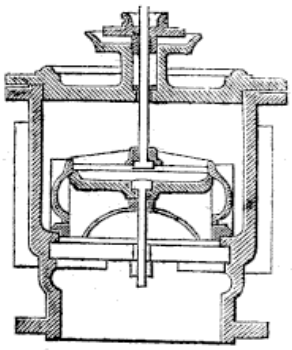


Fig. 247. — Soupape de décharge de la machine d'épuisement de Hosking, aux établissements hydrauliques du Wauxhall.

Coupe verticale.



Échelle de $\frac{1}{24}$ *pour les figures* **244**, 245, 246 *et* 247.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau récapitulatif des résultats d'observations faites sur dix machines du Cornouailles, par JOHN S. ENYS.

DÉSIGNATION DES PARTIES.		MINES CONSOLIDÉES (CONSOLIDATED MINES).						MINES RÉUNIES (UNITED MINES).			
		Machine de Taylor.	Machine de Davy.	Machine de Job.	Machine de Woolf.	Machine de Bawden.	Machine de Pearce.	Machine de Cardozo.	Machine d'Eldon.	Machine de Loam.	Machine de Hocking.
Dimensions de la machine.	Diamètre du cylindre. . . . . en centimèt.	216	203	165	229	229	165	229	76	216	216
	Longueur de la course. . . . . en décimèt..	30	35	27	30	30	27	27	27	30	30
	Diamètre de la soupape à vapeur. . . en centimèt.	30	33	23	20	20	18	25	13	25	30
	Id. de la soupape à équilibre. . . id. . .	41	46	30	41	41	30	33	18	41	41
	Id. de la soupape de décharge. . id. . .	51	61	36	48	48	36	38	25	48	48
Dimensions des générateurs.	Nombre des chaudières.	4	3	2	4	3	3	3	1	3	3
	Longueur des chaudières. . . . . en décimèt.	10,2 4,3	113	94 98	107	110	110	110	110	4,0 7,3	134
	Diamètre des chaudières. . . . . id. . .	20	21	20	19	19	19	19	20	20	20
	Diamètre des tubes. . . . . id. . .	10,2 4,2	13	11	11	11	9	11	12	12	12
	Longueur des barreaux de la grille. . . id. . .	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	Aire totale de la grille. . . . . en mètres carrés.	5,85	4,83	2,79	5,57	4,18	4,18	4,46	1,49	4,46	4,46
	Surface des carneaux exposée au feu. . . . . id. . .	351	293	148	323	250	250	250	87	274	321
	Volume de l'eau. . . . . en mètres cubes.	70	57	29	61	47	47	47	16	50	59
	Id. de la vapeur. . . . . id. . .	21	16	8 $\frac{1}{2}$	17	13 $\frac{1}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	5	15	18 $\frac{1}{4}$
Températures.	Air extérieur. . . . . en degrés centig.	14	14	»	14	14	10 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{3}{4}$	13 $\frac{1}{4}$	10 $\frac{1}{2}$	12 $\frac{3}{4}$
	Chambre de la machine. . . . . id. . .	»	»	»	»	»	19 $\frac{1}{2}$	»	18 $\frac{1}{2}$	17 $\frac{1}{4}$	19
	Cendres au-dessus de la chaudière. id. . .	26 $\frac{2}{3}$	26 $\frac{2}{3}$	27 $\frac{1}{4}$	36 $\frac{2}{3}$	36 $\frac{2}{3}$	36	31	37 $\frac{1}{4}$	26	27 $\frac{3}{4}$
	Couvercle du cylindre. . . . . id. . .	44	32 $\frac{1}{4}$	39	52 $\frac{1}{4}$	35 $\frac{1}{2}$	43	34 $\frac{1}{2}$	36 $\frac{2}{3}$	32 $\frac{1}{4}$	29
	Revêtement du cylindre, en son milieu. . . . . id. . .	25	24 $\frac{1}{2}$	35	39	60	»	26	15 $\frac{1}{2}$	19 $\frac{1}{2}$	20
	Id. du tuyau à vapeur. . id. . .	26	»	»	54 $\frac{1}{2}$	35	»	60	36	26 $\frac{3}{4}$	27 $\frac{3}{4}$
	Eau de condensation. . . . . id. . .	17 $\frac{3}{4}$	29	14 $\frac{1}{2}$	46	43 $\frac{1}{2}$	14	15 $\frac{1}{2}$	16	17 $\frac{1}{4}$	15 $\frac{1}{2}$
	Bâche à eau chaude. . . . . id. . .	36 $\frac{3}{4}$	37 $\frac{3}{4}$	32 $\frac{3}{4}$	60	60	36	40	34 $\frac{1}{2}$	39	35 $\frac{1}{2}$
	Hauteur du baromèt. dans le condenseur. . en centim.	69	70	65	»	»	»	»	»	»	70
	Nombre des pompes à piston plongeur.	9	12	2	7	8	9	8	1	5	5
	Id. ordinaires.	2	2	»	1	2	2	2	»	4	3
	Poids de l'eau par centimèt. carré du piston, en kilogr.	0,805	0,922	0,617	0,812	0,583	1,181	0,808	1,262	0,840	0,954
	Fraction de la longueur de course à laquelle la vapeur est coupée.	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	»	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{2}{11}$	»
	Nombre de coups de piston par minute.	8 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	»	9	9	10	8 $\frac{1}{2}$	9	8	7
	Rapport de la durée de la course descendante à celle de la course ascendante.	$\frac{4}{7}$	$\frac{3}{5}$	$\frac{4}{7}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{3}{6}$	$\frac{4}{6\frac{1}{2}}$	$\frac{4}{7}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{4}{7\frac{1}{2}}$
	Graisse consommée par jour. . . . . en kilogr.	5 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$
	Huile id. . . . . en litre. .	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
	Nombre d'ouvriers employés.	4	4	3	4	4	3	4	3	4	4
	Id. de manœuvres.	3	3	3	4	4	3	3	»	3	3

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

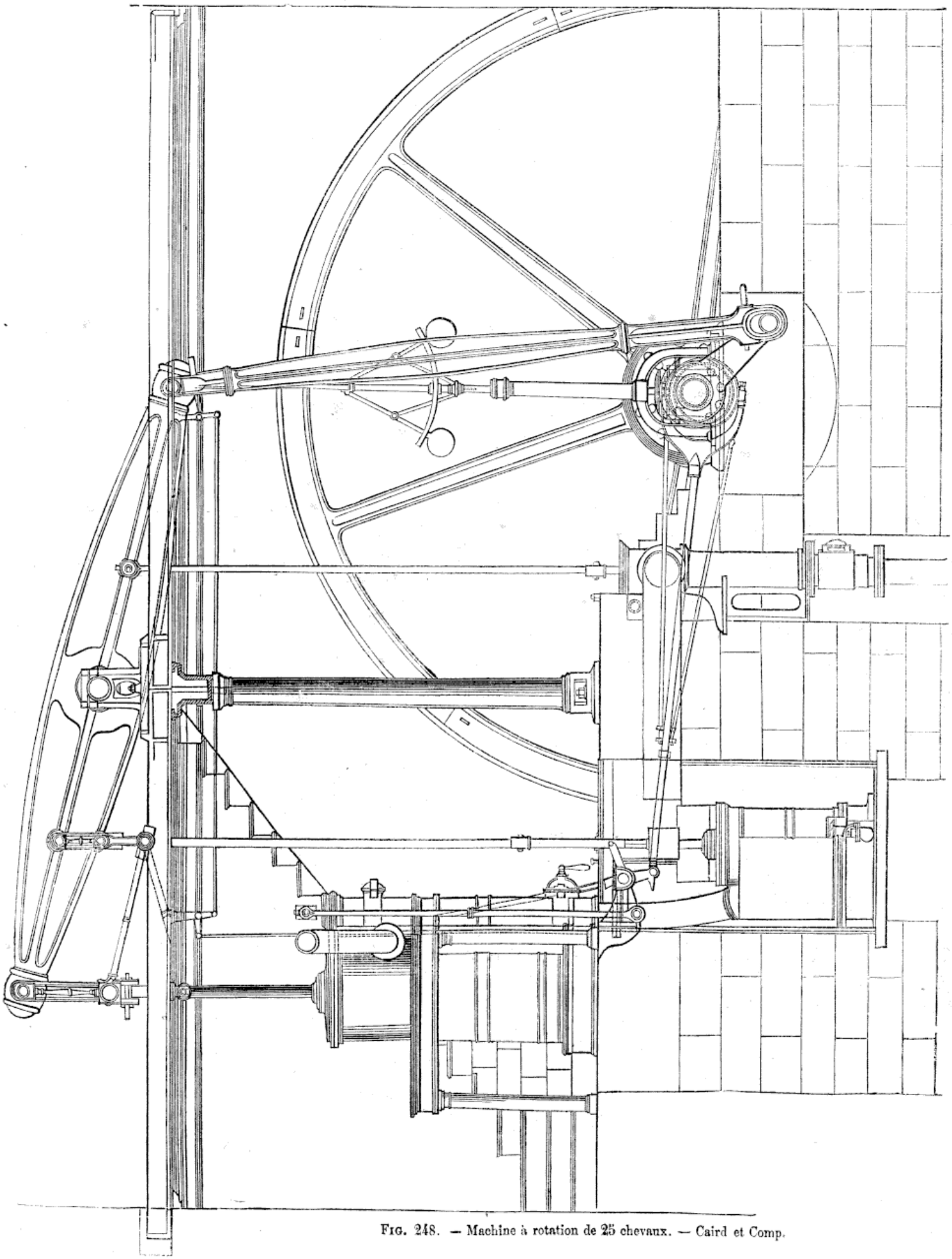


Fig. 248. — Machine à rotation de 25 chevaux. — Caird et Comp.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MACHINES A ROTATION.

Nous avons déjà exprimé notre opinion à l'égard des machines à rotation avec balancier. Nous pensons qu'elles sont destinées à être un jour remplacées soit par les machines oscillantes, soit par toute autre espèce de machines à action directe. Cependant, comme tout le monde n'est pas de notre avis, et que ce changement, d'ailleurs, n'est pas encore accompli, nous croyons nécessaire de donner les détails principaux d'une machine à rotation. Cette machine, qui est représentée en élévation figure 248, a été construite par MM. Caird et comp.

Les figures 249 et 250 représentent, sur une plus grande échelle, le balancier, qui est en fonte; les figures 251 et 252 en sont des coupes passant, l'une par le centre, l'autre par la ligne C D.

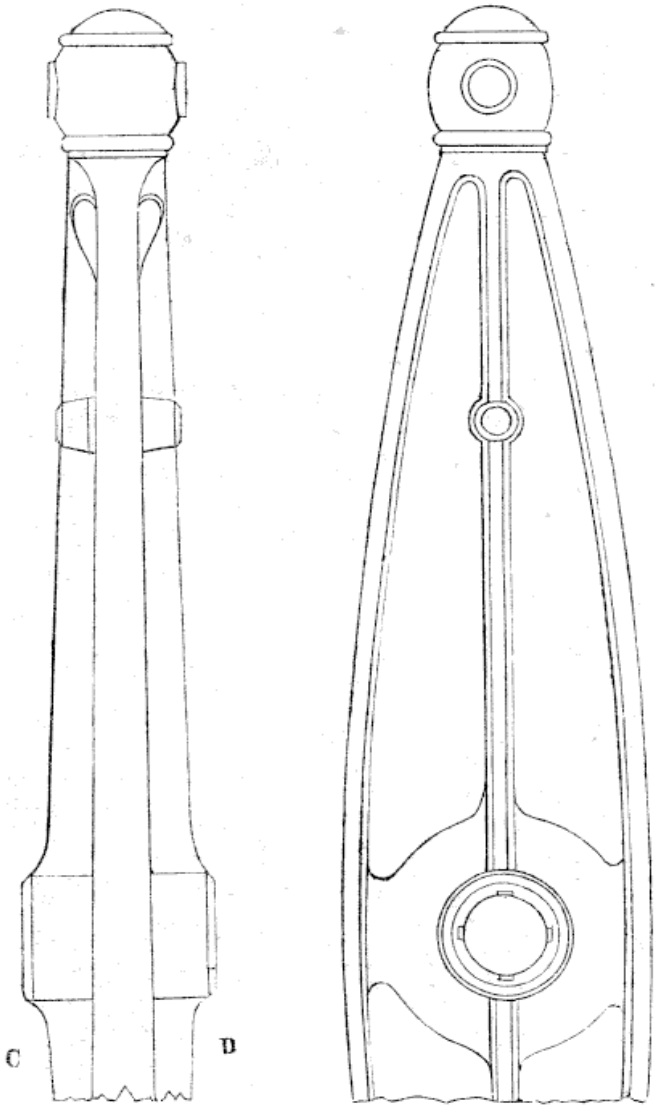


FIG. 249 et 250. — Balancier.
Plan et élévation.

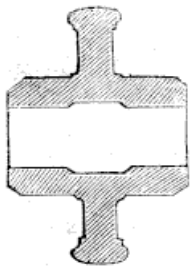


FIG. 251. — Coupe par le centre.

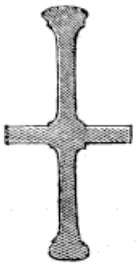


FIG. 252. — Coupe suivant C D.

Les dimensions de ce balancier sont conformes, à peu de chose près, à celles que nous avons données dans les tables de dimensions. La largeur, au centre, est ordinairement égale au diamètre du cylindre, ou à peu près, et celle des extrémités au tiers de celle-ci. La longueur est, en général, égale à trois fois la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

longueur de course et l'épaisseur à $\frac{1}{108}$ de la longueur. C'est là, du moins, l'épaisseur moyenne, car les arêtes ont ordinairement une fois et demie l'épaisseur du corps même du balancier.

La figure 253 est le grand axe d'oscillation en fonte du balancier; la figure 254 est l'axe, également en fonte, sur les tourillons duquel s'attache la grande chape, et la figure 255, l'axe qui porte la bielle, en même métal que le précédent. Les figures 256 et 257 représentent les deux autres axes, en fer forgé, dont l'un sert aux pompes à air, et l'autre aux pompes à eau chaude et à eau froide.

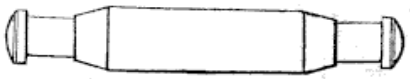


Fig. 253.



Fig. 254.

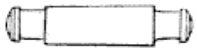


Fig. 255.



Fig. 256.



Fig. 257.

Le diamètre des axes extrêmes du balancier est ordinairement égal à $\frac{1}{9}$ du diamètre du cylindre, lorsque ces axes sont en fonte. Ce diamètre n'est plus que le dixième de celui du cylindre quand les axes sont en fer. Mais la première de ces proportions est préférable, en ce que l'usure des coussinets en devient moins rapide. Généralement, on fait les axes trop faibles, parce qu'on les établit uniquement en



Échelle de $\frac{1}{24}$ pour les figures 248 *à* 257.

vue de l'effort auquel ils doivent résister, sans se préoccuper de l'usure à laquelle ils sont exposés.

Les figures 258 et 259 (1) représentent la traverse de la tige du piston. Cette tige passe à travers la partie centrale de la traverse, et la grande chape, enveloppant les tourillons qui forment saillie, relie la traverse au balancier.

La figure 260 représente les clavette et contre-clavette de la tige du piston.

Les figures 261 et 262 sont un dessin de la grande chape.

La figure 263 est une entretoise de la grande chape, laquelle se trouve interposée entre les coussinets supérieur et inférieur.

Les figures 264, 265 et 266 représentent le coussinet supérieur, ainsi que la rondelle de l'entretoise de la grande chape.

Enfin, la figure 267 représente les clavette et contre-clavette de la grande chape.

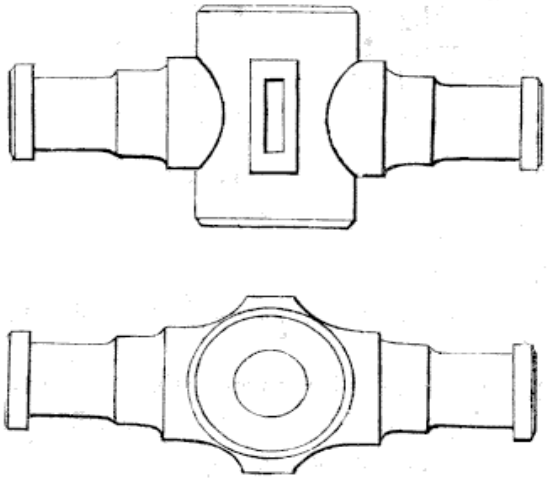


Fig. 258 et 259. — Traverse de la tige du piston.

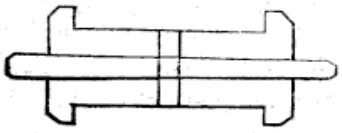


Fig. 260. — Clavette et contre-clavette de la traverse de la tige du piston.

La section de la grande chape est ordinairement égale à $\frac{1}{115}$ environ de celle du piston. La section de la tige du piston en est la centième partie. La règle générale, pour déterminer la section convenable à attribuer à la grande chape est de diviser le carré du diamètre du piston par le nombre 144. Quant à la longueur de cette pièce, elle est la même, généralement, que celle de la manivelle, laquelle est égale à la moitié de la course.

(1) Ces figures et les suivantes, jusqu'à la figure 267 inclusivement, sont à l'échelle de $\frac{1}{8}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le balancier a toujours une longueur un peu supérieure à la distance qui sépare le cylindre et l'arbre

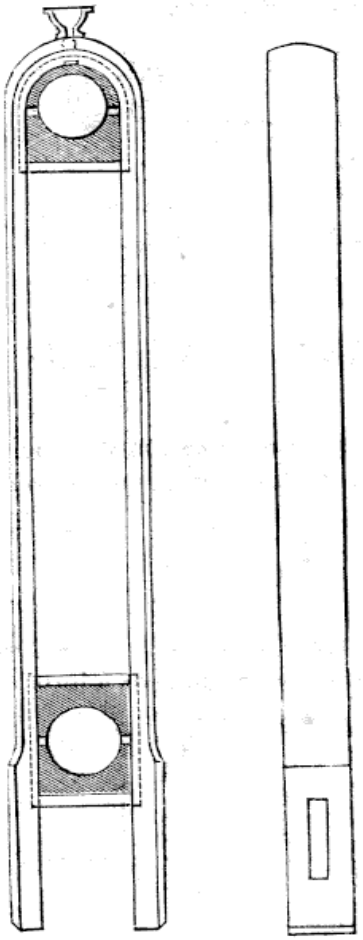


Fig. 261 et 262. — Grande chape.



Fig. 263. — Entretoise des coussinets de la grande chape.

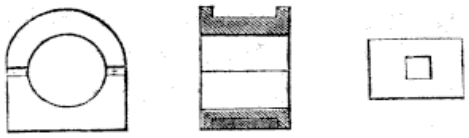


Fig. 264, 265 et 266. — Coussinets de la grande chape.

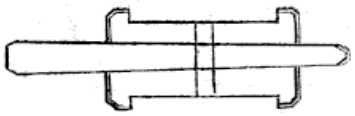


Fig. 267. — Clavette et contre-clavette de la grande chape.

à manivelles. L'amplitude du mouvement angulaire du balancier est d'environ 38 degrés pour la course entière.

La longueur de course est égale à la corde de l'arc que décrit le centre du bouton extrême, et le sinus-verse représente l'inclinaison totale qui a lieu relativement à la verticale. Cette inclinaison est appelée vibration du balancier.

Le balancier étant égal à trois fois la longueur de course, la distance du grand axe d'oscillation au bouton de l'extrémité est une fois et demie la longueur de course ; et, dès lors, ce bouton doit s'écarter de la verticale de $\frac{1}{12}$ pour chaque unité de course du piston, c'est-à-dire de 8 $\frac{1}{2}$ centimètres environ par mètre.

L'axe principal d'oscillation du balancier, dans une machine fixe, est ordinairement fixé au balancier par des clavettes. Les autres axes sont fixés par des clavettes comme le grand axe, ou bien y sont chassés à frottement, ce qui paraît être préférable. On dispose le balancier sur deux pièces de bois, et l'on s'assure s'il est à peu près droit. Dans le cas où il serait tordu ou courbe, on le redresserait par le martelage, bien que ce moyen ne doive être employé qu'avec précaution, parce qu'il tend à affaiblir le balancier. Une traverse en bois est placée dans chacun des trous des flasques au centre du balancier ; c'est sur cette traverse que l'on marque le point central, après l'avoir déterminé. On met le balancier de niveau

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avec le fil à plomb ; puis les axes extrêmes sont fixés et assujettis au moyen de clavettes. On les dispose bien de niveau et on s'assure que ces deux points sont sur une même ligne droite avec le centre du grand axe. Enfin, on place le grand axe lui-même, en se servant, pour l'établir, des axes extrêmes qui en sont à distances égales ; puis on le fixe définitivement avec les clavettes.

La force agissant à chaque bout du balancier d'une machine à vapeur peut être évaluée à environ 1 kilogramme par centimètre circulaire du piston ; ou bien, si l'on suppose le balancier supporté à ses deux extrémités, à 2 kilogrammes, par centimètre circulaire, agissant au centre.

Les tiges-guides du parallélogramme sont représentées figures 268 et 269 (1), et les tringles figures 270

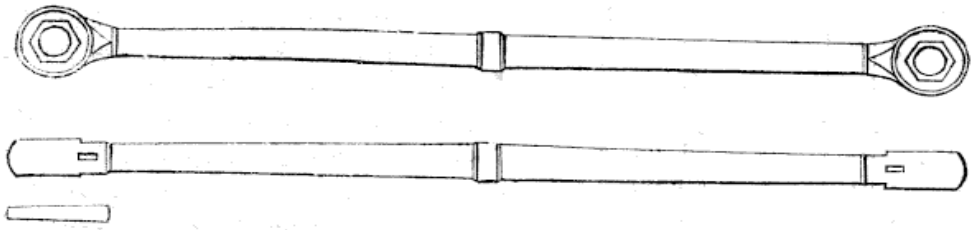


Fig. 268 et 269. — Parallélogramme. — Tiges-guides.

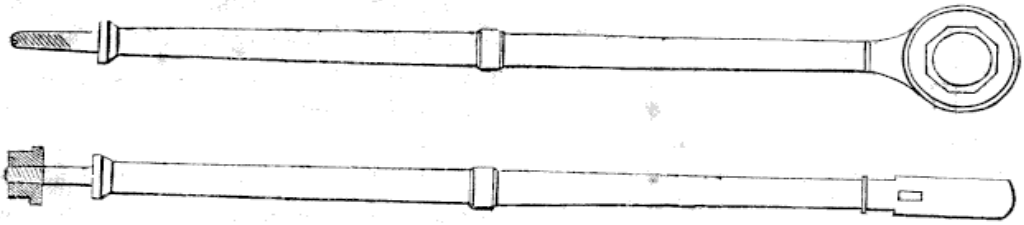


Fig. 270 et 271 — Tringles du parallélogramme.

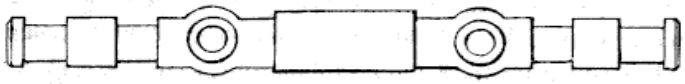


Fig. 272. — Traverse des tiges du parallélogramme de la pompe à air.
Élévation latérale.

et 271. Les vis placées aux extrémités des tringles entrent dans les ouvertures pratiquées dans la traverse des tiges du parallélogramme, que l'on voit figures 272 et 273 (2). Les tiges-guides sont reliées

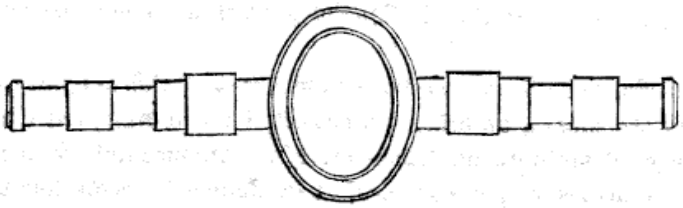


Fig. 273. — Traverse des tiges du parallélogramme de la pompe à air.
Vue perspective.

(1) Ces figures et les deux figures suivantes sont à l'échelle de $\frac{1}{12}$.
(2) Ces figures et les suivantes, jusqu'à la figure 281, sont à l'échelle de $\frac{1}{6}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

aux tourillons extérieurs de cette même traverse, et les autres extrémités de ces tringles aux boutons des supports fixes, suivant la ligne de la tige du piston.

Les figures 274 et 275 représentent la chape de la pompe à air. Le coussinet supérieur de cette chape enveloppe le bouton de la pompe à air sur le balancier; le coussinet du milieu reçoit la traverse au haut de la tige de la pompe à air; et le coussinet inférieur relie la traverse de la chape, ainsi que l'indique la figure 273 qui laisse voir le trou ovale dans lequel passe la tige de la pompe à air.

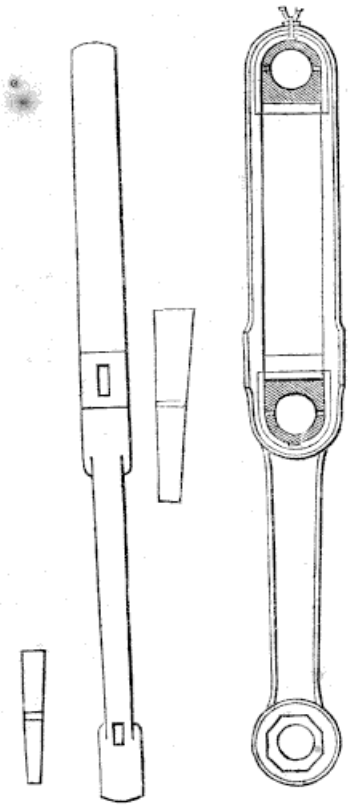


Fig. 274 et 275. — Chape et coussinets pour la pompe à air.

La section de la chape de la pompe à air est égale à celle de la tige de la pompe à air. Cette tige, d'ailleurs, est égale au dixième du diamètre de la pompe à air, ou au vingtième du diamètre du cylindre. Il en résulte que la section des deux chapes, prises ensemble, est égale à l'aire d'un cercle dont le diamètre serait le vingtième du diamètre du cylindre. Cependant, dans la pratique, la proportion qu'on adopte est généralement un peu supérieure à celle que nous indiquons ici.

On a donné, page 38, une explication de la manière dont fonctionne le parallélogramme. Plus loin, pages 366 et suivantes, on a établi des règles pour calculer les longueurs des tiges principales et des leviers.

La meilleure proportion à attribuer aux parallélogrammes des machines fixes, celle qui est, du reste, aujourd'hui universellement suivie, consiste à faire la tige-guide et les tiges du parallélogramme exactement de la même longueur, laquelle est égale à la moitié du rayon du balancier. L'axe, auquel est suspendue la chape de la pompe à air, se trouve alors placé à distance égale du grand axe d'oscillation et du bouton extrême du balancier, et les boutons des supports fixes, sur lesquels oscillent les tiges-guides du parallélogramme, sont sur le plan vertical même passant par le centre du cylindre. Ainsi, quand on veut déterminer la position convenable que doivent occuper ces boutons, il faut prendre verticalement, et à partir du centre du bouton extrême, une distance égale à la longueur de la grande chape ou de la chape de la pompe à air, et, arrivé à ce point, tirer une ligne horizontale sur les faces intérieures des supports fixes. On trace ensuite sur cette horizontale, et à partir du grand axe d'oscillation, une distance égale à celle qui sépare ce grand axe du centre du cylindre : le point d'intersection indique la position à donner aux boutons fixes auxquels la tige-guide se rattache.

Dans les premières machines de Watt, les tiges-guides étaient plus longues que les tiges des parallélogrammes. Elles étaient attachées à un arbre qui passait, à angle droit, entre les boutons des supports fixes, sans connexion avec l'extrémité du balancier. Mais, aujourd'hui, on a généralement l'habitude d'introduire les boutons dans les supports mêmes, et de donner la même longueur aux tiges-guides et aux tringles du parallélogramme, ce qui est préférable.

Les deux chapes du cylindre de la pompe à air sont toujours de même longueur. Cette longueur, suivant Watt, doit être les trois septièmes de la course du piston. Cependant, on lui donne généralement aujourd'hui une demi-longueur de course, c'est-à-dire qu'on fait les chapes et la manivelle de même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

longueur, ainsi que nous l'avons dit. La traverse de la pompe à air est disposée dans la chape de la pompe à air, au milieu de cette pièce. Ce point de la chape se meut, évidemment, dans la verticale. En effet, comme le sommet de la chape suit le mouvement du balancier, et la partie inférieure celui des guides, lesquels guides comportent le même rayon et la même longueur de mouvement que l'axe, placé sur le balancier, auquel la chape est suspendue, il en résulte que le point central de la chape doit se mouvoir suivant une courbe partout à égale distance des courbes que décrivent les deux extrémités, lesquelles sont à très peu près des lignes droites. La ligne décrite par le parallélogramme n'est pas précisément une ligne droite, mais une espèce de courbe en S. Cependant, elle se rapproche de la ligne droite avec une exactitude suffisante dans la pratique.

Malgré toute l'élégance qu'offre le parallélogramme, dans son application au maintien de la position verticale de la tige du piston, il reste encore à savoir si les guides fixes ne sont point préférables. En Amérique, c'est généralement de ces guides qu'on se sert, lors même que la course du piston est longue et le balancier très court ; on a même, dans ce pays, remplacé avec avantage quelques parallélogrammes de navires à vapeur par ce dernier mode de transmission. L'ajustement du parallélogramme présente des difficultés réelles aux mécaniciens peu habiles ; et, à moins qu'il ne soit établi avec une grande précision, il est rare que l'on puisse parvenir à maintenir la garniture bien étanche dans la boîte à étoupes ; et l'usure du cylindre tend à se produire davantage dans un sens ovale.

Si l'on emploie des guides fixes, nous croyons qu'ils ne doivent être autre chose que de fortes tiges en fer rond ; nous pensons aussi que les œils, placés aux bouts de la traverse du cylindre, doivent être munis de garniture que l'on peut resserrer à volonté lorsque l'usure se produit de manière à laisser trop de jeu. Les extrémités des tiges sont posées dans des supports fondus sur le cylindre, et le couvercle du cylindre n'est pas rendu étanche avec de la garcette, laquelle peut être plus comprimée dans une partie que dans une autre ; les joints sont recouverts par le métal lui-même.

Si l'on préfère, au contraire, l'emploi du parallélogramme à celui des guides, nous proposerons de l'établir avec moins de pièces. Nous ne nous expliquons pas le but que l'on se propose en composant la chape du cylindre, ou celle de la pompe à air, d'entretoises et d'étriers. Nous n'ignorons pas que certains mécaniciens ont adopté, pour de bonnes raisons, sans doute, ce mode de construction ; mais, nous n'en croyons pas moins que tout juge non prévenu lui préférera toujours la disposition indiquée tout naturellement de simples tiges de fer avec œils et coussinets, placés dans les positions convenables. Cependant, si l'on se sert de ces sortes de tiges-guides, que nous venons de proposer, il devient nécessaire d'établir, à la partie inférieure de la grande chape, des étriers ou chapes maintenus par des clavettes, comme à la bielle d'une machine à vapeur pour la navigation. On comprend, en effet, que, dans ce cas, les boîtes à étoupes, placées aux extrémités de la traverse pour recevoir les tiges-guides, ne pourraient pas traverser les œils pratiqués dans les tiges.

Les figures 276 et 277 représentent la traverse de

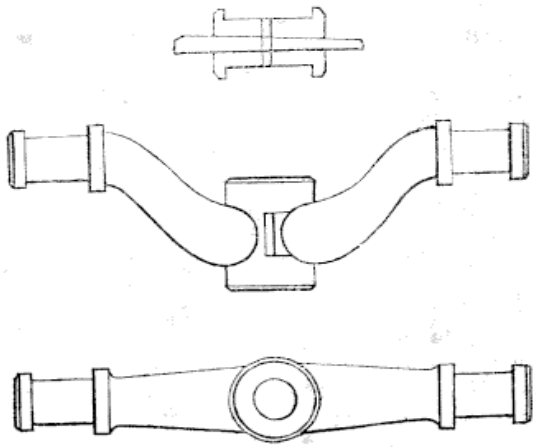


Fig. 276 et 277. — Traverse de la tige de la pompe à air.



Fig. 278. — Entretoise des coussinets de la chape de la pompe à air.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la pompe à air qui pénètre dans les coussinets du centre de la chape de la pompe à air. La figure 278 est l'entretoise qui maintient les coussinets, et les figures 279, 280 et 281 représentent, sous différents aspects, les coussinets de la traverse de la pompe à air.

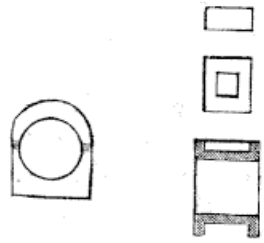


FIG. 279, 280 et 281. — Coussinets de la traverse de la pompe à air.

Nous avons indiqué les proportions à donner aux diverses parties du parallélogramme. Les pièces qui appartiennent à la pompe à air ont les dimensions que réclame un cylindre d'un diamètre égal.

Les figures 282 et 283 (1) sont les dessins de la bielle, qui est en fonte. Les bielles en fer commencent, aujourd'hui, à devenir en usage dans les machines fixes. Elles sont, en effet, préférables aux autres sous tous les rapports.

Quand la bielle est en fonte, de la forme indiquée sur la figure, la largeur entre les bras de la fourchette est égale à $\frac{1}{20}$ environ de la longueur de la tige, la section normale du centre de la tige à $\frac{1}{28}$ de l'aire du cylindre, et celle des extrémités de la tige à $\frac{1}{33}$ de cette même surface.

La figure 284 est une section faite par un plan normal passant par le centre.

On donne généralement à la bielle une longueur égale à trois fois la longueur de course. Le diamètre du bouton de la manivelle est environ le sixième du diamètre du cylindre. Cette pièce est ordinairement en fonte dans les machines fixes.

Les tourillons des roues hydrauliques sont généralement chargés d'environ 35 kilogrammes par centimètre circulaire de leur section transversale. C'est à peu près la pression qu'éprouvent les tourillons extrêmes des balanciers ; quant au grand axe d'oscillation, le poids qu'il supporte est souvent plus considérable. D'après cette remarque, on peut aisément déterminer les dimensions de ces tourillons pour une machine d'une puissance donnée. Ces pièces s'établissent en fonte ou en fer ; mais, dans la première de ces deux hypothèses, la section doit être d'un plus grand diamètre.

On a donné, pages 332 et 388 et suivantes, des règles pour déterminer les proportions à attribuer aux volants. Il existe d'autres formules encore, notamment celles de MM. Fenton et Murray, mais nous croyons inutile de nous y arrêter.

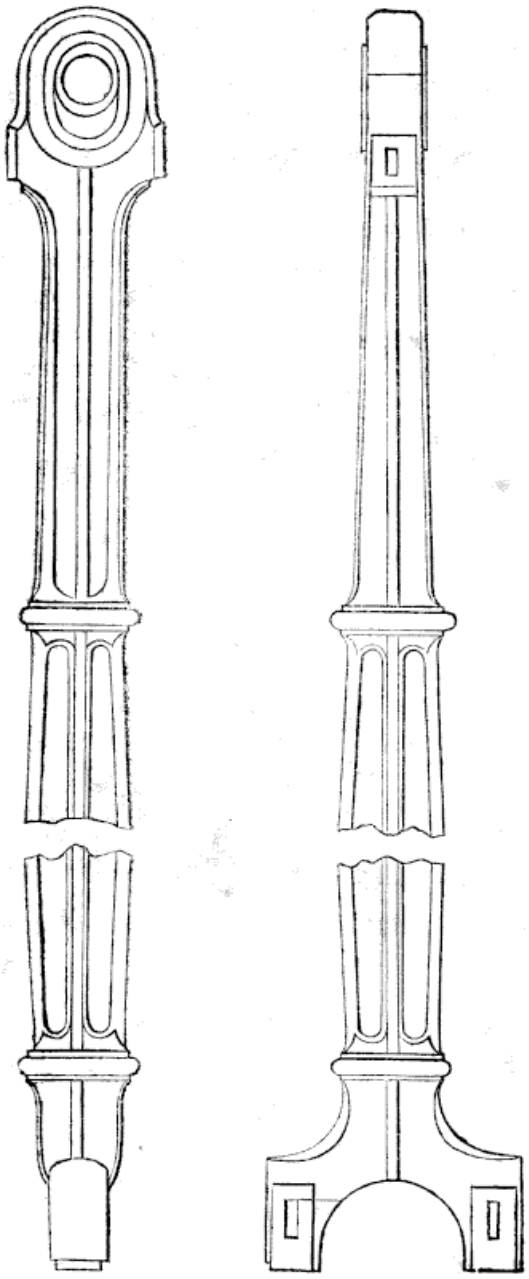


FIG. 282 et 283. — Bielle.

(1) Ces figures et la suivante sont à l'échelle de $\frac{1}{10}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans les machines de grande dimension, chaque bras du volant est fondu séparement. Après avoir fixé ces bras à la masse centrale du noyau, on attache par segments la jante du volant à ces bras eux-mêmes. Pour les petites machines, au contraire, telles que celle dont le volant est représenté dans la figure 285 (1) ci-jointe, on fait fondre à la fois un bras et le segment correspondant.

Dans les machines à moudre, on trouve qu'il y a avantage à donner au piston une course très res-

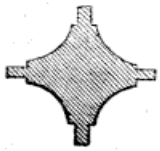


Fig. 284. — Coupe de la bielle au centre.

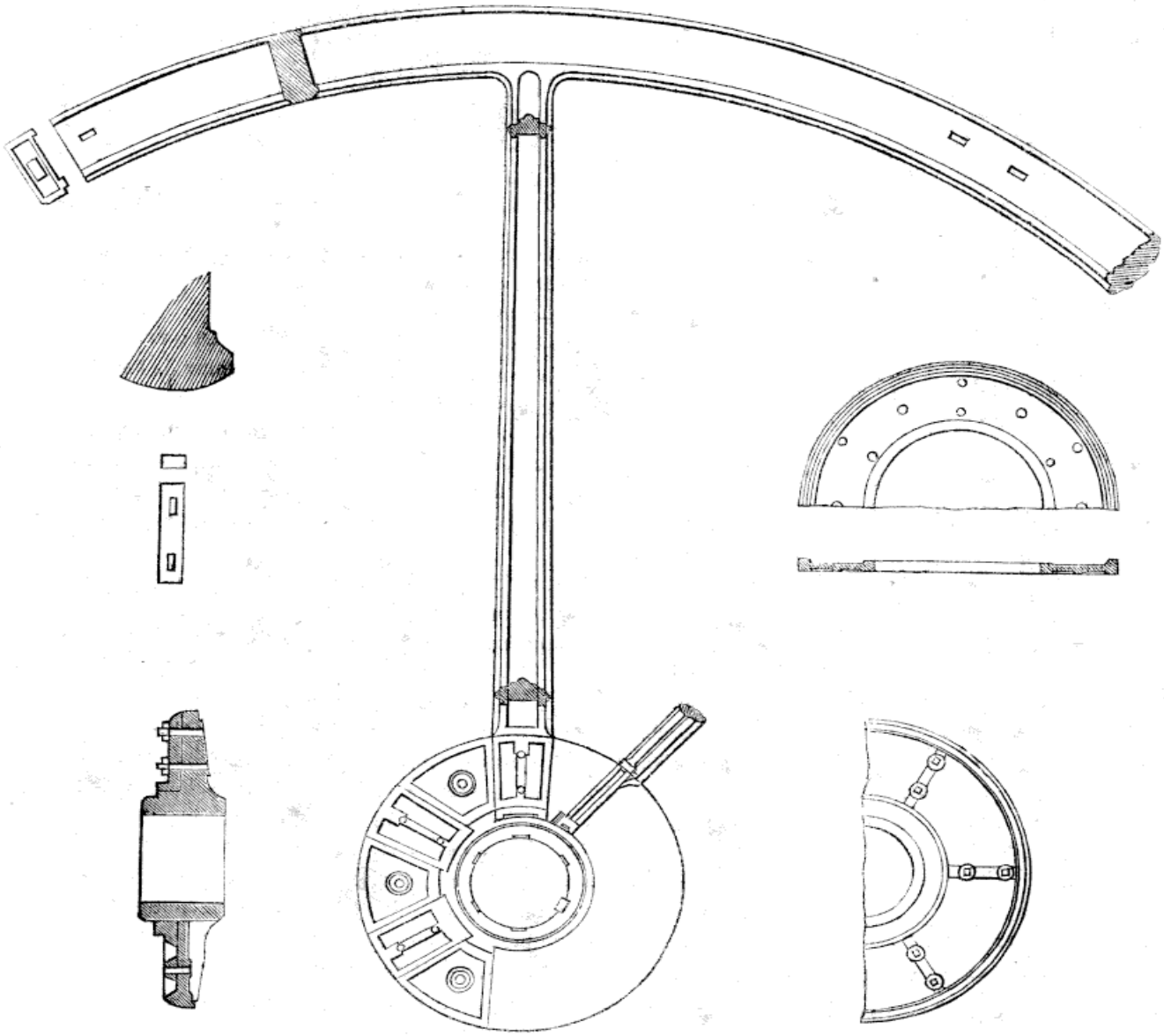


Fig. 285. — Volant.

treinte avec une grande vitesse, parce qu'alors l'action du volant est plus efficace, ou bien, parce qu'on

(1) Cette figure est à l'échelle de $\frac{1}{24}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

peut en employer un d'une force moindre. Il est fort probable qu'on arrivera à employer, pour l'usage des moulins, des machines oscillantes, modifiées spécialement pour ce service, et travaillant à une grande vitesse. Si cette transformation se fait d'une manière judicieuse, le temps viendra nécessairement où le volant sera jugé complétement inutile.

On a vu, pages 331 et 332, d'après quelles règles on détermine les proportions convenables à donner aux manivelles en fonte. Nous n'avons plus que peu de chose à dire sur ce sujet. Nous n'approuvons pas la méthode de fixer les manivelles en fonte à chaud, en ce qu'elle expose l'œil à se briser lui-même

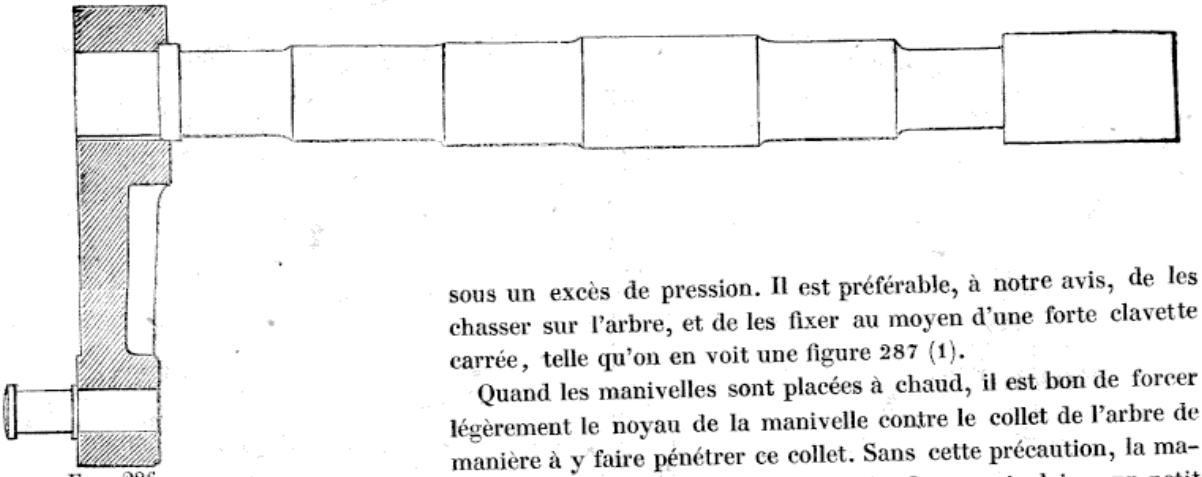


Fig. 286.

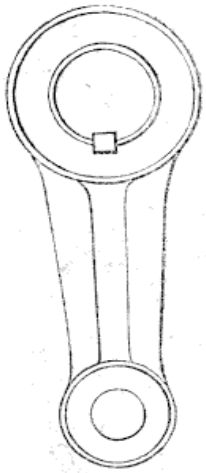


Fig. 287.

sous un excès de pression. Il est préférable, à notre avis, de les chasser sur l'arbre, et de les fixer au moyen d'une forte clavette carrée, telle qu'on en voit une figure 287 (1).

Quand les manivelles sont placées à chaud, il est bon de forcer légèrement le noyau de la manivelle contre le collet de l'arbre de manière à y faire pénétrer ce collet. Sans cette précaution, la manivelle, en se contractant par le refroidissement, laisse un petit espace libre entre elle et le collet contre lequel elle doit porter. On remarquera que le bouton de la manivelle est légèrement conique pour faciliter l'entrée, et que le tout est fixé au moyen d'une clavette.

Comme la plupart des machines à rotation fixes sont employées au service des filatures, nous allons donner quelques indications qu'il est bon de suivre pour déterminer les dents des roues d'engrenage.

Les diamètres des roues dentées doivent toujours être assez considérables pour qu'un certain nombre de dents se trouvent agir à la fois, et les pignons ne sauraient comporter moins de trente à quarante dents, si l'on veut que leur travail soit satisfaisant. Les roues biaises sont préférables aux roues à hérisson, et celles à dents intérieures aux premières ; car, plus sont rapprochés les points de contact qui déterminent le mouvement, moins sont brusques et répétés les chocs des dents les unes contre les autres. Généralement, les nombres de dents que comportent les roues ne sont point des diviseurs parfaits les uns par rapport aux autres. Il existe, en plus ou en moins, une dent supplémentaire, que l'on appelle *cran de chasse*, et qui sert à amener successivement chacune des dents d'une roue en contact avec les dents de la roue correspondante.

Lorsque la vitesse excède 60 à 70 mètres par minute, la roue doit avoir un diamètre plus grand,

(1) La figure 286 et les figures suivantes, jusqu'à la figure 289 inclusivement, sont à l'échelle de $\frac{1}{12}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et porter des dents en bois. Ces dents sont alors un peu plus épaisses que les dents en fer, afin de leur donner une force égale.

La longueur des dents, c'est-à-dire leur saillie à partir de la jante de la roue, est ordinairement égale aux cinq huitièmes de l'épaisseur à la jante; leur largeur varie entre 1 $\frac{1}{2}$ à 4 fois l'épaisseur, la plus grande largeur correspondant aux endroits les plus exposés à l'usure.

Si l'on suppose que le contact n'ait lieu que sur une paire seulement de dents, la force transmise par ces dents peut être évaluée, en moyenne, à 39 kilog. par chaque centimètre carré de la surface de contact.

Les figures 288 et 289 sont les dessins du collier et de la tige de l'excentrique.

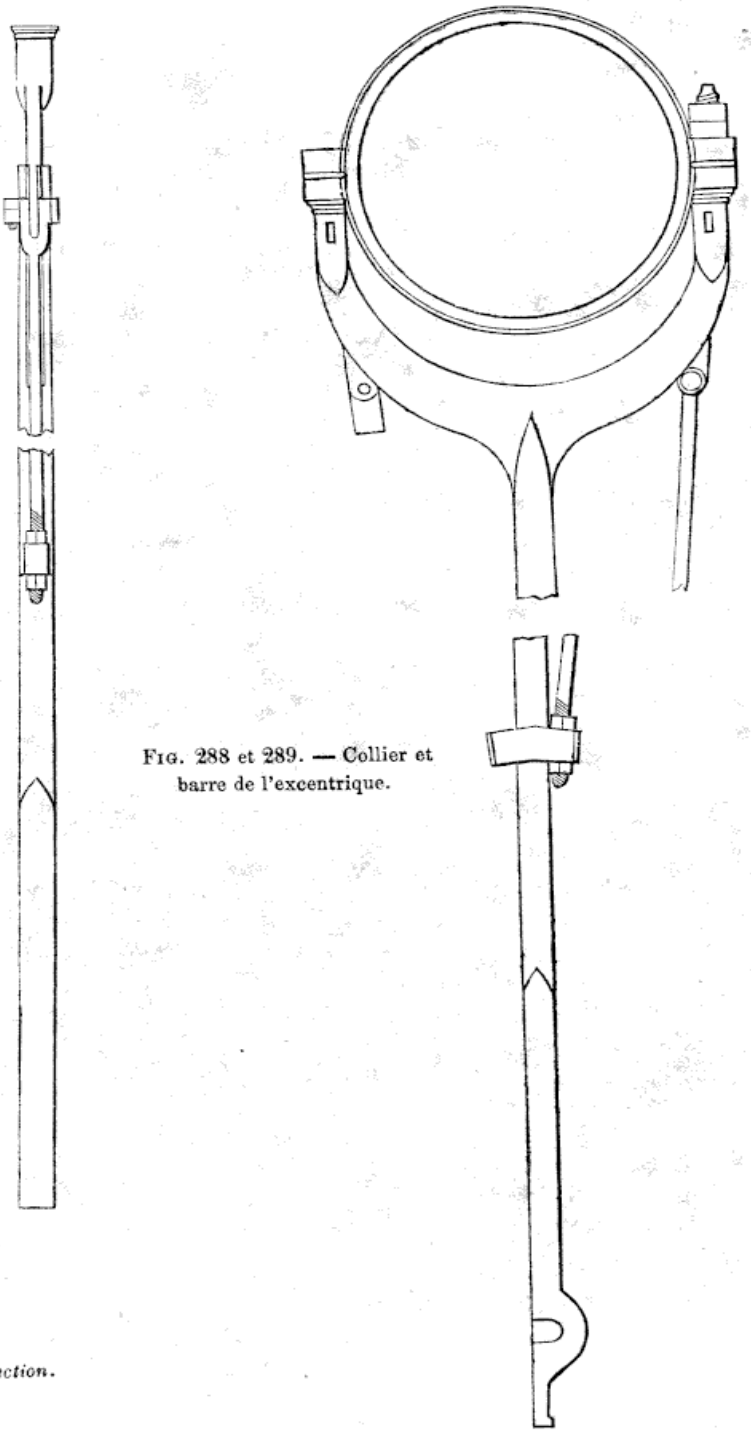
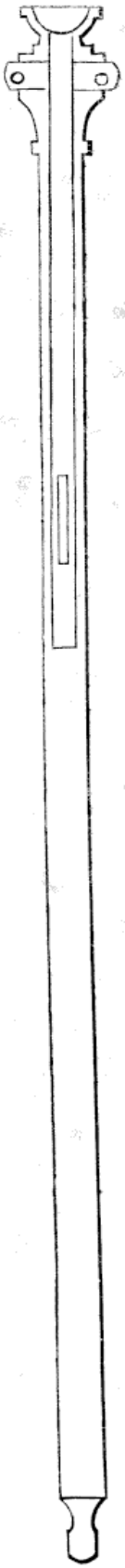


FIG. 288 et 289. — Collier et barre de l'excentrique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



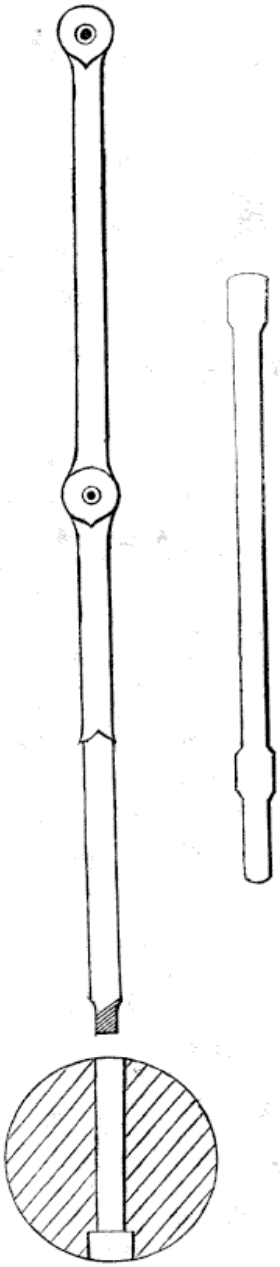


Fig. 290 et 291. — Parties du modérateur.

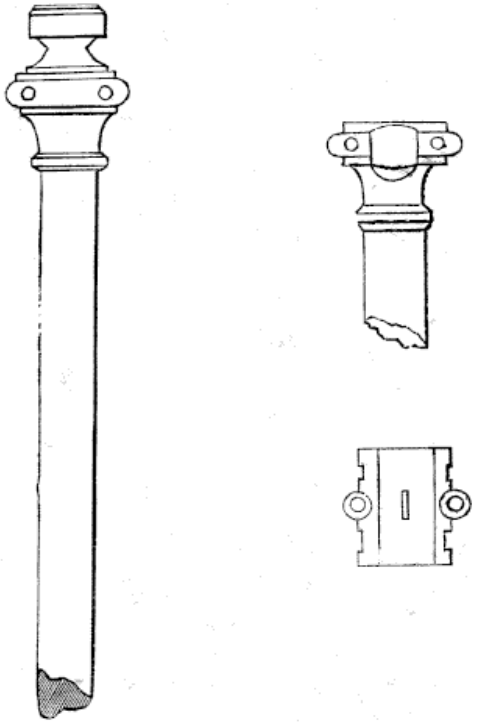


Fig. 292 et 293. — Tige du modérateur.

Les figures 290 et suivantes, jusqu'à la figure 294 inclusivement, donnent différents détails relatifs aux pièces qui constituent le modérateur.

Nous avons établi, pages 397 et suivantes, des règles pour servir à la détermination des proportions qui doivent être attribuées aux modérateurs. On comprendra, d'ailleurs, aisément la disposition des parties que représentent les figures ci-jointes, en se reportant à la figure 248.

La figure 290 représente la tige à révolution verticale sur laquelle glisse le collier indiqué en coupe dans la figure 293, et sur laquelle est fixé l'arc indicateur représenté figure 294.

Au haut de la tige, figure 290, sont suspendus les bras que l'on voit indiqués figure 291; à l'extrémité de ces bras se trouvent les boules, et les bras eux-mêmes se meuvent suivant la rainure pratiquée dans les guides courbes, figure 294. L'écartement plus ou moins considérable des boules fait monter ou descendre le collier le long de la tige, et, au moyen d'une partie creuse ménagée dans la tige elle-même, ce mouvement du collier se communique à une tringle qui glisse intérieurement à la tige. C'est cette tringle qui, par un mode d'attache convenable, imprime le mouvement à la valve à gorge.

Cette disposition du modérateur est aussi simple qu'avantageuse; elle mérite d'être adoptée dans le plus grand nombre de cas.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il existe d'autres espèces de guides que celles que nous avons mentionnées pour maintenir rectiligne le mouvement de la tige du piston. Aucun de ces guides ne présente une importance suffisante pour justifier une description spéciale. Nous terminerons donc par l'explication de la figure ci-jointe.

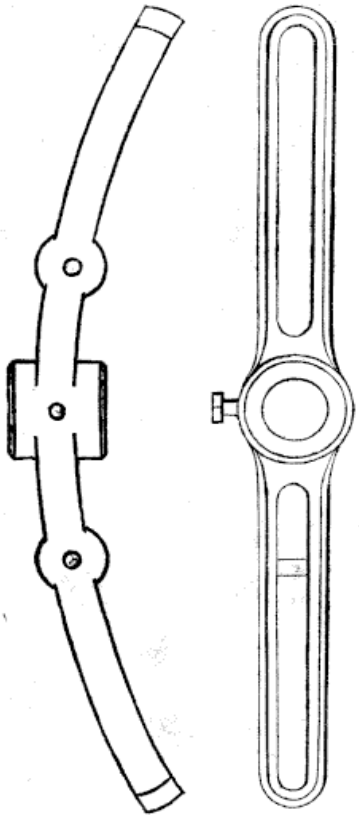


Fig. 294. — Guide des bras du modérateur.

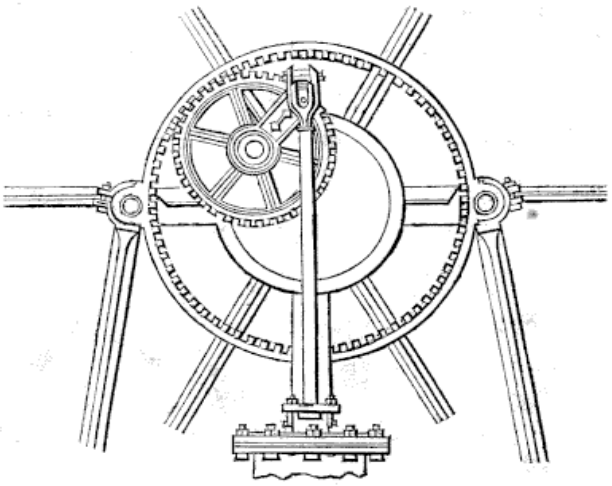


Fig. 295. — Guide de James White.

La figure 295 représente une espèce de guide inventé par M. James White, et publié en 1801 dans une brochure ayant pour titre : *New Century of Inventions*. Le jeu de ce guide est fondé sur ce principe qu'une courbe encycloïde, déterminée par la révolution d'un cercle intérieurement à un autre, devient une ligne droite quand le diamètre du cercle extérieur est précisément égal au double du diamètre de l'autre cercle.

Une roue d'un grand diamètre, dentelée sur sa circonférence intérieure, est fixée sur un châssis concentrique à l'axe ainsi qu'au cercle de la manivelle. Une autre roue, portant des dents à sa circonférence extérieure, est fixée librement au bouton de la manivelle et au point d'attache de la tige du piston. Grâce à cet arrangement, la petite roue est forcée, à cause de la tige du piston qui se soulève, de tourner autour du grand cercle, en montant dans un sens et en descendant dans l'autre, de telle sorte que la distance de l'extrémité de la tige du piston au point de contact des cercles est constamment égale à celle qui existe entre le cercle et le diamètre.

Le défaut de ce système consiste en ce que la douille, placée au centre de la roue à révolution, est exposée à un effort double de celui du piston, et qu'on ne peut aisément lui donner assez de longueur pour résister convenablement à cet effort. Il résulte de là des dangers de rupture ou, du moins, d'usure rapide.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a pu remarquer, dans la planche des machines à action directe, différents systèmes de guides. Dans la machine *Gorgon,* de MM. Seaward, le guide consiste, tout simplement, dans la liaison d'une tige-guide au levier de la pompe air, ce qui fait que l'une des tiges neutralise ou compense l'action de l'autre.

Les renseignements qui vont suivre nous ont été communiqués par MM. Boulton et Watt. Ils indiquent la vitesse dont est animé le piston dans les machines de différentes puissances établies par ces éminents constructeurs.

Longueur de la course en décimèt.	6.1	7.6	9.1	10.7	12.2	15.2	18.3	21.3	24.4
Nombre de coups par minute. .	40	34	30	27	25	21 $\frac{1}{2}$	19	17 $\frac{1}{2}$	16
Vitesse par minute, en décimèt. .	488	518	549	576	610	655	695	747	78

Ces vitesses sont d'ailleurs conformes à celles que donnent les tables publiées par M. Farey, et dont le tableau suivant a été extrait.

CHEVAUX-VAP.	DIAMÈTRE du cylindre en centimètres.	LONGUEUR de la course en décimètres.	NOMBRE de coups par minute.	VITESSE par minute en décimètres.	Pression de la vapeur en kil. par centim. carré.	CHEVAUX-VAP.	DIAMÈTRE du cylindre en centimètres.	LONGUEUR de la course en décimètres.	NOMBRE de coups par minute.	VITESSE par minute en décimètres.	Pression de la vapeur en kil. par centim. carré.
4	30	9.1	29	530	0.478	28	71	16.7	20	670	0.486
6	36	10.7	27	576	0.479	30	72	18.3	19	695	0.486
8	41	12.2	24	585	0.481	36	79	18.3	19	695	0.486
10	44	12.2	25	610	0.482	40	80	21.3	17	747	0.486
12	48	12.2	25	610	0.484	45	85	21.3	17	747	0.486
14	52	12.2	25	610	0.486	50	89	21.3	17	747	0.487
16	55	13.7	23	631	0.486	60	98	21.3	17 $\frac{1}{2}$	747	0.487
18	58	13.7	23	631	0.486	70	104	24.4	16	780	0.487
20	60	15.2	21 $\frac{1}{2}$	655	0.486	80	111	24.4	16	780	0.487
22	64	15.2	21 $\frac{1}{2}$	655	0.486	90	117	24.4	16	780	0.487
24	66	15.2	21 $\frac{1}{2}$	655	0.486	100	124	24.4	16	780	0.487
26	68	16.7	20	670	0.486						

On voit, d'après cette table, que la pression de la vapeur ne varie que légèrement avec la force de la machine. Cependant, nous tenons de MM. Boulton et Watt qu'ils se sont départis de cet ancien mode d'opération, et qu'ils ont maintenant adopté une tension uniforme de $\frac{1}{2}$ kilogramme par centimètre carré, laquelle est, suivant eux, un élément de calcul préférable.

Le résultat de cette substitution est d'attribuer aux petites machines une puissance nominale un peu supérieure à celle qu'on leur avait d'abord reconnue. Cette mesure, aujourd'hui que le cheval-vapeur est l'unité adoptée aussi bien dans l'industrie que parmi les savants, présente l'avantage de donner une idée du prix réel de chaque machine, d'après le nombre de chevaux-vapeur que sa puissance comporte.

MACHINES A VAPEUR POUR LA NAVIGATION.

Cylindre.

Dans les machines à vapeur pour la navigation, le fond du cylindre est le plus souvent fondu avec le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

corps du cylindre lui-même, contrairement à ce qui a lieu généralement dans les machines fixes. Au centre de ce fond, se trouve une ouverture qui reçoit un tampon en métal, et qui sert au passage de la tige de l'alésoir. Il est nécessaire que le cylindre soit bien solidement boulonné à la plaque qui lui sert de base. Dans les machines, en effet, où l'exhaustion a lieu par le dessous de la boîte à tiroir, on est obligé de pratiquer un joint bien étanche à l'air entre cette plaque de fondation et la partie du fond du cylindre la plus rapprochée du tiroir.

L'épaisseur des parois cylindriques est ordinairement de 38 millimètres pour un diamètre de 18 décimètres. Le métal doit être extrêmement dur et de bonne qualité.

MM. Maudslay ont l'habitude, dans leurs machines à balancier, de faire fondre ensemble le fond du cylindre et le cylindre lui-même, pourvu, toutefois, que le diamètre du cylindre ne soit pas de plus de 1 $\frac{1}{2}$ mètre, car, au-dessus de cette dimension, ces constructeurs préfèrent laisser le fond du cylindre ouvert, et établir ce fond séparé de la plaque de fondation. Sur cette plaque, on ménage, lors de la fusion, une saillie en métal qui se prolonge jusqu'à une certaine distance dans le cylindre, avec une ouverture pratiquée pour le passage des lumières.

Le couvercle du cylindre doit joindre avec assez de précision pour prévenir toute fuite. On le rend étanche en interposant une lame de plomb ou un anneau de toile métallique enduit d'une couche de blanc de céruse ou de minium Dans les machines oscillantes, le fond du cylindre est généralement fondu d'une seule pièce avec le cylindre, quelle que soit la dimension du cylindre lui-même.

La boîte à tiroir doit être attachée au cylindre à joint métallique, c'est-à-dire que les surfaces de la boîte et du cylindre doivent s'appliquer l'une sur l'autre avec assez de précision pour qu'une simple feuille de plomb, placée entre leur joint, le rende parfaitement étanche. La boîte à tiroir peut ainsi être facilement enlevée, quand on veut réparer les faces des tiroirs. Si, au contraire, le joint de la boîte comportait des surfaces rugueuses, cette opération serait d'une grande difficulté.

Les attaches qui relient le cylindre aux flasques du châssis sont généralement trop petites, c'est-à-dire qu'elles n'ont pas assez de largeur avec une épaisseur trop grande. Une épaisseur trop forte de métal, fondue en un point quelconque du cylindre, est une cause constante de dangers pour la solidité de cette pièce, à cause de l'inégale contraction qu'elle détermine. Il est bien préférable de faire ces attaches fort peu épaisses et en même temps très larges.

Les boulons doivent être serrés avec force, et adaptés d'une manière bien précise. Quelques personnes les établissent avec un écrou à chaque bout, et en donnant au corps du boulon une légère conicité. L'écrou qui remplace la tête est alors vissé au boulon, après que la partie conique a été introduite dans le trou, en traversant l'autre écrou. Le but de cette disposition est de faciliter l'ajustage; mais pourvu que cet ajustage soit bien exécuté, peu importe qu'il ait eu lieu par ce procédé ou par tout autre.

Les cylindres que l'on fait aujourd'hui ne comportent plus généralement des chemises à vapeur. Cependant l'expérience a prouvé d'une manière irrécusable qu'il existait une perte de force attribuable à l'abandon de la chemise. Bien qu'on ne puisse discerner bien positivement la cause précise de cette déperdition de force, puisqu'il existe nécessairement pour l'enveloppe une surface rayonnante relativement plus considérable que pour le cylindre, cependant cette perte de force n'en est pas moins certaine.

Watt, dans quelques-uns de ces premiers essais, crut pouvoir se dispenser de la chemise à vapeur. Il en résulta une consommation de combustible essentiellement plus considérable. Il dut donc la rétablir de nouveau; mais on s'en dispense encore dans le plus grand nombre des machines modernes, si l'on en excepte celles établies sur le modèle des machines du Cornouailles.

Les soupapes de décharge, qui servent à laisser échapper l'eau qui peut s'introduire avec la vapeur, sont généralement en usage aujourd'hui dans les machines pour la navigation. Elles peuvent, dans beaucoup de circonstances, s'appliquer avec avantage aux lumières du cylindre, ainsi qu'on le voit dans les détails des machines des paquebots des Indes occidentales. Elles sont tenues fermées par un ressort,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la même manière que la soupape de sûreté d'une locomotive. On doit placer les soupapes de décharge sur le côté du cylindre le plus rapproché du bord du navire, afin que les surveillants ne soient pas exposés à être brûlés par l'eau bouillante, lorsqu'il se produit des jets d'eau et de vapeur mélangées.

La soupape de décharge est représentée au-dessous de la figure qui donne le plan du cylindre, dans les planches de détails, de 34 à 42, des machines des paquebots des Indes occidentales servant au transport des dépêches. C'est aux détails de ces machines que se rapporteront les remarques qui vont suivre, lorsque, toutefois, le contraire ne sera pas spécifié.

Pour aléser un cylindre de 1,90 mètre de diamètre, il faut que la tige de l'alésoir exécute une révolution en 4 $\frac{1}{2}$ minutes environ, afin que les couteaux puissent se mouvoir avec une vitesse d'à peu près 1 $\frac{1}{2}$ mètre par minute. Quand le métal est du laiton, la vitesse doit être moindre. Celle avec laquelle se meut ordinairement l'outil, pour l'alésement de pompes à air en cuivre, est d'environ 9 décimètres par minute. Si l'on dépassait cette vitesse, l'outil serait bientôt émoussé et la pompe prendrait une forme conique.

La vitesse qui convient au forage d'un cylindre convient aussi au forage de la pompe à air en laiton appartenant à la même machine. Une pompe en laiton, présentant un diamètre de 9 $\frac{1}{4}$ décimètres, suppose à la tige qui sert à l'aléser une vitesse capable de faire accomplir à cette tige un tour en 3 minutes environ, ce qui est aussi la vitesse que réclame un cylindre de 1 $\frac{1}{2}$ mètre de diamètre. Le forage d'une pompe à air en laiton de 9 $\frac{1}{4}$ décimètres de diamètre demande une semaine entière; la même pièce en fer ne demande que 48 heures; enfin 24 heures suffisent pour une pompe en cuivre d'un diamètre égal. Pour tourner un arbre en fer, présentant 32 centimètres de diamètre, il faut que cet arbre exécute environ cinq tours par minute, ce qui équivaut, pour l'outil, à une vitesse de près de 5 mètres par minute. Un alésoir, qui est susceptible de fonctionner avec une vitesse pouvant varier entre un tour en six minutes et vingt-cinq tours en une minute, suffit amplement aux besoins ordinaires qui peuvent se présenter dans la pratique.

Piston.

Il ne nous reste que peu de chose à dire au sujet des pistons, après les différents exemples détaillés que nous en avons déjà présentés. La proportion de conicité attribuée, dans les machines des paquebots des Indes occidentales, à la tige du piston à l'endroit où elle est fixée au piston, est fort bonne et mérite d'être suivie. Si la conicité est trop faible, la tige est arrachée de son trou et le piston brisé.

Dans les machines que nous venons de rappeler, on a pratiqué une petite rainure sur la tige du piston, au-dessus et au-dessous du trou de la clavette. Dans cette rainure, on introduit de l'étoupe, afin de rendre étanche l'œil du piston.

La plupart des tiges sont fixées au piston qui leur correspond au moyen d'une clavette et d'une contre-clavette, comme on le voit dans la planche de détails; mais, dans quelques circonstances, la partie supérieure de la portion de la tige qui est intérieure à l'œil du piston est taraudée, ce qui permet de la fixer au piston par le moyen d'un écrou dentelé. Cet écrou, dans quelques cas, est hexagonal; d'autres fois, l'extérieur présente la forme d'une portion de cône qui remplit exactement une échancrure correspondante pratiquée dans le piston. Mais ces espèces d'écrous se rouillent bientôt dans leur siége, et ne peuvent être ensuite enlevés qu'avec beaucoup de peine.

MM. Miller, Ravenhill et C^{e} fixent leurs tiges de piston au moyen d'un écrou hexagonal dentelé, que l'on peut faire mouvoir avec une clef faite exprès. Le filet de la vis est plat d'un côté et très oblique de l'autre; d'où résulte une plus grande force sans qu'il y ait danger de faire fendre l'écrou.

Lorsque les pistons sont composés d'un seul anneau ou d'une succession d'anneaux séparés, la force de chaque anneau est éprouvée préalablement à l'introduction de l'anneau lui-même dans le piston. Cette épreuve se fait au moyen d'un levier chargé d'un poids considérable.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Autrefois on avait l'habitude de s'en reposer principalement sur l'état d'usure provenant du frottement des anneaux les uns contre les autres pour rendre ces anneaux étanches tant entre eux qu'avec le piston ; on a recours aujourd'hui à d'autres moyens. On trouve cependant avantage à user légèrement ces anneaux avec la poudre d'émeri très fine ; ce que l'on peut faire aisément en plaçant le piston sur une table mobile autour d'un axe, et en maintenant l'anneau immobile, au moyen d'une traverse en bois, pendant que la table tourne. On peut interposer des pièces de bois entre l'anneau et le corps du piston, afin de maintenir l'anneau dans une position à très peu près verticale, mais ces pièces de bois doivent être établies de manière à laisser du jeu latéralement, autrement l'anneau s'userait lui-même en formant une rainure dans le piston.

MM. Penn usent leurs cylindres, après qu'ils ont été forés, en les couchant sur le côté, et en les recouvrant d'une lourde feuille de plomb offrant la forme même du cylindre, et enduite d'émeri et d'huile. On fait alors glisser à frottement cette feuille de plomb, en la tirant et en la poussant successivement en avant et en arrière. On retourne le cylindre au fur et à mesure du travail, afin que l'opération puisse se répéter sur toutes les faces.

Les pistons de ces constructeurs sont usés également à l'intérieur des cylindres avec un grand soin ; aussi sont-ils, dès le commencement de leur service, parfaitement étanches à la vapeur. Le piston, pour machine oscillante, de MM. Penn, ne porte pour garniture qu'un simple anneau avec languette, comme ceux de MM. Miller et de MM. Maudslay, représentés page 474. L'anneau est garni à l'intérieur avec de l'étoupe, et le joint est recouvert d'une feuille de cuivre. Cette feuille s'applique à dentelures sur le métal même de l'anneau, afin de n'offrir aucune difficulté à l'application de la garniture en chanvre.

La garniture métallique du piston consiste en un double rang d'anneaux, coupés en un grand nombre de segments. Nous approuvons l'idée que l'on a eu d'ajuster un écrou au haut de la tige du piston, en sus de la clavette, dans le but d'assujettir plus solidement cette tige à la traverse. Cette disposition est représentée dans la figure 296 ci-jointe. Dans cette figure, la tige du piston a 18 centimètres de diamètre et la vis 13 ; la partie de la tige qui pénètre dans l'œil de la traverse a 4 $\frac{1}{2}$ décimètres de long, et a la forme d'un cône dont les deux diamètres extrêmes sont de 165 et 173 millimètres. Cette proportion de conicité est très convenable. Quand la conicité est moindre, ou bien, quand une partie de la tige du piston comprise dans l'œil de la traverse n'est point conique, ainsi que cela a lieu quelquefois, il est fort difficile de détacher les pièces l'une de l'autre, et nous avons reconnu à ce vice de construction certains inconvénients assez graves.

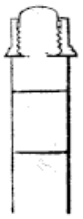


Fig. 296. — Extrémité supérieure de la tige du piston du steamer *Don Juan*.

Couvercle du cylindre.

Le couvercle du cylindre est fondu d'une seule pièce, sans qu'on y laisse d'autres ouvertures que quelques trous servant à enlever le noyau. On bouche ensuite ces trous avec des chevilles que l'on y chasse. Une rainure annulaire est ménagée dans la face inférieure du couvercle pour recevoir les têtes de boulons du piston. Le chapeau de la boîte à étoupes est dessiné sur une plus grande échelle dans les planches de détails que nous avons désignées.

La figure 297 représente la boîte à étoupes du cylindre du steamer *Don Juan*, dont le diamètre est de 1 $\frac{3}{4}$ mètre. Cette boîte nous semble préférable à celle des paquebots des Indes occidentales. Il existe, en effet, un grand avantage à ce que la boîte à étoupes ait une grande profondeur, surtout quand il s'agit de navires qui sont destinés à de longs voyages.

La figure 298 représente le couvercle du cylindre d'une machine à vapeur du Cornouailles. La boîte

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à étoupes est munie d'une boîte intermédiaire en laiton, dans laquelle la vapeur est admise par un petit tuyau, comme nous l'avons exp liqué page 415. Il existe une garniture tant au-dessus qu'au-dessous de

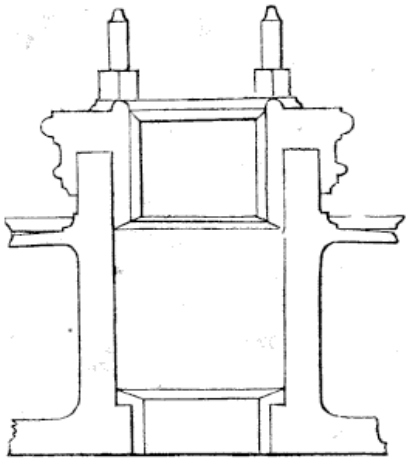


Fig. 297. — Boîte à étoupes du cylindre du steamer *Don Juan*.

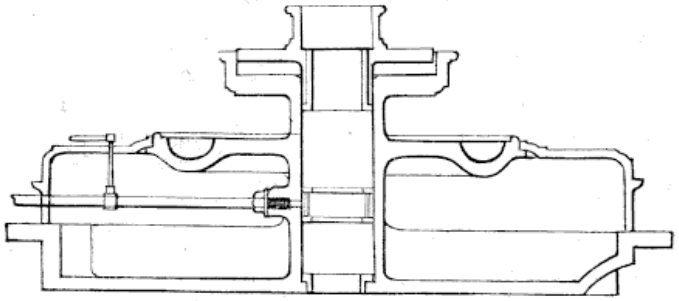


Fig. 298. — Couvercle du cylindre d'une machine à vapeur du Cornouailles, avec sa boîte à vapeur en laiton.

cette boîte. Cette double garniture a pour but de prévenir toute fuite d'air par la boîte à étoupes. Si, en effet, la garniture est défectueuse, ce ne sera pas de l'air, mais bien de la vapeur qui pénétrera, laquelle est condensable. Une telle fuite, tout en augmentant la consommation de combustible, ne diminue en rien la force de la machine.

Il est d'habitude d'interposer entre le couvercle du cylindre et le cylindre lui-même un anneau de chanvre comme joint. Mais un joint pareil laisse pénétrer l'air imperceptiblement, et il vaut mieux établir les deux surfaces bien planes et placer entre elles soit un anneau formé d'une feuille de plomb, soit une légère couche de mastic composé de minium.

Il nous semble convenable que toutes les machines pour la navigation soient pourvues de chemises à vapeur. Il est bon aussi qu'on y ménage des espaces libres, tant dans le couvercle que dans le fond du cylindre, pour servir à l'admission de la vapeur. Enfin, toutes les machines de grande puissance devraient comporter des boîtes à étoupes munies de la boîte intermédiaire en laiton dont nous avons expliqué le but.

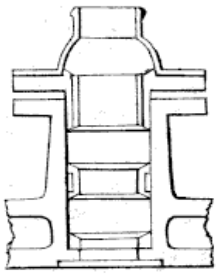


Fig. 299. — Boîte à étoupes d'une machine oscillante.

La figure 299 (1) représente la boîte à étoupes du steamer *Trident*, dont les machines sont oscillantes et conformes au système de MM Boulton et Watt. L'épaisseur si considérable de cette boîte est nécessaire, afin de neutraliser la tendance qu'elle a à s'user en ovale. On doit faire remarquer que cette tendance à s'user inégalement, bien que son existence ne soit pas douteuse, n'a cependant occasionné, que nous sachions, aucun désagrément grave dans les machines oscillantes. C'était là, pourtant, la crainte la plus plausible en apparence alléguée par les partisans des anciennes méthodes.

On comprend, d'ailleurs, parfaitement que, même dans les machines à parallélogramme ordinaire, la boîte à étoupes doit présenter cette tendance à s'user en ovale; et l'on peut s'assurer de cette circonstance en observant avec attention l'ajustement du parallélogramme. Pendant que le piston accomplit une course entière, on reconnaît que la tige passe librement à travers l'ouverture du chapeau en quel-

(1) Cette figure est à l'échelle de $\frac{1}{24}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ques points de la course, tandis qu'en d'autres points de son parcours, elle tend à le comprimer sensiblement contre la garniture de la boîte à étoupes. Ces différences prouvent clairement l'existence d'une déviation sensible à un mouvement parfaitement vertical.

Le dôme additionnel en laiton, qui est fixé sur le chapeau et embrasse la tige du piston, est une disposition heureuse. Il empêche la déperdition des corps gras employés à lubrifier la tige, et prévient l'introduction des graviers et de la poussière dans l'intérieur du chapeau, ce qui est une cause presque constante d'éraflures pour la tige du piston dans les machines ordinaires.

On s'est servi, dans quelques machines, de garnitures métalliques à l'intérieur de la boîte à étoupes. Ces garnitures consistent, dans la plupart des cas, en un seul anneau ou en plusieurs que l'on coupe, en leur laissant une partie saillante, et que l'on glisse ensuite le long de la tige du piston, avant que la traverse n'y ait été attachée. L'étoupe est disposée entre ces anneaux et la boîte. Cette espèce de garniture remplit parfaitement l'objet qu'on s'en propose, lorsque le jeu du parallélogramme est bien correct, et la tige du piston sans éraflures; elle réalise même une économie réelle de graisse ou de suif. Dans quelques circonstances, on a introduit avec avantage l'usage d'une feuille de laiton garnie d'étoupes sur sa face intérieure et aussi sur ses bords, afin d'empêcher le métal d'être brisé par le mouvement de va-et-vient de la tige du piston.

Tiroir.

Le tiroir représenté dans la planche de détails est celui qui est connu sous le nom de tiroir en D allongé. La tige du tiroir est attachée à un chevalet placé à angle droit et se trouve dans le même plan que la face inférieure du tiroir. Le ressort qui presse contre la tige suffit à maintenir le tiroir complétement étanche à mesure que la face s'use.

Dans les tiroirs en D aplati, où la tige est très courte, l'œil qui sert à rattacher le tiroir à la tige doit avoir une forme oblongue, comme on le voit figure 300, ou autrement, il faut donner cette forme aux trous même de la boîte, afin que le couvercle du tiroir puisse être rapproché du cylindre, à mesure que la face du tiroir vient à s'user.

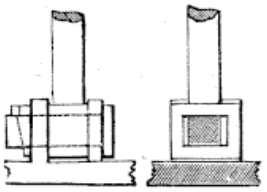


Fig. 300. — Extrémité et point d'attache de la tige d'un tiroir en D aplati.

Les garnitures des tiroirs s'introduisent par des portes pratiquées au fond de la boîte. Elles sont pressées au moyen de cales, dont l'une est représentée dans la même planche de détails que le tiroir. On remarquera que cette cale est composée de trois morceaux, assemblés les uns dans les autres par des languettes. Elle est pressée en avant au moyen de vis, lesquelles passent à travers une tige à angle droit qui s'étend par-devant la lumière de la garniture, et dont les deux bouts sont assujettis à deux oreilles angulaires fondues avec la boîte. Cette disposition est représentée figure 301. L'objet de cette traverse est d'empêcher que l'effort de pression nécessaire pour maintenir la garniture étanche, ne réagisse directement contre la porte même dont les joints auraient trop à souffrir. Dans certains cas, les vis par lesquelles la pression est communiquée à la garniture traversent la porte, et sont tenues étanches par un écrou de serrage contenant un évidement dans lequel pénètre une partie de la tête, ainsi qu'on le voit dans la figure 302. Une rondelle de chanvre est placée entre les deux faces métalliques, au point de contact, ce qui est, suivant nous, le meilleur procédé à suivre.

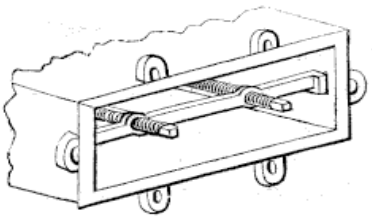


Fig. 301. — Lumière de la garniture, traverse et vis de pression.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a cependant représenté, dans la planche de détails, un système différent de celui que nous venons d'indiquer. Nous le reproduisons dans la figure 303 ci-jointe. Les vis ne traversent pas la porte et sont de peu de longueur. Vis-à-vis de chaque vis et dans la porte de la garniture, on a disposé un taquet qui est destiné à être enlevé quand la garniture doit être rendue étanche. Autour de chacun de ces taquets on a ménagé une petite rainure pour recevoir un anneau de chanvre. Cette rainure doit être préférablement de forme semi-cylindrique que rectangulaire.

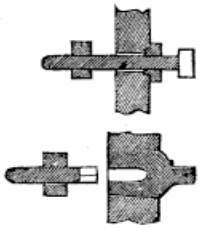


FIG. 302 et 303.

Quelques cales de garnitures sont garnies par côté, au moyen de vis qui sont vissées dans les faces latérales des boîtes à garnitures. Dans la planche de détails, la cale est rendue étanche par la forme même dont elle se termine, qui est celle d'un coin qui vient presser contre une autre pièce également en forme de coin et fondue sur la boîte à tiroir. Cette disposition se comprend à l'inspection de la figure 304.

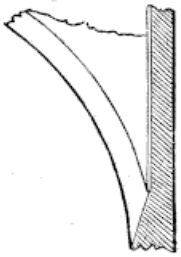


FIG. 304.

Quelquefois, l'extrémité de la garniture s'embranche directement sur la face du cylindre, mais, le plus souvent, elle le recouvre de 6 à 7 centimètres dans les grandes machines. Dans ce cas, une pièce de métal est fondue de chaque côté de la lumière du cylindre, en continuation du cercle du tiroir, afin de présenter une surface sur laquelle la garniture puisse presser. La figure 305 rend parfaitement compte de cet arrangement. De cette manière, les chances de fuite à l'extrémité du tiroir diminuent, et la garniture n'a plus besoin d'être ajustée, dans toute son étendue, avec l'extrême précision que rend indispensable l'autre disposition.

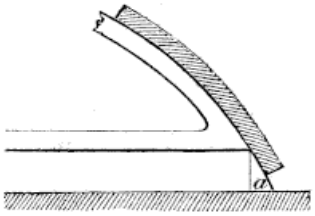


FIG. 305.

Dans quelques machines, la garniture du tiroir est introduite comme cela a lieu pour celle du piston ; elle est pressée en dessous au moyen d'un anneau de chanvre. Mais c'est là un procédé qui est presque abandonné. On a essayé des garnitures métalliques pour les tiroirs en D, mais toujours avec un succès peu marqué. Le genre de garniture qui a encore le mieux réussi consiste en une feuille de laiton, amincie aux extrémités, courbée suivant la forme du tiroir, et que l'on garnit intérieurement d'étoupes. Nous pensons, d'ailleurs, que les tiroirs en D seront bientôt remplacés par les tiroirs à équilibre employés par MM. Rennie, et dont nous avons déjà donné une description pages 479 et suivantes.

Nous ne saurions recommander bien positivement aucun système particulier, pour ce qui regarde les surfaces des tiroirs. L'expérience nous a, en effet, démontré que toute modification apportée à ces parties était généralement suivie de certains inconvénients. Cependant, une surface de fonte, glissant sur une autre surface de même métal, est peut-être la meilleure combinaison qu'on ait encore introduite jusqu'à ce jour. L'habitude est d'établir sur le cylindre une surface additionnelle en laiton, sur laquelle vient glisser la face inférieure du tiroir qui est en fonte. Quelques mécaniciens se servent de tiroirs en laiton ; d'autres fixent une lame de laiton sous les tiroirs, en laissant subsister la surface de fonte du cylindre. Enfin, on s'est servi, pour remplacer la surface de fonte du cylindre, de l'alliage métallique qui sert à l'étamage des glaces et même d'acier, mais avec assez peu de succès.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans certains cas, le laiton forme des rainures ; mais l'inconvénient le plus fréquent est une détérioration du métal, due à l'action de la vapeur, au point que le métal prend quelquefois une apparence aussi rugueuse que la surface d'un pain de sucre. Cet effet ne se manifeste qu'en différents endroits, et principalement aux environs des angles voisins de la lumière, ou sur la face même du tiroir. D'abord l'action est lente, mais, une fois que la vapeur s'est fait un passage, la détérioration est très rapide, et bientôt il devient nécessaire de continuer à produire de la vapeur lorsque la machine est arrêtée pour un moment, à cause des fuites de la vapeur qui s'échappe du tiroir et va se condenser.

Quelle que soit, d'ailleurs, la précision d'ajustage qui ait présidé au premier établissement d'un tiroir en D, il arrive toujours que la face se creuse légèrement par le contact de la vapeur fortement chauffée. Ce résultat provient de ce qu'une partie circulaire se dilate plus qu'une partie droite, et que la garniture s'oppose à l'élargissement du cercle. Aussi, le tiroir prend-il nécessairement une forme à peu près analogue à celle représentée figure 306, qui est une section faite normalement à l'axe du cylindre, et dans laquelle la ligne ponctuée indique la position primitive qu'occupait la surface intérieure du tiroir. On peut encore, en observant le jeu d'un tiroir qui commence à servir, s'assurer que la pression est plus considérable vers les bouts qu'en tout autre endroit.



Fig. 306.

Il faut donc avoir soin de faire établir le tiroir avec une surface intérieure légèrement arrondie, et si la machine est forte, il ne faut pas recouvrir le cylindre lorsqu'il est étendu sur le côté, à moins qu'on ne l'ait assujetti et obligé à prendre la forme qu'il devra avoir lorsqu'il sera supporté par son extrémité, autrement l'affaissement partiel du cylindre induirait en erreur sur la forme exacte de la surface de frottement.

Les tubes à vapeur en cuivre paraissent avoir une certaine action galvanique sur les faces des tiroirs ; c'est pour ce motif qu'on leur a quelquefois substitué des tubes en fer. Mais ces derniers sont rapidement corrodés par l'oxidation, et des scories de rouille, qui sont emportées par la vapeur, rayent les tiroirs et les cylindres. Aussi, l'usage des tubes en cuivre est-il encore préférable.

La partie de la tige du tiroir, qui se trouve placée au droit de la lumière de la vapeur, a beaucoup à souffrir de l'action du fluide. Il est donc d'une bonne précaution de l'envelopper d'un tube en cuivre dans les endroits où l'action délétère de la vapeur est à craindre.

La boîte à tiroir, représentée dans les planches de détails, est fermée dans le fond, et l'exhaustion de la vapeur est pratiquée au moyen du tuyau de décharge supérieur. Quand l'exhaustion a lieu par dessous la boîte, il faut avoir soin de faire ménager, à la fusion, deux parties saillantes sur la plaque de fondation, afin de prévenir la chute du tiroir lorsque les attaches sont ôtées.

Il n'y a point de joint de dilatation dans la boîte à tiroir de ces machines, et c'est un défaut sérieux, vu que la vapeur arrive à pénétrer dans la boîte avant de pouvoir entrer dans le cylindre, ce qui endommage les joints, et produit, dans certains cas, la rupture du cylindre, à cause de la différence de la dilatation du cylindre et de la boîte. La boîte de la soupape à vapeur est fondue sur la boîte du tiroir, comme on le fait généralement maintenant. La tige du tiroir est guidée dans son mouvement rectiligne, et l'on a ménagé des points d'attache pour les directrices sur le couvercle du tiroir.

Nous avons déjà dit que les cylindres de grandes dimensions ne pouvaient être définitivement parementés que quand ils reposaient sur leur extrémité, et que, dans le cas où ils se trouveraient placés sur le dos, il fallait les caler de manière à leur donner la forme même qu'ils ont lorsqu'ils sont debout ; qu'autrement, la face du tiroir serait mal établie et faussée. La même précaution doit être observée quand on veut forer le cylindre, et c'est pour l'avoir négligée que quelques cylindres présentent une forme ovale. Ceux qui ont été fondus avec le fond sont arrondis d'un bout et ovales de l'autre. Cette défectuosité peut se reconnaître aisément au moyen du fil à plomb.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La méthode que l'on emploie généralement aujourd'hui, pour rendre le tiroir bien étanche sur le cylindre, consiste premièrement à planer, secondement à limer, et enfin à ébarber soigneusement les deux surfaces jusqu'à ce qu'elles soient parfaitement planes et nivelées. Les faces des tiroirs doivent avoir été préalablement réglées sur une plaque de forte épaisseur, et l'on peut ensuite se servir du tiroir lui-même pour régler à son tour la face du cylindre. Dans un grand nombre d'ateliers, on a renoncé à l'usage de la poudre d'émeri pour polir le tiroir par le frottement sur la face du cylindre, cependant nous pensons que l'emploi d'une petite quantité de poudre d'émeri extrêmement fine serait un excellent moyen de parfaire le travail.

Les grattoirs dont on se sert sont triangulaires et ressemblent, quant à la forme, à ceux qu'on emploie pour le grattage des ponts de navires; mais ils sont plus petits et plus épais, et l'on a soin de les maintenir toujours tranchants par le repassage. Quelquefois on se sert d'une vieille lime qu'on recourbe sur elle-même et qu'on aiguise sur l'un des côtés.

On doit avoir bien soin, lors de l'ajustage des faces de tiroirs, que le tiroir ne soit point rendu conique. Tant que le fond n'est pas exactement parallèle à la face, il est impossible d'empêcher la garniture d'être rapidement coupée. Quand le tiroir est placé sur la plaque, le fond doit être limé et parfaitement réglé, dans toute son étendue, au moyen d'un repère bien exact, et la distance de la face au point le plus élevé du fond doit être la même pour chaque extrémité. Si l'on vient à rencontrer un trou soit dans le tiroir, soit dans le cylindre, ou dans toute autre partie de la surface qui a besoin d'être unie, il faut boucher ce trou avec une cheville en fonte offrant autant que possible un grain semblable à celui de la pièce dans laquelle elle est chassée. Pour cela, on enlève la partie malsaine du métal, et l'on élargit le trou avec un vilbrequin excentrique, de manière à ce que l'entrée soit du plus petit diamètre possible. Le trou peut pénétrer à une profondeur un peu supérieure à la demi-épaisseur du fer. On prépare alors une cheville en fonte que l'on lime pour la rendre rugueuse, et qu'on chasse ensuite à coups de marteau dans le trou. Cette cheville se trouve ainsi rivée à l'intérieur par le martelage, et l'on polit alors facilement sa surface en la limant. On peut aussi introduire d'une façon semblable des pièces additionnelles de forme carrée, en faisant l'ouverture en queue d'aronde. Les pièces ainsi fixées sont inébranlables.

On fixe les faces additionnelles en laiton aux tiroirs ou aux cylindres au moyen de petites vis en laiton. Ces vis sont taraudées dans la partie qui pénètre dans le fer, et présentent ensuite une partie conique pour retenir le laiton. On les visse à l'aide d'une tête carrée que l'on coupe, lorsque la vis est en place, et que l'on lime ensuite, afin de polir la surface. Dans certains cas, la face de laiton présente une très grande épaisseur, et une rondelle moins épaisse la recouvre de toutes parts. Cette rondelle présente alors un évidement destiné à recevoir les rivets en laiton dont les têtes doivent arraser bien exactement la surface du métal.

Pompe à air.

La pompe à air est attachée à la plaque de fondation par un joint circulaire plat, lequel est préférable à un joint à recouvrement, parce que l'eau salée brûle les têtes de boulons, à moins que ces têtes ne soient en cuivre, auquel cas elles tendent à gâter le fer lui-même.

Le piston de la pompe à air se compose d'un disque en fonte ou en bois, autour duquel on dispose la garniture. La soupape est de l'espèce de celles dites à tige. Les soupapes du fond et de décharge sont à clapet ou à suspension.

Toutes ces soupapes font un grand bruit en fonctionnant, ce qui est souvent une objection contre leur adoption. MM. Rennie ont employé avec avantage des soupapes construites comme celles que l'on connaît sous le nom de soupapes de Harvey et de West, et qui sont semblables à celles représentées figure 247. D'autres constructeurs ont proposé, il y a quelques années, pour soupapes du fond et de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

décharge, des valves analogues à celle de Belidor, laquelle, en réalité, n'est autre chose qu'une valve à gorge suspendue en dehors de son centre.

Quelques soupapes de décharge ont leurs siéges boulonnés dans l'embouchure même de la soupape à air, ce qui suppose, naturellement, que le piston n'aura jamais besoin d'être examiné ou réparé. Lorsqu'on croit devoir adopter cette disposition, la meilleure manière de fixer les soupapes est, probablement, celle de MM. Maudslay. Le dessus du cylindre de la pompe doit être parfaitement réglé, et sur cette surface bien aplanie, on dispose une plaque contenant la soupape de décharge; cette plaque est maintenue solidement au moyen d'un petit rebord saillant. Entre le fond de la boîte à étoupes du couvercle de la pompe et l'ouverture du siége de la soupape, s'étend un petit tube, enveloppant la tige de la pompe, et s'arrêtant, par son extrémité inférieure, dans l'ouverture du siége de la soupape, tandis que son extrémité supérieure s'élargit pour former le fond de la boîte à étoupes du couvercle de la pompe. Le haut de ce tube est serré par quelques vis, auxquelles on peut atteindre par la partie supérieure du chapeau de la boîte à étoupes. La garniture elle-même sert, d'ailleurs, à maintenir le tube, dont l'objet est de retenir dans sa place le siége de la soupape. Quand on veut faire l'inspection du piston, on soulève le siége de la soupape en même temps que le couvercle, qui sont deux pièces solidaires.

Pour leurs pistons de pompe, MM. Maudslay emploient des soupapes formées d'un ou de plusieurs anneaux concentriques. Ces soupapes ne sont susceptibles de se soulever que d'une faible quantité. Elles ont causé de grands désagréments, à cause des ruptures répétées des boulons qui règlent et retiennent les anneaux. Cependant, le principe sur lequel elles reposent nous semble plus rationnel que celui des autres espèces de soupapes, pour la pompe à air, dont on se sert communément aujourd'hui, si l'on en excepte toutefois la soupape à équilibre, appelée soupape de Harvey et de West. Néanmoins, ce qu'il y aurait de mieux à faire serait de remplacer, si cela est possible, toutes ces soupapes en faveur d'un tiroir, lequel nous paraît pouvoir être appliqué à la pompe à air avec un grand avantage.

Le piston de la pompe à air, ainsi que les soupapes, sont généralement en laiton; la chambre de la pompe est doublée de cuivre. On a maintenant l'habitude de faire la chambre de la pompe entièrement en laiton, toutes les fois qu'un simple forage est suffisant. Quand on se sert d'un revêtement en cuivre, on commence par percer la pompe, puis on y introduit de force une feuille de cuivre, qu'on dispose de manière à ce qu'elle remplisse exactement son emplacement, en la martelant à l'intérieur.

Quelquefois on remplace le cuivre par le métal de Muntz, et aujourd'hui on se sert autant de ce métal, pour les tiges des pompes à air, que de cuivre ou de fer recouvert avec du laiton. Nous ne saurions recommander les tiges en fer recouvertes de laiton. Elles s'usent généralement bientôt dans leur partie inférieure en cône qui remplit l'ouverture du piston, et si la boîte laisse échapper de l'eau, ce liquide s'insinue quelquefois entre la boîte et la tige, et corrode le fer. Si, cependant, l'on veut faire usage de ces tiges, il faut prolonger la boîte en laiton jusqu'à une certaine distance dans l'ouverture du piston, n'employer que des clavettes en laiton, et recouvrir d'une rondelle en même métal le dessous de l'ouverture du piston, de manière à préserver l'extrémité de la tige du contact de l'eau salée.

Les tiges en métal de Muntz sont, probablement, préférables sous tous les rapports. Une excellente habitude consiste à placer un écrou au haut de la tige, afin de la fixer plus solidement dans l'œil de la traverse. La partie qui est embrassée par l'œil de la traverse doit être plus conique quand elle est en cuivre ou en laiton que lorsqu'elle est en fer. Si, en effet, la conicité est faible, la tige peut glisser dans l'intérieur de l'ouverture, où elle se trouve alors si fortement fixée, qu'on a beaucoup de peine à l'en détacher.

Dans certaines circonstances, on a essayé des garnitures métalliques pour les pistons des pompes à air; mais le succès n'a pas été assez concluant pour engager les constructeurs à adopter ce genre de garnitures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Plaque de fondation et condenseur.

Toutes les machines à vapeur pour la navigation, qui sont à balancier, doivent être établies sur une plaque de fondation. Nous pensons aussi qu'il est préférable que le condenseur soit fondu sur cette plaque. Les machines qui n'ont point de plaque de fondation, et dans lesquelles les joints de la boîte à soupapes et du condenseur sont placés au-dessous du niveau de la contre-quille, offrent de graves inconvénients. Tôt ou tard, en effet, on peut être certain que, soit par l'effet du roulis du navire, soit par le mouvement du cylindre et du condenseur, soit par la désoxidation que détermine l'huile qui s'infiltre dans le mécanisme, ou par la réunion de ces diverses causes, tous ces joints présenteront des fuites, et qu'il sera presque impossible de les refaire ou de les étancher d'une manière efficace.

MM. Maudslay, dans les machines de leurs paquebots des Indes occidentales, boulonnent le condenseur sur le bord supérieur de la plaque de fondation. Par ce moyen, les joints sont préservés, en grande partie, de l'action de la graisse, ainsi que de tout effort ou de toute vibration qui peuvent être la conséquence d'une flexion ou d'un affaissement soit du condenseur, soit du cylindre.

MM. Miller et Ravenhill adoptent, pour le condenseur de leurs machines, le même arrangement que MM. Maudslay; seulement, au lieu de se servir de boulons, comme ces derniers constructeurs, ils font fondre directement le condenseur sur la plaque de fondation.

Il existe bien peu de machines, construites en Écosse, qui n'aient pas leur condenseur fondu sur la plaque de fondation. Dans la plupart de ces moteurs, le condenseur qui se trouve, en grande partie, directement au-dessus de la plaque, est traversé par le grand axe d'oscillation. Avec cette disposition, la hauteur du condenseur permet à la pompe à air d'assécher complétement le condenseur. Ce résultat, du reste, peut être obtenu au moyen d'un grand tuyau de décharge placé immédiatement derrière la boîte à tiroir, dans laquelle arrive l'eau d'injection et qui devient, par le fait, un véritable condenseur d'une grande dimension.

C'est cette dernière disposition qu'ont adoptée MM. Maudslay et Miller. Elle présente cet avantage, que l'espace ordinairement occupé, au-dessus de la plaque de fondation, par le condenseur, est rendu complétement libre et débarrassé de toute espèce de mécanisme, à l'exception du grand axe d'oscillation, lequel est supporté par des supports attachés ou fondus sur la plaque même.

Cette idée de faire passer le grand axe d'oscillation à travers le condenseur, avec ou sans tube, n'est pas, d'ailleurs, exempte d'objections. Le tube, s'il existe, est susceptible de faire fendre les parois du condenseur, à cause des différences de contraction; et son absence expose à des fuites d'air autour du joint du grand axe. Les clavettes employées pour fixer le grand axe causent parfois des accidents, lorsqu'elles se desserrent; d'un autre côté, nous avons vu le corps d'un grand axe d'oscillation se fendre, par suite d'un serrage trop violent des clefs.

Dans tous les cas, la plus grande épaisseur de métal, qui est nécessaire pour que les parois du condenseur soient en état de résister aux chocs provenant des efforts du grand axe, expose d'autant plus ces parois à des fractures, lorsqu'elles viennent à être soudainement refroidies. En somme, il nous semble bien préférable de chercher à fixer les grands axes d'oscillation par des cales en plomb. Quand on fait passer le grand axe à travers le condenseur, le trou doit être préalablement foré, après quoi on y introduit le grand axe, auquel on donne une légère conicité.

On a généralement l'habitude, dans les machines où le grand axe traverse le condenseur, de placer la bâche à eau chaude au-dessus du condenseur. C'est la disposition qui a été adoptée dans les machines dont nous donnons les détails. Il existe, dans la bâche à eau chaude, une séparation. Cette séparation est destinée à servir de passage pour la conduite de la vapeur qui arrive de la partie supérieure de la boîte à tiroir. Grâce à cet arrangement, il n'y a aucune crainte de voir l'eau s'échapper du fond du condenseur et pénétrer dans le cylindre.

On a ménagé, dans le passage du clapet du fond, des parties en saillie destinées à recevoir le siége

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du clapet. C'est sur ces saillies que ce siége est, en effet, fixé et maintenu en place. Il existe des parties saillantes, semblables aux précédentes, à l'embouchure de la pompe à air. Elles sont destinées à recevoir la soupape de décharge.

Il n'existe point, que nous sachions, dans cette machine, de porte pour servir au passage d'un homme dans le condenseur, et c'est là, suivant nous, un défaut réel. Il eût été facile de pratiquer un trou d'homme dans le tuyau courbe qui conduit de la pompe à air à la bâche à eau chaude. Une porte ainsi placée eût été aisément accessible au trou d'homme de la bâche. Elle aurait été, d'ailleurs, constamment recouverte d'eau, pendant la marche de la machine, ce qui eût empêché toute fuite d'air à l'intérieur.

Le tuyau d'injection d'eau froide, à boule d'arrosoir, s'étend à travers le condenseur, auprès de l'embouchure du tuyau de décharge. Un robinet qui peut servir à injecter l'eau provenant du petit fonds, quand le navire fait de l'eau, et dont l'emploi, dans les machines à vapeur pour la navigation, est général aujourd'hui, se trouve représenté en lignes ponctuées dans la coupe des machines dont nous donnons les détails. Ce robinet ne doit point comporter de boule d'arrosoir dans le condenseur; il ne doit point non plus être relié avec le tuyau d'injection venant de la mer. Nous avons vu plusieurs exemples de navires qui ont failli se perdre à cause de l'engorgement des trous des boules d'arrosoir adaptées au tuyau d'injection du petit fonds. L'eau de cale ne pouvait plus être injectée dans le condenseur, tandis que si ces boules n'avaient pas existé, il n'y aurait point eu d'engorgement, et l'eau de trop plein une fois dans le condenseur, son expulsion eût été faite tout naturellement par la pompe à air.

Bâti.

Les bâtis en fonte sont maintenant abandonnés dans les machines à vapeur pour la navigation; on ne se sert plus que de bâtis en fer. Nous avons donné un exemple de cette dernière espèce de bâtis, dans son application à une machine à balancier, pour le steamer *City of London*. Quant aux bâtis en fonte, nous croyons inutile, dans les circonstances actuelles, de nous en occuper.

C'est, suivant nous, un mauvais système d'attacher les entretoises en diagonale à la bâche à eau chaude, ainsi qu'on le fait quelquefois, attendu que les secousses qu'éprouve le châssis peuvent rompre le joint de la bâche. C'est encore un mauvais système que d'attacher le bâti aux flancs du navire, parce que le roulis, sur une mer agitée, le fatigue et peut le rompre.

Une innovation actuellement adoptée dans les vapeurs en fer consiste à disposer en travers du navire, en avant et en arrière des écoutilles latérales qui servent au passage de l'arbre, les deux fortes jumelles du châssis, qui sont également en fer. On réunit entre elles les extrémités de ces jumelles par de nouvelles pièces de fer en forme de traverses recourbées, sur lesquelles on place les supports des coussinets de l'arbre moteur. Les roues à pales se trouvent ainsi suspendues, et la série des armatures rayonne d'un triple centre. On peut, avec ce mode d'arrangement, établir un bâti extrêmement solide; il est d'ailleurs applicable aussi bien aux machines à action directe qu'aux machines à balancier.

Les coussinets, sur lesquels repose l'arbre des roues, ne doivent pas être faits par bandes rapportées. Leur partie extérieure tout entière doit être parfaitement réglée, et les supports doivent être creusés et ajustés de manière à recevoir convenablement les coussinets. Lorsque les coussinets sont établis au moyen de petites plaques ou bandes rapportées, ils sont bientôt usés par les côtés.

Les coussinets qui ont leur surface inférieure ou leur base octogonale, ne valent pas ceux dans lesquels cette base est carrée; cela tient à ce que ces derniers sont moins faciles à être recalés si l'arbre vient à être dévoyé. Les coussinets à fond carré et munis de rebords, comme celui qui est représenté dans la figure 307 ci-jointe, nous ont paru préférables à tous les autres.



Fig. 307. — Coussinet carré.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Balancier.

Le dessin de balancier que nous avons reproduit suffira amplement à donner une idée de la forme générale et des dimensions de cette pièce. Dans quelques-unes des machines à balancier les plus modernes, les balanciers sont en fer, et chaque bras est composé de deux flasques réunies entre elles et placées de champ.

Les axes ou boutons du balancier doivent présenter plus de force qu'il ne serait nécessaire pour résister aux efforts auxquels ils peuvent être soumis. Si, en effet, ces boutons venaient à s'user en ovale, ils feraient vraisemblablement éclater la bielle ou les chapes de la traverse, une fois que les coussinets donneraient du jeu.

A moins que les tourillons du grand axe d'oscillation ne soient des sphéroïdes, il doit toujours exister sur le grand axe de forts collets, entre lesquels les balanciers viennent porter de manière à prévenir le jeu latéral de ces pièces. Il faut aussi que les rondelles, placées aux extrémités du grand axe d'oscillation, soient susceptibles d'être comprimées contre les coussinets de l'œil du balancier. Sans cette précaution, les machines qui exécutent un voyage d'outre-mer fatiguent plus que si elles avaient leurs coussinets dans un état complet d'usure.

Traverses, bielles pendantes du parallélogramme et bielles principales.

Le parallélogramme, ainsi qu'on peut le voir dans la planche de détails, est attaché à la traverse. C'est, à nos yeux, la meilleure disposition qu'on puisse adopter, quand on se sert d'un parallélogramme. Mais on sait que ce mode de transformation de mouvement commence aujourd'hui à tomber en discrédit et à être remplacé par des guides.

L'œil de la bielle pendante du parallélogramme est muni d'un coussinet conique qui présente une rainure en spirale à l'intérieur, pour pouvoir être serré à volonté contre le tourillon de la traverse, au moyen d'une rondelle qu'on y introduit en forme d'écrou. Dans certains cas, l'œil de la bielle est muni d'un coussinet octogone, qui est maintenu à l'aide d'une clavette mise en dessous ; dans d'autres cas, le coussinet est rond, et la partie supérieure est pressée du haut en bas au moyen d'une vis qui est creuse, et sert, en outre, de coupe d'huile. Le dessus ne doit pas être solidaire avec le corps même du coussinet ; cette partie doit pouvoir s'enlever à volonté, afin qu'on puisse ôter le tourillon de place sans le changer de bout. Les joints des coussinets doivent être rabattus pour empêcher le jeu.

Dans les ateliers où l'on fabrique ces coussinets, ces pièces sont d'abord établies et soudées ensemble. Ensuite, on les perce et on les tourne ; puis, enfin, on détache la soudure au moyen de la chaleur.

Les attaches de la traverse sont généralement glissées directement sur leurs tourillons, et les extrémités de la traverse sont ensuite rivées par-dessus. Cependant, dans certains cas, on les pose à chaud, comme cela a lieu pour les manivelles ; et, dans l'exemple que nous en donnons, on a employé une rondelle à l'extrémité de la traverse au lieu de river cette extrémité.

La bielle est munie d'une chape qui embrasse le bouton de la manivelle. Dans la plupart des machines de MM. Penn et de MM. Maudslay, la partie supérieure de la bielle est établie d'après la méthode employée pour la machine du *Black Eagle*. Les bielles, qui sont faites d'après ce système, doivent toujours comporter un chapeau ou recouvrement en fer, au-dessus du coussinet supérieur, et non pas un chapeau et un coussinet faits d'une seule et même pièce. Si, en effet, le bouton de la manivelle vient à s'échauffer, le chapeau du coussinet se fendra très probablement, et on a vu des exemples de navires dont la perte a failli être le résultat de ce simple accident.

Manivelles, excentriques, arbres et roues.

Les manivelles et les arbres des machines à vapeur pour la navigation sont aujourd'hui constamment construits en fer. La manivelle est serrée à chaud sur l'arbre ; on introduit ensuite, pour plus de solidité,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une forte clavette carrée mi-partie dans l'arbre et mi-partie dans la manivelle, près du corps, afin de ne point affaiblir le cercle de l'œil.

Le bouton est fixé dans la manivelle de l'arbre intermédiaire, tandis qu'il est à jeu libre dans l'œil de la manivelle de l'arbre des roues. Cet œil consiste en un coussinet, sur lequel vient porter l'extrémité arrondie du bouton de la manivelle. L'extrémité du bouton, qui est fixée dans l'œil de la manivelle intermédiaire, est conique et est maintenue dans sa place à l'aide d'une clavette traversant à la fois le bouton et l'anneau. L'extrémité arrondie du bouton permet de détacher l'arbre des roues à aubes par l'autre bout, ainsi qu'on le fait constamment, et cela sans avoir besoin de briser le bouton.

Un excellent moyen pour fixer le bouton de la manivelle dans l'œil est celui qu'on a adopté sur le vapeur *Don Juan*. Il consiste dans l'application, sur l'œil de la manivelle, d'une forte rondelle percée d'un trou en son centre, et dans lequel passe un fort boulon présentant, à l'intérieur du trou, une certaine conicité. La rondelle porte quelques dentelures dans l'œil de la manivelle, afin d'empêcher toute tendance à un mouvement latéral.

L'expérience nous a démontré la supériorité de ce procédé, pour un bon assujettissement du bouton de la manivelle. Il n'offre pas plus d'embarras que celui qui consiste à river le bouton directement dans l'œil, et il a l'avantage de permettre d'enlever aisément ce bouton, en dévissant, tout simplement, le boulon de la rondelle.

L'extrémité du bouton, qui est introduite à jeu libre dans l'œil de la bielle, est naturellement de forme sphéroïdale, afin que l'extrémité extérieure de l'arbre puisse descendre un peu, sans entraîner la rupture du bouton. Le bouton est aciéré sur les deux côtés du sphéroïde, et porte sur deux plaques d'acier assemblées à queue d'aronde. La plaque, située sur le côté correspondant du massif, est rendue étanche dans le steamer *Don Juan*, à l'aide d'une vis traversant l'œil de la manivelle.

Le bouton de la manivelle doit être établi avec le plus grand soin dans l'intérieur de l'œil; autrement, il serait fortement exposé à être brisé. Ce bouton doit toujours comporter un diamètre plus grand que celui que l'effort seul, auquel il doit résister, semblerait rendre nécessaire; il se trouve ainsi moins exposé à brûler par suite du frottement. Au reste, les dimensions que nous avons données dans nos tables sont parfaitement convenables : elles présentent une légère augmentation sur les proportions qu'on adopte ordinairement.

Roues à pales.

Notre intention n'est point de traiter, dans cet ouvrage, le sujet général de la navigation à vapeur; cependant nous présenterons quelques observations relatives aux roues à pales, parce que cette discussion fait essentiellement partie du travail qui nous occupe.

Le meilleur procédé à suivre, pour établir les centres des roues à pales, est de construire ces pièces avec des œils carrés, et de les assujettir ensuite, dans leurs places, à l'aide de huit fortes clavettes carrées. L'arbre doit, naturellement, avoir été forgé de manière à présenter des parties saillantes de forme carrée, afin de rendre possible l'application des centres.

MM. Maudslay et Cie ont l'habitude de forer leurs centres de roues à pales, et de tourner, sur l'arbre même, une partie destinée à les recevoir; puis, ils fixent les centres sur l'arbre avec une seule clavette. Ce procédé présente deux inconvénients principaux : il n'offre point, dans les premiers temps, une garantie de solidité suffisante, et, plus tard, les réparations sont impossibles. L'un des navires de MM. Maudslay, servant au transport des dépêches des Indes occidentales, fut presque complètement mis hors de service pour ce seul motif, à son premier voyage, la clavette placée sur l'arbre ayant pris du jeu, et le centre, par suite, s'étant retourné sur lui-même. D'un autre côté, dans plusieurs anciens navires appartenant aux mêmes constructeurs, et mis dernièrement en réparation à Woolwich, il a fallu briser les centres qu'on n'a pas pu enlever autrement.

Avec le système adopté par MM. Maudslay, il est arrivé souvent que les centres se sont déplacés.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans une circonstance, la roue, qui était exposée à la violence du vent, a été poussée contre le flanc du navire, et les pales, durant leur mouvement de rotation, ont entamé profondément le pont extérieur. Au reste, le système qui consiste à ménager des bosses ou saillies sur l'arbre, et à fixer les centres à l'aide de quatre clavettes, lequel est représenté dans nos planches de détails, soulève aussi des objections sous le rapport de la solidité.

Le procédé généralement adopté par les mécaniciens de Londres est de fixer les bras des pales au centre, en les attachant à une plaque avec des boulons. Cette disposition est représentée figure 308. De chaque côté des bras, les plaques portent des saillies pour prévenir tout mouvement latéral.

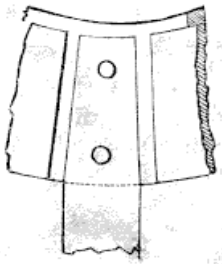


Fig. 308.

Cette méthode nous a paru inférieure, sous le rapport de la durée, à celle adoptée sur le *Clyde*, figure 309, dans laquelle chaque bras est introduit dans un sabot ou manchon, et fixé au moyen d'une clavette. Un petit trou est ménagé à chaque extrémité, et sert à introduire un repoussoir, quand on veut chasser les bras.

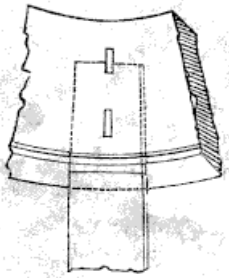


Fig. 309.

Il vaudrait mieux encore établir le centre des roues à pales, uniquement à l'aide des bras eux-mêmes, et en dehors de toute autre pièce additionnelle. On arriverait à ce résultat en élargissant les bras à leur sommet, jusqu'à ce qu'ils viennent à se toucher l'un l'autre, ainsi qu'on le voit figure 310, et en les recouvrant ensuite, sur une face, d'une plaque de tôle, semblable à celle des chaudières, et sur laquelle ils seraient solidement rivés. Si l'on adoptait cette disposition, il serait bon de donner plus de force aux extrémités des bras non recouvertes, dans les points voisins du centre, afin d'augmenter la portée, et de donner plus de facilité pour l'ajustement des clavettes qui assujettissent le centre à l'arbre.

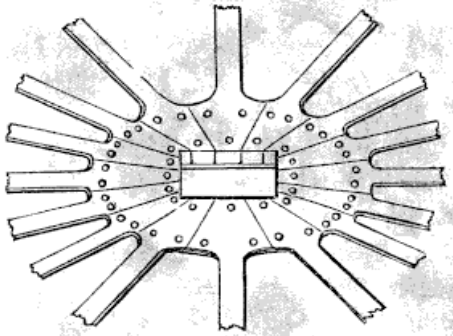


Fig. 310. — Centre des roues à pales.

Lors de la construction de ces espèces de centres, on doit commencer par forger les têtes des bras; puis on ajuste leurs bords, et on les fixe tous ensemble sur la plaque. On perce alors les trous nécessaires pour le passage des rivets; on introduit dans ces trous des boulons provisoires; l'on prépare les siéges des clavettes, et l'on règle les abouts des bras dans la machine à river. Enfin, on soude les bras eux-mêmes aux têtes, et l'on rive soigneusement les diverses pièces de la roue.

La plupart des mécaniciens de Londres assujettissent les bras des pales à l'anneau extérieur avec des boulons; mais nous ne pourrions dire si cette disposition mérite d'être approuvée : il arrive, en effet, généralement que ces boulons prennent, au bout de quelque temps, du jeu latéralement; ce qui tend à fatiguer d'une manière permanente la partie correspondante de la roue.

Quelques mécaniciens pratiquent une mortaise au droit du bras, dans le cercle extérieur. On introduit ensuite les bras dans ces mortaises, et on les fixe solidement au moyen de coins que l'on chasse des deux côtés. Cet arrangement est indiqué dans la figure 311.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le meilleur procédé que nous connaissions encore est celui que l'on emploie presque exclusivement sur le *Clyde*, et que nous avons représenté dans la figure 312. Les bras se terminent en T, et cette

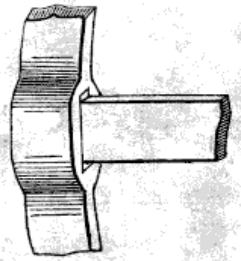


Fig. 311.

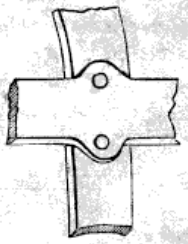


Fig. 312.

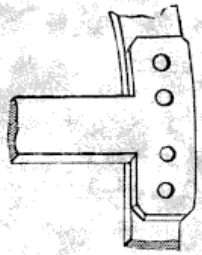


Fig. 313.

tête est rivée au cercle extérieur à l'aide d'un certain nombre de rivets. Ces rivets ne doivent pas être très forts, afin de ne pas trop affaiblir le cercle qu'ils traversent.

Le meilleur moyen à employer, pour fixer les cercles intérieurs aux bras des roues, est de les munir d'oreilles ou parties saillantes, que l'on soude aux bras eux-mêmes, et sur lesquelles les cercles sont rivés. Cette disposition est représentée figure 313.

Les pales sont ordinairement faites en charme ou en sapin. Quand elles sont en bois de charme, leur épaisseur habituelle, pour les grands paquebots transatlantiques, est d'environ 6 $\frac{1}{4}$ centimètres; quand elles sont en sapin, cette épaisseur est de 7 $\frac{1}{2}$ à 8 centimètres.

Les pales doivent être garnies de plaques en tôle sur les deux faces, autrement les bras des roues pourraient pénétrer dans le bois et le couper, et le fer, dont ces bras sont composés, serait bientôt hors d'usage.

Lorsque les pales sont nouvellement placées, on doit avoir soin de serrer les écrous à plusieurs reprises avant de les faire servir. Si l'on omet cette précaution, on peut être certain que les boulons deviendront lâches à la mer, et tous ceux qui sont exposés à la lame pourront être complètement détruits, ainsi que cela est arrivé au *British Queen*, qui, à son premier voyage, a été forcé de rentrer dans les bassins pour réparer ses pales qui avaient été enlevées.

Une bonne précaution consiste à faire une entaille ou encoche au ciseau dans le filet des boulons des pales, après le serrage de l'écrou. On ôtera ainsi à l'écrou toute possibilité de se dévisser.

Il ne faut pas entailler les pales au droit de leur passage au delà du cercle extérieur. Si, en effet, les côtés entaillés se trouvaient en contact avec le cercle, celui-ci serait bientôt ruiné en cet endroit, et la partie en saillie des pales, n'étant plus soutenue, serait bientôt brisée.

On a l'habitude de mettre à chaque bout de l'arbre des roues une plaque d'acier, qu'on fixe à l'aide d'une clavette, afin de prévenir le jeu latéral dans les moments de roulis. Mais cette disposition est peu sûre et insuffisante. MM. Maudslay établissent les supports des arbres avec de forts collets, dans le but de diminuer le danger. Il serait, sans doute, préférable de donner une forme sphérique aux tourillons des arbres; il serait même à désirer, suivant nous, que la plupart des tourillons, dans une machine, fussent disposés de la même manière. La forme sphéroïdale non seulement s'opposerait au jeu latéral, mais empêcherait encore l'huile de s'écouler aux extrémités des tourillons. L'extrémité à jeu libre du bouton de la manivelle ne devrait pas être de forme sphéroïdale; elle consisterait seulement en une portion de sphère. Alors, on fixerait dans l'œil de la manivelle un coussinet en laiton, qui emboîterait complètement la boule du bouton, et permettrait cependant, à l'extrémité extérieure de l'arbre des roues, de tomber sans fatiguer le bouton, le coussinet étant, en outre, susceptible d'un léger mouvement dans le sens de la longueur.

Cet arrangement est bien préférable, à notre avis, à celui qui consiste à faire porter le bouton sur un seul et même point, comme cela a lieu généralement. Il existe un inconvénient dû à l'usure du bouton,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ce qui détermine un contre-coup dans l'intérieur de l'œil. Quelquefois le point où le contact a lieu s'échauffe et s'érafle, à moins qu'on n'ait soin de bien entretenir de suif les parties frottantes.

Démontage des roues à pales.

On a inventé différents systèmes pour démonter les roues à pales des steamers, de façon à ce qu'on puisse faire travailler une roue sans l'autre, ou bien pour désembrayer les deux roues à la fois, de manière à les laisser tourner librement autour de l'arbre quand le navire est sous voiles. Le meilleur système que nous connaissions est celui qui est représenté figures 314 et 315. Dans ces figures, A est

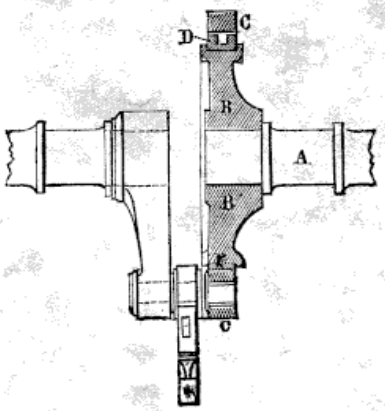


Fig. 314.

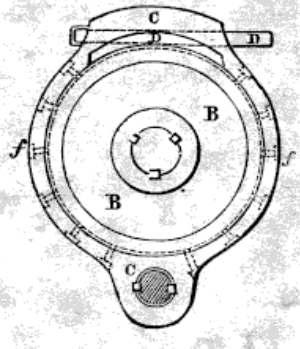


Fig. 315.

l'arbre des roues; B, un disque en fonte, fixé à clavettes sur l'arbre A; C, une chape en fer forgé entourant le disque et garnie de laiton; D, une bande de laiton, avec une clavette de serrage destinée à produire un frottement, en mettant en contact direct la bande D avec le disque B; F, le revêtement de laiton enveloppant la chape en fer C, à l'exception de la partie occupée par la bande de laiton D; enfin, *f*, *f*, *f*, sont des vis qui servent à serrer le revêtement en laiton contre la chape. Quelques coups de marteau appliqués sur la clavette suffisent pour monter ou pour démonter la roue sur l'arbre, même lorsque la machine est en pleine marche.

La méthode employée par MM. Maudslay pour désembrayer l'arbre est de le faire mouvoir dans le sens de sa longueur, à l'aide d'un appareil convenable, jusqu'à ce que le bouton de la manivelle sorte de l'œil.

M. Grantham est l'inventeur d'un procédé de désembrayage que l'on voit représenté dans les figures 316, 317 et 318. A est un coussinet mobile dans l'œil de la manivelle des roues; B, la manivelle; C, vis servant à faire mouvoir le coussinet B en dedans ou en dehors de l'œil; D, bouton de la manivelle; E, rainure pratiquée dans l'œil de la manivelle, et servant à laisser passer le bouton durant la révolution de la manivelle, excepté quand le coussinet est poussé en dehors pour la saisir; F, tête carrée de la vis C; G, coussinet dans la position où il saisit le bouton de la manivelle. Il est clair qu'en faisant avancer ou reculer le coussinet au moyen de la vis, le bouton de la manivelle est rattaché à l'arbre des roues ou en est indépendant. MM. Seaward se servent quelquefois d'un procédé de désembrayage presque identique à celui de M. Grantham.

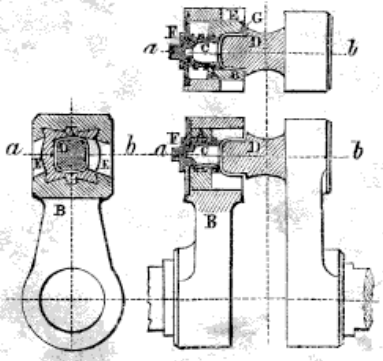


Fig. 316, 317 et 318.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Excentriques.

Les excentriques des machines à vapeur pour la navigation sont toujours en deux morceaux. Ordinairement, ils sont à jeu libre sur l'arbre, et constamment ils peuvent aller en arrière.

Le mode de disposition, représenté dans une de nos planches, est l'un de ceux qu'on adopte le plus souvent.

L'excentrique est à jeu libre sur l'arbre ; il porte un contre-poids par derrière et des crampons. Les deux moitiés sont assemblées l'une à l'autre à joints rabattus, pour prévenir toute séparation dans le sens latéral. On empêche le glissement en dehors au moyen de boutons d'acier arrondis chassés dans chacun des demi-cercles. Nous croyons que des clavettes carrées seraient préférables à des boutons ronds, dans cette circonstance, parce que les boutons tendent à faire fendre les mâchoires de l'excentrique. Dans certains cas, les deux moitiés de l'excentrique sont boulonnées l'une à l'autre, à l'aide de rebords saillants.

La tige de l'excentrique qui est représentée dans les planches de détails n'est pas une des moins compliquées ; celle du steamer *Don Juan* est représentée dans la figure 319, et cet arrangement est maintenant très souvent appliqué.

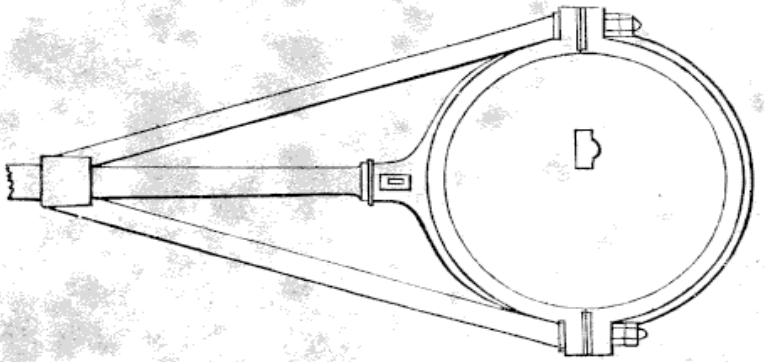


Fig. 319. — Tige et collier de l'excentrique du steamer *Don Juan*.

Il est bon de ménager à la fusion une coupe pour l'huile sur le collier de l'excentrique. Lorsque cela est praticable, on peut même placer, au-dessous de l'excentrique, un godet destiné à recevoir les gouttes d'huile qui tombent.

Le cran de la tige de l'excentrique, qui sert à recevoir le bouton de l'arbre du tiroir, est ordinairement d'acier, pour empêcher l'usure qui offre des inconvénients. Lorsque, en effet, les côtés du cran viennent à s'user, non seulement le mouvement du tiroir en est dérangé, mais encore il devient très difficile de faire sortir la tige de l'excentrique de sa place.

Cependant on a reconnu qu'il valait mieux adapter à ce cran un revêtement en laiton, ainsi qu'on le voit figure 320. L'usure est alors moins rapide, et il est, d'ailleurs, très facile de remplacer ce coussinet par un autre quand il vient à s'user.

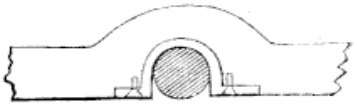


Fig. 320.

Les crochets de l'excentrique, représentés dans les planches de détails, sont de l'espèce de ceux qu'on emploie le plus ordinairement. Cependant ces crochets se brisent souvent au droit du premier trou de boulon ; et il vaut mieux avoir un boulon en avant de l'arête du crochet, comme on le voit indiqué dans la figure 321, ou bien entourer l'arbre avec un collier portant les crochets soudés, lequel est fixé de son côté, par des boulons ou par une clavette. On peut mettre en place ce collier avant ou après

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les manivelles. Dans le premier cas, il est en une seule pièce, dans le second il est en deux pièces, comme on le voit dans la figure 322, qui représente le collier en usage sur le steamer *Don Juan*.



Fig. 321.

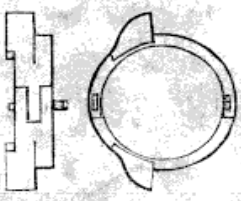


Fig. 322.

La camme de détente est dessinée dans les planches de détails. Elle est placée sur l'arbre en deux parties, reliées l'un à l'autre par quatre boulons traversant des oreilles ou pattes. Elle se rattache à l'arbre avec clavettes. A l'un des bouts d'une manivelle coudée, un rouleau, qui est relié au tiroir de détente, presse contre la camme, de sorte que le mouvement du levier fait jouer le tiroir. Le rouleau est maintenu contre la camme par le moyen d'un contrepoids placé sur un levier attaché au même arbre. Si la camme était concentrique par rapport à l'arbre, le levier qui agit contre elle, et, par suite, le tiroir de détente, resteraient stationnaires; mais, grâce à la saillie que porte la camme, l'extrémité du levier reçoit un mouvement de va-et-vient qui se trouve communiqué au tiroir.

La position de cette saillie détermine le moment précis, relativement à la longueur de course, auquel le tiroir est ouvert; l'étendue de cette même saillie détermine le temps pendant lequel le tiroir demeure ouvert.

Le moment où le tiroir commence à s'ouvrir est le même dans presque tous les cas; mais le temps pendant lequel il reste ouvert varie suivant le degré d'expansion qu'on veut avoir. C'est pour arriver à obtenir cette variation dans la détente, qu'on a établi plusieurs parties saillantes sur la camme. Chacune de ces parties donne un degré ou *gradé* d'expansion différent. Ces grades commencent au même point de la camme, mais ils sont de différentes longueurs, de telle sorte qu'ils commencent à faire mouvoir le levier en même temps, mais qu'ils diffèrent quant à la durée du temps qui leur est nécessaire pour le ramener à sa position première Le changement de détente s'obtient en faisant mouvoir le rouleau de manière à atteindre le grade voulu. Il existe sept grades différents dans les steamers des Indes occidentales.

La soupape à détente est de l'espèce de celles dont on se sert pour les machines du Cornouailles, et que l'on désigne sous le nom de soupapes à équilibre. Quant aux arbres et aux tiges des soupapes, aux tringles du parallélogramme, et aux autres détails semblables, il est inutile de nous y arrêter, attendu que l'établissement de ces diverses parties ne présente aucune difficulté réelle, et que, d'ailleurs, les dessins que nous en donnons, dans les planches de détails, en rendent les dispositions suffisamment intelligibles.

Appareil de mise en train.

Le meilleur appareil de mise en train que nous connaissions est celui de Stephenson, qui sera décrit dans les remarques relatives aux détails des locomotives. Avec cet arrangement, on peut changer instantanément une pleine marche d'avant en une marche aussi rapide en arrière, et cela, sans arrêter les machines. MM. Rennie ont introduit cette espèce d'appareil dans le *Samson*, et dans quelques autres navires, et toujours avec les résultats les plus satisfaisants. Aussi est-il à croire que son adoption sera bientôt générale, du moins pour les machines de grande force.

Dans nos planches de détails, la soupape est mise en mouvement par un levier, et la tige de l'excentrique est dégagée de son crochet, par le moyen d'un rouleau placé au bout d'un levier. Le levier, quand

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

il est soulevé, presse le rouleau contre la face inférieure de la tige, et la dégage de son cran. Ce rouleau, en se soulevant à l'extrémité du levier, en fait baisser un autre placé sur un levier fixé au même arbre, et permet à une autre tige, reliée à la mannette de mise en train, d'être saisie par le crochet. Le motif de cette disposition, c'est que, quand la tige de l'excentrique est en action, la mannette de mise en train doit être immobile. Il y aurait, en effet, de l'inconvénient et même du danger à ne point s'opposer au mouvement oscillatoire de cette pièce, quand la machine serait en marche.

Ce moyen pour empêcher la mannette de mise en train et la tige de l'excentrique de se trouver simultanément en mouvement est maintenant généralement en usage. Le procédé adopté par M. Robert Napier dans le *Precursor* est d'une grande élégance. Il consiste dans l'emploi d'un axe ou bouton de l'excentrique, destiné à supporter le levier qui fait marcher le rouleau. Le mouvement qui est imprimé au levier, de manière à permettre à la tige de l'excentrique d'entrer en mouvement, fait reculer le pignon de l'arbre de mise en train en dehors du secteur avec lequel il est engagé. Dans ce cas, ce n'est pas à l'aide d'un levier que l'arbre de mise en train est mis en mouvement, c'est avec une roue semblable à la roue de gouvernail d'un navire. On peut voir des roues pareilles dans plusieurs des exemples que contiennent les planches A et B des machines à action directe. Leur usage est maintenant à peu près universel.

Pompes à eaux-mères.

Les pompes à eaux-mères sont destinées à renouveler l'eau contenue dans les chaudières de machines à vapeur pour la navigation, afin d'empêcher l'eau salée d'atteindre un point de saturation dangereux.

C'est à MM. Boulton et Watt que l'on doit la première application de ces pompes. Ces constructeurs en firent l'essai sur le navire *City of Edinburgh*, d'après l'avis de M. Brown et avec l'approbation de M. Watt. M. Brown, se trouvant sur ce navire, lors de son premier voyage de Londres à Édimbourg, s'était aperçu que, malgré le travail satisfaisant de la machine, l'eau de la chaudière avait acquis un tel degré de saturation que les plaques commençaient à rougir. Il fit arrêter le navire, et ordonna au mécanicien d'ouvrir les portes des trous à nettoyage, et de laisser échapper l'eau contenue dans les chaudières. On remplit ensuite le générateur avec de l'eau de mer nouvelle, et le navire continua sa route. Ce fut à la suite de cette circonstance que M. Brown inventa des pompes pour enlever, sans interruption, l'eau trop concentrée de la chaudière. Ces pompes sont encore employées par MM. Boulton et Watt, et leur usage est aujourd'hui très répandu.

Dans les machines du *Centaur*, représentées dans la planche A des machines à action directe, les pompes à eaux-mères sont placées de chaque côté de la pompe alimentaire. Elles fonctionnent, de même que cette pompe, par l'intermédiaire de la traverse de la pompe à air.

Dans certains cas, l'eau d'alimentation est conduite dans un vaisseau appelé réfrigérateur, comme on l'a déjà dit page 178. L'eau saturée, provenant de la chaudière et soutirée par la pompe, est amenée par une multitude de petits tuyaux dans l'intérieur de ce réfrigérateur. Cette disposition a pour but d'économiser le calorique en communiquant à l'eau d'alimentation la chaleur dont sont chargées les eaux-mères. Mais, ainsi que nous l'avons fait observer, la quantité de chaleur qu'on économise par ce procédé est extrêmement minime. D'ailleurs, outre la dépense première de construction des réfrigérateurs, ces vaisseaux sont exposés à s'engorger à cause des dépôts. Ils deviennent ainsi une cause de dangers, parce que le mécanicien est porté à avoir confiance dans un expédient qui peut l'induire en erreur.

Les soupapes des pompes à eaux-mères doivent être chargées d'un poids suffisant pour contre-balancer la pression de la vapeur, augmentée de celle de la colonne d'eau contenue dans la chaudière.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quand on se sert de ces pompes, il vaut mieux les employer sans réfrigérateur. Elles donnent lieu alors à un courant continu, mais les tuyaux sont moins exposés à s'engorger, et l'eau cesse de s'échapper quand les machines sont en repos.

L'eau de mer contient environ $\frac{1}{33}$ de son poids de sel, et sa pesanteur spécifique s'accroît par l'ébullition jusqu'à ce qu'elle arrive à contenir $\frac{12}{33}$ de sel. C'est là son point de saturation, et le liquide ne peut être amené à un état de dissolution saline plus complet. Comme le liquide est alors plus concentré, il faut une température plus élevée pour le faire bouillir. Le tableau suivant indique les différents degrés de chaleur nécessaire pour mettre en ébullition l'eau plus ou moins chargée de sel.

Degré de saturation.		Température de l'ébullition.	
$\frac{1}{33}$	(Eau de mer ordinaire).	100.67	degrés centigr.
$\frac{2}{33}$	Id.	101.33	Id.
$\frac{3}{33}$	Id.	101.94	Id.
$\frac{4}{33}$	Id.	102.61	Id.
$\frac{5}{33}$	Id.	103.28	Id.
$\frac{6}{33}$	Id.	103.90	Id.
$\frac{7}{33}$	Id.	104.56	Id.
$\frac{8}{33}$	Id.	105.22	Id.
$\frac{9}{33}$	Id.	105.83	Id.
$\frac{10}{33}$	Id.	106.50	Id.
$\frac{11}{33}$	Id.	107.16	Id.
$\frac{12}{33}$	(Eau de mer saturée).	107.78	Id.

Tels sont les degrés de température où se fait l'ébullition à l'air libre. Dans une chaudière à vapeur, où la pression du fluide est constamment supérieure à celle d'une atmosphère, les points d'ébullition sont proportionnellement plus élevés. Mais, avec une pression uniforme de la vapeur dans la chaudière, on comprend qu'il est possible d'établir un thermomètre servant d'indicateur au degré de saturation de l'eau. Si le liquide est maintenu à une concentration de $\frac{4}{33}$, ou bien, si le quart environ de l'eau que la pompe alimentaire déverse dans la chaudière, est soutiré par les pompes, il ne se formera que très peu de dépôt dans le générateur.

Quant à la quantité de combustible que nécessitera le travail des pompes à eaux-mères, elle ne saurait être, on le comprend, bien considérable. Sur quatre mètres cubes d'eau entrant dans la chaudière et provenant de la bâche à eau chaude, trois mètres cubes seront transformés en vapeur, et un mètre cube sera soutiré par la pompe. La température de la bâche à eau chaude étant de 37.78 degrés centigrades, la chaleur absorbée par l'eau, pour se transformer en vapeur, peut être représentée par $600° \times 3 = 1800$. D'ailleurs, la chaleur existant dans la pompe à eaux-mères est de 44.44 degrés centigrades, ou même moindre, la chaleur spécifique de cette pompe étant inférieure à celle de l'eau nouvelle. Or, en divisant le nombre 1800 par 44.44, on trouve 40 environ, de sorte que $\frac{1}{40}$ de la chaleur est enlevé avec l'eau saturée, lorsque le jeu des pompes a lieu d'une manière complète.

Il se produit une perte de calorique bien supérieure à celle que nous venons d'indiquer lorsqu'il existe, dans les parois des carneaux, une accumulation de scories plus ou moins considérable. Les mécaniciens doivent donc comprendre qu'il n'y a réellement aucune économie sérieuse à restreindre le service des pompes à eaux-mères.

Pompes, robinets et tuyaux.

Dans les planches de détails, le piston plongeur de la pompe alimentaire est représenté avec une vis placée dans le fond; cette vis sert à l'enlèvement du tuyau. Mais il paraît préférable de faire sortir le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

noyau par une ouverture pratiquée dans le haut, laquelle peut être disposée de manière à recevoir la tige de la pompe.

Il doit exister un fort congé entre les fonds du piston plongeur et de la chambre de la pompe; autrement le fond de la chambre pourrait être heurté et frappé avec violence, dans le cas où il se serait introduit de la poussière de charbon ou toute autre substance étrangère, ce qui aurait lieu fort probablement s'il y avait quelque injection provenant de la cale du navire.

MM. Maudslay construisent les pistons plongeurs des pompes d'alimentation et de cale de manière à ce qu'ils puissent servir de guides à la traverse de la pompe à air. Les tiges de la pompe se continuent en dessus et traversent, dans leur course, des ouvertures pratiquées dans le bâti. Nous ne voyons pas d'objection à cette disposition, si les boîtes à étoupes sont profondes. Lorsqu'on a des tiges-guides spéciales, avec des œils pratiqués dans la traverse, ces œils doivent être renfermés dans des boîtes à étoupes, afin de diminuer l'usure. Les guides, en outre, doivent être très forts pour le même motif.

Les soupapes de la pompe alimentaire se disposent plus convenablement à l'intérieur d'une boîte qui peut être attachée sur la paroi de la bâche à eau chaude, et en un endroit quelconque, pourvu qu'il soit aisément accessible. Une disposition de ce genre est indiquée dans la planche de détails et dans la fig. 323 qui représente la boîte d'alimentation du steamer *Don Juan*.

Des deux tubes latéraux, l'un, celui qui est le plus bas, conduit à la pompe, l'autre, le plus élevé, à la chaudière. Celui qui conduit à la pompe est à aspiration quand le plongeur monte; il refoule, au contraire, quand le plongeur descend. Le plongeur, en montant, soulève l'eau hors de la bâche à travers la soupape inférieure; en descendant, il repousse le liquide, à travers la soupape centrale, dans la partie supérieure qui communique avec le tuyau d'alimentation. Si le robinet d'alimentation est fermé, de manière à intercepter tout passage à l'eau d'alimentation, l'eau soulève la soupape supérieure, laquelle est chargée à une pression bien au-dessus de celle de la vapeur, et s'échappe dans la bâche à eau chaude.

Cette disposition est plus simple et moins coûteuse que celle qui consiste à avoir une soupape spéciale sur le tuyau d'alimentation, avec un déversoir pour le trop plein traversant les flancs du navire, ainsi qu'on le fait ordinairement.

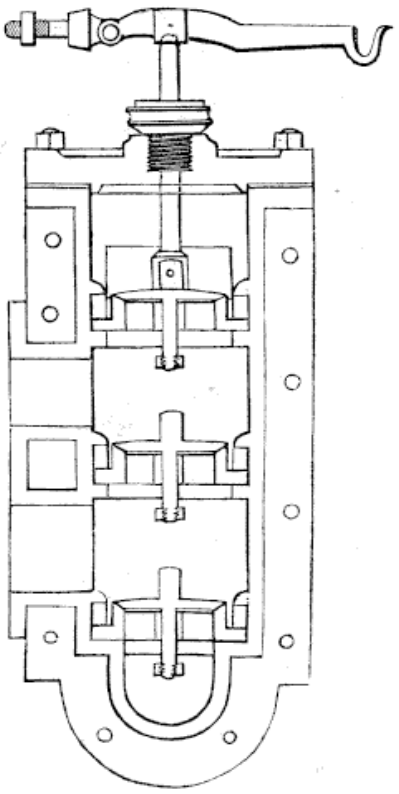


Fig. 323. — Boîte d'alimentation du steamer *Don Juan*.

Les figures 324 et 325 représentent une pompe alimentaire à double effet et d'une disposition aussi simple qu'avantageuse. Cette pompe est de l'espèce de celles à plongeur, lesquelles sont préférables aux pompes qui fonctionnent avec un piston ordinaire. Le coffre à air est muni d'une soupape de décharge, afin d'empêcher la pompe de se fendre, dans le cas où, la pompe étant mise en rapport avec la machine, les robinets du tuyau conduisant à la chaudière seraient fermés. C'est là, en effet, un accident qui est assez fréquent.

La figure 326 représente un robinet à quatre ouvertures, à l'aide duquel la pompe peut pomper l'eau, soit de la mer, soit de la chaudière, soit de la cale, et, en même temps, déverser cette eau dans la chau-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dière ou sur le pont. Cette pompe peut être mise en jeu par la machine elle-même, ou bien à la main. Elle sert à alimenter les chaudières lorsque les machines sont en repos, ou à épuiser l'eau des chaudières, après qu'elles ont été soufflées et purgées avec toute l'énergie que peut comporter la vapeur. Dans d'autres cas, elle sert à élever l'eau nécessaire au nettoyage du pont ; d'autres fois à éteindre le feu en cas d'incendie ; enfin à épuiser l'eau que peut faire le navire, quand il vient à se déclarer une voie d'eau.

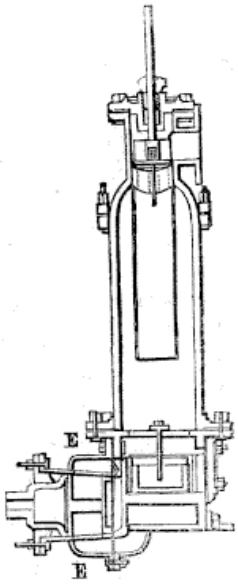


FIG. 324. — Pompe alimentaire du steamer *Don Juan*. *Coupe longitudinale.*

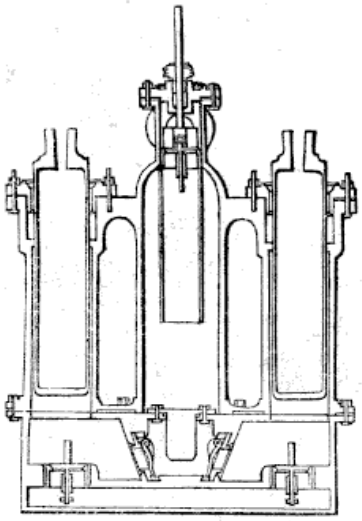


FIG. 325. — Pompe alimentaire du steamer *Don Juan*. *Coupe transversale.*

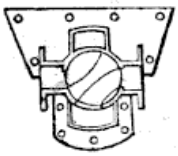


FIG. 326.

Dans la plupart des nouveaux navires à chaudières tubulaires, il existe des petites machines pour pomper l'eau dans la chaudière, quand le navire s'arrête faute de vapeur. Un grand nombre de ces machines sont munies d'une manivelle et d'un volant ; mais celle qui a été inventée par MM. Penn, et dont nous avons donné un dessin dans la planche 18, ne comporte point de volant. Elle est, d'ailleurs, d'une disposition aussi commode qu'élégante. Les pistons de pompe et à vapeur sont placés aux deux bouts de la même tige. Au lieu des soupapes de pompe ordinaires, il y a un tiroir qui est établi à l'extrémité opposée de la tige du tiroir à vapeur. Les tiroirs sont mus au moyen d'un taquet placé sur la tige du piston.

Dans une autre partie de la même planche, on voit quelques détails relatifs à un appareil alimentaire fonctionnant par lui-même. Cet appareil consiste en un petit coffre placé sur la surface de la chaudière, au niveau de la ligne d'eau, avec des lumières fermées par une plaque glissante, et communiquant avec l'eau contenue dans la chaudière et la vapeur qui est au-dessus. Quand ces lumières sont ouvertes, l'eau s'élève à la même hauteur dans le coffre que dans la chaudière. Ces lumières sont ouvertes et fermées par la petite machine à chaque coup de la pompe. Quand la pompe est dans sa course, les orifices conduisant du coffre à la chaudière sont fermés, et si le coffre est complétement rempli de vapeur, cette vapeur sera comprimée par l'eau qui pénètre, et le coffre recevra une charge de liquide, qui, lors de l'ouverture des lumières, sera projeté dans la chaudière. Mais s'il n'y a que peu de vapeur dans le coffre,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pendant la course de la pompe, ou bien, si le coffre est rempli par l'eau qui s'élève au niveau de celle de la chaudière, l'eau déchargée par la pompe ne pourra pas être admise, et devra, par conséquent, s'échapper par dessus le bord, en traversant la soupape surchargée.

Ainsi, à mesure que le niveau de l'eau s'élève, le coffre prend moins d'eau à la pompe. Il en prend d'autant plus, au contraire, que ce niveau s'abaisse davantage. Le résultat est de maintenir, dans la pratique, un niveau d'eau uniforme dans l'intérieur de la chaudière, quelque grandes que soient les variations de production de vapeur necessitées par le service.

Dans quelques navires à vapeur, on s'est servi de flotteurs pour régulariser l'alimentation ; mais on ne peut pas compter sur leurs indications dans une eau agitée, tant qu'on les applique d'après la méthode ordinaire. Les flotteurs répondraient, probablement, au service qu'on en attend, si on les plaçait dans un cylindre communiquant avec l'eau de la chaudière au moyen de petits trous. Un disque de métal pourrait être attaché à l'extrémité d'une tige s'étendant au-dessous du niveau de l'eau, de manière à résister aux mouvements irréguliers provenant de l'agitation du navire, mouvements qui, autrement, nuiraient au jeu de l'appareil.

Ce disque serait placé dans l'intérieur du cylindre, et, à une certaine distance par dessus, un diaphragme traverserait le cylindre. C'est entre ce diaphragme et le disque mobile que l'eau serait comprimée, dans le cas d'un soulèvement subit du flotteur, ainsi que pourrait le déterminer une brusque oscillation du navire ; et, d'un autre côté, lorsque l'affaissement du niveau de l'eau, dû à la vaporisation, aurait lieu d'une manière lente et graduelle, le liquide contenu dans le cylindre pourrait aussi descendre, en traversant, par degrés successifs, les petits trous pratiqués dans le cylindre et dans le disque.

On objecte à cette disposition que les petits trous seraient exposés à s'engorger par les dépôts. Un meilleur système consisterait, vraisemblablement, à placer le flotteur dans la chaudière, en le maintenant par des guides, mais sans employer de cylindre, et à établir une petite coupe d'huile, semblable à celle dont on se sert pour la cataracte de quelques machines à épuisement, au bout de la tige du flotteur, au point où elle pénètre dans la partie supérieure de la chaudière. Cet arrangement permettrait au flotteur de résister à l'action des chocs, et les mouvements, au contraire, dont les résultats seraient lents et successifs, produiraient leur entier effet.

L'admission de l'eau d'alimentation dans la chaudière est quelquefois réglée par des robinets, et d'autres fois par des soupapes à tige, soulevées et abaissées à l'aide d'une vis. Les robinets nous semblent préférables aux soupapes pour ce service. Ils sont moins sujets aux accidents et aux dérangements que les soupapes à vis ; aussi, dans les bateaux à vapeur modernes, sont-ils généralement employés.

L'eau d'alimentation est ordinairement amenée, par le robinet, à un endroit voisin du fond de la chaudière, en traversant un tuyau intérieur. Le but de cette disposition est d'empêcher que la vapeur qui se développe puisse être condensée par l'eau qui pénètre. En dirigeant le liquide vers le fond de la chaudière, il se trouve tout d'abord en contact avec le fond des fourneaux et des carneaux, et reçoit, de ces parties, la chaleur que ne saurait prendre une eau déjà chargée d'une grande quantité de calorique. Il résulte de là une véritable économie dans le combustible.

Dans certaines circonstances, l'eau d'alimentation est introduite dans une boîte qui entoure la cheminée, et d'où elle descend dans la chaudière. Cette disposition ne nous paraît pas sans avantage quand la chaudière ne présente qu'une faible surface de chauffe, et qu'il s'échappe par la cheminée une fumée plus chargée de calorique que cela n'a lieu habituellement ; mais, quand les chaudières ont les proportions convenables, ce vaisseau rempli d'eau et entourant la cheminée est au moins inutile.

Quand on emploie un réservoir, la chaudière est ordinairement alimentée par une chute d'eau. L'eau est poussée dans une petite bâche, d'où elle descend dans la chaudière en vertu de son propre poids.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le surplus, s'il y a excès, se perd en coulant par dessus les bords, comme dans l'appareil alimentaire, pour machines fixes, que l'on voit représenté dans la figure 230.

Les robinets de purge sont ordinairement placés à quelque distance de la chaudière. Mais, à notre avis, ils devraient toujours se trouver tout contre, attendu que, s'il venait à se produire dans le tube une fracture ou une fuite dans l'intervalle qui sépare le robinet de la chaudière, il n'y aurait aucun moyen d'arrêter l'eau.

Il doit y avoir, pour chaque chaudière, un robinet de purge particulier, outre le robinet de décharge principal, placé sur les flancs du navire. De cette manière, les chaudières peuvent être vidées séparément et fermées indépendamment les unes des autres.

La méthode dont on se sert aujourd'hui, pour faire jouer les robinets de décharge, est extrêmement défectueuse. Il faut enlever une petite plaque pour qu'on puisse appliquer la clef de la boîte. Quelquefois la houille est étendue sur cette plaque, que l'on retire et que l'on remet sans cesse, et la poussière de charbon pénètre ainsi dans le pont, et engorge les boules des pompes du pont. Dans les nuits obscures et les gros temps, le mécanicien est obligé de toucher le cran placé au haut du taquet, lequel est souvent rempli de poussière de charbon et de graisse, avant de savoir bien positivement si le robinet est ouvert ou fermé, et il est difficile de tourner le robinet lorsque la tige de la clef est sans support.

Ces inconvénients peuvent être surmontés par la disposition suivante. La tige est percée d'un trou ou œil pour recevoir une manette avec laquelle on la fait tourner. Il est d'ailleurs bien facile de faire en sorte que l'axe, destiné à supporter le haut de la tige, soit d'une forme telle que la manette, à l'aide de laquelle on fait tourner la tige, ne puisse pas être enlevée quand le robinet est ouvert. Le robinet ne pourrait donc pas rester ouvert sans que la manette demeurât en sa place. Alors elle serait en vue hors de la chaudière, incommoderait les chauffeurs, et avertirait le mécanicien de sa négligence ou de son oubli.

Voici comment on dispose généralement les tuyaux de purge. On place un tuyau de décharge principal au dessous des plaques qui servent de plancher à travers le navire et à l'extrémité des machines. Dans ce tuyau, on en met un autre qui porte un robinet, et qui se rend dans chacune des chaudières. Le tuyau principal de décharge, à l'endroit où il traverse les flancs du navire, porte également un robinet. Dans les nouveaux bateaux à vapeur, on se sert aussi de soupapes dites de Kingston, qui sont des soupapes à tige ou à plaque, établies à l'extérieur du navire, de sorte que si le tuyau intérieur ou le robinet vient à se briser, la soupape extérieure peut encore fonctionner.

On ne peut guère se dispenser d'avoir recours à un expédient semblable, car les robinets de purge demandent, de temps à autre, à être réparés, et les robinets en contact direct avec l'eau de la mer ne peuvent être réparés sans exiger la rentrée du navire dans le bassin du dock. Il faut donc faire usage des soupapes de M. Kingston ou de tout autre procédé équivalent.

Lorsque l'on vient à renouveler dans de vieux navires les robinets de mer, on peut utiliser les vieux robinets, au lieu d'employer des soupapes de Kingston. Pour cela, on place les nouveaux robinets entre les anciens et les tuyaux de purge.

Pour les grands robinets, le meilleur procédé à suivre paraît être de faire fondre le fond avec le robinet même. Le métal dont sont faits tous ces robinets doit être de la même qualité que celui dont on se sert dans la construction des coussinets. Il doit être sans plomb et purgé de toute matière pouvant altérer sa qualité. Dans certains cas, les fonds des robinets sont soudés à une très haute température; mais on ne doit point avoir grande confiance en ce procédé, parce que la soudure est ramollie et détruite par l'eau de mer chaude, au point que, tôt ou tard, le fond laisse fuir l'eau ou se crève.

Les boîtes à garnitures des robinets doivent être d'une hauteur proportionnée à la grandeur de ces pièces. La virole est fixée par quatre forts boulons en cuivre.

Le degré de conicité à donner aux robinets de décharge est un point important à observer dans la con-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

struction de ces parties. Si, en effet, la conicité est trop forte, les taquets auront une tendance continuelle à se soulever, ce qui déterminera un frottement considérable entre les faces de la boîte à garniture, surtout si cette garniture a du jeu. Si, au contraire, cette conicité n'est pas assez marquée, le taquet pourra être trop resserré, et en peu de temps l'usure deviendra telle qu'il s'enfoncera dans la chaudière et interceptera bientôt tout passage à l'eau. L'angle de déviation que l'on donne ordinairement aux parois du robinet est celui que détermine une hauteur d'un huitième de centimètre pour une longueur d'un centimètre, ce qui revient à dire qu'il existe une différence d'un quart de centimètre entre deux diamètres, pour chaque centimètre de hauteur. Mais nous pensons qu'il vaudrait mieux augmenter légèrement cette proportion, et porter la différence entre les deux diamètres, non pas au quart, mais au tiers d'un centimètre.

Le fond du robinet doit toujours être placé à une petite distance au-dessus du fond de la chaudière; on doit aussi ménager une surface bien unie au-dessus et au-dessous de l'orifice, afin de prévenir les fuites.

Les robinets dont les dispositions seront conformes aux indications que nous venons de donner produiront toujours de bons résultats dans la pratique.

Les robinets d'épreuve sont généralement fort peu compliqués, et sans embarras pour le mécanicien. Rarement ils sont munis de boîtes à étoupes, et sont, le plus souvent, et après quelque temps de service, entourés de stalactites formés par les matières salines, par suite des fuites qui se développent. De plus, l'eau qui s'écoule de ces robinets attaque la face de la chaudière, et augmente la corrosion qui a lieu dans le cendrier.

Il serait préférable de réunir les robinets d'épreuve, appartenant à chaque chaudière, en un seul tube vertical, communiquant convenablement avec le générateur correspondant. On dirigerait alors l'eau qui s'écoulerait de ces tubes dans un tube en entonnoir communiquant avec le pont du navire.

Les robinets d'épreuve, et aussi les tubes indicateurs, devraient être munis de boîtes à étoupes, ainsi que de fonds, à moins que l'eau ne pénètre par le fond du taquet. Les tubes doivent toujours avoir, à chaque branche, un robinet communiquant avec la chaudière, afin qu'on puisse couper à la fois l'eau et la vapeur, si le tube vient à se briser.

Les robinets d'épreuve portent souvent des tubes qui traversent la chaudière d'un bout à l'autre, afin de maintenir constamment un niveau d'eau élevé, tout en permettant un facile accès aux robinets eux-mêmes. Mais, avec les tubes, cette espèce d'arrangement n'est pas possible; aussi ces tubes doivent-ils toujours être placés dans la position du niveau de l'eau, que ce niveau soit élevé ou non.

Les robinets d'injection de l'eau de mer sont ordinairement établis de la même manière que les robinets de purge, auxquels ils ressemblent aussi quant à la dimension. L'eau d'injection est généralement admise dans le condenseur par l'intermédiaire d'un tiroir, mais un robinet nous semble préférable à un tiroir, parce qu'on l'ouvre plus aisément, et qu'il n'a aucune tendance à se fermer de lui-même.

Les tuyaux d'injection doivent traverser les flancs du vaisseau et prendre leur embouchure en avant des pales, afin que l'eau qu'ils puisent ne soit pas trop chargée d'air, ce qui aurait des inconvénients.

Dans certains cas, le tuyau d'aspiration de la pompe du pont conduit dans le tuyau d'injection. Mais, il vaut mieux avoir un tuyau, traversant les parois du navire, et réservé exclusivement à l'usage de la pompe du pont, ainsi qu'on le fait généralement.

Le tuyau de trop plein, allant de la bâche à eau chaude jusqu'aux parois du navire qu'il traverse, est muni d'une soupape d'arrêt, appelée soupape de décharge. Généralement, cette soupape est de l'espèce dite à tige, et disposée de manière à s'ouvrir quand l'eau, arrivant de la pompe à air, vient presser contre. Cependant, elle est quelquefois aussi de l'espèce dite à écluse, mais alors on peut être à peu

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

près certain que la bâche à eau chaude se fendra, si la machine est arrêtée sans que l'on ait songé à ouvrir la soupape. L'embouchure du tuyau de trop plein doit toujours être au-dessus de la ligne de flottaison du navire sur lest; autrement il serait difficile de s'opposer aux fuites qui pourraient avoir lieu à l'intérieur du navire, dans la machine même, quand le navire est rentré au port.

Les chaudières sont presque toutes, aujourd'hui, munies de soupapes d'arrêt, ce qui permet de suspendre momentanément le service d'une chaudière, sans arrêter, pour cela, celui des autres parties de la machine. Ordinairement, ces soupapes d'arrêt sont des soupapes à tige de grande dimension; la plupart du temps, elles sont placées dans un tuyau, lequel s'étend à travers les boîtes à vapeur qui servent à faire communiquer ensemble les différents générateurs. Les tiges doivent se rendre, en traversant des boîtes à étoupes, dans le couvercle des boîtes à soupape; elles sont équilibrées par un levier plus ou moins pesant, et maintenues dans un état de mouvement continuel par la vapeur. Si, après avoir soulevé ces soupapes, on les laisse dans cette position, ainsi qu'on a l'habitude de le faire, elles y seront bientôt fixées à demeure par l'effet de la corrosion, et, après quelque temps, il deviendra impossible de les fermer, quoi qu'il puisse arriver. Ces soupapes doivent toujours être accessibles de la chambre où se trouve la machine; il ne doit pas être nécessaire que les boîtes à houille soient pleines pour pouvoir y atteindre.

Les soupapes de sûreté ne doivent pas être placées sur le tube qui met en communication les chaudières. Chaque générateur doit avoir sa soupape de sûreté spéciale, établie directement sur le coffre à vapeur. Si, en effet, il arrivait que la soupape d'arrêt se trouvât fermée, et que la soupape de sûreté ne fût point sur ce coffre, cette dernière ne pourrait contribuer en rien à sauver la chaudière d'une explosion.

Chaque chaudière doit également avoir un manomètre spécial, ainsi qu'une soupape atmosphérique, si, toutefois, on se sert de cette dernière espèce de soupapes, lesquelles nous paraissent tout au plus nécessaires dans les chaudières tubulaires qui sont en mesure de supporter une haute pression.

Les tubes des machines à vapeur pour la navigation doivent toujours être en cuivre. On a, il est vrai, employé dans certains cas des tubes purgeurs en fonte, mais ils sont sujets à se briser, et sont par conséquent dangereux. Tous les tubes qui traversent les parois du navire, et tous ceux, en général, qui sont fixés à demeure par leurs deux bouts, et sont exposés à des alternatives de chaud et de froid, doivent avoir un joint à dilatation libre. Si l'on se sert de tubes en fonte, la partie qui entre dans la virole doit être tournée.

Dans la distribution des viroles des tubes exposés à la pression de la vapeur, on doit avoir soin de placer ces viroles de telle sorte que les parties des tubes qui s'y trouvent renfermées ne puissent être forcées en dehors. De sérieux accidents peuvent résulter de l'omission de ce soin. On met ordinairement une virole à l'endroit où le tuyau principal à vapeur vient rejoindre les tuyaux de distribution conduisant aux cylindres, et, si ces tuyaux se rattachent eux-mêmes aux cylindres ou aux boîtes à soupapes au moyen de viroles, il peut arriver qu'ils viennent à s'échapper de ces viroles et à se détacher du tuyau à vapeur principal. Celui-ci, alors, déverserait toute sa vapeur dans la chambre de la machine, ce qui serait suivi inévitablement des plus funestes accidents.

Quand les tuyaux percent les flancs du navire, on les rend étanches de la manière suivante : Le trou étant pratiqué, un petit tube de plomb, portant un large rebord à l'un des bouts, est fixé dans le trou, après que la place a été préalablement humectée de céruse; on le chasse de l'intérieur du navire, jusqu'à ce qu'il se trouve dans un contact parfait avec le bois. On glisse alors un second rebord sur l'autre extrémité, en saillie, du tube en plomb, et l'on soude les deux parties l'une à l'autre. Les deux rebords doivent être ensuite cloués sur le bois que l'on a mouillé auparavant avec de la céruse.

Cette manière de procéder prévient, évidemment, toute possibilité de fuite à travers le bois. Il n'y

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

a donc plus qu'à chercher à se précautionner contre les fuites qui pourraient avoir lieu dans l'intérieur du navire.

Dans ce but, introduisez votre tuyau dans le trou en plomb, et garnissez l'espace, qui restera entre le tuyau et le plomb, avec de l'étoupe et de la céruse. Le tube doit porter un rebord pour fermer le trou à l'intérieur du navire. On introduira donc la garniture par l'extérieur, et on la fixera au moyen d'une virole, attachée avec des boulons traversant la paroi du navire. Si le tuyau est au-dessous de la ligne de flottaison, la virole doit être de laiton ; si c'est le tuyau de trop plein, un tuyau en fonte suffira.

Cette méthode pour assujettir les tuyaux, dans leur passage à travers les flancs du navire, est la meilleure à adopter pour les vaisseaux en bois. Mais il est clair qu'elle ne pourrait pas s'appliquer aux navires en fer. Dans ce dernier cas, ce qu'il y a de mieux paraît être de fixer, au côté du navire, un petit tube en fer, faisant saillie au dedans. Ce tube servira de point d'attache à tous les tuyaux qui ont leur embouchure au-dessous de la ligne de flottaison. Le cuivre ou le laiton attaquerait le fer du navire si ces points d'attache s'établissaient comme pour les navires ordinaires.

Nous avons reçu de M. Ch. Haswell, ingénieur en chef des constructions navales aux États-Unis, une communication fort intéressante au sujet d'une soupape spéciale qu'il emploie pour les tuyaux d'alimentation qui traversent le fond du navire et vont puiser l'eau dans la mer. L'obturateur de M. Haswell est en usage depuis quelque temps sur les vapeurs de la république des États-Unis, et il a obtenu jusqu'à présent un succès complet.

Cet obturateur, en effet, est d'une grande simplicité et présente toutes les conditions d'une sécurité absolue. Son avantage tout spécial consiste à pouvoir être enlevé pour les réparations sans qu'il soit nécessaire d'incliner le navire, précaution qui a pour but d'éviter l'invasion de l'eau par l'ouverture laissée libre.

Voici comment se fait cette opération, qui se comprendra aisément à l'inspection des figures 327, 328, 329 et 330 ci-contre.

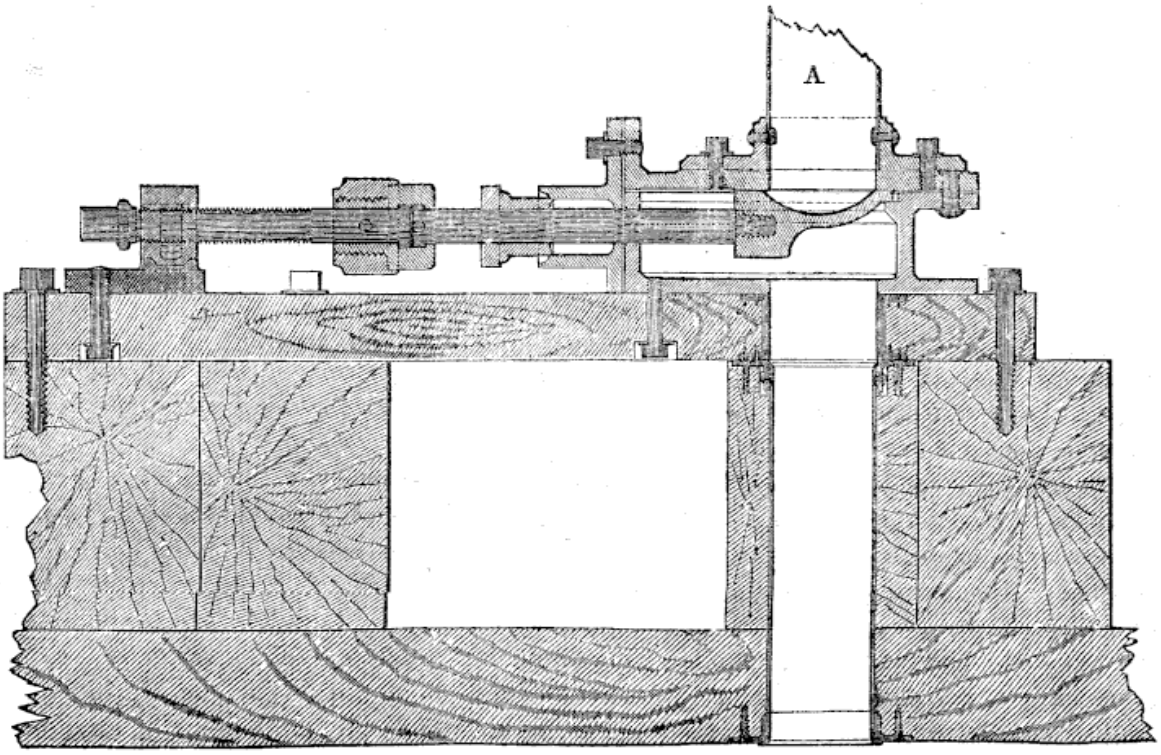


FIG. 327. — Soupape de M. Haswell. — *Coupe longitudinale.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On enlève le tuyau A ; puis on introduit dans l'ouverture de la boîte de la soupape, du moment que cette soupape est enlevée, un bouchon de bois légèrement conique préparé d'avance. On chasse le bouchon jusqu'à ce qu'il ferme hermétiquement l'ouverture.

On dévisse alors le plateau B placé au-dessous de la boîte de la soupape, et on enlève le tout au-dessus du bouchon, qui suffit à empêcher toute invasion de l'eau.

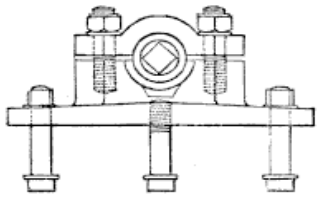


FIG. 328. — Soupape de M. Haswell.
Élévation antérieure.

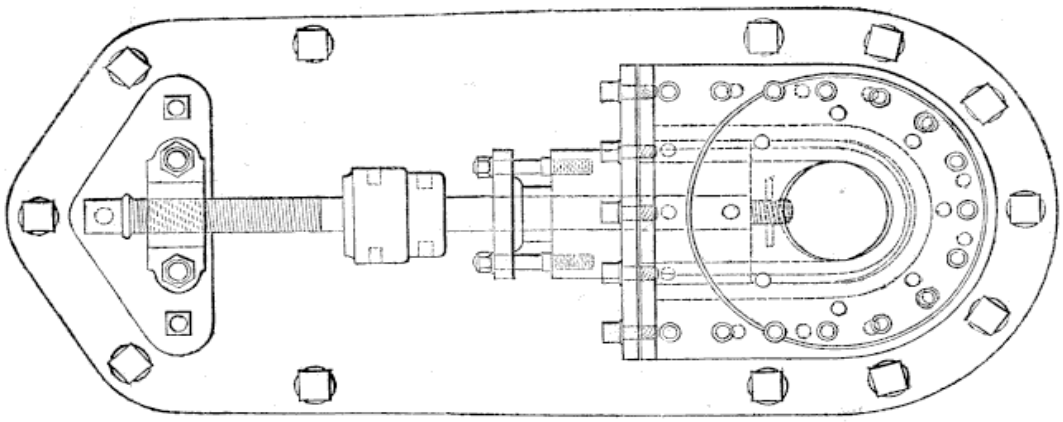


FIG. 329. — Soupape de M. Haswell.
Plan.

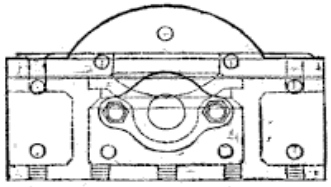


FIG. 330. — Soupape de M. Haswell.
Élévation postérieure.

Lorsque la soupape est réparée, on la remet en place, et on enlève le bouchon, M. Haswell est ainsi parvenu avec une seule soupape à se passer de tout robinet supplémentaire et à pouvoir réparer son obturateur en pleine mer sans arrêter la marche du navire.

Parties diverses des machines oscillantes.

Les parties les plus importantes des machines oscillantes sont le piston, la boîte à étoupes de la tige du piston, les tourillons et le mode de distribution. Nous avons déjà décrit les deux premières ; nous ne donnerons donc que quelques détails généraux sur les deux autres.

La figure 331 (1) représente le mode de distribution dans les machines oscillantes du vaisseau de la marine royale *Trident*, construit par MM. Boulton et Watt. Le diamètre du cylindre est de 1.80 mètre, la longueur de course, de 1 $\frac{1}{2}$ mètre, et la force, de 350 chevaux-vapeur.

La tige de l'excentrique est attachée au bouton *a*. Ce bouton est fixé au centre d'une plaque faisant partie d'un châssis qui est maintenu dans une position verticale au moyen de la tige-guide *b* et des colonnes *c c* de la machine. *d* est l'extrémité du levier de la soupape. Ce levier est mû de haut en bas et de bas en haut par le châssis, quelle que soit la position de l'arc que l'extrémité du levier puisse occuper, par suite de l'oscillation du cylindre ; *e* est une crémaillère qui, au moyen d'un arbre indiqué

(1) Cette figure et la suivante sont à l'échelle de $\frac{1}{24}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par la ligne A B, fait mouvoir le châssis de haut en bas ou de bas en haut, lorsque la tige de l'excen-

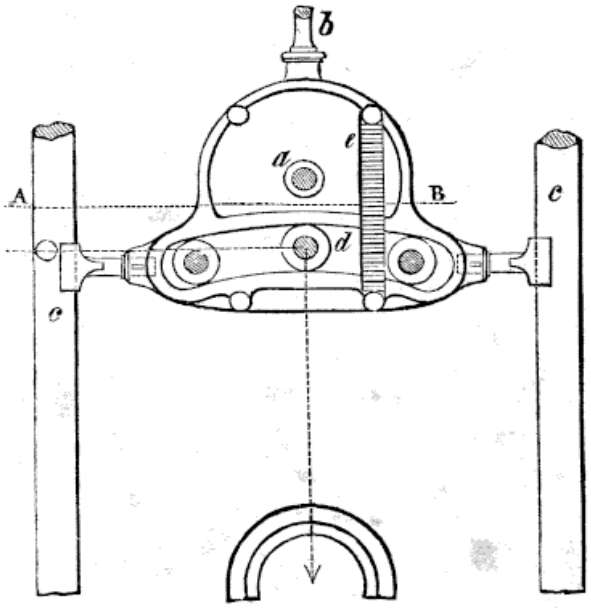


Fig. 331. — Appareil à soupape d'une machine oscillante. — Boulton et Watt.

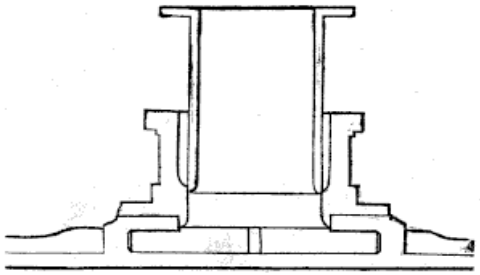


Fig. 332. — Tourillon d'une machine oscillante. — Boulton et Watt.

trique n'est pas en jeu. A l'extrémité de l'arbre est une roue servant à mettre la machine en marche. La rainure courbe, dans laquelle l'extrémité de la soupape se meut, est une portion de cercle; mais ce cercle n'est point décrit du centre du tourillon quand la soupape est à la moitié du coup; il a alors pour rayon une longueur égale à la distance du centre de l'arbre de la soupape au centre du tourillon, quand le cylindre est vertical.

MM. Penn ne forment point la courbe ainsi; ils la décrivent du centre du tourillon, quand la soupape est à la moitié de la course; et, bien qu'on n'obtienne pas alors, pour la soupape, le même mouvement que quand il n'y a pas d'oscillation, cependant la différence est très faible, et, d'ailleurs la marche est réellement meilleure que dans l'autre cas. Il nous semble que l'on pourrait se dispenser complétement de la courbe, à l'aide d'un ajustement convenable de l'excentrique. Le résultat serait, probablement, d'augmenter légèrement la pression latérale contre le piston, mais cet accroissement serait inappréciable dans le cas des soupapes à équilibre, qui peuvent fonctionner sous un développement de force très peu considérable.

La figure 332 représente l'un des tourillons du cylindre du même vaisseau *Trident*. Ce tourillon, au lieu d'être fondu d'une seule pièce avec le cylindre, comme c'est le cas ordinaire, est boulonné dessus, avec douze boulons de 3 centimètres environ. Il est, en outre, consolidé par douze agrafes de 2 $\frac{1}{2}$ centimètres d'épaisseur, fondues sur les bords de l'attache. On remarquera qu'il existe un anneau en saillie, ménagé sur la partie qui doit être boulonnée, et qui est fixé, avec précision, dans l'intérieur du trou pratiqué dans le cercle annulaire, afin de s'opposer au jeu dans le sens latéral. Une entretoise de 2 $\frac{1}{2}$ centimètres d'épaisseur, et disposée au milieu du cercle, assujettit encore l'appareil avec plus de force sur chaque face du cylindre. Enfin, une nervure de 2 $\frac{1}{2}$ centimètres descend verticalement jusque sur les côtés du cylindre où elle vient mourir.

La partie du tourillon qui travaille est de 56 centimètres en diamètre, avec une portée de 18 centimètres environ. L'épaisseur du métal est de 5 $\frac{5}{4}$ centimètres. Le tuyau à vapeur, qui pénètre dans le tourillon, a une épaisseur de 2 $\frac{1}{4}$ centimètres, et l'espace à garniture, entre le tuyau et le tourillon, une largeur de 3 centimètres environ.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La virole qui sert à comprimer la garniture est ordinairement en deux morceaux. Le tuyau doit être construit de telle sorte qu'on puisse le faire glisser, en le poussant, dans le cylindre, afin de faciliter son point d'attache extérieur. Il n'est pas nécessaire de donner plus de longueur à l'autre bout du tuyau qui entre dans le tourillon pour parer à l'inconvénient de l'usure du tourillon. Cette usure est, en effet, si petite, qu'elle est absolument inappréciable.

L'épaisseur du métal du cylindre est de 4 centimètres; celle des parties supérieure et inférieure du cercle est de 6 $\frac{4}{8}$ centimètres, sous la partie du tourillon, et seulement de 5 centimètres aux autres places. Le diamètre du trou, dans le cercle, est de 44 à 45 centimètres; le diamètre intérieur du tuyau à vapeur de 33 centimètres, et celui du rebord, qui sert à attacher le tourillon, de 77 à 78 centimètres.

L'intérieur du cercle, dans la partie du tourillon, porte 74 centimètres de large et 11 $\frac{4}{5}$ centimètres de haut. Les tourillons de l'arbre des manivelles ont un diamètre de 30 centimètres et une longueur de 33 centimètres.

Les roues à pales sont suspendues, et le tourillon extérieur de l'arbre a un diamètre de 35 $\frac{1}{2}$ centimètres, et une longueur égale. La partie sur laquelle est fixé le centre, d'où rayonnent les bras, a un diamètre de 40 $\frac{1}{2}$ centimètres et une longueur de 61 centimètres.

Quand la roue à pales est suspendue, l'arbre prend plus de grosseur à l'extrémité extérieure, au lieu de diminuer comme cela a lieu dans les autres cas.

Le diamètre des roues est de 6.70 mètres, les pales ont 60 centimètres de large et 2.75 mètres de long. Quand le vaisseau est sur son lest, elles plongent de 1.40 mètre, et celui-ci tire alors 3.30 mètres d'eau.

Le diamètre du bouton de la manivelle est de 23 centimètres; la longueur du tourillon qui sert à recevoir la bielle est de 35 $\frac{1}{2}$ centimètres.

Le diamètre de la tige du piston est de 19 centimètres. A ce propos, nous verrions un véritable avantage à donner aux tiges des pistons plus de force qu'elles n'en ont aujourd'hui dans les machines oscillantes.

Chacun des cylindres présente, de son centre à celui du tourillon, une distance de 2.30 à 2.60 mètres. Du tourillon à l'arbre, la distance est de 3.25 mètres.

La place du tourillon doit être un peu au-dessus du centre de gravité du cylindre, afin qu'il n'ait aucune tendance à s'incliner lorsque la tige du piston est détachée du bouton de la manivelle, et, en même temps, qu'une faible propension à reprendre sa verticalité, lorsqu'il en est dévoyé.

L'idée d'attacher un poids à l'un des côtés du cylindre, pour contrebalancer celui de la boîte à soupapes, est maintenant abandonnée dans les meilleures machines. On emploie deux soupapes distinctes qui se neutralisent l'une l'autre. Ces soupapes sont placées de chaque côté du tourillon, et peuvent être mises en jeu toutes les deux par le même excentrique. Si le châssis excentrique courbe se trouvait éloigné, la tige de l'excentrique pourrait être immédiatement attachée à une traverse, dont les deux bouts se relieraient aux deux tiges des soupapes. On se dispenserait ainsi de l'appareil intermédiaire dont on se sert aujourd'hui.

Établissement des machines à l'atelier.

Après avoir réglé et nivelé, tant dans le sens de la longueur que dans celui de la largeur, la plaque de couche ou de fondation, tirez, à partir du centre, une ligne d'axe aussi exacte que possible, en la traçant, par différentes places, avec un ciseau afin de pouvoir la retrouver plus tard à volonté. Tracez, à l'aide des procédés ordinaires, une autre ligne perpendiculaire à celle-ci, et passant soit par le centre du cylindre, soit par celui de la manivelle. Placez ensuite l'autre plaque de fondation à côté de la première et à une distance convenable, puis tracez également, sur cette plaque, une ligne passant par le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

centre du cylindre ou par celui de la manivelle, et arrangez-vous, en faisant mouvoir la plaque dans un sens ou dans l'autre, pour que les deux lignes transversales se confondent en une seule et même ligne, ce dont vous pouvez vous assurer à l'aide d'un instrument spécialement destiné à cet objet. Enfin, tracez les autres points du centre, et chassez une cheville à chacun des angles des plaques de fondation; ces chevilles fixeront le niveau bien exactement, et serviront plus tard de points de répère dans les observations subséquentes.

Cela fait, éprouvez le cylindre, c'est-à-dire établissez-le à peu près de niveau intérieurement, et assurez-vous, en l'examinant dans toute sa longueur, s'il demande à être dégrossi vers le fond, ou bien sur l'une ou l'autre des parois. Finissez avec le plus grand soin le fond, mettez-le en place, plombez avec précision le cylindre lui-même à l'aide d'un fil de soie, et enfin travaillez-le de façon à lui donner, à l'embouchure, la dimension convenable. On taille ensuite la plaque de fondation de manière à la faire correspondre à cette dimension.

Alors on soumet le cylindre à une nouvelle épreuve, et l'on règle et replanit tous les points où cette opération est encore nécessaire, jusqu'à ce que le cylindre soit bien établi dans toute sa surface.

On dispose ensuite le bâti, que l'on met en place, et l'on ajuste la partie horizontale de la mâchoire, à l'aide du même instrument qui sert à ajuster le fond. Quant à la partie verticale, elle est disposée de manière à s'adapter aux centres de l'arbre; les rebords angulaires du cylindre, sur lesquels l'entretoise est attachée, ont été préalablement nivelés et plombés.

Les cales sur lesquelles reposent provisoirement le bâti, en attendant que l'opération de l'ajustage soit terminée, doivent être établies de manière à porter chacune une même portion du poids total supérieur, autrement le bâti se fausserait sous un poids inégal, et il serait ensuite absolument impossible de le ramener à sa forme première.

Dans la plupart des machines modernes à action directe, les instructions que nous donnons ici seront, le plus souvent, sans utilité. Les rebords du cylindre, ainsi que le fond, sont alors, en effet, réglés dans la machine à aléser, et le bâti consiste en tiges de fer qui se relient, sans grande difficulté, les unes aux autres. Mais lorsqu'on saura établir convenablement une machine à balancier, montée sur bâti en fonte, rien ne sera plus aisé que d'effectuer la même opération pour toute autre espèce de machine.

Centres d'oscillation et longueurs des tiges.

Lorsque l'on veut fixer l'emplacement des différents axes, la meilleure marche à suivre est de commencer par le grand axe d'oscillation. La hauteur du centre de la traverse, au milieu de sa course, au-dessus du plan du centre principal d'oscillation, est déterminée par le dessin même de la machine, lequel indique la distance qui existe entre le centre de la traverse, au milieu de la course, et le bord du cylindre. D'après cela, en effet, il est facile, au moyen du fil à plomb, de trouver la plus courte distance qui sépare le bord du cylindre du plan du grand axe d'oscillation.

Pour déterminer la position de l'axe de l'arbre des roues à pales, tirez, par le fil à plomb, une verticale prolongeant la ligne du centre tracée sur le bord de la plaque de fondation, et, sur cette verticale, portez, à partir du plan du grand axe d'oscillation, une distance égale à la longueur de la bielle, si cette longueur est déjà déterminée. Dans le cas contraire, prenez la hauteur de l'arbre des roues à pales, au-dessus du grand axe, hauteur qui est fixée dans le dessin.

Pour déterminer la ligne centrale de l'arbre du parallélogramme, lorsque les tiges sont reliées à la traverse, portez, sur le plan du grand axe d'oscillation, la longueur de la tige à partir du centre du cylindre; retranchez de cette longueur celle du rayon de la manivelle, et tirez un niveau pour la ligne centrale de l'arbre de mouvement; portez sur cette ligne, mesurant la distance au plan du grand axe, la longueur de la bielle; vous aurez le centre de l'arbre du parallélogramme, quand les tiges joignent

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la traverse, ce qui est la meilleure disposition à adopter lorsque l'on se sert de parallélogrammes.

La longueur de la bielle principale se mesure par la distance qui sépare le centre du balancier, lorsqu'il est de niveau, ou bien le plan du grand axe d'oscillation du centre de l'arbre des roues à pales.

La longueur des bielles pendantes est la distance qui existe entre la ligne centrale du balancier, quand il est de niveau, et le centre de la traverse, quand le piston est à la moitié de sa course.

La longueur des tiges du parallélogramme est la distance qui existe entre le point d'attache de la traverse ou de la bielle pendante, lorsque le piston est à la moitié de sa course, et l'extrémité du rayon de la manivelle, lorsque la manivelle est horizontale.

Dans les machines où le parallélogramme est attaché à la traverse, cette longueur est la distance du centre du bouton du rayon de la manivelle, quand il est dans une position horizontale, au centre du cylindre.

Établissement du parallélogramme.

Nous avons déjà indiqué, page 499, la méthode à suivre pour établir le parallélogramme d'une machine fixe à balancier. Pour les machines des navires à vapeur, après avoir fixé le centre de l'arbre du parallélogramme, d'après le procédé que nous venons de décrire, il ne reste plus qu'à assembler les différentes pièces les unes aux autres, quand l'arbre de mouvement est attaché à la traverse. Mais, quand cet arbre est attaché à la bielle pendante, l'extrémité de la tige du parallélogramme ne doit pas se mouvoir suivant une verticale, mais suivant un axe dont le sinus-verse est dans le même rapport, avec celui du balancier, que la distance, existant entre le sommet de la bielle et le point d'attache, par rapport à la longueur totale de la bielle.

Le parallélogramme, une fois mis en place, doit être essayé. Pour cela, on soulève et on abaisse le piston à l'aide d'une grue. D'abord, on s'assure du niveau du balancier, et l'on change de place, soit en dehors ou en dedans l'arbre de mouvement, les supports des coussinets ou les tourillons, jusqu'à ce que la tige du piston soit verticale. On fait alors mouvoir le piston vers les deux points extrêmes de sa course. Si, à ses deux extrémités, la traverse est trop rejetée en dehors, l'axe du bouton du balancier, auquel la bielle de mouvement est attachée, est trop éloigné en dehors, et doit être ramené et rapproché du grand axe d'oscillation. Si, au contraire, la traverse est, à ses deux extrémités, rejetée trop en dedans, c'est que l'axe du balancier n'est pas assez éloigné en dehors. Enfin, si la traverse est rejetée en dedans par un bout et en dehors par l'autre bout, et d'une quantité égale, le vice existe dans la bielle de mouvement qu'il faut rallonger ou raccourcir en conséquence.

Nous avons déjà donné, page 366, des règles pour calculer les longueurs convenables à attribuer aux parties des différentes espèces de parallélogrammes. Avec ces règles, le mécanicien pourra s'assurer si les tiges qu'il a à sa disposition ont entre elles les proportions voulues.

Établissement des tiroirs.

La première chose à faire est de s'assurer si la barre de l'excentrique est de longueur convenable. Pour cela, placez le tiroir au milieu de sa course, de façon que les deux lumières soient également recouvertes, et fixez-le dans cette position. Ensuite, faites tourner l'excentrique autour de l'arbre, jusqu'à ce que la barre de l'excentrique ait atteint le point de son parcours le plus éloigné de l'arbre, et alors tracez à l'équerre, à partir du bouton de l'excentrique, une ligne sur la tige.

Continuez à faire tourner l'excentrique jusqu'à ce que la tige soit arrivée à la fin de sa course, vers l'arbre, et tracez encore à l'équerre une autre ligne sur la tige, à partir de l'autre côté du bouton.

Quand le cran de l'excentrique est à égale distance des deux lignes ainsi tracées sur la tige, cette

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ligne a la longueur voulue. Mais si, au contraire, il n'en est pas ainsi, et si le cran est, par exemple, trop bas, c'est que la tige est trop longue et demande à être raccourcie ; si le cran est trop haut, la tige doit être rallongée. Dans les deux cas, la quantité dont il faut allonger ou raccourcir la tige est égale à la déviation du cran au-dessus ou au-dessous de la ligne centrale.

Ainsi, lorsque, dans une expérience, on reconnaît que le cran est plus rapproché, d'un centimètre par exemple, de la ligne inférieure que de la ligne supérieure, il faut changer le cran de place et l'éloigner d'un demi-centimètre de sa position première, afin de le placer juste au milieu des deux lignes. Or, c'est ce que l'on fait en raccourcissant la tige d'un demi-centimètre. Si, au contraire, le cran se trouvait plus rapproché d'un centimètre de la ligne supérieure que de la ligne inférieure, il faudrait rallonger la tige d'un demi-centimètre, et ainsi de même pour des proportions différentes.

Après avoir ainsi déterminé la vraie longueur de la tige de l'excentrique, et ajusté la tige en conséquence, il faut placer la manivelle dans une position perpendiculaire. Dans un atelier, on arrive aisément à ce résultat au moyen d'un fil à plomb, mais dans un navire, il faut avoir recours à un autre procédé. Voici celui que l'on peut employer.

Retrouvez sur la plaque de fondation, ou sur l'embouchure du cylindre si c'est pour une machine à action directe que vous opérez, la ligne centrale transversale répondant au centre de l'arbre. Sur le grand œil de la manivelle, décrivez un cercle de la dimension du bouton de la manivelle et portez, dans une direction de l'avant à l'arrière du navire, et à partir de la ligne centrale tracée sur la plaque de fondation ou sur l'embouchure du cylindre, une distance égale au rayon ou à la moitié du diamètre du bouton de la manivelle. Du point ainsi obtenu, tracez une ligne qui soit tangente au cercle décrit sur le grand œil de la manivelle, et faites tourner les roues à pales, jusqu'à ce que le bouton de la manivelle vienne toucher la ligne ainsi tracée. La manivelle se trouvera ainsi placée dans une position perpendiculaire, et pourra, par ce procédé, être disposée soit sur son centre supérieur, soit sur celui du bas.

La manivelle une fois placée dans la position qu'elle doit avoir, pendant que le tiroir est assis et fixé avec la longueur de parcours qu'on veut lui donner, il n'y a plus qu'à faire tourner l'excentrique sur l'arbre jusqu'à ce que le cran arrive en opposition du bouton et que la tige tombe dans l'enclanchement qui doit la recevoir pour déterminer la véritable position de l'excentrique sur l'arbre. Cette position de l'excentrique peut alors être marquée sur l'arbre, et les crochets établis comme d'habitude. Alors le tiroir peut être placé de manière à marcher d'abord en avant, puis en arrière, en changeant l'excentrique de place, et en le faisant tourner vers le côté opposé de l'arbre, jusqu'à ce que la tige retombe de nouveau dans l'enclanchement.

La position qui correspond à une marche en avant dans quelques machines est celle qui correspond à une marche en arrière dans d'autres ; cette différence dépend du sens dans lequel les machines sont placées, ainsi que de l'arrangement des leviers et de l'espèce de tiroir employée.

On ne doit pas oublier que ce sont les crochets qui font marcher l'excentrique, et non pas l'excentrique qui fait marcher les crochets. L'oubli de cette condition a souvent conduit à de graves erreurs.

Il est impossible de donner une règle générale pour servir à déterminer la longueur des leviers du tiroir, ou celle du parcours de cette partie. Dans la plupart des machines, cependant, le parcours du tiroir est égal au double de la largeur de la lumière, et l'excentricité au parcours du tiroir, de façon qu'il n'y a ni perte ni gain de mouvement dans le jeu des leviers.

Dans les machines qui ne travaillent pas avec détente, la largeur de la face du tiroir est égale à celle de la lumière ; mais toutes les machines modernes comportent une certaine avance ou recouvrement, tant sur le côté où arrive la vapeur, que sur celui où elle s'échappe. Dans les steamers *Thames* et *Medway*, construits par MM. Maudslay, les dimensions qui se rapportent au tiroir sont les suivantes :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Parcours du tiroir.	$0^m.41$
Longueur du levier du tiroir.	$0^m.22$
Largeur de la lumière.	$0^m.15$
Longueur id.	$0^m.66$
Distance entre le rebord de dessus de la lumière supérieure et le rebord de dessous de la lumière inférieure. . . .	$2^m.65$
Distance entre les rebords extrêmes des faces du tiroir. .	$2^m.64$

On voit donc, qu'au lieu d'avoir un recouvrement sur le côté de sortie, le tiroir est à chaque bout plus court d'un demi-centimètre environ, et ne peut entièrement recouvrir la lumière dans aucune position.

Dans quelques machines, la face supérieure est plus étroite que la face inférieure. Dans les machines de 50 chevaux-vapeur construites par MM. Maudslay, la largeur de la lumière est de $7\frac{1}{2}$ centimètres, et sa longueur de 38 centimètres; la largeur de la face inférieure est de $12\frac{1}{2}$ centimètres environ, et celle de la face supérieure de $11\frac{3}{4}$ centimètres.

Dans les machines d'un cylindre de 1.25 mètre construites par les mêmes mécaniciens, la dimension de la lumière est de $8\frac{1}{4}$ sur 46 centimètres, dans celles dont les cylindres ont 1.35 mètre, la dimension de la même partie est 50 sur 10 centimètres; les faces des tiroirs ont une largeur de $20\frac{1}{2}$ et $18\frac{1}{2}$ centimètres; la longueur du parcours est de 28 centimètres.

Ces dimensions varient suivant les différents constructeurs, mais sans qu'il en résulte, à ce que nous pensons, des différences notables dans l'efficacité de la machine. Nous renvoyons le lecteur aux discussions que nous avons déjà faites, et aux règles que nous avons données relativement aux tiroirs.

Montage des machines dans l'intérieur du navire.

La première chose à faire est de partager en deux parties égales la distance qui existe entre les deux coussinets des roues à aubes, et de tracer ensuite, par le point ainsi trouvé, sur le pont même du navire, une ligne centrale allant de l'avant à l'arrière du navire. Quand cette ligne est déjà tracée par le charpentier, ainsi que cela a lieu souvent, il suffit de la vérifier. Cela fait, on tire une ligne perpendiculaire à celle-ci et passant par les coussinets des roues à aubes, c'est-à-dire dans la direction de l'arbre. Le point d'intersection des deux perpendiculaires est ensuite projeté, à l'aide d'une équerre de grande longueur, sur la contre-quille du navire. Dans le cas où la projection de ce point ne correspondrait pas bien exactement au centre de la contre-quille, il vaudrait mieux la changer légèrement de place, de manière à l'amener sur ce centre. On aurait soin, seulement, de changer également la position du point lui-même tracé sur le pont, de manière à le faire correspondre à celui d'en bas. Il faudrait, cependant, que l'emplacement des deux coussinets pour les roues à pales ne rendît pas cette modification impossible, et qu'on pût sans inconvénient rapprocher ou éloigner l'un de ces coussinets à l'aide de cales en bois.

Le point une fois déterminé sur la contre-quille du navire, on tracera par ce point une ligne de l'avant à l'arrière du navire et passant, aussi exactement que possible, par l'axe longitudinal; puis on tracera une autre ligne sur le pont même et par le point déjà fixé, et on fera en sorte que les deux lignes longitudinales, ainsi décrites sur la contre-quille et sur le pont, soient toutes deux situées dans un seul et même plan vertical.

On prendra alors, sur la tige tranversale dans la direction de l'arbre, trois points également distants du centre. De ces trois points comme centres, et avec un rayon convenable, on décrira des arcs de cercle coupant la ligne longitudinale, afin de vérifier si les deux lignes sont bien disposées à angle droit l'une par rapport à l'autre. S'il n'en est pas ainsi, on changera la direction de la ligne tranversale de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

manière à la rendre perpendiculaire à la première. Alors on projettera deux points de la ligne transversale sur la contre-carène du navire et en joignant l'une à l'autre les projections de ces points, on aura une ligne disposée bien exactement au-dessous de l'arbre de la machine.

C'est sur cette dernière ligne qu'on devra placer la direction de l'arbre déjà déterminée sur la plaque de fondation, en ayant soin, en même temps, que la distance convenable soit observée entre la ligne d'avant en arrière tracée sur la plaque et celle analogue tracée sur la contre-quille du navire. On s'assure enfin si la contre-quille est elle-même parfaitement établie, avant de procéder au montage des diverses parties qui constituent la machine.

Au reste, c'est surtout le bon sens, plutôt qu'une indication précise, qui est nécessaire pour disposer d'une façon convenable une machine à vapeur dans l'intérieur d'un navire; tout homme intelligent saura bien découvrir de lui-même une méthode pour se diriger. On comprend qu'on ne peut se servir, à bord d'un navire, ni d'un fil à plomb, ni d'un niveau à bulle d'air; tout le problème consiste à disposer les plaques de fondation, sans avoir recours à ces instruments, de telle sorte que l'arbre ne soit pas placé de travers dans le navire, et qu'il ne risque pas d'être mis hors de son siége par une fausse disposition du bâti. Comme on ne peut se servir de fil à plomb, on a recours à une équerre; peu importe, d'ailleurs, l'angle que présente la contre-quille par rapport au pont; il suffit que la ligne transversale, servant de direction à l'arbre, soit bien à angle droit avec la ligne de la quille.

Les plaques de fondation une fois établies, il n'y a plus aucune difficulté à disposer les autres parties de la machine dans leurs emplacements respectifs sur ces plaques. Les roues à pales doivent être suspendues au haut du tambour, pour rendre le mouvement de l'arbre plus facile, et les entretoises entre les machines doivent être établies quand le navire est à flot.

Pour vérifier si les arbres sont bien dans la direction qu'ils doivent avoir, on fait tourner les roues, et l'on s'assure si la distance entre les manivelles et les deux centres horizontaux, est la même, tant vers leur point le plus élevé que vers leur point le plus bas. S'il n'en est pas ainsi, on fait mouvoir le bout de l'arbre des roues à pales, soit de haut en bas ou de bas en haut, soit à droite ou à gauche, jusqu'à ce que la distance entre les manivelles, aux quatre centres, soit exactement la même.

Application de l'hélice à la propulsion des navires.

On doit comprendre aisément que les machines à vapeur pour la navigation, telles qu'elles existent aujourd'hui, seront singulièrement modifiées, du moment que l'hélice aura remplacé les roues à aubes comme propulseur des navires. Or, il est très probable que ce rôle est réservé à l'hélice dans un avenir plus ou moins rapproché. Il faut alors de toute nécessité que les machines viennent agir directement sur l'axe de l'hélice, qui, devant être doué d'un mouvement rotatoire beaucoup plus rapide que celui de l'arbre des roues à aubes, exige par cela même une plus grande vitesse du piston.

De petites machines dans lesquelles les pistons se meuvent avec une grande vitesse peuvent par le fait accomplir le même travail que de grandes machines douées d'un mouvement comparativement plus lent; ainsi en appliquant directement à l'arbre de l'hélice des machines d'un petit volume, on pourra, en donnant une plus grande vitesse au piston, obtenir le service de machines plus volumineuses. C'est là un avantage évident pour la navigation à vapeur, puisqu'on aura la faculté d'appliquer une force considérable à la propulsion d'un fort navire, sans le charger outre mesure du poids de grosses machines. C'est encore un avantage pour les constructeurs eux-mêmes qui pourront ainsi arriver à produire une force donnée à l'aide d'une dépense moindre.

Le seul obstacle réel qui s'oppose à l'introduction radicale de ce système réside dans la difficulté qu'il y a à faire travailler la pompe à air avec une grande vitesse sans qu'il en résulte, pour les soupapes, des chocs tellement violents qu'elles en soient bientôt usées et mises hors de service. Cette difficulté,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cependant, peut, suivant nous, être vaincue en construisant le piston de la pompe à air sans soupapes, et en faisant ouvrir et fermer le passage du clapet du fond au moyen d'un tiroir, qui recevrait son mouvement de la tige de l'excentrique. La soupape de décharge doit aussi s'ouvrir sous la pression de l'eau contenue dans la pompe ; mais cette soupape peut n'être autre chose qu'une soupape à piston avec des lumières obliques, comme celle qui est représentée dans la figure 238 ; quant à sa fermeture elle aurait lieu à l'aide d'un pendule pesant, attaché à l'extrémité d'un levier mobile à l'extérieur, et qui, dans son mouvement oscillatoire, forcerait le piston à s'appliquer contre les lumières.

La plupart des machines, que l'on construit aujourd'hui pour les appliquer au service de l'hélice, ont quatre cylindres couchés horizontalement avec deux manivelles sur l'arbre de l'hélice. A ces manivelles sont attachées les bielles, lesquelles sont reliées au haut des tiges des pistons, comme cela a lieu dans la machine *Gorgon*, ou dans les locomotives. Dans certains cas, on a employé des machines oscillantes, sous un angle de 45°, avec une seule manivelle sur l'arbre. Nous croyons que cette disposition est la meilleure de toutes celles que l'on peut adopter.

La pompe à air peut être à double effet, et desservie à l'aide du même bouton de manivelle auquel les tiges des pistons sont attachées. Ce bouton, cependant, doit être excentrique à l'endroit où la tige de la pompe à air s'y attache, afin que la course de cette pompe soit moindre que celle du cylindre. Dans le cas où l'on adopterait cet arrangement, il faudrait que la manivelle et le bouton, en supposant ces parties faites d'une même pièce, présentassent une plus grande force que d'habitude. Il en devrait être de même du col de l'arbre auquel la manivelle est suspendue.

Si la pompe à air est à double effet, ainsi que cela paraît être préférable, son diamètre peut être très faible ; mais les orifices du clapet du fond et de la soupape de décharge doivent être plus larges qu'ils ne le sont ordinairement, et proportionnellement à la dimension de la pompe. Si l'on adopte une soupape à piston pour remplacer la soupape de décharge, il sera bon de l'équilibrer par un contre-poids, comme on le fait pour la soupape à vapeur. On y ajoutera alors un pendule, ou bien une petite manivelle maintenue dans la position verticale par une tige pesante, dont l'extrémité sera guidée d'une manière convenable à l'aide d'un œil annulaire, afin de faire revenir la soupape en arrière, ou de retenir le piston contre les lumières jusqu'à ce que la pression de la vapeur vienne s'y faire sentir.

Il est évident que si l'on adopte cette disposition, la force de poussée en avant, déterminée par l'arbre, force qui, dans le steamer à hélice de Rattler, est équivalente à un poids de quatre tonnes, ne peut être supportée par la seule extrémité de l'arbre. Ce qu'il y a de mieux à faire, en pareil cas, paraît être de faire recevoir cette force de propulsion par un collier placé sur l'arbre et manœuvrant dans l'intérieur d'un cylindre plein d'huile. L'huile est poussée d'une manière continue par une petite pompe, mise en jeu par la machine elle-même. Il ne serait pas bon, cependant, de s'en tenir là, et l'huile seule ne suffirait pas. En conséquence, entre le collier et le fond du cylindre plein d'huile, ainsi qu'entre le collier et le haut du même cylindre, afin de prendre des précautions pour la marche en arrière, on interpose des rouleaux qui jouent comme pour les ponts tournants ou les plates-formes de locomotives. Ces rouleaux doivent être en aussi grand nombre que possible ; ils ne doivent se toucher qu'en un point, et être étroits. Plusieurs de ces petits rouleaux sont placés sur la même tringle, de manière à augmenter la surface de contact. Le collier et les extrémités du cylindre sont formés de plaques en acier dur ; il en est de même des rouleaux, qui doivent être exactement de même diamètre. Le cylindre doit être muni d'une soupape de sûreté, de chaque côté du collier, afin que le surplus de l'huile, introduite à l'aide de la pompe, puisse s'échapper et tomber dans un petit réservoir, d'où elle est ensuite soutirée par la pompe.

A l'aide de ces précautions, l'effet de la poussée de la vis pourra être neutralisé d'une manière aussi complète qu'avantageuse. On devra avoir soin de placer, de chaque côté du collier, des rondelles en cuir semblables à celles dont on se sert pour les presses hydrauliques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les perfectionnements à apporter aux machines à vapeur, sous le rapport de leur application à l'hélice, sont un des sujets qui méritent le plus d'occuper l'attention des ingénieurs. L'adoption complète de ce mode de propulsion paraît, en effet, fort probable aujourd'hui; et si l'hélice prend définitivement la place des roues à pales, les bonnes machines à action directe, applicables à l'hélice, seront naturellement appelées à obtenir le plus grand succès. Jusqu'à ce qu'on soit arrivé à obtenir une machine à vapeur rotative d'un excellent service, la machine oscillante, avec sa manivelle à action immédiate comme nous l'avons décrite, conservera probablement sa suprématie, et nous recommandons l'adoption de ce dernier système, en raison surtout du peu de changements qu'il est vraisemblablement appelé à subir d'ici à longtemps.

Remarques sur les machines à vapeur pour la navigation.

Les cylindres doivent être *feutrés*; puis on les revêtit de bois. Ce bois a dû être préalablement séché au four, de manière à ne plus pouvoir se retirer davantage. On revêtit de la même manière les tuyaux à vapeur; on feutre les chaudières, et on les recouvre ensuite avec des feuilles de plomb, soudées à chaque joint.

Le filet des vis qui servent au serrage des diverses pièces de la machine doit être uniforme et le même pour toutes; les écrous, qui s'ajustent sur des boulons de même diamètre, doivent être de même grandeur, de manière que la même clef puisse servir pour tous.

On n'a guère besoin de coupes à suif, si les boîtes des pistons et des cylindres sont à garniture métallique. On met à part et sur une tablette les pots pour l'huile et les lampes, et on les assujettit de manière à ce qu'ils ne puissent tomber dans les moments de roulis. Il doit y avoir une place convenable et spéciale pour tous les objets qui font partie de la fourniture de la chambre de la machine; les objets qui ne servent que rarement n'en doivent pas moins être fréquemment inspectés. Sans cette précaution, on est à peu près sûr que la rouille ne tardera pas à s'y mettre et à les détruire.

Dans la plupart des navires, l'emploi des boulons, qui sont nécessaires pour fixer la machine à la carcasse, est la cause d'inconvénients graves. Généralement, ces boulons sont en fer. Quelquefois, ils traversent de part en part le fond du navire; d'autres fois, ils ne traversent que la contre-carène, auquel cas on ménage une entaille dans le plancher ou dans la charpente pour recevoir l'écrou. Mais, dans les deux cas, le fer s'use rapidement, lors même qu'on a eu soin de l'étamer à l'avance; et l'on a trouvé préférable de faire des boulons en métal de Muntz ou en cuivre.

Dans les machines à balancier, on peut, pour chaque machine, placer quatre boulons en métal de Muntz traversant le fond du navire et le bâti à l'extrémité de la manivelle, quatre autres au centre principal d'oscillation, et quatre autres, enfin, au cylindre; en tout douze boulons par machine. Le mieux est de faire ces boulons avec un écrou à chaque bout, afin qu'on puisse les enlever de l'intérieur même; on évite ainsi la nécessité de soulever, dans le bassin, le navire sur de hautes cales pour permettre aux ouvriers d'atteindre aisément par dessous la quille. Les autres boulons qui servent à maintenir la machine peuvent être en fer. On peut, à l'aide d'un écrou carré, visser ces boulons dans le bois de la contre-carène comme on le ferait avec des vis à bois, en ayant soin de ménager par en haut un écrou que l'on visse contre la plaque de fondation, une fois que la partie encastrée dans le bois est dans sa place.

Quand le cylindre de la machine est fixe, on l'assujettit en dessous à la plaque de fondation à l'aide d'un nombre de boulons égal à celui qui sert à attacher le couvercle du cylindre. Dans les positions où l'accès est difficile ou impossible, on doit faire ces boulons en cuivre ou en laiton.

Quand les boulons sont bien faits, la profondeur de la rainure doit être environ le douzième du diamètre du cylindre, c'est-à-dire que les diamètres des cylindres, entre les bords extrêmes de la rainure, sont entre eux dans le rapport du nombre 5 et 6.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'effort auquel on peut soumettre avec sécurité le fer dans les machines ne doit être que le quinzième de sa force absolue, ou environ 30 kilogrammes par millimètre carré de section transversale, c'est-à-dire qu'un poids de 2350 kilogrammes peut être soutenu par une vis présentant un centimètre de diamètre à l'extérieur de son filet. On peut donc aisément calculer la force des boulons qui fixent le bâti, quand on connaît la force de soulèvement du piston ou du grand axe d'oscillation; mais il est bon de dépasser de beaucoup cette force dans la pratique, à cause de l'élasticité des contre-quilles, de l'usure produite par l'oxidation du métal, et pour une foule d'autres motifs.

On se sert aujourd'hui, sur un grand nombre de navires, d'une coupe à huile extrêmement utile, et qui, dit-on, réalise une économie d'huile considérable, tout en lubrifiant plus complétement les tourillons et supports. Une roue à rochet est fixée sur un petit arbre qui traverse la paroi de la coupe. Cette roue est mise en révolution, et tourne lentement, à l'aide d'un pendule attaché à sa partie extérieure. Dans sa révolution, elle soulève des petits seaux pleins d'huile, qu'elle renverse ensuite dans un entonnoir placé au centre du tourillon.

Quelquefois on remplace les seaux par quelques petits fils métalliques suspendus à la roue intérieure. Les gouttes d'huile qui s'attachent à ces fils, lors de leur passage dans le liquide, se déposent sur une lame saillante placée sur l'entonnoir, et sur laquelle les fils, en tournant, viennent s'appuyer. Mais ce procédé ne fournit pas l'huile petit à petit, et avec autant d'avantage, parce que les gouttes tombent avant que les fils ne se trouvent en position convenable pour lubrifier le tourillon.

Un autre appareil à lubrifier consiste en un robinet ou tampon, inséré dans le goulot de la coupe à huile, et mis en révolution par un pendule et une roue à rochet, ou par tout autre moyen. Il y a une petite cavité dans l'un des côtés du tampon. Cette cavité est remplie d'huile quand elle se trouve en dessus; et elle la laisse tomber, par le tube du fond, quand elle est dans une position contraire.

Dans certains cas, les tourillons s'échauffent et se fatiguent, à cause de la rainure en croix pratiquée dans les coussinets d'en haut pour la distribution de l'huile, et dont l'effet est de laisser sans huile et de dessécher le sommet des tourillons. Pour les tourillons à révolution, ce procédé qui consiste à couper une rainure en forme de croix, pour servir à la distribution de l'huile, ne peut entraîner aucun dommage réel; mais, dans d'autres circonstances, et, notamment, pour les tourillons du balancier, ce moyen serait fort nuisible, et les coussinets, si on le mettait en usage, seraient bientôt complétement usés. Ce qu'il y a de mieux à faire est de pratiquer une rainure horizontale dans le coussinet au droit de la portée elle-même, c'est-à-dire sur la ligne de contact du coussinet avec la surface supérieure du tourillon, de telle sorte que toute l'huile se dépose sur la partie la plus haute du tourillon, et puisse descendre, pour lubrifier les parties inférieures, en vertu de la gravité. Il faudra, évidemment, que cette rainure soit interrompue un peu avant d'arriver au bord même du coussinet, autrement l'huile s'échapperait par les bouts.

L'arbre des roues, au droit de son passage à travers les flancs du navire, est ordinairement entouré d'une boîte à garniture de plomb, qui servirait de cale dans le cas où l'extrémité de l'arbre viendrait à fléchir. Cette boîte prévient l'introduction, dans l'intérieur du navire, de l'eau que chasseraient les roues à pales; mais il est bon, pour plus de précaution, de placer un petit réservoir sur le côté du navire, immédiatement au-dessous de la boîte, avec un tuyau dans le fond, pour recevoir et perdre l'eau qui pourrait pénétrer.

Quelquefois le tourillon de l'extrémité extérieure de l'arbre des roues à pales est lubrifié au moyen de suif que l'on introduit dans un trou pratiqué dans le couvercle des supports, comme pour les roues hydrauliques. Mais, pour les navires destinés à de longs voyages, il vaut mieux avoir un tube prenant son embouchure au haut du tambour, et descendant dans une coupe à huile placée au-dessus du tourillon. A l'aide de ce tube on peut toujours fournir d'huile les parties qui en ont besoin.

Des bassins sont disposés au-dessous des excentriques pour recevoir l'huile qui en découle.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans les navires qui ont des condenseurs de Hall, les pistons et les boîtes à étoupes doivent être entretenus avec de l'huile et non pas avec du suif, parce que ce dernier corps se congèle dans les tubes des condenseurs et les engorge.

Les boulons qui servent à assujettir les pales doivent être très forts, à cause des effets de la corrosion à laquelle ils sont si exposés. Les écrous doivent être larges et carrés, afin qu'ils puissent serrer encore et empêcher tout jeu, même lorsque leurs bords sont détruits par la rouille.

Quand les pales sont en plusieurs morceaux, on boulonne les planches bord à bord avec des boulons qui les traversent de part en part. Il ne faut pas que l'anneau soit trop en dehors, autrement les pales seraient brisées quand la roue travaille dans une mer agitée. L'arbre extrême des pales doit être aussi près que possible de la roue, pour que des parcelles de bois ne puissent être enlevées par les vagues.

Il est extrêmement difficile de fixer solidement les machines une fois qu'elles ont commencé à prendre du jeu dans le vaisseau. Bientôt, en effet, les surfaces des contre-carènes sur lesquelles elles reposent deviennent inégales et bosselées, et les machines prennent du balancement.

Généralement, les boulons qui attachent la machine à la contre-carène sont en trop petit nombre et d'un trop fort diamètre. Il vaut beaucoup mieux en mettre un plus grand nombre, en leur donnant moins de force. Douze forts boulons de laiton ou de cuivre, traversant le fond du navire, suffisent, comme nous l'avons dit, pour une machine à balancier, le navire lui-même étant supposé en bois. Mais il faut, outre cela, un grand nombre de vis à bois pour assujettir la plaque de fondation à la contre-carène, ainsi qu'un grand nombre de boulons moins forts pour fixer les différentes parties de la machine à la plaque elle-même. Dans les vaisseaux en fer, il n'y a pas avantage à faire traverser le fond par des boulons, comme cela a lieu dans les navires ordinaires en bois; il n'y a tout simplement qu'à assujettir la machine à la plaque en fer de la contre-carène, laquelle est percée de trous et est disposée de manière à servir à la machine de base solide.

Quand le bâti est en fonte, il est bon d'en relier toutes les parties à l'aide d'une entretoise, partant de l'extrémité de la machine, et se prolongeant jusqu'au delà de la bielle. Une autre entretoise horizontale est disposée entre les flasques intermédiaires, immédiatement au-dessous de l'arbre des roues, afin de s'opposer à l'action désorganisatrice des bielles.

S'il existe du jeu dans le bâti, aux points d'attache des mâchoires du cylindre, ce qu'il y a de mieux à faire est de chasser un certain nombre de boulons d'acier coniques dans des ouvertures préalablement percées. Quand les rebords sont assez épais, on peut encore introduire des clavettes carrées, moitié dans une paroi, moitié dans l'autre, pour résister à l'effort qui se produit. Si les mâchoires se fendent ou se brisent, on peut les remplacer par un cercle en fer entourant le cylindre. C'est là, du reste, la meilleure disposition à adopter dans tous les cas où les circonstances particulières de la construction permettent l'introduction facile des boulons et des clavettes.

Quand les machines sont arrivées à prendre un balancement considérable dans le vaisseau, et qu'elles sont, d'ailleurs, défectueuses sous d'autres rapports, le mieux est de les faire enlever, et de les réparer en entier avant de les replacer dans le navire. On ajuste et on consolide de nouveau la contre-carène, et on y fixe avec soin la plaque de fondation. On a l'habitude de laisser les plaques sur les têtes des boulons, et de les caler ensuite à l'aide de coins tout autour, jusqu'à ce qu'il n'y ait plus de vide; mais il est préférable d'asseoir directement les plaques sur le bois, ainsi que le font les meilleurs mécaniciens.

Les joints dits *à rouille* sont aujourd'hui fréquemment employés dans les machines à vapeur pour la navigation. Voici comment on les prépare. On prend 1 gramme de sel ammoniac en poudre contre 18 grammes de résidus de fonte provenant du forage, puis on jette sur ces substances une quantité d'eau suffisante pour bien humecter le mélange. L'opération doit être faite peu d'heures avant le moment où l'on veut s'en servir. Quelques personnes ajoutent aux proportions ci-dessus un demi-gramme environ

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de soufre, et un peu de la matière visqueuse qui est le résultat du repassage sur la pierre à aiguiser. Ce ciment est chassé dans les joints avec un ciseau en fer, dans une épaisseur d'environ 2 centimètres sur une hauteur de 6 à 7 millimètres, et, quand l'opération est terminée, on visite les boulons qui serrent le joint, et l'on s'assure s'ils sont bien serrés. La partie du métal, où se trouve le joint à rouille, doit toujours être coupée à vif. Si la place est graisseuse, on frotte la surface avec de l'acide nitrique, et on la nettoie ensuite, jusqu'à ce qu'il n'y reste plus de graisse.

L'huile qui sert à lubrifier les machines tend à endommager les joints à rouille, en recouvrant l'oxide. Les chaudronniers préservent les bords des plaques et les rivets au moyen d'un ciment composé de poids égal de chaux vive et de sang caillé ou de blanc d'œuf. Dans les chaudières en cuivre, cette substance peut être utile pour prévenir les fuites imperceptibles qui ont quelquefois lieu, bien que le ciment romain paraisse à peu près aussi bon pour cet objet. Une toile métallique, imbibée de blanc de céruse ou de minium, et interposée entre deux surfaces bien préparées et bien réglées, paraît être la meilleure disposition de joint que l'on connaisse encore. Aussi est-elle aujourd'hui appliquée par les meilleurs mécaniciens.

Métal employé dans la construction des machines.

Ce que l'on se propose généralement dans la construction des cylindres, c'est de les faire solides et résistants; mais il est bon qu'ils soient, en outre, fermes et inflexibles, et que le métal qui les compose se rapproche, autant que possible, du fer forgé. C'est ce que l'on peut faire en mélangeant, pour la fonderie, le plus grand nombre d'espèces différentes de fontes que l'on pourra se procurer. C'est, en effet, une règle générale que, dans l'opération de la fusion, plus il entre d'espèces différentes de fer destinées à la composition de la fonte, plus cette fonte est forte et résistante. Les atomes qui constituent les différentes espèces de fer paraissent avoir des dimensions différentes, et leur mélange conserve sa dureté, ce qui en augmente la densité et la cohésion.

On avait cru longtemps que l'emploi de l'air chaud avait moins d'effet pour la fusion qu'un courant d'air froid. Mais, aujourd'hui, on a reconnu, au contraire, qu'il avait une efficacité plus grande.

La force de cohésion de la fonte non mélangée ou homogène n'est pas proportionnelle à sa pesanteur spécifique; son élasticité et sa force de résistance aux chocs semblent être d'autant plus grandes que sa pesanteur spécifique est moindre.

Le fer fondu dans un creuset n'est pas aussi fort que quand il a été fondu dans un fourneau à air; il perd également de sa force quand on le fait couler dans du sable ordinaire, au lieu d'employer pour cet objet du sable bien sec ou de la marne.

La nature du combustible, et même l'état de l'atmosphère, exercent une influence sur la qualité du fer. Les hauts fourneaux, opérant d'après le principe du courant d'air froid, ont été longtemps considérés comme fournissant de meilleur fer pendant l'été, sans doute à cause de l'état moins hygrométrique de l'air. Il y aurait probablement avantage pour la qualité de la coulée à faire passer le courant d'air à travers un vaisseau renfermant du muriate de chaux, qui absorberait toute l'humidité que cet air peut contenir.

Le secret pour donner à la fonte une surface bien unie consiste surtout dans l'emploi de sable surchargé de charbon pour la coulée. Lorsqu'on emploie de la marne et du sable sec, le charbon de bois doit être mélangé avec une dissolution épaisse de terre glaise, et appliqué sur une épaisseur d'un tiers de centimètre ou plus. On unit alors et on dresse bien exactement la surface, et si le mélange du métal a été bien judicieusement opéré, et le moule bien desséché, on obtient une fonte de belle apparence.

Les moules obtenus à l'aide de sable sec et de la marne doivent être faits, autant que possible, dans des boîtes; ces moules peuvent alors être desséchés plus vivement et plus complétement, et on a ainsi une meilleure coulée et à moins de frais.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les tiges de piston sont aujourd'hui généralement faites en acier. On leur donne la dimension et la qualité voulues à l'aide du laminoir. Pour préparer l'acier, on dispose les barres dans un fourneau de 4 à 5 mètres de long, dans le fond duquel on a préalablement étendu une couche de charbon de bois. On recouvre les barres d'une nouvelle couche de charbon, et ainsi de suite, jusqu'à ce qu'on ait placé un poids de fer équivalent à 10 tonnes environ. Le dessus est recouvert de charbon de bois, sur lequel on place une couche de sable. Enfin, le sable lui-même est recouvert d'une pâte liquide formée de résidus du repassage, et dont l'objet est de fermer complétement tout accès à l'air. On allume alors le feu, et, une semaine après environ, le fer a augmenté en poids d'un cent cinquantième, et s'est converti en acier surchauffé. On peut alors lier et forger ces barres, de manière à composer des tiges en acier de toute dimension.

On se sert d'un procédé analogue pour convertir le fer en acier par le moyen de la trempe en paquet, seulement le chauffage ne dure que le temps nécessaire pour que le carbone ne puisse pénétrer qu'à une moindre profondeur. A notre avis, toutes les pièces en fer d'une machine pour la navigation devraient recevoir la trempe en paquet; elles se laisseraient alors moins facilement endommager, soit par les coups de marteau ou autrement, et la rouille aurait moins de prise sur elles.

Les pièces trop pesantes ou trop embarrassantes peuvent être trempées avec du prussiate de potasse, qui est un sel formé de substances animales, et composé de deux atomes de carbone contre un atome d'azote. L'opération a lieu d'après le même principe que dans la trempe à l'aide du charbon de bois. Le fer est chauffé à la chaleur rouge, et le sel est répandu par dessus. Quelquefois on roule le fer sur le sel en poudre. On remet alors le fer au feu pendant quelques minutes, puis on le précipite dans l'eau.

Quelques personnes pensent que le sel n'agit point partout, parce qu'il doit se trouver sur le fer des places plus ou moins grasses sur lesquelles il ne peut s'appliquer, et que, dans tous les cas, l'effet produit ne saurait être qu'extrêmement superficiel. Cependant, toutes les parties qui ne sont point exposées à une usure rapide reçoivent de ce procédé un degré de trempe suffisant.

Nous ne nous étendrons pas davantage sur les méthodes à employer pour arriver à donner aux diverses pièces en fer un degré de trempe plus ou moins profond. Nous dirons seulement que ce degré varie suivant les pièces et suivant leur usage, et que la trempe doit être d'autant plus forte que la partie qui la reçoit est exposée à être plus rapidement usée.

Il existe de grandes différences dans la durée des coussinets, suivant qu'ils sont sortis des fabriques de tels ou tels mécaniciens. Ces différences sont dues autant aux qualités différentes des surfaces exposées au contact, qu'à la composition même du métal. Les coussinets doivent toujours être durs et forts. Quand ils sont faibles, en effet, ils s'affaissent sur l'arbre, et augmentent le frottement et l'usure.

On s'est servi dernièrement de l'alliage métallique de Babbit pour la superficie des coussinets des essieux de locomotives, et pour d'autres pièces de machines à vapeur. Cet alliage se compose de 1 kilogramme de cuivre, 5 kilogrammes de régule d'antimoine, et 50 kilogrammes d'étain. On peut, d'ailleurs, varier ces proportions, la présence de l'étain étant la seule condition principale. On fond d'abord le cuivre, puis on y ajoute l'antimoine avec une petite quantité d'étain, en répandant du charbon sur le métal dans le creuset, afin d'empêcher l'oxidation. Le coussinet, ou la pièce de métal qu'on veut recouvrir de l'alliage en question, et qu'on a eu soin de couler de manière à permettre l'application de cette surface additionnelle, est mis alors dans un moule, présentant la forme et la dimension du support du tourillon, avec le jeu nécessaire au retrait. On perce, pour verser le métal liquide, un trou d'un diamètre de 1 ou 2 centimètres; on lave, avec une dissolution d'argile, les parties qui ne doivent pas être étamées, pour que l'étain ne s'y attache pas; on mouille avec de l'alcool les autres parties, et on secoue dessus du sel d'ammoniaque de bonne qualité. On chauffe ensuite jusqu'à ce que l'ammoniaque fume, puis on précipite le tout dans une chaudière pleine d'étain, en ayant soin de se préserver de l'oxidation. Quand le coussinet est suffisamment étamé, on le met dans l'eau, afin d'enlever toutes les par-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ticules d'ammoniaque qui pourraient y être restées, et qui feraient boursouffler le métal. On nettoie ensuite et on essuie avec soin, puis on chauffe le coussinet jusqu'au point de fusion de l'étain, on l'essuie de nouveau, et on le jette dans le métal, où il se couvre d'une quantité suffisante d'alliage. On frotte alors le coussinet avec du sable fin, pour enlever tous les résidus qui pourraient y adhérer, et il est désormais propre à l'usage qu'on en attend.

Cet alliage s'use moins vite que le métal ordinaire dit métal à canon. De plus, il ne donne lieu qu'à un très faible frottement. Mais, si le tourillon vient à s'échauffer, soit à cause du manque d'huile, soit pour tout autre motif, l'alliage entre bientôt en fusion, et le coussinet est hors de service.

DÉTAILS RELATIFS AUX CHAUDIÈRES.

Proportions des diverses parties des chaudières.

Les planches que nous avons données plus haut, indiquant les proportions des chaudières en chariot de Boulton et Watt, pour différentes forces, sont d'excellents exemples à prendre pour guides dans la construction de toute espèce de chaudière de machine de terre, ou même de machine pour la navigation. Ces proportions, en effet, ont été complétement justifiées par la pratique, et ont conduit à des résultats extrêmement avantageux. Nous donnons, dans le tableau ci-dessous, une récapitulation des proportions des parties principales de ces espèces de générateurs.

Proportions des parties principales des chaudières en chariot de Boulton et Watt pour différentes puissances.

PARTIES PRINCIPALES.	CHEVAUX-VAPEUR.												
	2	3	4	6	8	10	12	14	16	18	20	30	45
Longueur. . . . . en mètres.	1.33	1.60	1.83	2.13	2.44	2.74	3.05	3.05	3.63	3.90	4.14	4.88	5.79
Largeur prise au niveau de l'eau. . . . . en mètres.	0.98	1.03	1.10	1.19	1.22	1.31	1.40	1.49	1.52	1.59	1.65	1.71	1.82
Hauteur. . . . . Id. . .	1.25	1.34	1.45	1.57	1.71	1.81	1.83	1.91	2.01	2.07	2.14		
Hauteur de l'eau. . Id. . .	0.79	0.81	0.91	1.00	1.10	1.16	1.19	1.21	1.22	1.25	1.28	1.49	1.70
Rayon du couvercle. Id. . .	0.48	0.52	0.53	0.57	0.61	0.65	0.69	0.73	0.76	0.79	0.81	0.84	0.91
Hauteur du carneau autour de la chaudière. . . en mètres.	0.53	0.56	0.58	0.71	0.84	0.94	0.96	1.04	1.09	1.15	1.19	1.22	1.45
Largeur du carneau autour de la chaudière. . . en mètres.	0.23	0.23	0.25	0.25	0.30	0.30	0.33	0.33	0.35	0.35	0.35	0.40	0.45
Surface de chauffe effective, en mètres carrés.	2.79	3.53	4.28	5.94	7.71	9.29	10.96	12.82	14.49	16.31	18.67	27.59	40.69
Surface de chauffe par cheval-vapeur. . en mètres carrés.	1.39	1.18	1.02	0.99	0.96	0.92	0.91	0.92	0.90	0.91	0.93	0.90	0.90
Capacité de la chambre à vapeur. . . en mètres cubes.	0.49	0.63	0.69	0.97	1.42	1.81	2.04	2.27	2.75	3.00	3.25	5.38	7.59
Volume de l'eau. id. . . .	1.05	1.13	1.59	2.15	2.91	3.79	4.59	5.80	6.74	7.64	8.48	7.98	9.68

NOTA. Les chaudières correspondantes aux forces de 30 à 45 chevaux-vapeur contiennent des carneaux intérieurs.

Un kilogramme de houille réduit à l'état de vapeur environ 9 kilogrammes ou 9 litres d'eau, dans les bonnes machines ordinaires de terre. Mais, dans quelques-unes des chaudières du Cornouailles, la même quantité de houille réduit en vapeur jusqu'à 12 litres d'eau, c'est-à-dire que 100 kilogrammes de houille vaporisent jusqu'à 1200 litres ou 1 $\frac{1}{5}$ mètre cube d'eau.

Le poids de combustible brûlé, par chaque décimètre carré de grille, varie considérablement suivant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les chaudières. Dans les chaudières en chariot, ce poids est de 5 à 6 décagrammes ; dans celles du Cornouailles, de 2 à 3 décagrammes seulement, et dans les chaudières de locomotives, de 40 décagrammes ou 4 kilogrammes environ.

Le nombre de décimètres carrés de surface de chauffe, pour chaque décimètre carré de surface de grille, est, pour les chaudières en chariot, de 14 à 15 ; pour celles du Cornouailles, de 40 environ ; et pour celles de locomotives de 70 et plus.

Pour une machine ayant un cylindre de 1.85 mètre, et une longueur de course de 2.13 mètres, c'est-à-dire d'une puissance de 215 chevaux-vapeur environ, la surface de grille, dans les chaudières marines à carneaux, les plus judicieusement construites, comme celles du steamer *Great-Western*, par exemple, est de 4.71 décimètres carrés par cheval-vapeur, la machine travaillant par détente à partir du tiers ou du quart de la course. D'ailleurs, la surface de chauffe de cette chaudière est de 82 décimètres carrés par cheval-vapeur, en calculant, d'après la formule (A), de la page 188 la force en chevaux-vapeur de cette machine, de telle sorte que la surface de chauffe est égale à 19 fois la surface de la grille. Si donc l'on suppose que la consommation de combustible s'élève à 27 décagrammes par heure et par cheval-vapeur, ainsi que cela a lieu en effet, il en résultera une consommation de combustible de 5 à 6 décagrammes par heure sur chaque décimètre carré de surface de grille.

Les chaudières du steamer *Braganza*, d'une force de 289 chevaux-vapeur, ne présentent que 3.62 décimètres carrés de surface de grille par cheval-vapeur, leur surface de chauffe étant de 111 décimètres carrés par cheval-vapeur. Mais il faut dire que la surface de la grille peut être facilement augmentée en allongeant les barreaux. Avec ces données, il existe donc 30.66 décimètres carrés de surface de chauffe pour chaque décimètre carré de surface de grille, et si l'on porte à 27 décagrammes la consommation de combustible par heure et par cheval-vapeur, il en résultera une consommation de combustible de 7 à 8 décagrammes par heure, sur chaque décimètre carré de surface de grille.

La surface de la grille du steamer *Tagus*, à chaudières tubulaires, est, par cheval-vapeur, de 3.53 décimètres carrés, et la surface de chauffe de 72 décimètres carrés, ce qui fait 20.39 décimètres carrés de surface de chauffe par chaque décimètre carré de surface de grille.

Dans les chaudières tubulaires du *Sydenham*, la proportion est de 21.64 décimètres carrés de surface de chauffe pour chaque décimètre de grille, mais la proportion de la grille, par cheval-vapeur, est plus grande que dans le *Tagus*.

Dans les chaudières tubulaires du steamer *Ocean*, de la force de 232 chevaux-vapeur, la surface de la grille, par cheval-vapeur, est de 5.48 décimètres carrés, et la surface de chauffe de 125 décimètres carrés, ce qui donne 22.81 décimètres carrés de surface de chauffe par chaque décimètre carré de surface de grille. La consommation de combustible par cheval-vapeur et par heure est de 39 décagrammes, ce qui donne environ 7 décagrammes par décimètre carré de surface de grille par heure. Mais si, afin de pouvoir établir une comparaison avec les exemples précédents, on admet une consommation de combustible de 27 décagrammes par heure et par cheval-vapeur, ainsi que cela aurait lieu si la machine travaillait à un degré de détente plus élevé, la consommation par heure de combustible, sur chaque décimètre carré de surface de grille, serait de 5 décagrammes seulement environ.

Nous résumerons dans le tableau suivant les résultats comparatifs que nous venons d'indiquer.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NAVIRES.	CONSTRUCTEURS.	SURFACE de chauffe par chev.-vapeur. (La puissance est évaluée d'après les tables des pages 120 et suivantes.)	SURFACE de grille par cheval-vap.	SURFACE de chauffe par chaque décimèt. carré de surf. de grille.
		Décim. carrés.	Décim. carrés.	Décim. carrés.
Great-Western, chaudières à carneaux. .	Maudslay. .	82	4.71	19
Braganza, chaudières tubulaires. . . .	Bury. . . .	111	3.62	30.66
Tagus, id.	Miller. . . .	72	3.53	20.39
Ocean, id.	Horton. . .	125	5.48	22.81
Sydenham, id.	Wolwich. .	»	»	21.64
Phœnix, id.	Penn. . . .	85	4.50	20

La capacité de la chambre à vapeur, dans les chaudières, varie considérablement. Les chaudières en chariot, offrant une force de 2 chevaux-vapeur, comportent une capacité de chambre d'environ 225 décimètres cubes par cheval-vapeur. Cette proportion diminue à mesure que la grandeur de la chaudière augmente, et à une force de 45 chevaux, la chambre n'est plus que de 140 décimètres cubes par cheval.

Dans les chaudières tubulaires des machines à vapeur pour la navigation, cette proportion est plus faible. Les chaudières tubulaires du *Braganza* ont environ 98 décimètres cubes de chambre par cheval de force, et celles de l'*Ocean* 73 seulement. Quelques générateurs ont même moins de 50 décimètres cubes, pour cette partie de la chaudière ; mais ils sont alors exposés à des bouillonnements et à des projections d'eau et de vapeur mélangées.

Les proportions de 4 $\frac{1}{2}$ décimètres carrés de surface de grille, 90 à 100 décimètres carrés de surface de chauffe, et 85 décimètres cubes de chambre à vapeur, par cheval de force, paraissent très convenables pour les chaudières tubulaires quand les machines travaillent avec détente, à partir du tiers ou du quart de la course. Dans ces estimations, la surface entière des tubes est considérée comme surface de chauffe effective.

La disposition convenable que l'on doit donner à la surface de chauffe d'une chaudière, de manière à éviter la brûlure des plaques, est un objet d'une grande importance. Les surfaces qui sont exposées à une haute température doivent toujours être établies de manière à ce que le fluide puisse se dégager de lui-même et se détacher facilement du métal. Si, en effet, la vapeur était retenue longtemps en contact avec les plaques, l'eau n'aurait plus accès contre le métal, et les plaques seraient bientôt complétement brûlées.

Les parois verticales des fourneaux ont souvent à souffrir gravement de cette circonstance. La vapeur s'arrête autour des joints des plaques et contre toutes les irrégularités que présente la surface. Bientôt après les parois fléchissent et se détériorent par suite de la brûlure du métal.

Il est donc important de faire tous les fourneaux des chaudières pour la navigation ou pour locomotives plus larges par le fond que par le haut, d'après la méthode employée par MM. Penn pour le steamer *Phœnix*, et représentée dans une de nos planches. La dernière plaque à tubes doit être établie sous un angle très ouvert pour faciliter le dégagement de la vapeur ; et, comme les tubes se trouvent alors légèrement dévoyés de l'horizontale, l'eau qui pourra s'échapper par les fuites s'écoulera dans le fourneau, et n'incommodera pas les chauffeurs en tombant par les portes des boîtes à fumée.

Construction des chaudières.

Toutes les parties de la coque, qui sont exposées à supporter une pression considérable, doivent être

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

assujetties à double rivure, avec des rivets espacés de 6 à 7 centimètres d'axe en axe. Les doubles rivures affaiblissent beaucoup moins les parois que les rivures simples.

Les fourneaux, pour la partie placée au-dessus de la ligne des barreaux, sont formés de plaques de 1 centimètre d'épaisseur. Le nombre de ces plaques est de trois ; l'une d'elles est pour le sommet, les deux autres pour chacun des côtés ; ces dernières descendent au-dessous des barreaux de la grille.

Les plaques à tubes, pour les chaudières tubulaires, ont une épaisseur de 2 $\frac{1}{2}$ centimètres environ. Les parois, ou coques, doivent être en fer de bonne qualité, et d'une épaisseur minimum de 1.10 à 1.15 centimètre.

Il ne doit point exister de parties angulaires dans aucune portion de la chaudière ; autrement le fer s'effeuille et peut même arriver à se fendre dans le sens de la longueur. Il vaut bien mieux courber le fer avec soin, en évitant autant que possible les contours trop secs. Cependant, il faut donner au métal un certain angle vers l'embouchure du fourneau, et n'employer alors que du fer de première qualité.

Toutes les plaques doivent être percées à l'aide d'un double emporte-pièce, dont l'un des bouts demeure dans le trou déjà percé, tandis que l'autre sert à percer le suivant. Il est bon d'avoir une presse à percer, avec une table mobile, à l'aide desquelles l'opération du percement et celle de la rognure des bords des plaques se font tout naturellement d'elles-mêmes.

L'usage des repoussoirs et des crics à vis, pour fixer les plaques les unes aux autres, doit être prohibé. Les rivets sont en fer de première qualité, d'un diamètre de 17 à 18 millimètres. Le tout doit être calfaté, à l'intérieur et à l'extérieur, partout où l'on peut avoir accès. On mouille alors les diverses parties avec une solution de sel ammoniac, et les rivets et les joints, placés au-dessus du niveau de l'eau, sont recouverts d'une peinture faite avec du blanc d'Espagne et de l'huile de lin, comme nous l'avons dit page 489.

Il est à désirer que l'espace laissé libre entre les fourneaux et les tubes des chaudières tubulaires soit suffisamment large, afin qu'on y puisse pratiquer un passage pour un homme. Le coude qui joint le haut du fourneau au fond de la plaque des tubes est très exposé à être brûlé ; il est, d'ailleurs, très difficile de le réparer, à moins qu'il ne soit accessible de l'intérieur, pour permettre d'inspecter les rivets.

Les chaudières du *Sydenham*, représentées page 143, sont, sous ce rapport comme sous beaucoup d'autres, établies de la manière la plus judicieuse. Il serait bon, cependant, de protéger cette portion de la chaudière dont nous venons de parler, ainsi que les autres parties également exposées à l'action délétère et trop directe du feu, au moyen de pièces préservatives, moulées sur place, et fixées à l'aide d'écrous chassés dans des entailles à queue d'aronde pratiquées dans la substance même de la pièce. Ces entailles seraient ensuite complétement remplies de terre réfractaire. Pour les chaudières neuves elles-mêmes, cette addition est d'une grande importance dans les endroits où le métal est exposé à subir trop directement le contact de la flamme.

La plaque qui est disposée sur le côté du fourneau correspondant à l'espace occupé par l'eau, à l'extrémité de la chaudière, a besoin d'être fortement inclinée dans la direction des tubes, afin de faciliter le dégagement et l'ascension de la vapeur. Il y a également avantage à arrondir le haut de la chambre qui conduit du fourneau aux tubes, ainsi que cela a lieu dans les chaudières du *Braganza*, représentées page 146. Enfin, on trouve encore d'une bonne disposition de placer latéralement les tubes en zig-zag, comme dans les chaudières du même navire. On donne ainsi plus de force au fer qui sépare les trous les uns des autres dans les plaques extrêmes, tout en ne diminuant en rien la facilité de souffler les tubes, ni celle d'introduire entre eux un instrument propre au nettoyage.

Tubes. — Consolidation des chaudières.

Les tubes sont le plus souvent assujettis à leurs bouts au moyen de viroles chassées et serrées à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'intérieur. Celles de ces viroles qui sont le plus près du foyer sont faites préférablement en acier; les autres sont aussi bien en fer.

L'instrument qui sert à faire les viroles est composé de trois pièces différentes. L'une d'elles est placée dans l'enclume, et consiste en une plaque portant une pointe saillante qui s'élève de la demi-épaisseur de la virole. Les bouts en sont arrondis. La seconde est un anneau muni d'une manette ou manche, et dont le rebord inférieur est légèrement encastré dans la plaque, de manière à la fixer solidement. Cet anneau est plus large, dans son diamètre intérieur, que la pointe saillante, et l'intervalle est juste égal au double de l'épaisseur de la virole. Enfin, la dernière pièce consiste en une autre pointe semblable à la première, mais se terminant par un emporte-pièce. On forme un petit collier en soudant une pièce d'acier ou de fer, et on l'introduit dans l'intervalle compris entre l'intérieur de l'anneau et la pointe saillante inférieure. On chasse alors la pointe supérieure, en frappant sur la tête en forme d'emporte-pièce, avec un marteau de forge, et la virole se trouve ainsi moulée suivant sa forme convenable. On démonte ensuite les différentes pièces et on délivre la virole.

Pour les tubes en laiton, l'usage des viroles paraît être indispensable; mais quand on se sert de tubes en fer de belle qualité, comme ceux de la chaudière brevetée de Russell, ces viroles deviennent inutiles. Dans ce cas, ce qu'il y a de mieux à faire paraît être d'élargir légèrement l'un des bouts des tubes, et d'introduire les tubes, par la face antérieure de la chaudière, dans les deux plaques destinées à les recevoir. On a soin que les trous pratiqués dans la plaque d'avant soient plus larges d'un seizième que ceux de la plaque d'arrière, et que les tubes soient élargis eux-mêmes d'une manière correspondante. On les rive ensuite avec soin sur les plaques.

Il est bon d'assujettir à vis quelques-uns des tubes dans les plaques, au lieu de les y river. Ces tubes servent ainsi de tirants et d'entretoises, et fixent à demeure les plaques pour les rivures des autres. Les tubes à vis doivent être un peu plus longs que les autres, et sur les bouts en saillie on place de petits écrous pris dans les plaques mêmes qui servent à faire les chaudières. Ces écrous empêchent les fuites, et ajoutent en même temps à la solidité de l'ajustage.

En procédant ainsi pour l'établissement des tubes, on doit avoir grand soin de les rendre parfaitement étanches; aussi est-il bien de faire tourner légèrement leurs extrémités dans un tour, pour leur communiquer une légère conicité, et leur donner à tous une dimension parfaitement égale. Quand on les place, on ne doit pas les introduire et les fixer l'un après l'autre, parce que le métal, en faisant ressort, détacherait les autres abouts. On les introduit tous ensemble, et quand ils sont bien réglés à l'aide du marteau ordinaire, on les fixe définitivement avec un gros marteau ou un mouton.

Quelquefois les chaudières portent des colliers qui se rivent sur les tubes, immédiatement derrière les plaques; mais cette disposition présente l'inconvénient de rendre impossible le renouvellement d'un tube sans arrêter le service de la chaudière. Elle a encore, suivant nous, ce grave défaut, que les bouts sont exposés à être brûlés à cause de la présence du collier intérieur, qui empêche l'accès de l'eau. Nous pensons donc que les chaudières ainsi établies présenteront bientôt des fuites à l'eau vers les bouts des tubes, et, qu'en outre, si elles ne sont pas consolidées et entretoisées indépendamment des tubes, les plaques seront comprimées et s'écarteront sous la pression de la vapeur.

Afin de préciser davantage les moyens à employer pour consolider les chaudières, nous prendrons un exemple particulier, et nous supposerons qu'il s'agisse d'étayer les chaudières du *Phœnix*, représenté dans une de nos planches, de manière à les prémunir contre les effets d'une très forte pression. Pour cela, il sera nécessaire de relier et de fixer les côtés du fourneau l'un à l'autre par trois entretoises, placées dans le sens de la hauteur, et par cinq ou six autres, dans la direction de leur longueur. Le rang le plus élevé des entretoises s'étendra directement au-dessous du couronnement du fourneau, et celui d'en bas à la jointure des parois avec le fond; le troisième rang sera disposé dans l'intervalle des deux autres, de façon à être, autant que possible, protégé par les barreaux du four-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

neau contre l'action de la chaleur. Quant au fond de chaque fourneau, il devra être relié à celui de la coque par deux rangées d'entretoises ; les sommets ou chapeaux seront consolidés par des arcs en fer, sur lesquels on fixera les plaques, comme dans les chaudières de locomotives. Ces arcs ne toucheront les plaques qu'aux points où viennent aboutir les entretoises, et ils iront en s'amincissant de haut en bas, de manière à faciliter le dégagement de la vapeur. Ils pourront être de parties assemblées, ou bien d'un seul morceau. Un rang d'entretoises, partant du point directement opposé à l'espace occupé par le liquide, s'étendra jusqu'au haut de la chaudière. Pour ménager un passage à ces entretoises, on rejettera d'un rang les tubes de la chaudière, au droit de l'espace rempli d'eau, ce qui aura, en outre, l'avantage de faciliter la circulation du liquide.

La boîte à vapeur doit être consolidée en long et en large, à l'aide d'entretoises espacées de 5 à 6 décimètres. Immédiatement au-dessous, et dans le sens transversal, se trouvera une rangée d'entretoises horizontales. Immédiatement au-dessus des tubes, des barres verticales, reliant les extrémités des entretoises de la rangée supérieure à celles de la rangée inférieure, s'élèveront entre les tubes et la coque de la chaudière, et serviront à fixer la coque elle-même. Les parois de l'espace à eau, entre l'extrémité du fourneau et celle de la chaudière, sont maintenues par d'autres entretoises de la même force, et espacées comme celles des fourneaux.

Ces entretoises ne sont autre chose que des boulons de 31 à 32 millimètres, forgés en excellent fer et chassés à travers les deux plaques qu'ils relient. Dans les fourneaux, ces entretoises portent à leurs bouts des petits écrous de l'épaisseur même des plaques de chaudières ; mais quand elles traversent la coque, elles doivent avoir des têtes à l'extérieur. Toutes les entretoises de grande longueur doivent être fixées dans leurs places, non pas avec des clavettes, comme on le fait ordinairement, mais avec des rivets. Elles font ainsi corps avec la chaudière, qui se trouve préservée des dangers qui pourraient être la conséquence de la chute ou de l'enlèvement accidentel d'une clavette ou d'un bouton.

Les entretoises se continuent au droit de l'embouchure de la cheminée. En général, chaque fois qu'une ouverture considérable vient interrompre la continuation des parois, ainsi que cela a lieu, par exemple, au droit de la boîte à vapeur, on doit établir dans cette ouverture un nombre suffisant d'entretoises, pour qu'en définitive la force de résistance de la chaudière n'en soit point altérée.

Nous avons déjà relaté, pages 173 et suivantes, quelques observations relatives à la force de résistance des chaudières. Il a été établi qu'une pression de 210 kilogrammes par centimètre carré était convenable dans les chaudières actuelles. L'effort sous lequel se rompt le fer de bonne qualité est d'environ 4200 kilogrammes par centimètre carré ; mais on ne peut faire supporter au meilleur fer une pression de plus de 12 à 1300 kilogrammes sans courir le risque d'en altérer la contexture. On se souvient qu'à la page 223 nous avons évalué cette limite à 1250 kilogrammes seulement.

Tredgold donne la règle suivante pour déterminer la force de résistance des cylindres, des chaudières cylindriques et d'autres vaisseaux analogues. Cette règle conduit à des résultats qui ne s'éloignent guère de ceux indiqués par l'expérience.

Règle. — Multipliez 2,54 fois le diamètre intérieur du cylindre par la plus grande pression de la vapeur sur 1 centimètre circulaire ; divisez par l'effort de traction que peut supporter le métal sans altération : le résultat donnera l'épaisseur en centimètres.

Dans la pratique, le métal des chaudières a quelquefois à supporter un effort plus considérable que celui qu'indique cette règle. L'effort limite auquel on puisse soumettre le fer avec sécurité, dans les machines, est de 300 kilogrammes par centimètre carré. Cette limite est à peu près atteinte dans les locomotives. Un cylindre de 30 centimètres en diamètre, avec une tige de piston de 4 $\frac{1}{2}$ centimètres et une tension de vapeur de 5 $\frac{1}{2}$ kilogrammes par centimètre carré supporte un effort de traction de 260 kilogrammes par centimètre de surface. L'effort qui agit sur le métal des chaudières est plus considérable encore, puisqu'il s'élève jusqu'à 350 kilogrammes. Si les plaques ont une épaisseur de 8 milli-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mètres, il faudra prendre sur la chaudière une longueur de $1\frac{1}{4}$ centimètre pour obtenir 1 centimètre carré de la section; et si le diamètre du générateur est de 1 mètre ou 100 centimètres, la force de séparation sera exprimée par $100 \times 1\frac{1}{4} \times 5\frac{1}{2} = 687{,}5$ kilogrammes. Mais cet effort est supporté par un centimètre carré de la section faite sur chacune des deux parois de la chaudière, ce qui réduit l'effort pour 1 centimètre carré à la moitié de ce poids, c'est-à-dire à un peu moins de 350 kilogrammes.

Cette observation, il est vrai, ne tient pas compte de l'augmentation de force communiquée à la chaudière par les bouts, mais, pour les chaudières de grande longueur, cette augmentation est très faible et ne saurait même racheter l'affaiblissement causé par les trous de rivets.

Il y aurait un véritable danger à faire supporter aux chaudières des machines à vapeur pour la navigation un effort approchant de celui auquel sont soumises les chaudières de locomotives, à cause de la corrosion rapide à laquelle les premières sont exposées. Toutes les chaudières, avant d'être employées, doivent être éprouvées avec de l'eau à une pression trois ou quatre fois plus considérable que celle qu'elles auront plus tard à supporter. En outre, il faut, durant leur service, les éprouver de temps en temps avec la pompe à main, pour s'assurer qu'il n'existe aucune fissure.

Nous rappellerons ici la formule donnée par l'administration des ponts et chaussées, et qui sert à fixer les dimensions des soupapes de sûreté pour les machines fixes. d est le diamètre en centimètres; c la surface totale de chauffe en mètres carrés; n la pression effective dans la chaudière exprimée en atmosphères.

$$d = 2{,}6 \sqrt{\frac{c}{n - 0{,}412}}$$

Toutes les chaudières des machines pour la navigation doivent être munies d'une soupape de sûreté, dont l'action est indépendante de celle de la soupape d'arrêt, de façon à ce que, lors même que cette dernière viendrait à être dérangée, la soupape de sûreté pût fonctionner.

Il est fort à désirer que les chaudières des navires ne comportent de foyer qu'à l'une de leurs extrémités, comme cela a lieu dans *le Phœnix*. On réalise ainsi une véritable économie d'espace dans le vaisseau. Dans ce cas, il n'y a point, non plus, de motif pour avoir plus d'une cheminée.

Les plaques de cheminée ont ordinairement 2,75 mètres de long sur une épaisseur de 5 millimètres environ. S'il existe au-dessus des chaudières une plate-forme pour recevoir le charbon, il est bon de lui donner une épaisseur semblable.

Les registres ne doivent pas être placés dans la cheminée, mais au haut du principal conduit, afin qu'on puisse les fermer, si la cheminée vient à être enlevée.

Il est bon d'établir deux colliers sur la cheminée pour servir à attacher les haubans qui la maintiennent. De cette façon, le tuyau n'est pas exposé à être jeté par-dessus le bord dans le cas où les oreilles qui relient l'un des deux colliers viendraient à se rompre, ou bien si le tuyau lui-même se brisait au-dessous du collier supérieur, ainsi que cela a lieu quelquefois à cause de l'action corrosive résultant du contact direct de la vapeur sortant par le tuyau de trop plein.

La hauteur ordinaire des tuyaux de cheminée, pour les navires qui voyagent sur mer, est de 12 à 15 mètres.

Remarques générales sur les chaudières.

Tous les boulons qui, dans un navire à vapeur, demandent à être vissés et dévissés fréquemment, comme ceux des portes des trous d'homme et de nettoyage dans la chaudière, doivent être munis d'écrous carrés à large tête, et être eux-mêmes d'une grande force et à gros filets dans la partie à vis. Les écrous hexagones sont bientôt usés et arrondis, et les filets trop fins dépouillés et détruits.

Les portes des trous d'homme et de nettoyage doivent être préférablement établies à l'intérieur, et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

maintenues à l'extérieur par des barres transversales qui les tiennent fermées. L'habitude qu'ont quelques constructeurs de disposer ces portes à l'extérieur, en les assujettissant par un ou deux boulons, a déjà été blâmée par nous comme offrant un véritable danger. Si, en effet, le filet de la vis se dépouille, ou bien si le boulon se brise, la porte tombe, et l'eau bouillante s'écoule en dehors en brûlant tout ce qu'elle rencontre. On ne peut se risquer, lorsqu'il y a des fuites, à visser les écrous de ces portes pour les rendre étanches, si la vapeur est à une haute pression. Il y aurait, en effet, constamment à craindre, en agissant ainsi, que le filet de la vis ne fût arraché ou que le boulon lui-même ne se rompît.

Nous avons déjà parlé, pages 179 et suivantes, de la corrosion des plaques des chaudières. Nous n'aurons plus que quelques mots à dire à ce sujet. Les couronnements des chaudières et les coffres à vapeur, ainsi que les fonds des cendriers, sont les premières parties qui sont attaquées. Le coffre à vapeur s'use surtout par l'effet de l'action intérieure. Quelquefois le fer s'effeuille sous la forme d'un oxyde noir, qui se divise comme les feuilles d'un livre. D'autres fois le métal est creusé et les têtes des rivets sont détruites comme si un acide les eût atteintes.

Il est fort important de remédier à ces accidents, et il paraît probable qu'en peignant l'intérieur de la chaudière de plusieurs couches successives d'une dissolution de ciment romain, ou de tout autre ciment de nature calcaire capable de résister à l'action de l'eau, on arriverait à empêcher la corrosion intérieure. On pourrait aussi appliquer des toiles imbibées dans cette dissolution, mais il serait possible que, dans certains cas, ces toiles se déchirassent, et qu'entraînées dans l'orifice de la soupape de sûreté, elles fissent éclater la chaudière.

La cause de détérioration principale du cendrier réside dans l'état d'humidité où se trouvent les cendres à l'intérieur du *stoke-hole*. Il serait donc avantageux, une fois les chaudières faites, de protéger ces emplacements par des plaques additionnelles, qui souffriraient seules des effets de l'usure, et pourraient être aisément renouvelées sans toucher au cendrier.

La meilleure méthode à employer pour établir les chaudières paraît être de les asseoir sur une plate-forme, en ayant soin qu'aucun boulon de cuivre, faisant saillie, ne puisse toucher les parois, sans quoi la corrosion atteindrait bientôt le métal aux points de contact. Cette plate-forme n'est autre chose qu'un parquet de 7 à 8 centimètres d'épaisseur, placé au-dessus de la contre-quille, cloué, calfaté et établi à l'instar d'un pont. La surface est recouverte d'une couche mince de mastic, puis on dispose, en long et en large, des planches offrant une épaisseur moindre de moitié que celle du parquet, en ayant soin de chasser profondément les têtes des clous. La plate-forme est recouverte ensuite d'un mastic en ciment. On calfate également avec ce ciment le dessous de la chaudière, au moyen de repoussoirs en bois, de manière à remplir exactement tous les vides. On fait alors un encaissement en bois tout autour de la chaudière pour contenir le ciment, en calfatant de nouveau l'espace qui pourrait rester libre entre cet encaissement et le ciment précédemment introduit, et en donnant à la partie supérieure un talus destiné à faire écouler l'eau qui pourrait tomber.

On vend, pour cet objet, des ciments de plusieurs espèces et tout préparés. Voici la composition de l'un de ceux que l'on emploie assez souvent :

A un poids donné de sable ou de poteries pulvérisées, ajoutez les deux tiers d'un poids également connu de pierre de liais ou d'une autre pierre de nature semblable et également pulvérisée. Sur 560 kilogrammes de ce mélange, ajoutez 40 kilogrammes de litharge; à ces quantités, ajoutez encore 2 kilogrammes de verre ou de silex concassé. A ce mélange, joignez 1 kilogramme de minium et 2 kilogrammes d'oxyde gris de plomb. Après avoir mélangé le tout, passez-le à travers un crible métallique, assez fin pour remplir le but qu'on se propose d'atteindre, et d'autant plus serré que le travail, auquel servira la composition, devra réclamer plus de soin. On obtient alors une poudre fine et sèche, que l'on peut conserver dans des tonneaux tout le temps que l'on veut, sans qu'elle subisse aucune détérioration. Quand

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

on veut se servir de cette poudre pour en faire un ciment, on la répand sur une plate-forme, et à 605 kilogrammes du mélange, on ajoute 50 litres d'huile végétale, comme de l'huile de lin, de noix ou d'œillet. On mêle alors la composition dans un mortier, on la soumet à une légère pression en marchant dessus, et on continue l'opération jusqu'à ce qu'elle acquerre l'apparence d'un sable moite. On doit se servir du ciment le jour même où on y a ajouté l'huile, autrement il se sècherait et durcirait bientôt en une masse solide.

Quelquefois on se sert de forts rivets comme d'entretoises entre les parois des chaudières; mais il y a à cela cet inconvénient, que fort souvent les têtes des rivets sont enlevées, et que, si la fracture a lieu à l'intérieur et dans un endroit inaccessible, il devient indipensable de vider la chaudière, pour pouvoir opérer les réparations nécessaires.

Les côtés des fourneaux doivent toujours, ainsi que nous l'avons dit, être inclinés l'un vers l'autre, de manière à laisser au sommet moins de largeur qu'à la grille. Il est bon que les barreaux les plus près des parois touchent directement ces parois, dans toute leur longueur, pour ne laisser aucun passage à l'air. Grâce à cette disposition, l'intensité de la chaleur, qui agit directement contre les plaques latérales, se trouve diminuée.

Quand une crevasse se déclare dans une plaque, le meilleur moyen de la fermer est de percer quelques trous dans le sens de la longueur et de boucher ces trous avec des rivets, qui portent de larges têtes, pour recouvrir la fissure.

Si l'on a une pièce à mettre au haut d'un fourneau ou d'un carneau, il vaut mieux l'appliquer à l'intérieur de la chaudière qu'en dehors du carneau, parce que, dans ce dernier cas, il existe un renfoncement dans lequel se forment des dépôts, et où le métal serait probablement bientôt usé et percé.

Si l'embouchure d'un fourneau est établie, ainsi que cela a lieu ordinairement, en recourbant les côtés sur eux-mêmes, il faut veiller avec soin à ce que la crasse ne s'accumule pas dans les retours, pour empêcher le métal d'être brûlé.

Le tuyau de trop plein de la vapeur doit être assemblé à plat joint vers le fond, et non avec un rebord. Cette partie en saillie serait en effet brisée dans les mouvements de tangage du vaisseau. Ce tuyau doit avoir la même hauteur que la cheminée. S'il était plus court, le jet de vapeur, qui viendrait constamment frapper contre les parois de la cheminée, les aurait bientôt usées et détruites.

Le tuyau qui sert à conduire au dehors l'eau de trop plein, provenant de la partie supérieure de la soupape de sûreté, rejette cette eau par-dessus le bord, et non pas dans la cale, parce que les bulles de vapeur qui se mélangent à l'eau et qui traversent ce tuyau, quand le fluide s'échappe hors de la chaudière, présenteraient des inconvénients à l'intérieur du navire.

Quant aux autels intérieurs, qui reçoivent le contact de la flamme, la pratique indique que le mieux est de les construire en briques plutôt qu'en métal avec de l'eau à l'intérieur. Dans ce dernier cas, en effet, on éprouve souvent des désagréments à cause de la rupture des plaques. Si cependant on se sert d'autels à eau, c'est-à-dire construits en métal, on aura soin de leur donner une grande inclinaison dans l'épaisseur du fourneau, pour faciliter le dégagement de la vapeur, comme dans les chaudières des steamers *Thames* et *Medway*, page 134, ou dans celles du *Phœnix*, pages 129 et 130.

On s'est quelquefois servi, à l'intérieur des carneaux de navires à vapeur, d'autels à flamme, consistant en une pile de briques réfractaires laissant entre elles et les parois du carneau un espace de 7 à 8 centimètres seulement, pour le passage de la flamme et de la fumée. La flamme prend ainsi la forme d'une lame peu épaisse à l'intérieur du carneau. Quand le carneau est très large, cette disposition paraît bonne, et, dans les chaudières de machines fixes munies de tubes intérieurs d'un grand diamètre, elle a conduit à des résultats avantageux; mais nous pensons que, pour la plupart des chaudières de machines pour la navigation, elle ne rendra que de faibles services. Des autels suspendus, faits en briques ou en feuilles de tôle, et descendant du haut du carneau, comme nous l'avons expliqué page 143, sont très

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avantageux pour le plus grand nombre des chaudières à carneaux ; mais ils ne sont pas applicables aux chaudières tubulaires. Cependant un registre de l'espèce de ceux dits *vénitiens,* ou bien une plaque percée et que l'on appliquerait au bout des tubes, produirait vraisemblablement le même effet, parce que cet appareil pourrait être disposé de manière à retenir le calorique dans la partie supérieure des tubes en ne les ouvrant qu'en partie. On se sert de registres analogues sur le chemin de fer du *South-Western*. Nous en parlerons plus en détail dans nos remarques relatives aux machines locomotives.

MACHINES LOCOMOTIVES.

Caractères généraux de la chaudière.

La chaudière est la partie la plus importante d'une machine locomotive. L'effet utile d'une locomotive dépend, en effet, principalement de la puissance que possède la chaudière d'engendrer la quantité de fluide nécessaire, sans que, néanmoins, le courant de l'air et de la flamme, à travers le foyer et les tubes, en soit accéléré ou forcé outre mesure.

La boîte à feu est cette partie de la chaudière dans laquelle la chaleur est engendrée et même partiellement absorbée. L'absorption de la portion restante a lieu par l'entremise des tubes qui reçoivent les produits de la combustion au foyer même du générateur, et les conduisent, à travers le liquide, jusqu'à la boîte à fumée, d'où ils s'échappent ensuite pour se disperser dans l'atmosphère.

Il est bien évident que plus ces produits de la combustion, à leur entrée dans la cheminée, se seront refroidis et rapprochés de la température de l'eau que contient la chaudière, plus aussi seront développées les qualités économiques du générateur sous le rapport du combustible, toutes choses égales d'ailleurs. Pour réaliser la plus grande économie qu'il soit possible d'espérer en ce genre, la surface des tubes a été accrue jusqu'à sa dernière limite, par la plus grande dimension qu'on assignait à leurs diamètres, en même temps qu'on en augmentait le nombre.

La machine de Bury, de 35 $\frac{1}{2}$ centimètres (1), a une chaudière qui contient 92 tubes ayant 64 millimètres de diamètre extérieur et 3,20 mètres de long.

La chaudière de la machine de Stephenson, de 38 centimètres, a 150 tubes, dont le diamètre extérieur est de 41 millimètres, et la longueur de 4,11 mètres.

On voit donc que la surface des tubes de la machine de Bury est, relativement, un peu plus petite ; et, cependant, on a reconnu que la vapeur y était engendrée en quantité suffisante, moyennant l'emploi d'une tuyère d'un diamètre un peu plus fort que celui des tuyaux d'échappement ordinaires. D'un autre côté, malgré sa grande surface, la chaudière de Stephenson exige une tuyère plus petite que celles des machines ordinaires. Il paraît extrêmement probable que la grande énergie de tirage, nécessitée dans le dernier cas, tend par elle-même à absorber une quantité de force assez grande pour contre-balancer entièrement l'économie de combustible résultant du dépouillement complet du calorique, lequel est dû à la longueur considérable que présentent les tubes en proportion de leur diamètre.

Dans une expérience que fit M. Stephenson, cet ingénieur reconnut que la surface de la boîte à feu, contre laquelle la chaleur agit par rayonnement, était plus efficace, comme surface de chauffe, que celle des tubes conducteurs, que la chaleur ne fait que traverser. On trouva que la proportion était comme 3 est à 1. D'après ce résultat, on estime quelquefois la surface totale de chauffe effective d'une locomotive, en ajoutant à la surface réelle de la boîte à feu le tiers de celle des tubes.

La coque ou carcasse de la chaudière, qui est cylindrique, est attachée à la boîte à fumée et à la boîte à feu par des équerres en fer ; l'extrémité la plus rapprochée de la boîte à fumée est entièrement fermée

(1) Cette dimension est celle du diamètre du cylindre ; elle sert à distinguer la machine même à laquelle le cylindre appartient.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par la plaque des tubes, mais à l'autre extrémité, celle qui est voisine de la boîte à feu, l'eau a un accès complétement libre tout autour de cette boîte, dont une des parois ferme la plaque des tubes.

La coque, la partie extérieure de la boîte à feu et la boîte à fumée sont toujours en fer. L'épaisseur des plaques est de 8 millimètres dans les chaudières ordinaires qui présentent un diamètre de 9 décimètres à 1 mètre; cette épaisseur, cependant, s'élève quelquefois à 9 $\frac{1}{2}$ millimètres. L'écartement des rivets est de 48 millimètres, et leur diamètre de 18 millimètres.

Les joints des plaques sont quelquefois à affleurement avec une bande en fer de recouvrement qui est attachée par deux rangées de rivets. Les plaques doivent être disposées dans le sens cylindrique de la chaudière, et non dans le sens de la longueur, où elles perdraient un peu de leur force.

La chaudière est maintenue d'un bout à l'autre par un châssis longitudinal. Ce châssis porte des mâchoires qui servent à fixer, à l'aide de clavettes, les plaques des extrémités. Nous avons déjà présenté quelques remarques sur la force de résistance des chaudières aux pages 173 et suivantes, et tout dernièrement pages 555 et 556.

La tuyère n'est autre chose qu'un tuyau de décharge dont l'ouverture, vers l'entrée, se rétrécit de manière à forcer la vapeur à sortir avec une grande vitesse. Par ce moyen, l'on parvient à maintenir un tirage puissant à travers le foyer, à cause du courant de vapeur qui s'élève en traversant la cheminée.

La capacité que présente la tuyère à son entrée varie pour les différentes machines; celle qu'on adopte communément est égale à $\frac{1}{22}$ de celle du cylindre.

On emploie maintenant fort souvent une tuyère à effet variable, c'est-à-dire dont l'orifice peut être augmenté ou diminué à volonté. Une disposition destinée à réaliser ce résultat consiste dans l'application d'une plaque régulatrice placée au haut de la tuyère, et percée, en son centre, d'un trou au travers duquel passe le tuyau de la tuyère. Quand ce régulateur est fermé, toute la vapeur est obligée de monter par le tuyau central; mais lorsqu'il est ouvert, en totalité ou en partie, une certaine quantité de vapeur s'échappe par le trou qui le traverse.

Il existe un autre procédé qui consiste dans l'introduction d'un taquet mobile dans l'intérieur de la tuyère. On peut, au moyen de ce taquet, rétrécir l'orifice de sortie et le réduire à un espace annulaire d'un faible développement, en soulevant ou en abaissant le taquet à l'aide d'un levier et d'une tige.

Enfin, le procédé dont fait usage Stephenson pour rétrécir l'ouverture de la tuyère, est indiqué dans un des dessins de nos planches représentant une coupe de l'une des machines de cet ingénieur. Il consiste à faire le tuyau de la tuyère conique, et à l'établir de telle sorte qu'il puisse glisser de haut en bas dans cette tuyère, pour ouvrir ainsi, tout autour du tuyau, un espace annulaire par lequel la vapeur peut s'échapper, quand ce tuyau est abaissé. Cette méthode paraît préférable aux précédentes.

Le trou d'homme, qui donne accès dans l'intérieur de la chaudière, est une ouverture circulaire ou ovale présentant un diamètre de 38 centimètres environ. M. Bury place le trou d'homme au sommet du dôme, et Stephenson dans la partie d'avant, un peu au-dessus du point où commence la forme cylindrique de la chaudière. Le couvercle qui ferme cette ouverture, dans la machine de Bury, contient les siéges des soupapes de sûreté, ce qui simplifie d'autant la construction, puisqu'on se dispense ainsi de la nécessité d'établir une ouverture et un couvercle indépendants pour les soupapes de sûreté, ainsi que cela a lieu dans la machine de Stephenson, où les soupapes de sûreté sont placées à part, au sommet du dôme.

Dans la machine de Bury, le joint du couvercle, pour le trou d'homme, est rendu étanche à la vapeur par une seule épaisseur de chanvre imbibé de minium. D'ailleurs, ce joint ne peut que demeurer en bon état, les surfaces étant établies bien exactes et bien réglées, tant pour le couvercle lui-même que pour son siége. Quand ces surfaces ne réunissent point ces bonnes conditions d'ajustage, il devient nécessaire d'avoir recours à plusieurs épaisseurs de chanvre ou à d'autres matières, pour arriver à former le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

joint; et, dans ce cas, l'action de la vapeur a bientôt pourri ces substances sans consistance, ce qui amène des fuites et rend les réparations indispensables.

Les petits dômes qui ressemblent à ceux des machines du chemin de fer de grande jonction, lesquels sont des vaisseaux cylindriques ayant un diamètre de 5 décimètres et une hauteur de 6, avec un couronnement hémisphérique, sont généralement formés de plaques de tôle, de 9 $\frac{1}{2}$ millimètres environ d'épaisseur, à joints soudés, et ayant leur rebord inférieur tourné en dehors d'une seule et même pièce. Dans certains cas, on a construit des dômes pareils, quant à la forme, à ceux-ci, mais en fonte et avec une épaisseur de 19 millimètres. On a reconnu qu'ils offraient des désavantages à cause de la pesanteur de leur partie supérieure. Ils ne pouvaient, d'ailleurs, être considérés comme complétement exempts d'explosion.

Le sifflet à vapeur est ordinairement placé sur le dôme de la boîte à feu, à portée du mécanicien. Il consiste en un robinet (fig. 333) ouvrant, par quatre ouvertures latérales, dans l'intérieur d'une chambre annulaire. C'est de cette chambre que la vapeur s'échappe, en traversant une ouverture d'environ $\frac{1}{23}$ de millimètre de largeur, et en frappant, dans sa sortie, contre le bord d'un timbre fixé par une tige au robinet, ce qui détermine le bruit ou sifflement. Le rebord de ce timbre doit avoir une épaisseur d'environ $\frac{1}{15}$ de millimètre, et être placé exactement au droit de l'ouverture, afin que le jet de vapeur frappe directement contre lui. Le métal est de la même composition que celui qui sert aux timbres des horloges.

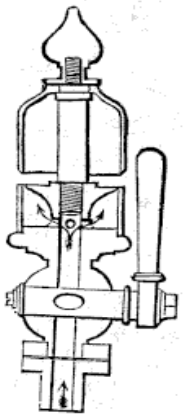


Fig. 333. — Sifflet à vapeur.

Quelquefois on fait les joints du sifflet en versant du plomb fondu entre ses bords et la plaque du dôme; mais il vaut mieux établir les surfaces avec assez de précision l'une sur l'autre, pour qu'elles soient étanches, avec la seule assistance d'une épaisseur de chanvre fin recouverte d'une couche de minium ou de ciment; on a reconnu, en effet, que le plomb était bientôt ruiné au contact de la vapeur à une haute pression, ce qui nécessitait des réparations continuelles. Cette remarque s'applique également aux autres joints qui s'adaptent à la coque de la chaudière, tels que ceux du manomètre, des robinets de décharge et des tuyaux d'alimentation.

Afin d'utiliser la vapeur qui se dégage pendant que la machine est stationnaire, un tube est fixé à la chaudière et amène au tender la vapeur qui se développe durant ces moments. Là le fluide chauffe l'eau qui le condense. Cette méthode, pour utiliser la vapeur, est avantageuse dans la descente des rampes. Il se forme alors, en effet, plus de vapeur que le service de la machine n'en réclame.

On fixe ordinairement au fond de la boîte à feu un robinet destiné à vider la chaudière. Ce robinet ne doit pas être placé sur la face extrême de la boîte à feu, parce que l'eau sale qui s'écoule du générateur serait projetée sur le châssis qu'elle pourrait endommager à cause du sable qui s'introduit dans les coussinets.

Boîte à feu.

L'usage des boîtes à feu en fer a reçu une grande extension de M. Bury et d'autres mécaniciens. On a reconnu, en effet, que quand les plaques en tôle, dont elles sont formées, présentent une contexture bien homogène, et qu'elles sont assez bien choisies pour que l'action de la chaleur soit tout à fait impuissante à les effeuiller ou à les faire fendre, ces boîtes ont fourni un excellent service, et que, non seule-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment elles ont présenté sur les boîtes en cuivre une grande économie d'acquisition première, mais qu'en outre, elles ont duré deux fois plus longtemps sans nécessiter aucune espèce de réparation.

Ainsi, quand les matériaux seront choisis avec soin, on trouvera une économie réelle à se servir de boîtes à feu en fer, si toutefois les circonstances où l'on est placé permettent de n'employer que de l'eau pure. La durée des boîtes à feu en cuivre ordinaires dépend, en grande partie, de la contexture première du cuivre. Il doit être à gros grains et brut plutôt que riche et doux, il doit être surtout exempt de toute espèce de défaut provenant de la structure ou du laminoir.

On a trouvé de grands avantages à augmenter la capacité de la boîte à feu, surtout dans le sens de la hauteur. Cette hauteur, en effet, doit être assez grande pour que tout le coke que réclame le chauffage puisse être contenu dans la boîte, à un niveau inférieur à celui de l'embouchure des derniers rangs de tubes. Faute de cette précaution, il peut arriver que des petits morceaux de coke pénètrent dans les tubes et les engorgent, ce qui tendrait à diminuer le tirage et à nuire, par conséquent, au travail de la machine.

La boîte à feu étant, par elle-même, une surface de chauffe d'une grande efficacité, et l'aire superficielle de la grille offrant d'autant plus de liberté au tirage qu'elle présente plus d'étendue, on est conduit à se demander si une grande boîte à feu de forme carrée n'est point, sous tous les rapports, préférable à une boîte de forme ronde, qui est nécessairement plus petite, à l'exception, toutefois, des cas où l'on emploie des manomètres de 2,13 mètres, et dans lesquels ces dernières boîtes présentent des avantages bien marqués.

Les boîtes à feu carrées sont ordinairement en fer ; le métal présente une épaisseur uniforme de 9 à 13 millimètres dans tout le pourtour, si ce n'est pour la plaque des tubes qui varie de 16 à 19 millimètres. Mais l'expérience a prouvé qu'il y avait un grand avantage à donner à la plaque des tubes une épaisseur de 22 millimètres, parce que la grande force qui en résulte empêche toute compression dans les parties qui se trouvent entre les tubes, et prévient ainsi l'ellipticité que tendent à prendre les trous, lors de l'opération de l'ajustage. Cependant cet inconvénient ne disparaît pas, même avec une plaque de 22 millimètres d'épaisseur, quand les trous sont placés trop près les uns des autres, ainsi que cela a été remarqué dans quelques machines de Stephenson. Diverses observations nous ont conduit à admettre que la distance minimum d'écartement entre les tubes ne pouvait être fixée à moins de 19 millimètres.

Les parois de la boîte à feu, ainsi que les parties qui se trouvent au-dessous des tubes, quand cette boîte est carrée, sont maintenues, par intervalles de 11 à 12 centimètres, par des traverses en cuivre ou en fer, vissées à travers l'enveloppe extérieure et dans la boîte à feu même, et rivées ensuite avec soin. Mais, comme on s'est aperçu que les rivures intérieures à la boîte étaient rapidement attaquées par la violence de la chaleur, M. Dewrance, du chemin de fer de Liverpool à Manchester, s'est servi, avec succès, de traverses à larges têtes carrées qu'on vissait de dedans en dehors, de manière que la tête était en saillie de 5 centimètres à l'intérieur de la flamme. Dernièrement on a reconnu que les traverses en fer étaient à peu près aussi durables que celles en cuivre, ce qui les fait souvent considérer comme préférables, à cause de leur ténacité qui est plus grande.

On a pensé, jusqu'à ces derniers temps, que les boîtes à feu de forme ronde possédaient, en vertu de leur forme, sur celles à forme carrée, de tels avantages, sous le rapport de la force, qu'elles pouvaient résister à la pression de la vapeur sans l'aide des entretoises. Mais l'expérience a prouvé que, quelle que soit la forme adoptée, la boîte à feu doit toujours être plus ou moins assujettie, si l'on veut éviter tout danger. La coque de la boîte, en effet, peut avoir tellement à souffrir de la chaleur, qu'il n'est pas prudent de ne compter absolument que sur la force de résistance qu'elle tire de sa forme particulière, laquelle est d'ailleurs susceptible de se modifier si l'on laisse la chaudière manquer d'eau.

Dans les boîtes à feu de forme ronde, les parois voisines du couronnement sont généralement plus tôt

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

attaquées que les autres. MM. Bury, Curtis et Kennedy consolident actuellement ces parties avec des entretoises. Ces constructeurs sont les principaux partisans des boîtes rondes, et, avec cette précaution, leurs boîtes à feu sont nécessairement plus fortes que les autres.

Les voûtes de toutes les boîtes à feu doivent être assujetties par des traverses. Ces traverses ont besoin d'être plus fortes et en plus grand nombre dans les boîtes carrées que dans les autres. Elles doivent être en fer forgé bien choisi, et établies avec le plus grand soin avant d'être boulonnées. On a essayé l'emploi de traverses en fonte, à cause de leur bon marché; mais elles ont donné lieu plusieurs fois à des explosions, et on les a maintenant abandonnées. Ces traverses ne sont en contact avec la boîte à feu que dans la partie qui entoure les rivets; partout ailleurs elles laissent au-dessous d'elles un libre accès à la vapeur. Il est bon de disposer toutes ces traverses de champ, afin de ne pas nuire au courant de la vapeur.

Dans les machines de Sharp et Robert, la boîte à feu est composée de trois plaques. Les deux plaques des tubes et de la face ont leurs rebords repliés les uns sur les autres, et par-dessus se trouve rattachée une simple plaque qui forme le couronnement et les deux parois latérales du foyer. La boîte intérieure est reliée par en bas à la boîte extérieure par une plaque en fer présentant la forme d'un Z, qui sert de fond à l'espace rempli d'eau qui enveloppe la boîte. Cet arrangement est préféré à tout autre, à cause du large emplacement qu'il permet de réserver à l'eau, et aussi pour la facilité avec laquelle le nettoyage s'exécute.

Les boîtes intérieure et extérieure sont également reliées l'une à l'autre tout autour de la porte du fourneau, laquelle présente une double épaisseur, pour diminuer le rayonnement. La boîte extérieure a quelquefois un couronnement demi-cylindrique, formé par les parois mêmes qu'on tourne en forme de voûte; quelquefois ce couronnement est un dôme.

La grille du foyer a toujours été la source d'une grande dépense dans les machines locomotives, à cause de la rapidité avec laquelle elle est brûlée, ce qui nécessite de fréquents remplacements. L'intensité de la chaleur, à laquelle sont exposées les surfaces supérieures de ces grilles, a bientôt profondément atteint les barreaux dans toute leur épaisseur, qui alors ne retiennent plus les résidus de la combustion, et fléchissent sous le poids du coke enflammé.

Le meilleur remède à cet inconvénient est, tout simplement, de donner aux barreaux une grande hauteur sur une faible épaisseur, afin de maintenir leur partie inférieure constamment exposée à un courant d'air froid, et diminuer ainsi la perte de calorique due au rayonnement de cette partie, qui s'échauffe par la transmission de la chaleur de haut en bas.

Les barreaux de peu d'épaisseur peuvent être plus rapprochés les uns des autres que les barreaux qui ne sont pas ainsi disposés. Ils ne présentent donc pas sur ceux-ci le désavantage d'augmenter la difficulté du tirage, tandis qu'ils préviennent la perte sèche qu'entraîne la chute des petits morceaux de coke qui, autrement, pourraient tomber dans les cendres et être ainsi perdus pour la combustion. La grille fonctionne bien lorsque les barreaux ont une hauteur de 1 décimètre environ et présentent un espacement de 16 millimètres par en haut et de 9 $\frac{1}{2}$ millimètres seulement par en bas.

Le cadre de la grille a souvent été disposé de manière à pouvoir être renversé à un instant donné, avec les barreaux et le coke en combustion, soit dans l'intérieur de la boîte aux cendres, soit au milieu de la voie. On produisait ce résultat au moyen de crochets d'arrêt qu'on tirait en arrière avec des leviers. Mais, bien qu'alors le cadre de la grille cesse, en apparence, de se trouver suspendu, il arrive cependant bien souvent que ce cadre ne se renverse pas, et qu'on ne peut même parvenir à l'enlever. Cette circonstance est due à la présence de la crasse et de parties goudronneuses, qui sont le résultat de la combustion, et qui forment une véritable liaison entre les bords du cadre et les parois de la boîte à feu. On a donc trouvé préférable de fixer à demeure le cadre de la grille, et, dans le cas où, par un motif quelconque, il serait nécessaire de faire immédiatement cesser le chauffage, d'enlever les barreaux un à un de leur place avec la pince ordinaire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est nécessaire de faire en sorte que la surface supérieure des barreaux soit placée à 7 ou 8 centimètres au-dessus de l'espace occupé par l'eau. Cette partie du liquide demeurera ainsi dans un état de repos, ce qui permettra aux différents dépôts en suspension de s'y rendre, sans qu'il en résulte aucun danger de brûlure. Cette partie de la chaudière devra être régulièrement nettoyée au moyen d'un trou à nettoyage pratiqué à chaque bout, et au point le plus bas de la boîte à feu extérieure. Ces trous doivent être étanches à l'eau, ce à quoi l'on parvient, soit au moyen d'une rondelle de laiton que l'on y visse tout simplement en lui laissant une légère conicité, soit avec une porte de fermeture munie d'une garniture vissée sur l'une de ses faces.

On doit avoir soin de faire le joint sur la surface intérieure, et de donner au trou et à la porte une ellipticité suffisante pour permettre l'introduction de la porte dans l'intérieur de l'espace réservé à l'eau. Cette dernière disposition entraîne souvent des inconvénients, dus à ce que le joint devient lâche quand la vapeur s'élève. Il faut alors enlever le feu et remplir la chaudière pour pouvoir faire les réparations nécessaires.

Dans quelques boîtes à feu carrées de grande dimension, comme celles des machines qui fonctionnent sur le chemin de fer du Great-Western, on a disposé un diaphragme, c'est-à-dire une séparation remplie d'eau et d'une profondeur de 1 décimètre environ, au milieu même de la boîte à feu, dans le but d'obtenir une plus grande surface de chauffe. Ce diaphragme a sa surface inférieure, dans laquelle les dépôts viennent se rendre, parfaitement plane, et placée à environ 5 centimètres au-dessous de celle des barreaux; mais sa surface supérieure a la forme d'un arc renversé, afin de provoquer le libre dégagement, dans l'intérieur du dôme, de la vapeur qui se développe. Les parois de la boîte à feu, auxquelles le diaphragme se rattache, ne forment pas en ce point une solution complète de continuité; elles livrent passage à l'eau et à la vapeur au moyen d'une série de trous circulaires, d'un diamètre de 7 à 8 centimètres, qui permettent à la circulation de s'opérer convenablement, sans qu'il soit besoin d'affaiblir sans nécessité la boîte à feu. Il est indispensable que le trou le plus élevé soit placé au plus haut point du diaphragme, autrement il s'ensuivrait en ce point une accumulation de vapeur qui pourrait devenir nuisible.

L'emploi du diaphragme est avantageux dans les machines extrêmement puissantes, pourvu, toutefois, que sa partie supérieure soit placée assez bas pour que les tubes trouvent au-dessus un emplacement convenable. Il faut aussi qu'on puisse se servir du tisonnier avec facilité quand on veut enlever les barreaux de la grille.

Le cendrier est une caisse en tôle, placée au-dessous de la boîte à feu, pour recevoir les résidus de la combustion qui tombent à travers les barreaux de la grille. Dans les premières locomotives, il n'existait point de cendrier. Les escarbilles enflammées étaient dispersées à une grande distance et venaient tomber sur la route, ce qui fut la cause d'incendies dans diverses circonstances. Le cendrier doit présenter toute la capacité désirable. Il ne peut avoir moins de 25 centimètres en hauteur, sans nuire considérablement au tirage. Si, au contraire, il offre une grande capacité, et s'il est fermé latéralement et par-dessous, il augmentera le tirage, surtout dans les cas où la machine marchera en sens inverse d'un vent violent, circonstances où il est indispensable d'avoir un tirage très actif. Un volet, qu'on peut faire mouvoir à la main, sert à ouvrir ou fermer l'entrée du cendrier, et forme ainsi un bon registre.

Le fond du cendrier est à 23 centimètres environ d'élévation au-dessus des rails; dans aucun cas, il ne doit en être à moins de 15 centimètres, pour que la machine, dans sa route, ne soit pas exposée à rencontrer soit des pierres, soit d'autres objets semblables qui pourraient se trouver par hasard entre les rails.

Tubes.

Les tubes sont généralement en laiton; les viroles qui servent à les maintenir sont pour la plupart en acier dans le bout du fourneau, et en fer à l'extrémité de la boîte à fumée. Les trous, percés

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans les plaques, sont coniques, de manière que les tubes se relient mutuellement les uns les autres.

On doit établir les tubes avec le plus grand soin ; la moindre négligence, en pareil cas, peut être la cause de nombreux accidents.

On a reconnu que les viroles nuisaient considérablement au tirage, surtout quand les tubes sont d'un très faible diamètre. On a cherché à vaincre cette difficulté, soit par les moyens dont nous avons parlé, soit par d'autres encore. Dans tous, on cherchait à assujettir les tubes directement aux plaques mêmes, en les rivant par-dessus ou en les vissant intérieurement. Mais, jusqu'à présent, aucun procédé, si l'on en excepte celui des anneaux tubulaires intérieurs, n'a pu résoudre la question pour le cas des tubes en laiton. Nous croyons de plus, qu'avec des tubes en fer, on abandonnera bientôt l'usage des anneaux tubulaires intérieurs.

M. Stephenson, dans ces derniers temps, a fréquemment employé les tubes en fer, de préférence aux tubes en laiton, à cause de leur bon marché et de leur durée ; et l'on doit dire que dans quelques circonstances particulières, où une attention toute spéciale leur a été donnée, et où l'on s'est servi d'eau pure, ces tubes ont été d'un excellent service.

Le diamètre intérieur est ordinairement de 41 millimètres. Quand ce diamètre est très petit, les tubes sont susceptibles de s'engorger par des morceaux de coke que le tirage enlève, ce qui a l'inconvénient de diminuer d'autant l'aire superficielle de chacun d'eux ; si, au contraire, ce diamètre est très grand, la surface totale de chauffe en est nécessairement amoindrie.

Le nombre des tubes varie considérablement pour les différentes chaudières. Dans l'une de nos espèces de locomotives le plus en usage, ce nombre est de 134. On laisse en dessous un espace suffisant pour les dépôts, afin que les matières solides ne soient pas directement en contact avec eux. Le tube extrême du dernier rang offre, dans sa partie inférieure, une surface à peu près parallèle à celle de la coque de la chaudière.

Dans les machines à longs bouilleurs de Stephenson, il faut beaucoup de temps pour produire la vapeur, à cause du grand volume d'eau que les générateurs contiennent. On ne doit pas compter sur moins de trois à quatre heures pour cet objet, quand les machines ordinaires ne demandent que deux heures. Il faut de plus mettre le plus grand soin à l'entretien et à l'alimentation du feu pour prévenir tout moment d'arrêt dans la formation de la vapeur.

Boîte à fumée et cheminée.

La porte de la boîte à fumée, dans beaucoup de machines, est placée à l'arrière et maintenue fermée par des loquets ; mais cette disposition a le désavantage, lorsque la porte est ouverte, d'obstruer l'entrée des tubes. Dans quelques locomotives de Stephenson, la porte de la boîte à fumée est à deux ventaux qui s'ouvrent comme ceux d'une porte ordinaire d'appartement, et se recouvrent par le milieu. On ferme alors les deux ventaux au moyen d'une barre en fer, qui s'applique au milieu de la porte, et de loquets haut et bas. Cette porte donne toute facilité pour examiner les cylindres et les tiroirs. On laisse habituellement une petite porte vers le fond de la boîte à fumée. Elle sert à enlever les escarbilles qui peuvent s'accumuler dans la boîte.

Le fond de la boîte à fumée ne doit pas être à moins de 45 ou 46 centimètres d'élévation au-dessus des rails. Les robinets de décharge traversent ce fond de la boîte, et il ne faut pas qu'ils puissent être choqués, durant la marche, par des objets placés sur la route.

La boîte à feu est à un niveau plus bas dans les machines destinées à traîner les convois de marchandises que dans les machines à voyageurs, à cause des roues motrices qui sont plus petites ; et comme ces roues sont accouplées avec les autres, on incline souvent le cylindre afin que les parties motrices ne soient pas gênées dans leur marche par l'essieu de devant.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La cheminée ne doit pas avoir plus de 4.25 mètres d'élévation au-dessus des rails ; elle est quelquefois surmontée d'un chapeau de fil métallique pour empêcher l'enlèvement des escarbilles. Mais cette espèce de chapeau gêne le tirage ; il est d'ailleurs bientôt ruiné par les parcelles de coke enflammé qui viennent sans cesse battre contre. On le remplace quelquefois par une plaque percée de trous, que l'on place à travers la cheminée et au-dessous de la tuyère. Cette plaque doit être attachée à charnières et à deux ventaux pour la commodité du service. L'ouverture de la cheminée est environ le dixième de l'aire du foyer.

La cheminée est ordinairement munie d'un registre semblable au disque de la valve à gorge des machines ordinaires. Il est généralement suspendu en dehors de son centre et percé d'un trou pour le haut de la tuyère qui le traverse lors de sa fermeture.

MM. Rennie sont les inventeurs d'une autre espèce de registre qu'ils placent dans la boîte à fumée, à l'extrémité des tubes conducteurs. Ce registre consiste en une plaque percée de trous et susceptible d'un mouvement de glissement. Quand les trous de la plaque sont directement en face des ouvertures, le tirage a toute sa force ; mais on comprend qu'en soulevant ou en abaissant la plaque, on peut l'arrêter tout à fait.

Enfin, une troisième espèce de registre consiste tout simplement dans une disposition analogue à celle des jalousies ordinaires. Les lames métalliques sont suspendues de telle sorte que quand elles sont placées normalement à la plaque des tubes, elles n'opposent aucun obstacle au tirage, qu'elles arrêtent, au contraire, en totalité ou en partie, lorsqu'elles se trouvent dans une position plus ou moins parallèle à cette plaque.

Quel que soit celui de ces procédés que l'on adopte, l'air chaud est nécessairement retenu en contact avec les tubes pendant plus de temps que cela n'a lieu quand on se sert d'un simple registre ordinaire, puisque chaque tube trouve, pour ainsi dire, un obstacle direct à la sortie de l'air chaud qui le traverse. On prévient aussi, par ces moyens, la concentration d'une trop forte chaleur à l'intérieur de la boîte à fumée.

Les plaques de la boîte à fumée ont ordinairement 6 à 7 millimètres d'épaisseur ; celles de la cheminée à peu près la moitié. La tuyère et le tuyau à vapeur, qui sont en cuivre, ont une épaisseur de métal, l'une de 32, l'autre de 48 millimètres.

Châssis.

La question des châssis ou cadres extérieurs et intérieurs a déjà été discutée pages 456 et suivantes. Le meilleur éloge que l'on puisse faire du châssis intérieur, adopté par MM. Bury, c'est de rappeler qu'un grand nombre d'ingénieurs commencent à suivre l'exemple donné par ces mécaniciens.

Dans quelques machines, les deux traverses latérales sont en bois de chêne et recouvertes de plaques de tôle rivées sur chaque face. Les guides sont alors de même longueur, les jumelles s'élevant légèrement suivant une ligne courbe, afin de passer par-dessus l'essieu de la roue motrice. Les traverses sont reliées l'une à l'autre aux deux bouts, et des entretoises sont disposées au-dessous de la chaudière pour les assujettir dans l'intervalle. Ces mêmes entretoises servent aussi à empêcher la chute des bielles et des tiges de l'excentrique, dans le cas où elles viendraient à être brisées.

Les ressorts ressemblent aux ressorts ordinaires de suspension de voitures ; ce sont de simples lames flexibles, reliées au centre, et libres de glisser les unes sur les autres aux extrémités. La lame supérieure se termine par deux œils, dans chacun desquels passe un bouton. Ce bouton passe en outre dans les mâchoires d'une bride, reliée elle-même à une autre bride par une vis à double filet. Cette dernière bride se rattache au châssis. Le centre du ressort repose sur la boîte de l'essieu. Quelquefois les ressorts sont placés entre les guides et au-dessous du cadre, qui vient porter sur leurs bouts.

Il existe une autre espèce de ressort fréquemment employé. Il consiste en un certain nombre de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lames d'acier ; une pièce de métal ou de toute autre substance est interposée entre ces lames, vers leur point central, les extrémités restant à un certain degré d'écartement les unes des autres. Nous pensons qu'il vaudrait mieux prendre tout simplement les lames d'un ressort ordinaire et leur donner des courbures différentes, de manière à ce que ces lames, bien qu'en contact au centre, ne le fussent pas à leurs bouts, et ne vinssent à se toucher vers ces points qu'au fur et à mesure de l'accroissement de charge qu'elles auraient à supporter. On aurait ainsi un ressort qui conviendrait à toutes les charges possibles.

Le moyen le plus commode de relier la locomotive au tender est de les attacher l'un à l'autre avec une barre de fer rigide, percée à chaque bout d'un œil dans lequel passe un bouton. Il est indispensable, cependant, qu'il y ait des tampons entre la machine et le tender. Leur présence, en effet, contribue puissamment à prévenir les oscillations, et, en général, tous les mouvements irréguliers que pourrait prendre la machine. Une barre rigide est attachée sur la surface du cadre, de chaque côté des deux jumelles. Elle se prolonge verticalement jusqu'à une faible distance du rail, pour chasser les pierres ou autres obstacles qui pourraient causer des accidents, si, dans sa course, la machine venait à les rencontrer.

Les essieux ne portent que sur le haut des boîtes, lesquelles sont généralement en laiton ; mais il existe une plaque au-dessous du tourillon pour empêcher les projections du sable sur cette partie. La partie supérieure de la boîte porte, dans un grand nombre de machines, un réservoir d'huile. Cette huile est distribuée au tourillon au moyen de deux tubes et d'une mèche à syphon. Stephenson se sert de fonte pour les boîtes des essieux et pour les coussinets. Il remplace aussi l'huile par la graisse, dont l'introduction se trouve entretenue par la chaleur même que développe le mouvement de rotation sur les tourillons. La graisse fond et coule par un trou dans le coussinet.

Toutes les machines à supports extérieurs ont aussi des supports intérieurs. Elles portent sur des barres longitudinales qui servent également, dans certains cas, à supporter les guides du piston. Quelquefois ces supports sont construits de manière à ne jamais toucher l'arbre, à moins qu'il ne vienne à se rompre.

Tuyau de distribution et régulateur.

Le dôme à vapeur, ou *séparateur*, dans la partie supérieure duquel a lieu la prise de vapeur, est maintenant généralement placé au-dessus de la boîte à feu. Dans les machines de Bury et de Stephenson, il fait partie de l'enveloppe extérieure de la boîte à feu ; dans celles dont on se sert sur le chemin de fer de Grande Jonction, il consiste en un vaisseau cylindrique indépendant, attaché au couronnement inférieur de la boîte.

Cette dernière disposition, aussi bien que celle de Bury, est parfaite et très solide, sans qu'il soit nécessaire d'avoir recours à des entretoises. Mais le dôme des machines de Stephenson présente une grande étendue de surface plane, depuis le couvercle de la boîte à feu intérieure, jusqu'à la voûte de la boîte extérieure, et cette surface demande à être solidement assujettie par des équerres et des tirants en fer. Nous nous rappelons une circonstance où l'omission accidentelle de l'un de ces nombreux tirants fut cause d'un effort et même d'une explosion partielle de l'une des parois de la boîte à feu. Cet exemple fait voir toute l'importance que méritent ces tirants en fer, qui doivent être préservés, avec leurs boutons et leurs assemblages, de toute espèce de corrosion ou d'injure. Sous ce rapport, la boîte à feu de forme ronde, avec son dôme tel que le construit M. Bury, présente l'avantage d'une plus grande force et d'une plus grande sécurité.

Une grande capacité, donnée au dôme, passe pour le meilleur moyen qu'on ait encore trouvé pour arriver à se préserver de l'inconvénient d'une vapeur humide et chargée de globules d'eau. Mais, quelle que soit la hauteur du dôme, on n'arrive pas à un résultat satisfaisant, s'il n'existe pas assez d'espace

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

au-dessus des tubes, dans la partie cylindrique de la chaudière, pour donner un libre passage au fluide le long de la boîte à feu et du dôme. D'ailleurs, on a reconnu qu'une trop grande hauteur du dôme produisait un mouvement fatigant pour la machine, à cause du surcroît de charge dont sa partie supérieure se trouvait gênée. Une hauteur de 75 à 80 centimètres, au-dessus de la partie cylindrique de la chaudière, paraît conduire à de bons résultats dans la pratique, et donner lieu, en même temps, à une production de vapeur aussi pure qu'on pourrait l'attendre d'une hauteur plus grande.

Dans quelques machines, la prise de vapeur a lieu dans un dôme placé à l'extrémité de la boîte à fumée, dans laquelle le tuyau à vapeur vient se rendre. On suppose que l'ébullition étant moins violente en ce point, la vapeur s'y trouve naturellement plus épurée.

Les tuyaux à vapeur sont tantôt en fer, tantôt en cuivre; ceux qui sont en fer et bien choisis résistent à la haute température de la boîte à fumée et au contact des escarbilles enflammées, mais, à l'intérieur, ils sont sujets à se corroder.

Le tuyau à vapeur, après son entrée dans la boîte à fumée, se partage en deux branches. L'une de ces branches passe par dessus les côtés de la boîte à fumée, de manière à laisser un espace libre pour le nettoyage des tubes, et aussi afin d'éviter, autant que possible, le contact direct de l'air chaud et des escarbilles enflammées. Cependant, il y a des machines où le tuyau à vapeur descend verticalement, ce qui offre quelques inconvénients dans la pratique.

L'aire du tuyau à vapeur varie entre le sixième et le huitième de celle du cylindre. Les aires des branches de ces tuyaux sont égales chacune à environ un dixième de l'aire du cylindre.

L'admission dans l'intérieur du cylindre de la vapeur provenant de la chaudière est réglée par une soupape ou régulateur qui est ordinairement placé immédiatement au-dessus de la boîte à feu intérieure. Ce régulateur est en rapport avec deux tubes en cuivre. L'un de ces tubes prend la vapeur au plus haut point du dôme et la conduit au régulateur; l'autre reçoit le fluide qui a traversé le régulateur, et le conduit, en longeant la chaudière, à la partie supérieure de la boîte à fumée.

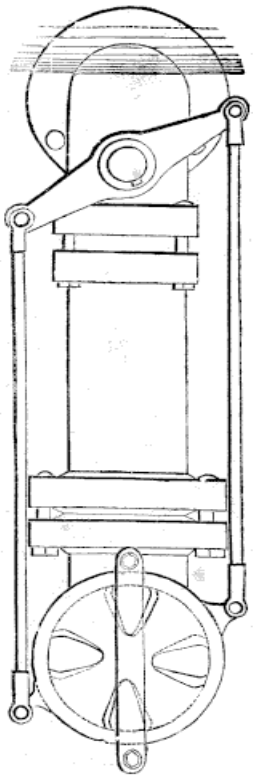


Fig. 334. — Régulateur.

Les régulateurs peuvent être partagés en deux classes; savoir : les régulateurs à tiroirs avec lumières pour la vapeur, et les régulateurs à soupapes et siéges coniques. C'est cette dernière espèce qui est la meilleure.

Les régulateurs de la première classe ont presque tous consisté, jusqu'à ce jour, en une valve et une face circulaires munies d'ouvertures rayonnantes. La valve ressemble aux ailes étendues d'un papillon, et est établie de manière à tourner sur son pivot central, au moyen de petites bielles embrassant son bord extérieur ou d'une tige centrale. L'un de ces régulateurs est représenté figure 334, qui fait assez comprendre son mode de construction et la manière dont il fonctionne.

Cette espèce de régulateur fonctionne aisément, mais elle est d'un ajustage compliqué. De plus, comme les faces ne recouvrent les ouvertures que par la simple saillie des rebords, la vapeur passe dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'intervalle, et la machine peut continuer à marcher, malgré la fermeture complète du régulateur.

Dans quelques machines de Stephenson, à expansion variable, le régulateur consiste en un tiroir recouvrant une ouverture ou lumière pratiquée au haut du coffre à valve. Une tige, partant de ce tiroir, passe à travers la boîte à fumée, par dessous la chaudière, et, au moyen d'un levier parallèle au levier d'arrêt, est mise à la portée du mécanicien. On s'est d'abord servi de robinets pour tenir lieu de régulateurs, mais on les a abandonnés, parce qu'on a reconnu qu'ils s'attachaient trop fortement.

Stephenson s'est servi d'un tiroir à gril, consistant en une plaque carrée, percée de trous, et mobile sur une autre surface percée d'un nombre égal de trous. Ce tiroir, par un léger mouvement, procure immédiatement une large ouverture.

Dans les machines de Bury, on emploie une espèce de petite rondelle conique, qu'on soulève en tournant la manette placée sur la boîte à feu. Une rainure en spirale, d'une grande dimension, est pratiquée dans la tige du tiroir. Dans cette rainure passe un bouton qui est fixé à la chaudière; et, en tournant la tige, un mouvement est imprimé à ce bouton, lequel ouvre ou ferme le passage de la vapeur, suivant le sens dans lequel il a été tourné.

C'est vraisemblablement dans le tiroir à équilibre, semblable à celui dont on se sert dans les machines de Cornouailles, qu'on arrivera à trouver le meilleur régulateur.

Soupapes de sûreté et rondelles fusibles.

Les soupapes de sûreté, ainsi que nous l'avons fait remarquer, sont placées sur le dôme, dans les machines de Bury et de Stephenson. Mais on a trouvé préférable de les établir sur la partie cylindrique de la chaudière, et c'est cette dernière disposition qu'a adoptée M. Dewrance pour le chemin de fer de Liverpool à Manchester. Le motif de cette préférence c'est que, quand une machine commence à produire des jets de vapeur mélangée d'eau, le liquide, projeté de la tuyère, donne lieu à un développement inusité de vapeur, qui s'échappe par la soupape de sûreté, et engendre ainsi, lors de son passage, un soulèvement d'eau et d'écume, en quelque point de la chaudière où se trouvent placées les soupapes. Dès lors, plus ces soupapes seront éloignées du dôme, et mieux cela vaudra; car elles éloigneront, en même temps qu'elles, de l'endroit où se fait la prise de vapeur, les projections d'eau et de vapeur mélangées, qu'elles tendent au contraire à rapprocher, quand elles sont disposées sur le dôme, comme dans les machines de Stephenson et de Bury.

Quoi qu'il en soit, dès que les soupapes de sûreté sont convenablement placées, le mécanicien est toujours en mesure de modérer ou même d'arrêter sur-le-champ les jets d'eau et de vapeur de la chaudière, en faisant souffler avec force ses soupapes.

Il est nécessaire de placer les soupapes de sûreté sur une petite colonne tubulaire, assez haute, cependant, pour que la vue du mécanicien ne soit pas obscurcie par le nuage de vapeur qui s'en échappe.

La machine de Bury, de 36 centimètres, contient une paire de soupapes dont le diamètre est de 6 $\frac{1}{2}$ centimètres environ, hors-œuvre de l'obturateur; celle de Stephenson, qui est de 38 centimètres, a deux soupapes dont le diamètre est de 10 centimètres. Cette dernière dimension est préférable, attendu que les grandes soupapes sont moins sujettes à adhérer dans leurs siéges que les petites.

On doit s'assurer de temps en temps que les soupapes de sûreté fonctionnent bien. Le meilleur moyen pour cela est d'attacher le bouton de la soupape à l'une des extrémités d'une paire d'échelles ordinaires, lorsque le contre-poids placé à l'autre bord indique la pression réelle de la vapeur sur la soupape. Cette pression excède la pression nominale de la chaudière, tant à cause du poids et du frottement du levier avec ses joints et sa balance à ressort, qu'à cause de l'adhésion même de la soupape dans son siége.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un bon procédé, pour rendre cette adhésion aussi faible que possible, consiste à donner aux bords du siége un peu moins de pente qu'à l'obturateur, c'est-à-dire à les établir sous un angle inférieur à 45°, compté avec l'horizontale. Un angle de 30° paraît très convenable.

La soupape de sûreté est pressée en dessous par un levier, ainsi qu'on le voit page 476. L'extrémité de ce levier porte une vis qui se rattache à une balance avec ressort en spirale. Pour trouver la pression par centimètre carré, on n'a qu'à multiplier le poids indiqué sur l'échelle par le rapport qui existe entre les deux bras du levier, et à diviser ce produit par le nombre de centimètres carrés contenus dans la surface de la soupape. Mais, pour éviter l'embarras du calcul, on a établi le levier de telle sorte que le rapport entre ses deux bras est précisément égal au nombre qui représente l'aire de la valve, d'où il résulte que le poids marqué sur la balance représente exactement la pression, par centimètre carré, exercée contre la soupape.

On doit faire entrer pour quelque chose dans le calcul le poids de la soupape et celui d'une partie du levier. Il est bon de mettre un arrêt à la vis du dessous du levier, laquelle sert à augmenter la force du ressort. On évite ainsi les dangers d'une tension excessive de la vapeur.

Les soupapes d'avertissement, qui ont été proposées comme une précaution contre l'insouciance ou la paresse du mécanicien, sont tombées en discrédit. Ces soupapes, en effet, étant d'un accès difficile, et ne fonctionnant que dans des cas très rares, devenaient bientôt adhérentes dans leurs siéges. Mais rien n'est plus facile que de construire une soupape susceptible de se lever d'elle-même et que le mécanicien ne puisse pas atteindre. C'est, du reste, ce qui a lieu généralement dans les machines à vapeur pour la navigation. Dans les machines de Cave, Hick et Jackson, l'une des soupapes est constamment chargée un peu au-dessus de la pression ordinaire de la vapeur et renfermée dans un coffre. Elle est habituellement faite avec des ressorts d'acier plats et tendus, pressant les uns contre les autres et serrés par des étalons vissés au siége de la soupape. L'une de ces soupapes est représentée figure 335.

Une rondelle de plomb est ordinairement fixée au haut du fourneau. Cette rondelle fond quand la chaudière vient à manquer d'eau, et avertit du danger. Dans quelques machines, un robinet est attaché au haut du dôme. Contre ce robinet, et au moyen d'un anneau de laiton boulonné, se trouve retenu un petit disque en métal fusible, destiné à prévenir les explosions. Quand le robinet est ouvert, la vapeur a accès jusqu'à la face inférieure de la rondelle. Si cette rondelle fond, le métal coule, par un petit trou, dans la plaque annulaire, et le mécanicien, prévenu ainsi de l'excès de la tension, peut fermer le robinet et prendre les mesures nécessaires pour diminuer cette tension. Mais, c'est là un expédient sans valeur aucune, car la vapeur serait trop refroidie par son passage à travers le robinet et le petit tuyau pour fondre le métal ; et lors même qu'on parviendrait à remédier à cet inconvénient, il resterait toujours, comme applicables ici, les objections que nous avons indiquées, page 176, contre l'emploi de toute espèce de rondelles fusibles. L'inconvénient augmente en outre de cette circonstance, que le mécanicien est tout naturellement disposé à s'en rapporter à une mesure de sûreté, absolument inefficace à l'heure du danger.

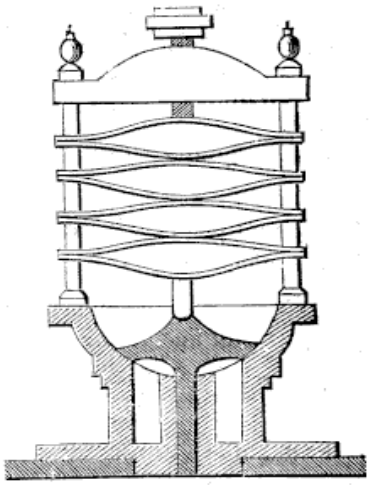


FIG. 335. — Soupape de sûreté.

Les manomètres n'ont pas encore été appliqués, jusqu'à ce jour, aux locomotives, à cause de l'embarras inséparable de la grande hauteur de la colonne de mercure qui est nécessaire pour contre-balancer la pression de la vapeur ; mais il serait facile de construire un manomètre d'une dimension modérée,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en fermant par le haut le tube en verre, que ce tube fût d'ailleurs disposé verticalement ou en syphon. De cette façon, le mercure, en s'élevant, serait obligé de comprimer l'air qui se trouverait au-dessus de lui, et l'on arriverait à des degrés égaux ou à peu près, dans l'échelle de tension, en donnant de la conicité au tube.

Cylindres et tiroirs.

Les cylindres sont en fonte, avec une épaisseur de 19 millimètres environ. La fonte doit être très dure, pour qu'elle résiste le mieux possible à la tendance que présente le cylindre à s'user en ovale, en raison du poids et du frottement du piston. Les deux extrémités du cylindre ont une épaisseur de 25 à 26 millimètres ; l'une et l'autre sont ordinairement établies de manière à pouvoir s'enlever à volonté. Enfin, ces deux parties se terminent généralement en congé, sur une profondeur d'environ 12 à 13 millimètres.

Le tiroir est invariablement de l'espèce de ceux à trois ouvertures, dont on a vu un dessin, page 477. Il est construit en laiton et n'est point pressé en dessus par la boîte à tiroir. Il est indispensable, en effet, en l'absence de toute soupape de décharge pour le cylindre, que le tiroir puisse se soulever de la face sur laquelle il repose, afin de laisser un passage de sortie à la vapeur ou à l'air renfermé dans le cylindre, quand le convoi est entraîné en vertu de sa vitesse acquise. Il faut d'ailleurs trouver une issue à l'eau qui peut être projetée dans le tiroir, quand il se produit des jets d'eau et de vapeur mélangées.

Ces projections d'eau et de vapeur sont très funestes aux cylindres et aux tiroirs ; le gravier et les sédiments, qui sont constamment en suspension dans l'eau, usent avec rapidité les pistons, les cylindres et les faces des tiroirs ; au point que, quand l'eau contient beaucoup de sable et que la machine est sujette à ces projections d'eau et de vapeur, il ne faut qu'un espace de quelques mois pour que les pistons et les tiroirs soient entièrement ruinés, et que les cylindres aient besoin d'être alésés de nouveau.

La boîte à tiroir est quelquefois fondue d'un seul bloc avec le cylindre. La face du cylindre, sur laquelle glisse le tiroir, est légèrement exhaussée, afin que si quelques matières étrangères viennent à s'y déposer, elles puissent être aisément repoussées sur des parties moins élevées par le tiroir lui-même.

L'aire des lumières à vapeur est, dans certains cas, égale au neuvième, dans d'autres au douzième ou même au treizième de celle du cylindre. L'aire de la lumière de sortie est le sixième ou le huitième de celle du cylindre. Ces proportions conviennent à des vitesses moyennes de 30 à 40 kilomètres par heure, avec une pression peu différente de celle que possède la vapeur dans l'intérieur des tubes. Pour des vitesses plus grandes, les lumières doivent être relativement plus larges.

La boîte à tiroir est couverte d'une porte, qu'on peut enlever quand on veut examiner les faces du tiroir ou du cylindre. Quelques boîtes, en outre de cette porte, qui est située dans le haut, en ont une seconde par derrière. Cette disposition permet d'enlever plus vivement le tiroir et son frein.

Un robinet est placé à chaque bout du cylindre pour faire évacuer l'eau qui s'y accumule, et qui provient des projections d'eau et de vapeur et de la condensation. Les quatre robinets des deux cylindres sont reliés entre eux, de sorte qu'en faisant manœuvrer une seule manette, ils sont tous ouverts ou fermés en même temps. Dans les machines de Stephenson, à expansion variable, il n'y a qu'un seul robinet, qui est placé au fond de la boîte à tiroir.

La tige du tiroir est ordinairement plus longue que le levier de l'excentrique, afin d'augmenter la course. Les tourillons du levier de l'excentrique s'usent avec rapidité. Stephenson met une virole de laiton sur ces tourillons. Cette virole agit comme un rouleau à jeu libre et facilite le travail du mécanisme. On peut d'ailleurs l'enlever aisément quand elle vient à s'user, et il n'en résulte aucun dérangement réel dans la marche du tiroir.

Le levier de mise en train fonctionne entre deux segments en fer. Il peut être fixé à volonté, soit au

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

point d'arrêt, soit de manière à faire avancer ou reculer la machine. Cela a lieu à l'aide d'une espèce de petit loquet ou crampon relié au bout de la manette, à l'extrémité du levier. Ce loquet, qui est naturellement comprimé par un ressort, est forcé en avant par le bord de la manette. Le petit bras se rattache à un boulon qui pénètre dans des crans pratiqués sur l'un des segments entre lesquels le levier se meut. En pressant le loquet contre la manette du levier, le boulon s'enlève et le levier peut être mis en un autre endroit. Quand on laisse le ressort reprendre son effet, le boulon retombe dans le cran le plus voisin.

Nous avons déjà traité le sujet des pistons pour locomotives, aux pages 465 et suivantes. Nous ajouterons seulement que les pistons qui consistent en un simple anneau enveloppant une pièce assemblée à languettes, ou bien en deux anneaux placés en recouvrement l'un sur l'autre, de manière à rompre le joint, sont préférables à ceux dont la disposition est plus compliquée.

Dans le piston de Stephenson, il arrive souvent que les vis fonctionnent mal et que les ressorts se brisent. Les tiges des pistons sont en acier ; leur diamètre varie entre le septième et le huitième de celui du cylindre. Elles sont coniques à l'intérieur du piston et y sont en outre maintenues par une clavette. Leur extrémité supérieure est fixée, par une clavette, dans un coussinet à mâchoires, dans les ouvertures duquel passe une traverse. Cette traverse est saisie entre les mâchoires par le petit bout de la bielle, tandis que les extrémités de la traverse se meuvent dans les guides.

Les guides sont formés de plaques d'acier attachées au châssis de la machine. Entre les guides fonctionnent les coussinets fixés aux extrémités de la traverse, et présentant des saillies portant contre les rebords intérieurs des guides. Les guides en acier ou en laiton valent mieux que ceux en fer. Stephenson et Hawthorn attachent leurs guides par un bout à une entretoise, et par l'autre bout à des oreilles placées sur le couvercle du cylindre. Ils sont plus forts au milieu qu'aux bouts. De forts guides en acier, entourés de boîtes à étoupes, aux extrémités de la traverse, sont vraisemblablement le meilleur arrangement auquel on puisse s'arrêter. Les boîtes à étoupes pourraient contenir des viroles coniques, coupées en spirale, en sus de la garniture. On pourrait aussi diposer un anneau, coupé en spirale, sur la tige même, en le faisant précéder la boîte à étoupes et en lui donnant du jeu latéralement. On arriverait ainsi à essuyer la tige avant son entrée dans la boîte, et à prévenir les éraflures déterminées par l'adhérence de la poussière.

Appareil alimentaire.

Les pompes d'alimentation sont en laiton, mais les plongeurs sont quelquefois en fer. Ces pistons sont ordinairement attachés à la traverse de la tige du piston. Cependant, dans les machines de Stephenson, ils sont mis en jeu par des tiges reliées à des œils pratiqués dans le cercle de l'excentrique.

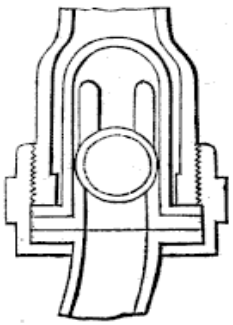


Fig. 336. — Soupape à boule.

Il existe une soupape à boule entre la pompe et le tender. Deux autres soupapes sont ordinairement établies dans le tube qui conduit de la pompe à la chaudière. Il y a, en outre, auprès de la chaudière, un robinet au moyen duquel on peut couper la communication entre la pompe et la chaudière, dans le cas où un accident viendrait à arriver aux soupapes.

Les soupapes à boule sont guidées par quatre branches qui s'élèvent verticalement et se rejoignent au sommet en forme d'hémisphère, comme on le voit figure 336. Les chocs répétés de la boule contre ces branches ont suffi, dans certains cas, pour la briser dans l'espace d'une semaine. Cela provenait

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de ce que le point de jonction des deux branches n'avait pas été convenablement réglé à la lime.

Les boules sont creuses, tant pour rendre les chocs moins violents que pour économiser le métal. Dans certaines circonstances, où le plongeur de la pompe alimentaire a été attaché à la traverse, la tige du piston s'est courbée par l'effort qu'elle a eu à supporter. C'est là un accident qui se produira constamment si la communication entre la pompe et la chaudière vient à être interrompue quand la machine est en marche, et s'il n'existe point de soupape pour laisser échapper l'eau.

On a remplacé, dans certains cas, les soupapes à boule par des soupapes à tige, mais ces dernières sont plus sujettes à des dérangements. On pourrait aisément appliquer les tiroirs, et l'on s'en trouverait probablement mieux que de tout autre système.

Il y aurait, croyons-nous, un grand avantage à placer les pompes alimentaires dans le tender, et à les faire travailler à l'aide d'une petite machine semblable à celle qui a été inventée par MM. Penn pour l'alimentation de leurs chaudières tubulaires. Le travail des pompes alimentaires, tel qu'il est disposé aujourd'hui, est incertain. Pour peu, en effet, que les soupapes donnent lieu aux moindres fuites, la vapeur ou l'eau bouillante, provenant de la chaudière, empêche les pompes de pomper l'eau. Il serait donc avantageux que ces appareils fussent séparés de la chaudière, et placés directement dans l'eau d'alimentation, pour qu'ils n'eussent plus qu'à la faire arriver.

Si les pompes étaient disposées comme nous proposons de le faire, la chaudière pourrait continuer à être alimentée d'une manière régulière, même durant les instants de repos de la locomotive. Cependant, il serait prudent d'avoir une seconde pompe, fonctionnant suivant le mode ordinaire, à l'aide de la machine. Celle-ci remplacerait la première dans le cas où elle viendrait à se déranger ou à geler dans le tender.

Les tubes qui relient le tender aux pompes doivent être disposés de manière à laisser libre l'accès aux soupapes, et à ne gêner en rien le mouvement de la machine et du tender. Ce résultat s'obtient à l'aide d'articulations à douille ; et afin de donner un peu de jeu à l'extrémité, l'un des tubes peut glisser dans l'autre, comme les tubes d'un télescope. L'articulation est maintenue étanche au moyen d'une boîte à étoupes. Tous les points d'attache des tuyaux qui relient la machine au tender doivent être traités de la sorte.

Dans quelques machines, le tuyau d'alimentation pénètre dans la chaudière en un endroit voisin du fond et placé à peu près au milieu de la longueur. Dans les machines de Stephenson, l'eau arrive dans la chaudière vers l'extrémité de la boîte à fumée, un peu au-dessous du niveau de l'eau. Par ce moyen, on utilise plus complétement la chaleur de la fumée qui s'échappe; mais cet arrangement serait peut-être d'une application difficile, sinon impossible, aux machines dans lesquelles le dôme et le tuyau à vapeur se trouvent aussi placés à l'extrémité de la boîte à fumée. En pareil cas, en effet, l'arrivée de l'eau froide condenserait nécessairement une forte portion du fluide.

Indicateurs.

Dans le but de connaître la hauteur de l'eau contenue dans la chaudière, on place sur ce générateur des robinets d'épreuve et des tubes en verre indicateurs, comme dans les chaudières des machines à vapeur pour la navigation. L'un de ces indicateurs est représenté figure 337. La partie recourbée du haut, conduisant du sommet du tube dans l'intérieur de la chaudière, est destinée à empêcher que l'eau ne puisse bouillir dans le tube même, ainsi que cela a lieu quelquefois quand la chaudière est trop pleine. La partie d'en bas n'a point d'usage bien déterminé. Une petite cheville vissée est placée vis-à-vis chaque robinet, pour permettre d'y introduire une tringle et de le nettoyer quand il vient à s'engorger.

Il y a ordinairement trois robinets d'épreuve sur la chaudière, outre l'indicateur en verre dont nous venons de parler. Celui de ces robinets qui s'ouvre à l'endroit le plus bas laisse toujours échapper

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'eau; le plus élevé sert pour la vapeur. Quand l'eau oscille d'une façon incommode dans l'intérieur du tube en verre, on arrête ces soubresauts en fermant partiellement les robinets

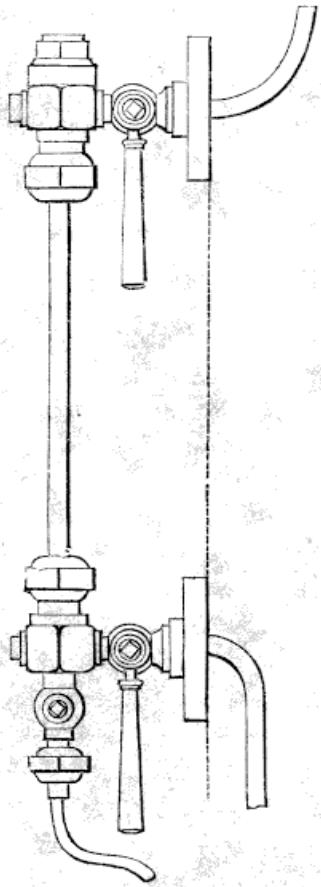


Fig. 337. — Tube indicateur.

Roues.

Les roues motrices ont un grand diamètre, afin d'augmenter la rapidité de la marche. Les roues de support, elles-mêmes, donnent lieu à un meilleur service lorsqu'elles sont grandes. Dans les machines à marchandises, les roues motrices sont plus petites que dans celles à voyageurs. Elles sont, en outre, généralement couplées, ainsi qu'on le voit dans la machine locomotive de Bury, représentée dans une de nos planches.

On construit les roues de différentes manières. Ordinairement les moyeux sont en fonte, et les rayons en fer ainsi que la jante. Les rayons sont forgés avec des barres en fer plat terminées en forme de T. On leur communique la forme rayonnante à l'aide d'un gabarit, autour du noyau central en fonte, puis on soude ensemble les bouts des têtes en T, ce qui constitue le périmètre de la roue ou bande intérieure. Quand il manque du métal, pour que les têtes se rejoignent, on ajoute de petites pièces en forme de coin.

Dans certains cas, les bras, quoiqu'en fer, sont creux, la bande interne restant toujours en fer et le moyeu en fonte. Alors, les rayons sont tournés à l'endroit où ils pénètrent dans le moyeu, et ils sont assujettis dans leurs mortaises à l'aide de clavettes.

Hawthorn établit ses roues avec des moyeux en fonte, les jantes et les bras étant en fer; mais au lieu de souder les bras les uns aux autres, il place des plates-bandes sur leurs abouts et attache ces plates-bandes à la jante avec des rivets. Ces rivets, quoique établis avec le plus grand soin, sont malheureusement sujets à prendre du jeu. Aussi, pensons-nous qu'il y aurait avantage à entailler légèrement les plates-bandes dans la jante, quand elles ne vont point jusqu'à se toucher l'une l'autre bout à bout.

Une fois la jante tournée, on la recouvre d'une bande que l'on fait souvent aujourd'hui en acier. Quel que soit le métal que l'on emploie pour cet objet, les bandes doivent être préalablement recourbées séparément. On les réunit ensuite les unes aux autres, en les soumettant au lourd marteau de l'aciérie; puis on les recourbe suivant la forme du cercle, et on les soude en leur donnant la dimension convenable. Alors, on chauffe la jante jusqu'à la chaleur rouge dans un foyer circulaire; et, pendant qu'elle chauffe, on boulonne sur une plaque la roue en fer qu'on a préalablement tournée suivant le diamètre convenable. La jante se détend sous la chaleur, et lorsque sa température est arrivée au rouge-cerise, on la jette sur la roue, pour laquelle elle était d'abord trop petite. On la boulonne également avec force sur la plaque, puis, à l'aide d'une grue, on saisit la masse entière que l'on précipite dans un réservoir d'eau d'une profondeur de un mètre et demi environ, et que l'on remue de haut en bas jusqu'à ce qu'elle soit devenue à peu près froide. Les jantes ne reçoivent pas d'autre préparation.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il n'est pas indispensable que la bande entière soit d'acier ; on peut se servir, tout simplement, d'une gorge ou rainure, assemblée en queue d'aronde, et tournée en dehors de la bande, à l'endroit le plus exposé au contact du rail. Cette gorge est recouverte ensuite d'une lame en acier. Ce procédé est, d'ailleurs, celui dont on se sert pour réparer les bandes des roues, quand elles s'usent. Après la pose, l'acier est martelé avec force ; il s'étend alors à droite et à gauche, jusqu'à ce qu'il remplisse la rainure, et il ne peut plus ensuite s'échapper.

La bande est attachée à la jante de la roue avec des rivets à double tête ; et la roue est alors fixée sur son essieu.

La bande présente une forme légèrement conique, afin de faciliter le passage de la machine dans les courbes. On comprend, en effet, qu'avec cette disposition, le diamètre de la roue extérieure à la courbe se trouve nécessairement augmenté par la force centrifuge, tandis que celui de l'autre roue en est, en même temps, diminué d'une manière correspondante. Il résulte de là que la courbe se trouve franchie sans donner lieu aux résistances qui seraient, autrement, la conséquence des différences de route à parcourir, dans le même temps, par des roues d'un diamètre égal et fixées sur le même axe.

Outre cette forme conique attribuée à la jante des roues, les rails eux-mêmes ne sont point exactement verticaux. Ils sont légèrement inclinés en dedans, ce qui nécessite, soit une légère conicité dans la jante, soit une certaine obliquité dans le plan des roues, pour que ces roues portent bien normalement sur les rails. L'un des avantages qui résultent de cette inclinaison des rails et de la conicité de la jante, c'est que les rebords des roues sont moins exposés à porter contre les côtés du rail. C'est pour ce motif que les rebords portent toujours de larges filets dans les cornières.

Dans le principe, les roues étaient mobiles sur l'essieu ; mais elles étaient moins stables, et l'on ne se sert plus guère aujourd'hui de cette disposition.

Comparaison des locomotives à quatre et à six roues.

Longtemps on a discuté les mérites respectifs des machines à quatre ou à six roues ; les uns prétendant que les premières offraient plus de dangers, les autres, que les secondes, au contraire, étant plus lourdes et moins faciles à manœuvrer, devaient être la cause d'accidents plus nombreux. Nous croyons, quant à nous, que les vices et les défauts, dont on a chargé les machines à quatre roues, disparaissent en grande partie quand ces machines ont été convenablement établies. En effet, de ce que l'un des essieux d'une machine à quatre roues vient à se rompre et à se briser complétement, il ne s'ensuit pas inévitablement que la machine elle-même doive nécessairement tomber ou dérailler, puisque, si cette machine est convenablement accouplée avec le tender, celui-ci la soutiendra. Il est évident que rien ne s'oppose à ce qu'une pareille connexion soit établie entre la machine et le tender, et que l'essieu antérieur ou postérieur peut être brisé, sans que la machine tombe, retenue qu'elle est par le tender. Ainsi, les arguments que l'on présente contre les machines à quatre roues ne sont autre chose que des arguments contre cette possibilité de relier et de rattacher la machine au tender.

Il est vrai que les locomotives deviennent de jour en jour trop pesantes pour n'être supportées que sur quatre roues, sans crainte de faire fléchir les rails, surtout avec la grande vitesse dont elles sont animées. Cependant, nous craignons bien que cette objection, sur le dommage qui en résulte pour la voie ferrée, ne s'applique avec presque autant de force aux machines à six roues. Le mécanicien, en effet, a la faculté, dans ces dernières machines, de reporter à peu près tout le poids sur les deux roues, et quand les rails sont humides ou gras, il n'hésite pas généralement, pour augmenter le tirage, à visser par dessous les roues motrices sur le rail. Dans ce cas, non seulement l'effet de compression sur le rail est plus violent que celui que déterminerait la charge répartie sur quatre roues, mais, encore, la marche de la machine n'est plus sans danger, en ce qu'il se produit, dans les grandes vitesses, un mouvement de tangage ou

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de plongement, provenant du poids tout entier qui est suspendu en équilibre sur les roues motrices centrales. La machine, en outre, est plus sujette aux oscillations.

Stephenson fait ses roues motrices sans rebords, pour faciliter le passage des courbes; et il nous semble que si l'on s'arrête définitivement aux locomotives à six roues, cette disposition de Stephenson doit être observée. Mais, nous croyons, qu'au lieu de lourdes machines à six roues, il vaut mieux se servir de machines à quatre roues, d'un poids modéré, quitte à en augmenter le nombre de manière à obtenir de ces moteurs une traction aussi rapide qu'on peut le désirer.

On nous objectera, sans doute, que la dépense ainsi nécessitée devient plus considérable, vu qu'une petite machine a besoin, aussi bien qu'une grande, d'un mécanicien et d'un conducteur. Mais, en faisant un tender à double compartiment, avec une machine par devant et une autre par derrière, il suffira d'un seul mécanicien et d'un seul conducteur pour les deux machines. Les manettes de mise en train des deux machines pourront être placées au milieu du tender, et les deux moteurs arrêtés ou mis en marche en même temps, de manière à fonctionner, sous ce point de vue, comme le ferait une seule et même machine.

Cette disposition nous semblerait bien préférable à l'emploi des locomotives si pesantes à six roues. Les rails n'auraient plus, en effet, à souffrir sous une charge par trop forte, et la fermeture partielle de la tuyère, pour le cas où la surface de chauffe ou celle du foyer serait augmentée par l'addition d'une seconde machine, déterminerait une perte d'effet moins considérable. Dans toutes les locomotives, en effet, il existe une perte notable d'effet utile, due à la contraction de la tuyère que nécessite le tirage. A de grandes vitesses, la moitié de la force est entièrement perdue par l'effet des passages de vapeur, dont l'ouverture ne saurait varier dans la même proportion que la production de la vapeur; or la plus grande partie de cette perte provient de la contraction de la tuyère.

On fait maintenant les tenders plus grands, afin d'éviter la nécessité de stations fréquentes pour l'alimentation de l'eau et du coke. Tout autour doit exister un châssis vitré, pour protéger le conducteur contre le vent et lui permettre d'observer ce qui se passe dans les mauvais temps. On peut établir les tenders sur un nombre quelconque de roues, le poids et la dimension de ces parties ne pouvant être d'aucun inconvénient pour le service.

Arbre à manivelles, ou essieu des roues motrices.

L'essieu des roues motrices est en fer. Les deux manivelles sont forgées d'une seule pièce avec lui; elles sont placées vers le milieu de sa longueur, et à une distance l'une de l'autre correspondante à celle des deux cylindres entre eux.

Il existe des renflements sur l'arbre des manivelles, pour l'attache des roues. Le même arbre porte aussi des tourillons pour servir à supporter le châssis de la machine.

L'arbre se compose ordinairement de deux morceaux en fer forgé, soudés l'un à l'autre. Quelquefois, les parties destinées à l'attache des manivelles sont faites à part; mais alors, elles sont sujettes à prendre du jeu. Dans les machines à cylindres extérieurs, les arbres sont droits et les boutons des manivelles sont introduits et fixés dans les moyeux des roues.

Les tourillons auxquels se rattachent les bielles portent de forts collets de chaque côté, afin de communiquer de la force à l'arbre en ce point, et d'empêcher le jeu latéral de la bielle. Cependant, dans les machines qui ont déjà servi depuis quelque temps, il existe toujours beaucoup de jeu dans ces tourillons, et ce jeu contribue à rendre les oscillations de la machine plus violentes. Nous pensons que les tourillons des arbres des locomotives devraient être des sphéroïdes, et établis d'après la méthode que nous avons déjà proposée pour les arbres des roues des machines à vapeur de la navigation. Tout jeu devient alors impossible, et le poids du piston peut être contre-équilibré par l'addition d'un corps pesant quelconque à la roue. Si l'on observe ces précautions, les locomotives n'auront plus de mouvement oscillatoire, que les

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cylindres soient extérieurs ou intérieurs, pourvu que ces locomotives soient suspendues sur quatre roues seulement.

Bielles.

Il est fort à désirer que la longueur de la bielle demeure invariable, malgré l'usure des tourillons. Il existe, en effet, si cette longueur est diminuée, le danger que le piston vienne heurter contre le couvercle du cylindre, vu le faible dégagement que l'on y ménage, afin d'économiser la vapeur.

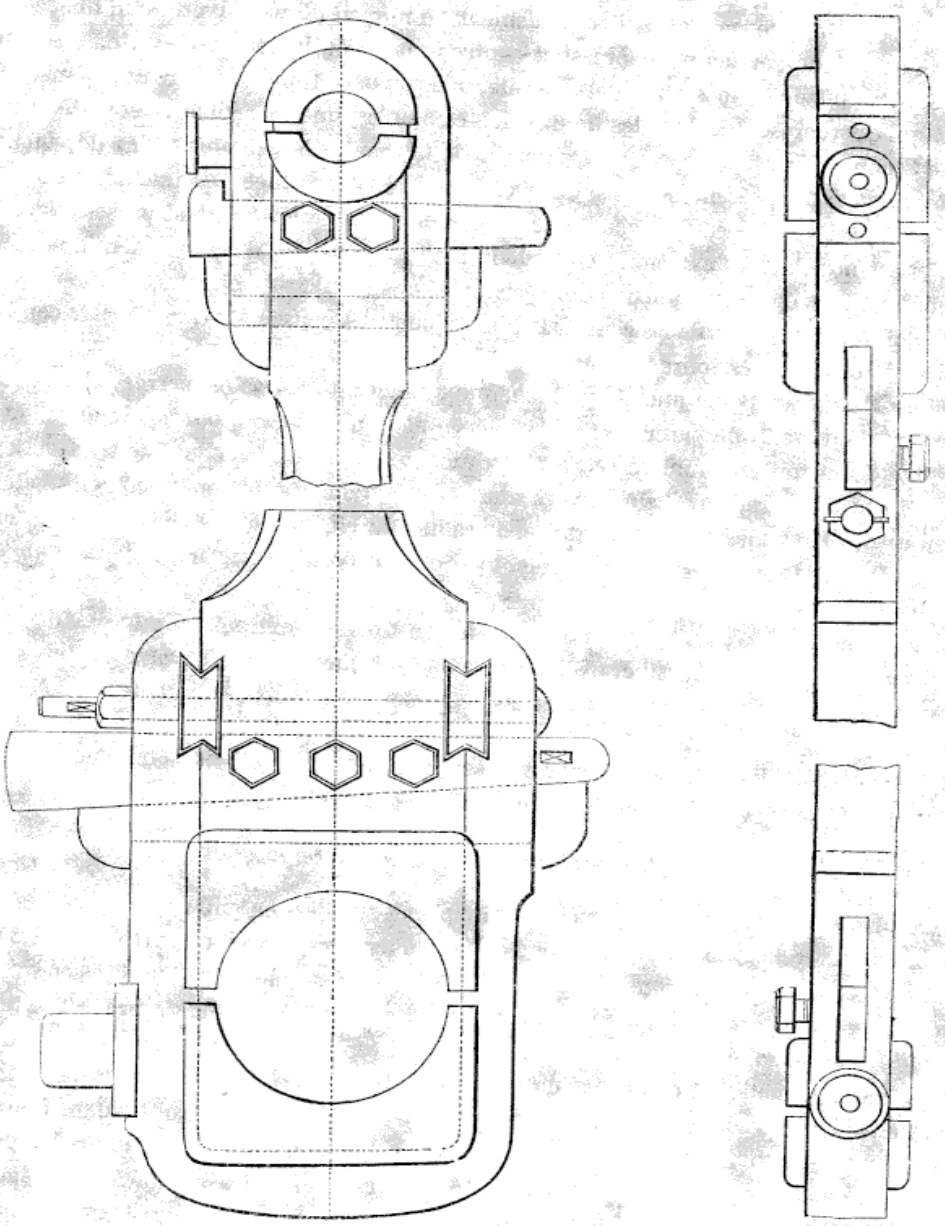


FIG. 338 et 339. — Extrémités de la bielle et chapes.

Dans certaines machines, la chape, qui enveloppe le bouton de la manivelle, est fixée d'une manière invariable à la bielle, par des clavettes à queue d'aronde, comme on le voit figure 339. Un boulon traverse

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à la fois les clavettes, la tige et la chape, pour empêcher les clavettes en queue d'aronde d'être chassées. Le coussinet est serré à l'aide d'une clavette et d'une contre-clavette; celles-ci sont maintenues, à leur tour, par trois vis de serrage avec un bouton transversal ou une clavette vers l'about, ce qui les empêche de prendre du jeu.

Cet arrangement a pour effet d'allonger la tige; mais, à l'extrémité de la traverse de la tige, ce rallongement est neutralisé, en laissant à la chape du jeu; de sorte qu'en serrant le coussinet, la tige se trouve raccourcie d'une quantité précisément égale à celle dont elle est rallongée à l'extrémité du bouton de la manivelle. En ce point, le serrage a lieu également au moyen d'une clavette et d'une contre-clavette, dont le jeu est empêché par deux vis pressant contre le bord de la contre-clavette. Les deux tourillons de la bielle sont munis de coupes ou godets à huile, avec un petit tube au centre et des mèches à syphon.

La bielle, qui est représentée dans les figures 338 et 339, est une barre épaisse et plate, à œils arrondis. La bielle de Stephenson est faite, vers l'extrémité de la manivelle, comme celles des steamers *Black-Eagle* et *Retribution*, représentées dans les planches où sont dessinées les machines de ces vaisseaux; seulement, au lieu d'un chapeau ou couvercle en fer, une chape en fer rond passe au-dessus des deux coussinets, et est attachée à l'extrémité en T de la bielle, au moyen d'écrous, serrés sur les extrémités du fer, lequel est plus épais au milieu, pour résister plus sûrement à l'effort.

Cette disposition a le défaut de raccourcir la bielle quand les coussinets sont vissés; ceux-ci, en outre, doivent être très forts et très lourds.

La bielle de Hawthorn porte une chape à chaque bout. Cette chape est serrée par une clavette et une contre-clavette. Mais, afin de parer à l'inconvénient qui résulte du raccourcissement de la tige, l'extrémité de la tige du piston est munie d'une clavette destinée à serrer les coussinets en dehors. La pointe de la clavette est vissée; elle passe à travers une oreille attachée à la contre-clavette, et est serrée au moyen d'un écrou. Il vaudrait mieux rattacher l'oreille à la clavette même et la vis à la contre-clavette, parce que la saillie que présenterait alors la vis, lorsque la clavette serait profondément chassée, ne serait plus aussi forte.

Dans les machines employées sur le chemin de fer de Rouen, l'extrémité de la tige du piston qui tient à la bielle n'a ni chape ni coussinet. Elle embrasse tout simplement la traverse, et la manivelle est percée d'une ouverture pour recevoir les coussinets. Ceux-ci sont fixés à l'aide d'une clavette et d'une contre-clavette.

La longueur de la bielle varie entre quatre et sept fois la longueur de la manivelle. Les longues bielles présentent l'avantage de diminuer le frottement sur les glissières.

Excentriques et tiges de l'excentrique.

Les excentriques sont en fonte. Quand ils sont placés sur l'essieu entre les manivelles, ils sont établis en deux morceaux reliés ensemble par des boulons, ainsi qu'on le voit figures 340 et 341; mais dans les machines à essieu droit, ils sont fondus d'une seule pièce et maintenus sur l'essieu avec une clavette.

Quand l'excentrique est en deux morceaux, l'angle qu'il présente sur l'arbre est déterminé et fixé à l'aide d'une vis de serrage, qui est munie de pattes et d'écrous pour l'empêcher de prendre du jeu. A la fusion, une pièce de métal est ménagée en dehors de l'excentrique, pour y fixer la vis; le vide est ensuite rempli par une autre pièce de métal, taillée en queue d'aronde, qu'on introduit dans l'ouverture.

Stephenson et Hawthorn laissent des trous dans leurs excentriques de chaque côté du bras central; dans chacun d'eux ils appliquent des vis de serrage. Quelquefois les vis deviennent lâches, et laissent l'excentrique prendre du jeu, à moins qu'elles ne portent des pattes à écrou. Dans les machines du chemin de fer de Rouen, qui sont à essieux droits, les quatre excentriques sont fondus d'une seule pièce.

Les chapes des excentriques doivent être faites plutôt en fer qu'en laiton; ces dernières, en effet, sont fréquemment brisées. Quand elles sont en fer, la moitié de la chape est forgée avec la tige, et l'autre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moitié est fixée par des boulons et des écrous. Quelquefois, des pièces de laiton sont chevillées dans

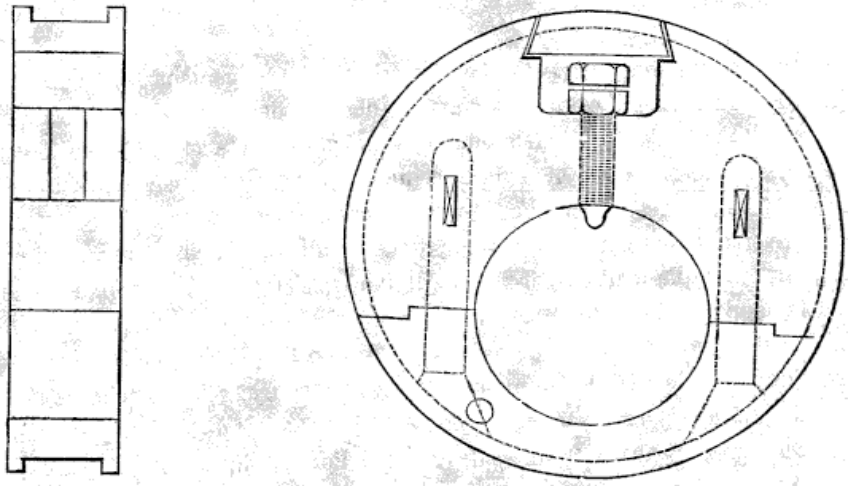


Fig. 340 et 341. — Poulie d'excentrique pour locomotive.

l'intérieur du collier en fer ; mais il paraît préférable de placer des coussinets dans la chape pour envelopper l'excentrique, comme cela a lieu dans tous les arrangements de cette espèce.

Quand on se sert de chapes en laiton, les oreilles portent ordinairement des écrous, et si un nouvel ajustage est rendu nécessaire à cause de l'usure de la chape, on interpose des rondelles. Dans quelques machines, cet ajustage s'effectue en vissant la tige de la soupape ; la traverse, à travers laquelle passe cette tige, est munie sur ses deux côtés d'un écrou qui sert à déterminer sa position sur la tige de la soupape.

Les fourches de la tige de l'excentrique sont en acier. La longueur de la tige est la distance qui existe entre le centre de l'axe de la manivelle et celui de l'arbre des tiroirs.

Jeu des tiroirs et distribution de la vapeur.

Dans les machines locomotives, les excentriques sont maintenant toujours fixés ou calés sur l'essieu, et au nombre de deux, l'un pour la marche en avant, l'autre pour la marche en arrière. Les poulies libres ont été abandonnées à cause du peu de régularité et de certitude de leur travail, inconvénients qui étaient dus aux chocs qu'éprouvaient ces poulies par les changements soudains de direction, lorsqu'elles fonctionnaient à une grande vitesse.

L'arrangement au moyen duquel le mouvement de l'excentrique est transmis au tiroir, est direct ou indirect. Dans les cas où l'excentrique est indirectement attaché au tiroir, le mouvement est communiqué par l'intermédiaire de leviers, et il existe certaines différences dans les dispositions, à l'aide desquelles le mouvement inverse est effectué. MM. Alcard et Buddicom se servent d'une paire d'excentriques placés à l'extrémité de l'essieu, qui est droit. L'arbre de retour est disposé au-dessous de la tige du piston ; à cet arbre est fixé un levier, et sur celui-ci sont attachées des chapes de longueurs différentes, qui sont reliées, à leurs extrémités supérieures, avec les bouts des tiges de l'excentrique, dont l'une est au-dessus, et l'autre au-dessous des axes placés sur le levier de l'arbre des tiroirs. Il résulte de cette disposition que la tige supérieure de l'excentrique, lorsqu'elle est en marche, communique le mouvement de marche en avant, et la tige inférieure, au contraire, le mouvement de marche en arrière.

Dans les autres machines, les fourches sont placées au-dessus et au-dessous du bouton des leviers de l'excentrique. La tige de l'excentrique, pour la marche en avant, est soulevée de son enclanchement par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une chape suspendue au levier placé sur l'arbre de retour ; et, par le même mouvement, l'excentrique de la marche en arrière est soulevé, et introduit dans son enclanchement à l'aide d'une chape plus longue, qui le rattache au levier, placé non pas sur l'arbre de retour, mais sur un arbre un peu au-dessous.

Stephenson et Hawthorn se sont servis l'un et l'autre d'un arrangement semblable ; seulement, ils disposaient les tiges de l'excentrique toutes les deux au-dessous des boutons ou axes du levier placés sur l'arbre des tiroirs. De cette façon, on n'a plus à craindre aucun accident dans le cas où une tige s'échapperait et viendrait à tomber, ou bien dans celui où une partie quelconque de l'appareil serait forcée et tordue par l'effet des tiges fonctionnant toutes deux en même temps.

Aujourd'hui, le mouvement des excentriques est, dans beaucoup de cas, transmis directement aux tiroirs. Dans la disposition de l'appareil à tiroirs de M. Pauwels, le tiroir fonctionne sur le côté du cylindre, et la tige de la soupape se prolonge sous la forme d'une lame plate et épaisse et présentant un losange en section. Sur chacun des côtés de cette lame est fixé un bouton ; l'un d'eux est destiné au cran de la tige de l'excentrique pour la marche en avant, l'autre, au contraire, pour celui de l'excentrique de retour. Au-dessous est placé l'arbre de retour ; il tient à un levier d'où dépendent deux chapes de longueur différente et qui sont reliées aux extrémités des tiges de l'excentrique. En faisant mouvoir ce levier de haut en bas, les tiges de l'excentrique sont alternativement saisies et dégagées, et communiquent leur mouvement respectif au tiroir ; ou bien, si le levier est maintenu dans sa position intermédiaire, les deux excentriques sont en dehors de leur enclanchement, et la soupape demeure naturellement immobile.

Les machines de M. Pauwels présentent quelques difficultés pour la marche ; elles sont sujettes à des chocs à cause de l'enclanchement soudain auquel les tiges sont exposées. Cet inconvénient est dû à ce que tout le poids des leviers et des tiges se trouve reporté sur la face de l'arbre de retour ; mais on peut y remédier en attachant à l'arbre un contre-poids convenable.

Les tiroirs qui sont placés sur les côtés des cylindres, comme dans la machine de Stephenson, représentée dans l'une de nos planches, sont, dans beaucoup de cas, plus faciles à rattacher avec l'excentrique ; mais on ne peut les maintenir serrés contre les faces, sur lesquelles ils glissent, qu'avec le secours de ressorts ; d'où il résulte qu'il semble plus convenable de faire les faces des deux cylindres inclinées l'une par rapport à l'autre, plutôt que dans le même plan, si l'on prend le parti de placer les tiroirs sur les côtés des cylindres.

Le système de chape pour la marche des tiroirs de Stephenson est le moyen le plus élégant, en même temps qu'un des plus avantageux, qu'on ait encore employé pour relier le tiroir à l'excentrique. La nature de cette disposition se comprendra parfaitement à l'inspection de la figure 342 ci-jointe.

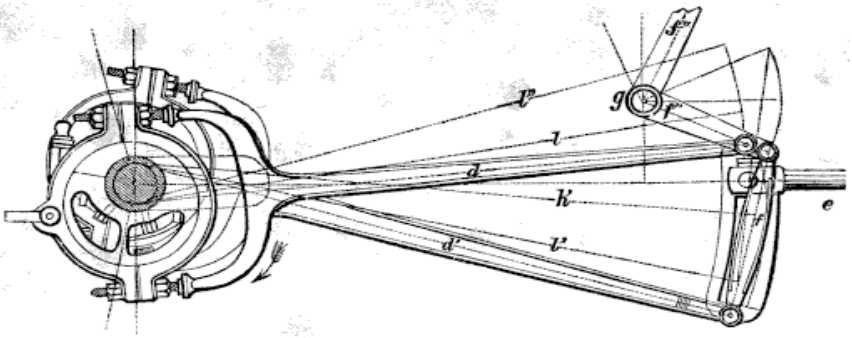


Fig. 342. — Chape de Stephenson.

Dans cette figure, e est la tige du tiroir. Cette tige est attachée par un bouton à une chape courbe et ouverte, laquelle se relie par un bout avec la tige de l'excentrique d de la marche en avant, et par l'autre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avec la tige de l'excentrique d' de la marche en arrière. La chape, ainsi que les deux tiges des excentriques d et d', sont susceptibles de recevoir un mouvement de bas en haut et de haut en bas, par l'intermédiaire de la tige f et de la manivelle articulée f'' placée sur l'arbre g, tandis que la tige du tiroir demeure dans le même plan horizontal.

On voit clairement que chaque extrémité de la chape doit obéir au mouvement de la tige de l'excentrique qui est en relation avec elle, quelle que soit la ligne parcourue par la partie centrale de la chape. On comprend aussi que la tige du tiroir participera, en grande partie, au mouvement de la tige de l'excentrique qui en est la plus rapprochée. Quand la chape est abaissée jusqu'en bas, la tige du tiroir reçoit le mouvement de la tige de l'excentrique supérieure, qui est celle de la marche en avant ; quand, au contraire, elle est en haut, la tige du tiroir obéit au mouvement de l'excentrique de la marche en arrière ; enfin, dans la position intermédiaire ou centrale, cette tige n'a aucun mouvement, ou à peu près.

Ainsi, le mouvement de la chape dispense de la nécessité de faire échapper, à un instant donné, la tige de l'excentrique de son enclanchement. Il permet, en outre, jusqu'à un certain point, de faire travailler la machine par détente, bien que, sous ce dernier rapport, cet appareil de M. Stephenson ne nous paraisse pas bien avantageux.

Le point de repos de la chape, sur la tige du tiroir, correspond à la ligne qui partage en deux parties égales l'angle formé par les deux tiges des excentriques. Le mouvement maximum, pour la marche en avant, a lieu quand les tiges sont disposées comme l'indique la figure, et le mouvement maximum d'arrière quand les tiges d et d' sont dans les positions h'' et h'.

Celles de ces chapes, dont la disposition est la meilleure, portent latéralement des boutons auxquels sont attachées les tiges des excentriques. Ces tiges sont placées aux points extrêmes de la course, tant pour la marche en avant que pour la marche en arrière. La tige du tiroir et celle de l'excentrique sont sur la même ligne droite, et le tiroir obéit à la course entière de l'excentrique. On ajoute, en outre, un contre-poids à l'arbre, afin de racheter le poids de la chape et des tiges.

On pourrait, suivant nous, se dispenser du second excentrique et de la tige correspondante. Il suffirait, pour cela, de placer l'arbre g dans le plan de la tige du tiroir, et de fixer un bouton au centre de la chape, lequel bouton agirait dans l'œil du bras horizontal du levier f. Dans ce cas, le levier f, ayant à résister à l'effort de l'excentrique, aurait besoin d'une plus grande force, et la chape serait tout simplement un levier à deux bouts avec un centre mobile. On pourrait encore, si cela était jugé plus commode, faire mouvoir le bouton placé au centre de la chape, dans des guides verticaux ou courbes, au lieu de l'attacher au levier f. Le soulèvement réitéré de la chape, et, par suite, de la tige de l'excentrique, serait, en effet, capable d'altérer la position de l'excentrique sur l'arbre, et de fausser ainsi le jeu de la tige.

C'est quelquefois de la bielle que provient le mouvement qui fait fonctionner les tiroirs, ainsi que cela a lieu dans l'appareil connu sous le nom de mouvement de Melling. Cette disposition est représentée dans la figure 343. On voit que la tige du tiroir est reliée, à l'aide d'un moyen d'attache convenable, à un bouton fixé à la bielle même.

Il existe un autre mode de communication de mouvement, pour les tiroirs, ayant quelque analogie avec le précédent, et qui a été employé par Hawthorn, de Newcastle. Ce procédé admet la détente de la vapeur ; il est représenté dans la figure 344 ci-jointe.

Le bouton, fixé à la bielle, se meut dans l'intérieur d'une chape, à laquelle sont attachés deux bras à angle droit. Celui de ces bras qui est le moins élevé a son extrémité reliée, par une tige et un levier, à un arbre qui est mis en mouvement par la manette de marche en arrière ; le bras supérieur est attaché à un levier placé sur l'arbre du tiroir. A cet arbre est fixé un levier à deux bouts, sur chaque extrémité duquel vient agir une tige en communication avec le tiroir, suivant qu'on veut imprimer à la machine une marche en avant ou en arrière. Cette tige du tiroir est reliée, par une attache, avec l'arbre de mise en marche. L'ouverture centrale pratiquée dans la chape permet au bouton de la bielle de se

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mouvoir librement d'une extrémité à l'autre. D'un autre côté, le mouvement, dans le sens latéral, est communiqué à la chape elle-même, et sert à faire travailler les leviers du tiroir.

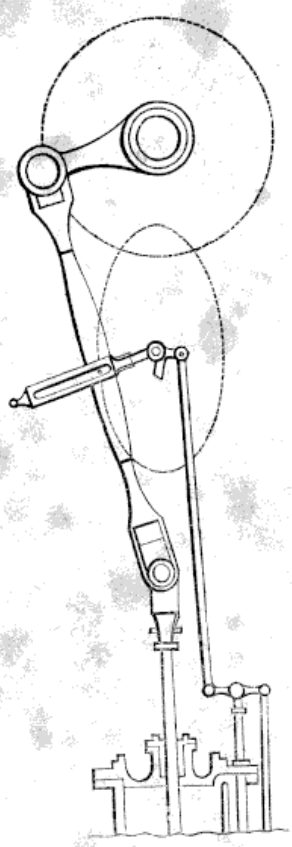


Fig. 343. — Chape d'Elling.

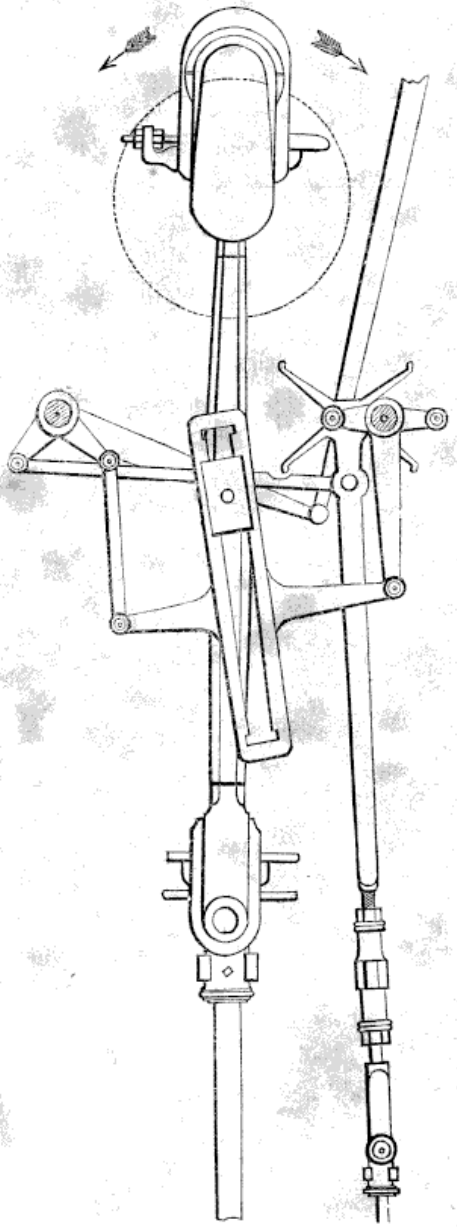


Fig. 344. — Chape de Hawthorn.

Quand on veut renverser la marche de la machine, il faut modifier l'inclinaison de la chape ainsi que le jeu réciproque des leviers, ce que l'on peut faire avec la même manette. La marche est réglée par le degré d'inclinaison du parallélogramme, que l'on peut changer à volonté en allongeant le levier placé sur l'arbre de retour en connexion avec le bras inférieur de la chape, ou bien encore, en changeant ce levier de position, et en le faisant tourner autour de l'arbre, de manière à repousser le bras inférieur vers le cylindre.

Il existe de grandes complications dans cette disposition. Les pièces, en outre, doivent être de forte dimension. En somme, ce procédé n'a point été accueilli bien favorablement, quoiqu'il ait conduit, à ce que nous croyons, à des résultats assez avantageux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a donné de nos jours une grande extension au système de détente à effet variable, pour les locomotives. Tous les divers systèmes proposés dans ce but agissent, soit en diminuant le parcours ou jeu du tiroir, soit à l'aide de tiroirs superposés.

Le premier de ces procédés est celui dont se servent Stephenson et Cabrey ; le second est employé surtout par Mayer et Gozenbach. Le premier a pour effet de moins découvrir les lumières de la vapeur et de les fermer plus vite, et aussi d'accélérer la sortie du fluide et de comprimer la vapeur coupée à l'intérieur du cylindre. On aperçoit immédiatement que la fermeture de la sortie du fluide, dès le commencement du coup, détruit une partie des avantages dus à l'expansion, puisque la vapeur s'échappe avant qu'elle n'ait accompli tout son effet, et qu'il y a perte de force dans la compression de la vapeur.

Le second système de tiroirs à détente ne comporte pas les mêmes défauts. Il permet de couper la vapeur en un point quelconque de la course, sans qu'il en résulte le moindre dérangement dans le mouvement du tiroir ; mais l'appareil qu'il nécessite est d'une complication bien plus grande. Quand le parcours lui-même du tiroir est variable, la fermeture est le résultat d'un rétrécissement naturel des lumières, qui étirent pour ainsi dire, le fluide, en augmentant sa vitesse à l'entrée, et en rendant la pression moindre dans le cylindre que dans les passages. Dans l'appareil à détente de Cabrey, que nous avons décrit page 481, le défaut consiste en ce que, pour certains degrés de la course, et lorsqu'il existe un fort recouvrement sur le tiroir, il peut arriver qu'au lieu d'ouvrir la lumière avant la fin du coup, le tiroir n'ait pas encore recouvert la lumière de la vapeur, quand le piston est sur le point de recommencer sa course. Cet inconvénient résulte de la position invariable des excentriques sur l'arbre, et de l'immobilité qu'offre à son centre le levier du tiroir.

Stephenson évite les défectuosités du système de Cabrey, en ce qui regarde le changement de course de l'excentrique, en rendant mobile le centre d'oscillation du levier du tiroir, à l'instar de la chape, et en le faisant tourner autour de l'excentrique placé sur l'essieu.

L'appareil de Mayer, que nous avons représenté page 483, a donné de forts bons résultats. Il est exempt des défauts de ceux de Cabrey et de Stephenson. Quel que soit le degré de l'expansion, cet appareil présente toujours la même surface de lumière à vapeur ; la sortie du fluide n'est pas accélérée outre mesure ; le parcours linéaire est invariable, et la compression de la vapeur devant le piston est très faible et ne peut s'accroître. Cependant, la roue et la chaîne, qui servent à le faire marcher, sont fort embarrassantes ; il peut y avoir désassemblage, et, en outre, les tiroirs ont un grand frottement. L'appareil de Gozenbach donne lieu à moins de frottement que celui de Mayer, et conduit à des résultats également satisfaisants.

Pose des tiroirs.

Quand le cylindre est horizontal, la manivelle est aussi horizontale au commencement et à la fin de chaque course ; mais, elle n'est pas verticale quand le piston est au milieu du coup, à cause de la déviation du parallélisme, déviation qui provient de l'obligation où est la bielle de se mouvoir à l'une de ses extrémités suivant une ligne droite.

Quand le piston, arrivé contre le fond du cylindre, vient à s'avancer graduellement vers le milieu de la course, l'extrémité de la bielle se trouve entraînée, dans un mouvement de rotation, par la manivelle qui lui fait décrire une courbe opposée à celle qu'elle suivrait tout naturellement autour de la traverse comme centre. Mais, lorsque le piston approche de la fin de sa course, la direction de la courbe, suivant laquelle l'extrémité de la bielle est mue par la manivelle, est dans le même sens que celle du cercle qu'elle décrirait autour de la traverse, et ces courbes coïncideraient si la bielle était de même longueur que la manivelle. On voit donc clairement, qu'au haut du coup, la tige du piston n'a besoin que d'un faible mouvement pour permettre à l'extrémité de la bielle de franchir une grande partie du cercle de la manivelle ; et que, au bas du coup, le piston doit se mouvoir davantage pour qu'un arc égal puisse être décrit par la manivelle.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De ces considérations, il résulte que le mouvement de la manivelle étant à peu près uniforme, il doit exister de grandes différences dans la vitesse dont le piston est animé, et que la courbe décrite par la manivelle doit être de plus d'un demi-cercle durant une demi-course, à partir de la face d'avant du cylindre, et de moins d'un-demi cercle, durant une demi-course, à partir de la face d'arrière.

La longueur de la bielle est la distance qui existe entre la traverse, au milieu du coup, et le centre de l'arbre ; il est donc clair qu'au milieu de la course, la manivelle ne saurait être verticale.

Le mouvement du tiroir participe à la même espèce d'irrégularité ; mais, comme la tige de l'excentrique est, relativement au rayon, plus longue que la bielle, on ne peut avoir égard qu'à l'inégalité qui provient de la relation existante entre la circonférence d'un cercle et son diamètre.

L'irrégularité que détermine l'angle de la bielle affecte également le tiroir ; mais l'effet qui en résulte n'est pas assez marqué pour offrir quelques dangers, du moins dans les circonstances ordinaires. Ainsi, nous ne nous inquiéterons pas de ces irrégularités dans les indications que nous allons donner sur les moyens à suivre pour l'établissement des tiroirs.

Dans la figure 345, on a représenté le moyen de connexion directe, employé par Stephenson pour les

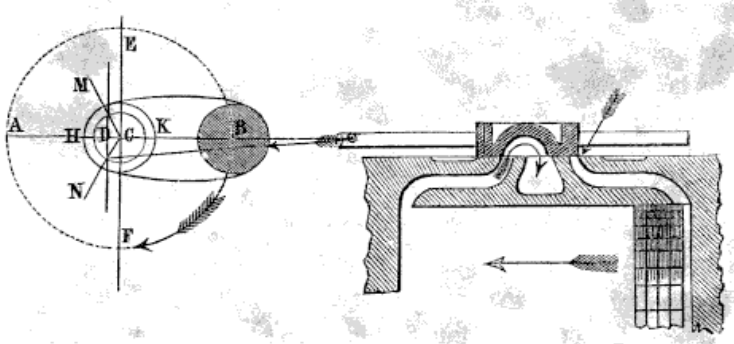


Fig. 345. — Tiroir de Stephenson à connexion directe.

tiroirs de ses locomotives. A E B F est le cercle de la manivelle; le cercle intérieur est celui de l'excentrique. En supposant que la longueur totale de la face du tiroir soit égale à la distance qui existe entre les bords extrêmes des lumières à vapeur, le tiroir sera sans recouvrement; et si, pour le moment, on met à l'écart la question du parcours, c'est-à-dire, si l'on suppose que la vapeur est admise exactement aux extrémités de la course, l'excentrique sera fixé sur l'arbre à angle droit avec la manivelle. En d'autres termes, la petite manivelle qui constitue l'excentrique se trouvera à angle droit avec la direction de course, de manière à fermer à la fois les passages d'entrée et de sortie; elle sera, en outre, dans une position telle qu'elle pourra, au moindre mouvement en avant, ouvrir à la fois ces deux orifices, pour le coup de retour du piston.

On a, cependant, trouvé un certain avantage à faire la face du tiroir plus longue que la distance qui existe entre les bords extrêmes des lumières à vapeur. Alors, en effet, le tiroir, quand il est au milieu de son parcours, recouvre les lumières aux deux extrémités; d'où il suit qu'il est obligé de se mouvoir et de franchir un espace égal au recouvrement avant d'être en mesure d'ouvrir la lumière à vapeur pour le retour du piston. Pour produire ce résultat, il n'y a qu'à faire mouvoir l'excentrique en avant, et jusqu'à ce que, à la fin du coup de piston, le tiroir se trouve sur le bord même de la lumière, tout prêt, comme auparavant, à laisser arriver, au moindre mouvement en avant, la vapeur dans l'intérieur du cylindre. Mais, comme alors le tiroir est forcé de franchir une partie de son parcours égale au recouvrement de chaque extrémité, et que, d'ailleurs, ce parcours est égal au diamètre du cercle décrit par l'excentrique, il en résulte que, pour communiquer le mouvement en avant nécessaire, cette distance doit être mesurée sur le diamètre même du cercle : la position correspondante du centre de l'excentrique sera précisément celle que nous cherchons.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A partir du point central C de l'arbre de la manivelle, et à gauche de ce point, marquez sur la ligne des centres une distance C D représentant le recouvrement à chaque extrémité du tiroir, et par le point D tirez une parallèle à la verticale E F, passant par le centre de l'arbre de la manivelle. L'arc du cercle de l'excentrique, intercepté entre ces parallèles, est celui suivant lequel l'excentrique doit se mouvoir pour faire franchir au tiroir une portion de son parcours égale au recouvrement C D; et le point d'intersection de la ligne C D avec le cercle de l'excentrique représente, par conséquent, la position même que le centre de l'excentrique doit occuper quand le piston est à la fin de sa course au fond du cylindre, au moment où il va recommencer sa course vers la face d'avant.

Dans la pratique, le tiroir n'est pas disposé de manière à s'ouvrir juste au commencement du coup de piston; en réalité, la vapeur pénètre dans le cylindre un peu avant le commencement de la course; et, par suite, au moment où le piston commence à se mouvoir, le tiroir a déjà en partie découvert la lumière. Pour obtenir ce résultat, il faut donner une *avance* au tiroir, et, naturellement, dans la même direction; il faut que l'ouverture, que présente la lumière au commencement du coup, soit ajoutée au recouvrement, et que la somme de ces deux quantités, somme égale à la distance de C en D, soit considérée absolument comme représentant le recouvrement même. C'est aussi, pour abréger le langage, la dénomination que nous donnerons à la distance C D.

Supposons, maintenant, qu'il s'agisse de déterminer la longueur que doit avoir la tige de l'excentrique. Pour cela, placez la manivelle horizontalement, de manière à ce qu'elle ait donné au piston toute sa longueur de course; faites tourner l'excentrique jusqu'à la position correspondante qu'il doit occuper, et mesurez la distance qui existe entre ce point et le centre de l'articulation qui relie la tige de l'excentrique à la tige du tiroir; cette distance sera la longueur cherchée.

La longueur de la tige de l'excentrique une fois connue, on peut mettre définitivement en place soit le tiroir, soit l'excentrique lui-même, si l'une de ces pièces est déjà établie. Ainsi, par exemple, si le tiroir est en place, comme cela a lieu dans la figure ci-dessus, et que la tige de l'excentrique soit déjà attachée à l'excentrique, cette tige déterminera tout naturellement l'emplacement de l'excentrique, où il pourra être fixé. Mais, si le tiroir n'est pas convenablement placé, il devient nécessaire d'avoir recours au procédé suivant, lequel suppose que l'on connaît le recouvrement du tiroir et la longueur de la tige de l'excentrique.

Déterminez, comme ci-dessus, la position de l'excentrique, et attachez la tige : le tiroir sera relié à l'excentrique dans la position qui lui convient. Dans la pratique, le meilleur moyen de déterminer la position de l'excentrique, avec un recouvrement donné, est de décrire, sur une feuille de tôle, deux cercles, dont l'un, comme le cercle H K, représente l'arbre de la manivelle, et l'autre, un cercle égal à celui de l'excentrique. On tire alors deux diamètres perpendiculaires l'un à l'autre; on marque, à partir du centre de l'arbre de la manivelle et sur l'un des diamètres, la quantité de recouvrement C D; et, par le point ainsi déterminé, on mène une parallèle à l'autre diamètre E F. Les points où cette ligne coupe le cercle de l'excentrique sont les positions des excentriques pour la marche en avant et pour la marche en arrière.

Par les points d'intersection, et par le centre de l'arbre de la manivelle, tirez les lignes C M, C N, qui couperont la circonférence de l'arbre de la manivelle. Sur ces circonférences, mesurez avec un compas la corde de l'arc intercepté entre chacun des points d'intersection et ceux du diamètre vertical E F. Les lignes des diamètres ayant d'abord été tracées sur l'arbre lui-même, vous reporterez alors la distance de compas trouvée sur l'épure, et la véritable position de l'excentrique, à la fin du coup, sera ainsi déterminée. Vous marquerez cette position sur l'arbre, et vous pourrez, lorsque vous le jugerez convenable, y établir votre excentrique.

Nous terminerons ce que nous avons à dire sur la figure 345, en faisant remarquer que, comme dans les locomotives de cette espèce de Stephenson, le tiroir est placé sur l'un des côtés du cylindre, le dessin

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

devrait nous présenter la face du cylindre. Mais, comme cette disposition eut pu rendre les explications moins claires, nous l'avons remplacée par celle que l'on a vue. On observera aussi que l'arbre des manivelles et le cylindre sont très rapprochés, et qu'ils ne sont pas l'un et l'autre placés sur la même ligne ; mais, outre qu'il eût été difficile d'avoir égard à cette remarque dans la figure, il n'y a aucune importance à l'avoir négligée, les mouvements respectifs du piston et du tiroir, de la manivelle et de l'excentrique étant indiqués dans les positions relatives qui leur conviennent. La manivelle est sur le centre, et le piston, par conséquent, à la fin de sa course contre la face d'arrière. L'excentrique et le tiroir ayant, comme nous l'avons dit, de l'avance sur le piston, ont coupé la vapeur avant la fin du coup, et ont, en outre, ouvert la lumière de sortie pour la course de retour du piston. S'il n'existait point d'avance, le tiroir intercepterait la vapeur à l'extrémité d'une course, et ouvrirait la lumière de sortie à l'autre extrémité, au moment même où le piston terminerait sa course.

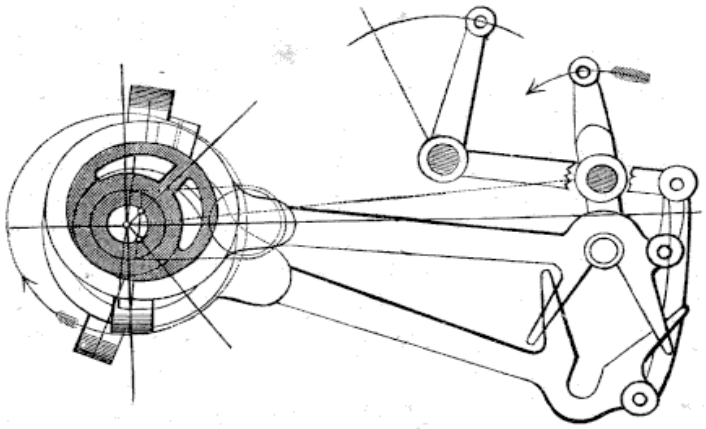


FIG. 346.

La figure 346 représente une autre espèce d'appareil de distribution, comportant des leviers qui renversent la direction du mouvement, c'est-à-dire que, quand la tige de l'excentrique et son levier se meuvent suivant une direction, la tige du tiroir et le levier correspondant, se trouvant sur le côté opposé de l'arbre de commande, se meuvent dans une direction contraire. Dans le principe, il n'existait pas de leviers, et par conséquent point de renversement possible du mouvement. Il suit de là que, pour communiquer au tiroir le même mouvement qu'auparavant, relativement à la manivelle, il est nécessaire de rejeter l'excentrique de l'autre côté de l'arbre de la manivelle, de manière que son mouvement puisse se faire en sens inverse, remplaçant ainsi l'effet de renversement des leviers. Maintenant que ces leviers existent, les excentriques doivent se mouvoir suivant des directions contraires, afin de communiquer aux tiroirs le même mouvement qu'auparavant. C'est aussi ce que l'on peut faire en plaçant les excentriques sur le côté opposé du centre de la manivelle, autour duquel ils se meuvent, et dans un sens naturellement inverse.

La figure 347 a pour but de faire comprendre le système de distribution employé ordinairement dans les locomotives, et dans lequel le mouvement de l'excentrique se communique, à l'aide de leviers, au tiroir.

Dans cette figure, on voit la face du cylindre, sur laquelle repose le tiroir, lequel est à la fin de sa course. Mesurez la longueur du jeu ou parcours du tiroir, à partir de l'extrémité de la face du tiroir, et dans la direction de sa course. On peut obtenir exactement le jeu du tiroir en ajoutant le recouvrement à la largeur de la lumière à vapeur, et en doublant leur somme. S'il n'existait point, entre le tiroir et l'excentrique, de leviers venant modifier le jeu de l'appareil, la distance ainsi mesurée, laquelle représente le parcours du tiroir, serait, en outre, le diamètre du cercle décrit par le centre de la poulie de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'excentrique. Mais la présence des leviers vient changer cette proportion, à moins, toutefois, qu'ils ne soient de même longueur.

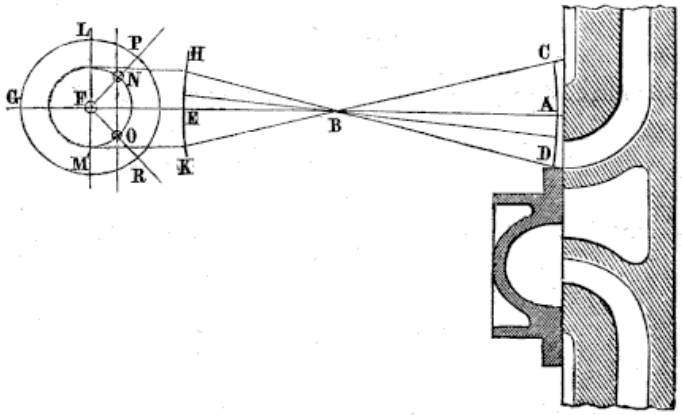


FIG. 347.

L'effet qui résulte de l'inégalité de longueur des leviers, et qui mène à une différence proportionnelle entre le parcours du tiroir et celui de l'excentrique, ou excentricité, se comprend aisément à l'inspection de la figure. Par le point A, centre du diamètre représentant le parcours du tiroir, tirez une ligne perpendiculaire à la face du tiroir; sur cette ligne, prenez, à partir du même point A, une distance à la longueur du levier AB, qui doit être attaché à la tige du tiroir et que nous appellerons, pour le distinguer, levier du tiroir. Du point B, ainsi déterminé, comme centre, et avec le rayon BA, décrivez une portion de cercle. Ce cercle coupera les perpendiculaires tirées des points C et D, qui représentent les points extrêmes de parcours du tiroir. Joignez ensuite ces points de la circonférence au centre B.

Cela fait, tracez, de chaque côté de la ligne centrale AE, et à une distance de cette ligne égale au rayon de l'excentrique, deux droites parallèles, qui viendront couper aux points H et K les prolongements des lignes des leviers. Du point B comme centre, et avec un rayon égal à la distance qui sépare ce centre des points H et K, décrivez un nouvel arc de cercle. Le rayon de ce cercle est précisément la longueur que doit avoir le levier de l'excentrique pour fournir le parcours de tiroir cherché.

Il est évident, à l'inspection de la figure, que si l'on veut donner au tiroir un parcours moindre qu'à l'excentrique, il est nécessaire de faire le levier du tiroir plus court que celui de l'excentrique; et que si, au contraire, on tient à donner au tiroir plus de jeu qu'à l'excentrique, c'est le levier de l'excentrique qui doit être proportionnellement moindre que celui du tiroir. Si, par exemple, le parcours du tiroir doit être le double de celui de l'excentrique, il faut, pour accomplir ce résultat, que le levier du tiroir reçoive une longueur double de celle du levier. Aussi, les relations qui existent entre ces quantités sont exprimées par une simple proportion; et, lorsque trois d'entre elles sont connues, il est facile de trouver la quatrième. Voici, au reste, pour plus de clarté, les différentes formes sous lesquelles cette proportion peut se présenter.

1° Étant donnés le parcours du tiroir, l'excentricité, et la longueur du levier attaché à la tige du tiroir, trouver la longueur du levier de l'excentrique.

En représentant par T le parcours du tiroir, par t l'excentricité, par L le levier du tiroir, et enfin par l celui de l'excentrique, nous aurons la proportion :

$$T : t :: L : l,$$

ou bien, en prenant les dimensions, en centimètres, de la machine à laquelle la figure 347 se rapporte :

$$12 : 8 :: 22{,}5 : l = \frac{22{,}5 \times 8}{12} = 15$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Étant donnés le parcours du tiroir, l'excentricité et la longueur du levier de l'excentrique, trouver la longueur du levier du tiroir.

On a la proportion :

$$t : T :: l : L,$$

ou bien, en remplaçant comme ci-dessus les lettres par leurs valeurs en centimètres,

$$8 : 12 :: 15 : L = \frac{12 \times 15}{8} = 22{,}5.$$

3° Étant donnés le parcours du tiroir et les longueurs des leviers du tiroir et de l'excentrique, trouver l'excentricité.

On a la proportion :

$$L : l :: T : t,$$

ou bien,

$$22{,}5 : 15 :: 12 : t = \frac{15 \times 12}{22{,}5} = 8.$$

4° Étant donnés le levier de l'excentrique, celui du tiroir et l'excentricité, trouver le parcours du tiroir.

Nous avons la proportion :

$$l : L :: t : T,$$

ou bien,

$$15 : 22{,}5 :: 8 : T = \frac{22{,}5 \times 8}{15} = 12.$$

Nous dirons d'abord comment, à cause du renversement des leviers, il est nécessaire de placer l'excentrique sur le côté du centre de l'arbre à manivelle qui est le plus rapproché du cylindre ; tandis que, dans le cas où la connexion avec le tiroir est directe, cet excentrique est disposé sur le côté qui en est le plus éloigné.

Nous venons d'indiquer les moyens à employer pour déterminer les longueurs qu'il faut donner aux leviers, quand on connaît le parcours du tiroir et l'excentricité. Ce qu'il nous faut chercher maintenant, c'est la position que doit occuper l'excentrique sur l'arbre, par rapport à la manivelle.

Placez le bouton de la manivelle au point mort le plus rapproché du cylindre ; autrement dit, placez les centres de l'arbre et du bouton de la manivelle sur une même ligne avec la ligne centrale de la tige du piston. Sur cette ligne des centres, AG, élevez une perpendiculaire LM, passant par le point F. Du point F comme centre décrivez deux cercles, dont l'un ait pour diamètre une distance égale à l'excentricité, et l'autre un diamètre égal à l'axe de la manivelle. Si les leviers sont égaux, portez à partir du point F, sur la ligne des centres et sur le côté du cylindre, une longueur égale au recouvrement, et tirez une parallèle à LM, coupant le cercle de l'excentrique aux points N et O. Enfin, tirez les rayons FN et FO jusqu'à la rencontre de la circonférence de l'axe de la manivelle.

Les points N et O sont les positions occupées par les centres des poulies de l'excentrique pour la marche en avant et pour celle en arrière ; l'une d'elles suffit pour la marche dans un même sens. Dans la pratique, il est bon de faire des marques aux points P et R, parce que les points N et O sont inaccessibles. S'il n'existe point de recouvrement sur le tiroir, la distance à porter sur la ligne centrale, à partir du point F, sera nulle, et par suite la ligne LM indiquera elle-même les emplacements des excentriques.

Si l'on supposait la bielle infinie, les positions des excentriques sur l'arbre seraient données par les intersections mêmes de la perpendiculaire AG ; mais, comme l'irrégularité est une conséquence néces-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

saire du peu de longueur de la bielle, la vraie position de la manivelle doit être prise au milieu de la course du piston.

Quand les leviers sont de longueur différente, il y a également inégalité, ainsi que nous l'avons déjà dit, entre l'excentricité et le parcours du tiroir. Si le levier du tiroir est plus long que celui de l'excentrique, comme cela a lieu dans l'exemple que nous avons pris, l'excentricité est moindre que le parcours du tiroir, et cela dans le rapport même des longueurs respectives des deux leviers. Il suit de là que le recouvrement, que nous avons porté sur la ligne des centres à partir du point F, et qui forme une portion du parcours du tiroir, doit recevoir une diminution proportionnelle à celle de la course entière, pour être réduit à sa longueur réelle. Le moyen le plus simple d'arriver à ce résultat est de porter une distance égale au recouvrement, à partir du point A, perpendiculairement à la ligne des centres, comme nous l'avons déjà fait ci-dessus, à propos de la demi-course du tiroir. Cette distance sera égale à celle qui existe entre le point A et le bord de la lumière, d'après la construction même. Alors, par le bord même de la lumière, on mènera une parallèle à AG, et l'on joindra le point où cette parallèle vient couper l'arc du plus grand levier avec le centre B. On prolongera ce rayon jusqu'à sa rencontre avec l'arc HK, et la perpendiculaire menée par ce point d'intersection sur la ligne des centres AE, représentera la longueur réduite du recouvrement, que l'on n'aura plus qu'à porter sur cette dernière ligne, à partir du point F.

Quant à la méthode à suivre pour trouver la longueur de la tige de l'excentrique, quand on connaît les positions de l'arbre de la manivelle et de l'arbre de commande des tiroirs, ainsi que la longueur du levier de l'excentrique, voici en quoi elle consiste. Du centre de l'arbre de commande, avec un rayon égal à la longueur du levier de l'excentrique, décrivez un arc de cercle. A ce cercle, menez une tangente passant par le centre de l'arbre de la manivelle. Par le centre de l'arbre de commande, menez une perpendiculaire à la tangente que vous venez de tracer; la distance du point d'intersection au centre de l'arbre de la manivelle est la longueur de la tige de l'excentrique, et la perpendiculaire est la ligne du levier de l'excentrique, quand le levier du tiroir est perpendiculaire à la direction de la tige du tiroir. Ainsi se trouvent déterminées les positions mêmes dans lesquelles on doit fixer ces leviers sur l'arbre.

Dans la figure 347, nous avons vu que la ligne d'axe de la tige de l'excentrique se confondait avec celle de la tige du piston; mais, dans la figure 346, cette première ligne est projetée au-dessous de la seconde, et forme avec elle un angle, dont le sommet est le centre de l'arbre de la manivelle. Dans ce cas, les centres des poulies des excentriques doivent, tout naturellement, redescendre ainsi que cela a lieu pour la ligne centrale. Pour faire comprendre, en quelques mots, comment on arrive à ce résultat, nous rappellerons qu'un cercle étant supposé partagé en 360 parties égales, appelées degrés, si l'on tire, dans ce cercle, deux diamètres à angle droit l'un par rapport à l'autre, ces diamètres diviseront la circonférence en quatre parties égales, qui contiendront chacune 90 degrés. C'est donc ainsi que se mesurent les angles, quelle que soit, d'ailleurs, la dimension du cercle, lequel est toujours partagé en quatre parties égales par les deux diamètres à angle droit. Par conséquent, si l'on mesure sur un cercle quelconque, décrit du centre de l'arbre de la manivelle, le nombre de degrés contenus dans l'angle que font entre elles la ligne d'axe de la tige de l'excentrique et celle de la tige du piston, que l'on trace ensuite cet angle sur une table, et qu'enfin, du sommet de cet angle, pris pour centre, on décrive une circonférence d'un diamètre égal à celui de l'arbre de la manivelle, la corde de l'arc, intercepté entre les côtés de l'angle, sera la distance même qu'il faudra reporter sur l'arbre de la manivelle, et représentera la quantité dont doit descendre la poulie de l'excentrique, pour compenser l'obliquité de la tige de l'excentrique.

Dans la figure 346, la ligne d'axe de la tige de l'excentrique, quand cette tige est retenue dans son enclanchement, fait avec la ligne de la tige du piston un angle de cinq degrés; et, dans tous les cas semblables, c'est cette direction qu'on doit adopter quand il s'agit du mouvement du tiroir, tandis que c'est au contraire celle qui représente la tige du piston qu'il faut prendre, lorsqu'il s'agit du mouvement du piston. Dans la figure 347, ces lignes coïncident pour plus de simplicité.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous renvoyons le lecteur, pour plus amples détails sur l'établissement et la disposition des tiroirs de machines locomotives, aux remarques que nous avons déjà faites pages 541 et suiv.

Remarques sur les machines locomotives.

La force de traction nécessaire pour traîner les voitures, sur les routes ordinaires en bon état et de niveau, est égale à environ $\frac{1}{20}$ du poids, avec une marche lente. Sur les chemins de fer, on évalue généralement cette force à $\frac{1}{300}$ environ du poids, ou à $3\frac{1}{2}$ kilogrammes par tonne de charge, toujours à vitesse réduite. Mais, sur les chemins bien établis, cette force de traction est vraisemblablement moins considérable que cette proportion ne l'indique.

On sait que la résistance aux convois, sur les chemins de fer, augmente rapidement avec la vitesse, à cause de l'obstacle que présente l'atmosphère à la marche. Cette résistance de l'air peut être évaluée à près de 7 kilogrammes par tonne de charge, dans un convoi ordinaire pour voyageurs marchant à une vitesse de 48 kilomètres par heure. Le frottement de la machine et la résistance des rails varient directement comme la vitesse, la force de la machine demeurant la même, mais la résistance de l'air varie comme le carré de la vitesse, et la force nécessaire pour surmonter cette résistance comme le cube de la vitesse ; de sorte qu'en doublant la vitesse d'un convoi, le frottement se trouve doublé, la résistance de l'air devient quatre fois plus forte qu'avant, et la force nécessaire pour la vaincre huit fois plus considérable.

Cette remarque suffit pour faire comprendre les inconvénients d'une très grande vitesse, lors même que la force de la machine pourrait être alors développée économiquement, ce qui n'a pas lieu. Dans les convois peu chargés, plus de 50 pour 100 de la force est dépensée à vaincre la résistance de l'air, avec une vitesse d'environ 56 kilomètres à l'heure ; la perte de force serait plus grande proportionnellement si les convois étaient très peu chargés et présentaient une large surface au vent.

Nous avons vu que, dans les machines à basse pression et à condenseur, la vaporisation de 28 décimètres cubes d'eau de la chaudière pouvait être considérée comme représentant un cheval-vapeur. Dans les machines à haute pression et travaillant sans condensation, l'effet utile de la même quantité d'eau est un peu moindre, à cause de la résistance que rencontre le piston dans sa marche, résistance qui est occasionnée par la pression de l'air. Mais, dans les machines locomotives, où la pression est très forte, la résistance due à la pression de l'air est, relativement, à peu près aussi faible que celle qui est due à la vapeur raréfiée qui se trouve dans le condenseur d'une machine à condensation. Nous nous écarterons donc peu de la vérité si, dans les machines locomotives, fonctionnant sans bouillonnement et jets de vapeur et d'eau mélangées, nous admettons que la vaporisation de 28 décimètres cubes d'eau par heure équivaut à une force d'un cheval-vapeur. Une machine vaporisant 200×28 décimètres cubes, soit $5\frac{1}{2}$ mètres cubes d'eau environ par heure, et produisant, par suite, une force d'environ 200 chevaux-vapeur, traîne à peu près 110 tonnes, en une heure, à une distance de 48 kilomètres. S'il n'existait point de perte d'effet utile, provenant de la résistance de l'air, ou de la tuyère, et s'il ne se développait pas un frottement d'autant plus considérable que la puissance, pour les grandes vitesses, est elle-même plus forte, la force de traction, en l'évaluant à $3\frac{1}{2}$ kilogrammes par tonne, ne nécessiterait qu'une puissance de $68\frac{1}{2}$ chevaux-vapeur seulement. Si l'on multiplie, en effet, le nombre de mètres franchis en une minute, à raison de 48 kilomètres à l'heure, par le produit 110×35, et qu'on divise le résultat obtenu par le produit 60×75, qui représente, pour le même temps, le travail, en kilogrammètres, d'un cheval-vapeur, on trouve pour résultat le nombre $68\frac{1}{2}$.

On ne saurait admettre d'ailleurs que le frottement exercé sur les rails par un convoi, voyageant avec une vitesse de 48 kilomètres à l'heure, puisse porter à moins de $4\frac{1}{2}$ kilogrammes par tonne la force dépensée, pour cet objet, par une machine de 200 chevaux-vapeur. En effet, le frottement exercé par la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

machine augmente avec sa puissance, laquelle détermine une plus grande pression sur les parties en mouvement ; de plus, le frottement des voitures augmente aussi à de grandes vitesses, parce que les barres d'attelage sont attachées au-dessous du centre de l'effort de la face de la voiture exposée au vent, ce qui tend à comprimer davantage la voiture sur les rails.

En admettant ce chiffre de 4 $\frac{1}{2}$ kilogrammes par tonne pour la force de traction, il en résultera que la force nécessaire à la propulsion d'un train, abstraction faite de la résistance de l'air, sera de 90 chevaux-vapeur environ, et que les 110 chevaux restant serviront à vaincre la résistance de l'atmosphère et de la tuyère.

Si la vitesse était portée de 48 à 96 kilomètres à l'heure, il faudrait à peu près 200 chevaux-vapeur pour surmonter le frottement du train, et 880 chevaux pour vaincre la résistance de l'air ; en tout 1080 chevaux-vapeur qui seraient nécessaires à la propulsion d'un train de 110 tonnes, voyageant à une vitesse de 96 kilomètres à l'heure.

La vaporisation de la chaudière est la plus grande possible quand la vitesse est à son maximum, parce qu'alors la tuyère produit tout son effet. D'ailleurs, la force de la machine varie à peu près en raison directe de la quantité d'eau réduite en vapeur, pourvu que la tuyère ne soit pas contractée outre mesure.

Avec les vitesses ordinaires auxquelles on marche sur les chemins de fer, la force développée par la chaudière est sept à huit fois plus considérable qu'elle ne le serait sans la tuyère, bien qu'une pareille comparaison ne soit pas complétement juste, puisque, sans le tirage déterminé par la tuyère, le feu serait sans intensité. A une vitesse de 32 kilomètres à l'heure, une chaudière de locomotive vaporise de 0,5 à 0,7 litre d'eau par décimètre carré de surface de chauffe, et la force de vaporisation elle-même varie à peu près comme la $\sqrt[4]{\ }$ de la vitesse. Nous avons donné page 168 la puissance de vaporisation de différentes espèces de chaudières, et nous y renvoyons le lecteur.

La force d'adhérence des roues sur les rails est à peu près le cinquième du poids, quand les rails sont dans leur état ordinaire de propreté, ou bien quand ils sont ou tout à fait humides ou tout à fait secs. Quand, au contraire, ils sont à moitié mouillés, ou gras, cette adhérence n'est plus que d'un dixième ou d'un douzième du poids transporté.

Le poids d'une locomotive ordinaire varie entre 15 et 20 tonnes. Une forte locomotive et son tender, comme on en emploie pour les grandes vitesses, peuvent peser environ 25 tonnes.

La consommation de force, dépensée par la locomotive elle-même, est très grande à de grandes vitesses, principalement à cause de la résistance que présente la tuyère à la libre sortie de la vapeur. M. Stephenson considère, qu'aux vitesses ordinaires des chemins de fer, une locomotive dépense autant de force que 15 voitures chargées et portant 60 tonnes. Ainsi, dans un convoi composé de 15 wagons, la moitié de la force est dépensée par la machine elle-même. Ces résultats, cependant, sont loin d'être certains, et l'on manque encore d'expériences positives qui fassent connaître la quantité de force produite et dépensée par les locomotives, dans les diverses circonstances qui peuvent se présenter.

Les machines locomotives coûtent de 35 à 40 mille francs. Elles parcourent, en moyenne, une distance de 200 kilomètres environ par jour. La dépense d'entretien s'élève à peu près à 16 centimes par kilomètre parcouru. En réunissant les dépenses totales courantes, résultant des réparations, des salaires des ouvriers, de l'huile et du suif, on arrive, pour chaque locomotive, à une dépense de 40 centimes, par kilomètre, sur les chemins de fer exploités avec économie. Ce prix ne comprend pas le fonds d'amortissement nécessaire au renouvellement des machines qui sont hors d'état de service, et que l'on peut évaluer à 10 pour 100, environ, du déboursé primitif. Sur les chemins de fer de deuxième classe, la dépense des locomotives et des ateliers, ainsi que des outils nécessaires aux réparations, peut être évaluée à 14 centimes par kilomètre parcouru.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on représente par D le diamètre et par A l'aire d'un cylindre de machine locomotive, les proportions observées par un grand nombre de constructeurs seront exprimées par les formules suivantes :

	Diamètre de la tuyère.	$\frac{D}{4.7}$
	Ouverture des lumières.	$\frac{A}{9}$
	Diamètre de l'axe de la manivelle.	$\frac{D}{3.25}$
	Diamètre du bouton de la manivelle.	$\frac{D}{2.36}$
	Diamètre du tuyau à vapeur.	$\frac{D}{2.75}$
Ou bien :	Aire du tuyau à vapeur.	$\frac{A}{5.7}$

Au reste, nous allons faire connaître les dimensions à attribuer aux diverses parties des machines locomotives, en énumérant celles qui se rapportent à deux machines, l'une à quatre roues, l'autre à six, et qui sont d'une construction moderne. Nous choisirons, pour cet objet, deux locomotives construites par MM. Bury et Gooch, et actuellement en usage sur le chemin de fer du *South-Western*.

Dimensions des parties principales de deux machines locomotives du chemin de fer du South-Western, construites par MM. Bury et Gooch.

	Machine à quatre roues de M. Bury.	Machine à six roues de M. Gooch.
Diamèt., dans œuvre, de la chaudiere, en mèt.	0.95	0.02
Longueur de la chaudière. . . . . id. .	2.44	2.44
Épaisseur des plaques. . . . . en millim.	8	8
Nombre des tubes.	86	133
Longueur des tubes. . . . . en mètres.	0.99	1.02
Longueur, hors œuvre, de la boîte à feu, id. .	1.00	1.12
Largeur, hors œuvre, de la boîte à feu, id. .	1.22	1.30
Profondeur en dessous de la chaudière, id. .	0.51	0.46
Hauteur au-dessus de la chaudière. . id. .	0.30	0.18
Longueur, dans œuvre, de la boîte à feu, id. .	0.76	0.91
Largeur, dans œuvre, de la boîte à feu, id. .	1.09	1.08
Épaisseur des plaques en cuivre, en millim.	9 $\frac{1}{2}$	»
Épaisseur des plaques des tubes. . . id. .	13	15
Distance du fond de la boîte au haut des barreaux. . . . . en mètres.	0.10	0.15
Idem des barreaux au haut de la boîte, id. .	1.06	1.28
Longueur de la boîte à fumée, entre les plaques. . . . . en mètres.	0.66	0.66
Largeur, hors œuvre, de la boîte à fumée, id.	0.99	1.25
Épaisseur des plaques de la boîte à fumée, en millim.	6 $\frac{1}{3}$	6 $\frac{1}{3}$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à quatre roues de M. Bury.	Machine à six roues de M. Gooch.
Diamètre, dans œuvre, de la cheminée, en mèt.	0.30	0.35
Hauteur de la cheminée au-dessus des rails, id.	4.11	4.11
Diamètre, dans œuvre, du dôme à vapeur, id.	0.38	0.53
Hauteur id. id.	0.41	0.84
Diamètre de la soupape de sûreté, en millim.	64	89
Diamètre, dans œuvre, des tuyaux à vap. id.	89	102
Diamètre des tuyaux de distribution. . . id.	76	95
Diamètre du haut de la tuyère. . . . id.	64	89
Diamètre du cylindre. . . . . en mètre.	0.30	0.33
Longueur de la course du piston. . . id. .	0.46	0.46
Longueur des lumières de la vap., en millim.	152	267
Largeur des lumières d'entrée. . . id. .	44	57
Largeur des lumières de sortie. . . id. .	25	29
Avance des tiroirs. . . . . id. .	1 $\frac{1}{2}$	3
Recouvrement des tiroirs. . . . . id. .	19	25
Distance entre le centre du piston et la tige du tiroir. . . . . id. .	295	305
Épaisseur du piston. . . . . id. .	95	102
Diamètre de la tige du piston. . . . id. .	44	51
Diamètre de la tige du tiroir. . . . id. .	25	29
Diamètre de la pompe. . . . . id. .	44	51
Diamètre des boules du clapet. . . id. .	44	51
Diamètre, dans œuvre, des tuyaux d'alimentation. . . . . id. .	51	51
Diamètre des roues motrices. . . en mètres.	1.68	1.68
Diamètre des roues d'avant. . . . id. .	1.22	1.22
Diamètre des roues d'arrière. . . . id. .	11	1.17
Diamètre de l'arbre des manivelles, en millim.	127	140
Diamètre du tourillon de la maniv. . id. .	127	140
Diamètre du tourillon intérieur. . . id. .	127	140
Diamètre du tourillon extérieur. . . id. .	»	89
Diamèt. des moyeux des roues motric., en mèt.	0.46	0.53
Diamèt. des moyeux des roues d'avant. id. .	0.36	0.41
Diamèt. des moyeux des roues d'arrière, id. .	»	0.36
Longueur du tourillon des essieux, en millim.	178	178
Diamètre des essieux. . . . . id. .	108	89
Diamètre des renflements des essieux. id. .	191	»
Épaiss. des renflements des essieux. . id. .	152	»
Largeur du châssis extérieur. . . . id. .	152	140
Longueur du châssis extérieur. . en mètres.	»	5.25
Hauteur du châssis extérieur. . . en millim.	»	190
Épaisseur du châssis extérieur. . . id. .	»	89
Épaisseur des plaques du châssis. . id. .	»	10
Épaiss. des plaq. qui reçoivent l'essieu, id. .	25	13

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à quatre roues de M. Bury.	Machine à six roues de M. Gooch.
Long. des ressorts des roues motrices, en mèt.	0.76	0.91
Largeur id. . . . . id. .	0.10	0.10
Nombre des lames.	16	14
Long. des ressorts des roues d'avant, en mèt.	0.76	0.91
Largeur id. . . . . id. .	0.10	0.10
Nombre des lames.	13	12
Long. des ressorts des roues d'arrière, en mèt.	»	0.76
Largeur id. . . . . id. .	»	0.09
Nombre des lames.	»	10
Diamètre des excentriques. . . . en millim.	291	317
Largeur des chapes des excentriq. . id. .	51	57
Excentricité. . . . . id. .	88	51
Diamètre des arbres de commande des tiroirs. . . . . id. .	57	57
Diamètre des arbres de renversement. id. .	44	57
Diamètre des tourillons des arbres de mouvement. . . . . id. .	38	57
Longueur des tourillons des arbres de renversement. . . . . id. .	51	63
Longueur du levier du tiroir. . . . id. .	181	206
Longueur du levier de l'excentrique. . id. .	181	187
Parcours du tiroir. . . . . id. .	89	114
Longueur des tiges de l'excentrique, en mèt.	1.74	1.47
Diamètre des viroles des tiges de l'excentrique. . . . . en millim.	51	57
Longueur des bielles. . . . . en mètre.	1.83	1.41
Longueur des leviers de renversement. id. .	0.54	0.46
Longueur du levier de soulèvement. . id. .	0.15	0.33
Distance entre les tiges de mouvement. id. .	0.17	0.29
Diamèt. du tourillon de la traverse, en millim.	77	57
Diamètre du tourillon de la traverse dans les guides des tiroirs. . . . . id. .	38	44
Longueur des guides des tiroirs. . . id. .	178	178
Largeur id. . . . . id. .	51	64
Épaisseur des guides entre les tiges. . id. .	57	57
Épais. de la tête des bielles au gros bout. id. .	152	229
Id. au petit bout. id. .	86	127
Diamètre de la bielle au centre. . . id. .	64	64
Larg., dans œuvre, entre les châssis, en mèt.	1.00	1.22
Épaisseur du châssis intérieur. . en millim.	38	229
Hauteur id. . . . . id. .	107	114
Largeur des plaques qui reçoivent la boîte de l'essieu. . . . . id. .	165	229
Épais., hors œuv., des boîtes de l'essieu. id. .	»	203

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à quatre roues de M. Bury.	Machine à six roues de M. Gooch.
Épaisseur, dans œuvre, des boîtes de l'essieu. . . . . en millim.	229	216
Distance du centre de la manivelle à la boîte à feu. . . . . en mètres.	0.41	0.39
Distance de l'essieu d'avant à la boîte à feu. en mètres.	0.41	0.36
Distance de la manivelle à l'essieu d'avant. en mètres.	1.67	1.80
Distance de la manivelle à l'essieu d'arrière. en mètres.	»	1.67

Une économie notable de combustible résulte, dans les locomotives, du travail par détente; mais toute tentative faite dans le but d'économiser le combustible doit être précédée d'une augmentation dans la surface de la grille, de telle sorte que la force de la machine ne soit pas exposée à une diminution par trop grande, en raison du tirage ainsi nécessité. C'est, en effet, une chose monstrueuse que la moitié de la puissance se trouve absorbée par la tuyère, ainsi que cela paraît avoir lieu dans les grandes vitesses; or, c'est cette perte de force qu'on pourrait éviter presque entièrement en augmentant la surface de la grille et l'aire des tubes.

Il ne nous paraît pas impossible qu'une combinaison de chaudières, à tubes verticaux, du genre de celles représentées page 148, puisse être employée un jour à la locomotion sur les chemins de fer. On pourrait réunir plusieurs de ces chaudières pour une seule locomotive, chacune d'elles étant munie d'un petit tuyau de cheminée pour son usage propre. On aurait, ainsi, toute la surface de grille qu'on croirait convenable. Ces chaudières, il est vrai, présentent l'inconvénient d'être trop lourdes du haut, mais on pourrait donner peu de longueur aux tubes, et l'épaisseur du coke sur les barreaux n'aurait pas besoin d'être aussi considérable qu'actuellement, de telle sorte que ces chaudières verticales ne présenteraient guère plus de hauteur que n'en ont aujourd'hui les dômes à vapeur qui surmontent nos générateurs, et qui s'élèvent jusqu'à 2.15 mètres, environ, au-dessus des barreaux de la grille.

Dans les boîtes à feu des chaudières actuelles, il peut y avoir avantage, dans certaines circonstances, à disposer les barreaux en zigzag, de manière à ce que leurs bouts présentent l'apparence de la lettre W. Les barreaux qui sont le plus bas doivent avoir plus de hauteur, parce qu'ils supportent une plus grande épaisseur de coke, et l'air éprouve alors plus de difficulté à traverser, dans son ascension, la masse du combustible.

On n'économise réellement aucune portion de la surface de chauffe à l'aide des chaudières de locomotives, telles qu'on les construit aujourd'hui. Tout ce que l'on peut gagner par la tuyère est autant d'économisé dans la surface de la grille, laquelle peut, par une construction différente de la chaudière, présenter un poids moindre; ce qui tend à augmenter la puissance de la machine, tout en économisant une quantité considérable de combustible. Quant aux tubes, ils peuvent être conservés de même nombre et de même dimension, mais, au lieu de les disposer à l'extrémité du fourneau, où la chaleur est excessive, il est bien de les séparer en une ou plusieurs parties, chacune d'elles se trouvant directement au-dessus du feu. Si l'on coupe, par exemple, la masse des tubes en quatre parties dans leur longueur, et que l'on place chacune de ces parties sur un feu présentant une surface égale à celle du foyer primitif, il est clair que la surface effective de chauffe restera la même, tandis que la surface tubulaire sera quatre fois plus grande, ce qui permettra d'employer des tubes d'un plus petit diamètre. La seule augmentation de poids qui résultera de cette disposition est celle des grilles et des plaques à tubes additionnelles. D'un autre côté, la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

résistance occasionnée par la tuyère sera tellement diminuée que, dans les grandes vitesses, la machine développera une force presque triple de celle qu'elle avait auparavant.

Aujourd'hui, on ne saurait diminuer la grandeur des tubes au degré désirable, parce qu'on diminuerait en même temps l'aire totale elle-même, ce qui augmenterait la résistance que rencontre l'air chaud à son passage à travers les tubes, et nécessiterait par suite un plus fort tirage. En outre, les petits tubes s'engorgent par les escarbilles enflammées que le tirage soulève de la masse en ignition et entraîne avec lui. Bientôt, les tubes sont brûlés à l'intérieur par le contact de ces escarbilles; cet inconvénient a lieu surtout vers leurs extrémités et vers le milieu de la boîte à feu, à cause du contact direct de la flamme. Mais, si la violence du tirage était modérée, tous ces inconvénients disparaîtraient.

Chaque machine locomotive doit être munie d'un appareil à détente, établi d'après tel ou tel système, mais fonctionnant convenablement. A part, en effet, l'économie de combustible réalisée par l'expansion de la vapeur, il existe un véritable avantage provenant de la diminution du poids de la chaudière, laquelle peut avoir un volume d'autant moindre, que l'effet utile du fluide est plus grand.

Quand le tirage est vif, il y a une perte d'effet sensible due à l'ouverture de la porte du fourneau, qui laisse pénétrer une grande quantité d'air et refroidit ainsi le combustible enflammé. Il serait donc fort avantageux de pouvoir alimenter le foyer à l'aide de quelque appareil, dans le genre de la grille à révolution décrite page 123.

L'usage de *collecteurs de sédiment*, appareils destinés à recevoir les dépôts, dans les chaudières de locomotives, devrait également réaliser de bons résultats, en ce sens que, s'ils étaient judicieusement appliqués, ils préviendraient, d'une manière fort efficace, la formation des dépôts dans l'intérieur des tubes, et serviraient, en outre, à empêcher, dans beaucoup de circonstances, les productions de jets d'eau et de vapeur mélangées. Des appareils de cette espèce, applicables aux machines fixes et aux machines pour la navigation, ont été déjà dessinés et décrits aux pages 152, 163 et 164.

La forme qui s'applique le mieux aux chaudières de locomotives doit dépendre principalement de la conformation particulière de la chaudière elle-même; mais, en général, ces appareils rempliront le but qu'on en attend quand ils se rapporteront au niveau intérieur du liquide, et maintiendront l'eau dans un état de tranquillité. Les entailles en forme de V, pour établir la communication entre l'extérieur et l'intérieur du vaisseau, ont paru préférables à toutes les autres espèces d'ouvertures. Alors, en effet, les moindres particules de dépôt qui viennent à tomber arrivent dans la partie du vaisseau destinée à les recevoir, et ne peuvent plus ensuite en sortir.

ATELIERS DE CONSTRUCTION.

Nous ne saurions ici donner des règles précises pour servir à l'établissement des ateliers de construction; ces règles, en effet, varient suivant l'espèce et l'importance de l'objet fabriqué, et, en partie aussi, suivant les circonstances où l'on se trouve placé. Il est fort essentiel, cependant, que l'atelier soit aisément accessible, à la fois par terre et par eau, afin d'éviter de trop grandes dépenses de transport. En général, il ne faut point établir de fabrique dans les localités où le charriage entraîne à des dépenses notables. Les lieux où l'eau abonde doivent être préférés, et les bords d'un fleuve ou d'un canal sont les endroits les plus propices à cet objet.

Au reste, comme ces indications ont un caractère trop général pour être de quelque utilité, nous allons donner la description d'un atelier de construction, pouvant servir à la fabrication des machines fixes et pour la navigation, ainsi qu'à celle des locomotives. Nous y joindrons la description d'un chantier pour la construction de navires en fer. Ces données ne seront pas applicables, évidemment, à tel ou tel cas

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

particulier ; mais elles pourront servir de type général, auquel on aura recours, et qu'on prendra pour guide quand les circonstances le permettront.

Un long bassin, à angle droit avec le rivage, s'étend jusqu'à une certaine distance dans l'intérieur des terres. Sur la gauche de ce bassin se trouvent des bâtiments disposés sous la forme d'un parallélogramme, faisant face au bassin par son plus petit côté, et partagé, par des chemins transversaux, en trois carrés à peu près réguliers.

Dans le premier carré, et faisant face au bassin, se trouve la porte d'entrée principale ; vis-à-vis, et sur l'autre face, est l'atelier d'ajustage des grosses machines. A droite et à gauche de la porte sont les bureaux et les magasins, ainsi que l'habitation du directeur des travaux. Le côté gauche du carré est occupé par une rangée de bâtiments qui contiennent, à rez-de-chaussée, les machines à planer et à aléser, et d'autres outils de gros calibres. Aux étages supérieurs sont les petits tours et les machines destinées à parfaire le travail. L'aile droite, enfin, composée également d'une rangée de bâtiments, est réservée, au rez-de-chaussée, à l'ajustage et à l'établissement des machines locomotives, et, au-dessus, à l'atelier et à l'emmagasinement des modèles.

Telle est la disposition des constructions qui composent le premier carré des bâtiments. Le second carré est plus vaste que le premier. Sur la face est l'atelier d'ajustage, pour les machines ordinaires, lequel le sépare du premier carré. Par derrière est la fonderie. Les côtés comprennent les forges, les ateliers de construction de voitures et wagons, et ceux de peinture où les voitures sont peintes, rembourrées et terminées. Tous ces bâtiments ne sont qu'à un étage, présentent leurs pignons sur la face, et sont éclairés par en haut, à l'aide de châssis vitrés. Des chemins de fer les traversent dans certaines directions, et sont reliés par des plaques tournantes disposées à des intervalles convenables, de manière à ce que l'on puisse transporter à volonté une voiture d'un hangar dans un autre. Des tours et des scies circulaires, ainsi que des machines à percer et à mortaiser, sont mis à la portée des ouvriers charrons, occupés à la construction des châssis de voitures, de façon à ce que le travail manuel ne consiste plus qu'à assembler et à réunir entre elles les diverses pièces.

A l'extrémité des bâtiments des forges sont placés les laminoirs et les marteaux de forge. Le soufflet est le meilleur moyen à employer pour activer les feux des forgerons. Les marteaux sont mis en jeu par la pression de l'air. C'est aussi de ce moteur que l'on se sert pour faire fonctionner les machines placées dans le hangar des chaudières ; et il semble naturel de penser qu'il remplacera bientôt, dans beaucoup de cas, les anciens modes de communication de mouvement pour les machines.

Derrière la fonderie est placé le troisième carré, qui est principalement occupé par les bâtiments destinés aux fondeurs. Les ailes, en effet, contiennent les ateliers des fondeurs de laiton, des ouvriers en cuivre, des modeleurs, des ouvriers fondeurs, etc. Enfin, à l'arrière, est un espace libre destiné à recevoir les nouvelles constructions qu'il deviendrait nécessaire d'établir plus tard.

Entre le bassin et les constructions se trouve un quai contre lequel viennent s'amarrer les navires qui doivent recevoir leurs machines. L'extrémité de l'atelier d'ajustage est tournée vers le quai. On remplace aujourd'hui les grues par des treuils que l'on dispose et que l'on fait manœuvrer sur des échafauds, comme le font les maçons. Ces échafauds se composent de grosses poutres, s'étendant depuis l'extrémité du bâtiment jusqu'au bassin et traversant le quai. De cette manière, une pièce quelconque peut être soulevée dans l'atelier d'ajustage et déposée directement dans le navire même, sans autre opération de transbordement. Des poteaux, placés sur le bord du quai, soutiennent les poutres transversales sur lesquelles se meuvent les treuils. La partie des poutres qui dépasse le quai est consolidée par des consoles en fer. Le toit se continue au-dessus des poutres, et sert à mettre les ouvriers à l'abri, quand ils sont occupés à la translation des machines dans les navires.

De l'autre côté du bassin est le hangar des chaudières ; plus loin, et dans la même direction, le chantier de construction. Le hangar des chaudières est un bâtiment d'une vaste dimension. Il contient les ateliers

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de serrurerie où les ouvriers préparent le métal nécessaire aux chaudières et aux navires en fer. On y trouve des machines à emporte-pièce, des machines à river, et autres outillages nécessaires. Le hangar est éclairé par en haut. Les chaudières sont soulevées au moyen d'un chariot mobile roulant sur des madriers placés près de la toiture. Les madriers sont disposés comme ceux de l'atelier d'ajustage. Ils s'étendent comme eux jusqu'au bassin, de manière à amener directement les chaudières à bord du navire qui les attend.

Les combles de tous ces bâtiments sont entièrement en fer; ces combles, en effet, ne sont guère plus coûteux que les combles en bois, et sont sous tous les rapports bien préférables.

Il existe un chemin de fer tout autour du bassin.

Des baies, faisant face au quai, sont pratiquées dans la fonderie, l'atelier des voitures et celui des locomotives.

De cette façon, toutes les diverses pièces de mécanisme, les machines, chaudières, locomotives, voitures ou grosses fontes, peuvent être placées soit à bord d'un navire, soit sur un chemin de fer, sans entraîner les embarras et les dépenses de déplacements répétés.

L'outillage employé dans la construction des machines locomotives est susceptible de grands perfectionnements. Il faut, d'ailleurs, quand on établit le plan d'une locomotive, avoir égard à la plus ou moins grande facilité avec laquelle ce plan pourra être mis à exécution.

La méthode de construction actuelle des navires en fer est grossière et primitive. Si la forme d'un navire pouvait être exactement déterminée par une expression algébrique, on pourrait aussi établir une machine à contours réguliers et fixes, et assigner aux plaques en tôle le degré de courbure et les dimensions convenables. Les plaques à rebords renflés, proposées par M. Fairbairn, amèneront vraisemblablement de grandes facilités dans la construction des navires en fer; et si l'on parvient à établir une machine qui puisse confectionner les diverses pièces avec précision, il sera possible d'exécuter de grandes parties de navires avec la machine à river. Le seul travail manuel qui restera alors à faire consistera à réunir ces pièces l'une à l'autre, une fois mises en place. Il y a lieu d'espérer, cependant, qu'on découvrira une machine pour river ces pièces les unes aux autres, et si celles-ci sont taillées avec précision et bien mises en place, l'application n'offrira plus de difficultés sérieuses. Deux forts rouleaux, susceptibles de se mouvoir sur le châssis auquel sont attachées les plaques à river, suffiraient, en les supposant bien établis et bien dirigés, à accomplir ce travail. Ces rouleaux seraient guidés au moyen d'un chariot monté sur quatre roues, dont l'une serait la roue à river elle-même, et qui serait placé sur le châssis. Au-dessus du châssis, serait un petit cylindre mis en communication, au moyen d'un petit tube flexible, avec un autre tube où l'on ferait le vide. Aussitôt que le cylindre fonctionnerait, le chariot s'avancerait sur le châssis. Les roues seraient armées d'éperons en saillie, qui entreraient dans les trous des rivets, et feraient ainsi avancer le chariot.

Cet instrument ne serait plus applicable aux extrémités du navire, à cause des courbes qui s'y rencontrent. Les plaques destinées à ces parties seraient faites soit à la main, soit séparément au moyen de la machine à river ordinaire; puis on les disposerait aux emplacements qu'elles doivent occuper.

Pour les forts navires formés de plaques épaisses, il est surtout nécessaire d'employer la machine à river, parce qu'en rivant à la main la force développée est généralement insuffisante pour forcer les rivets à remplir complétement les trous.

L'habitude où l'on est, dans certains ateliers, de laisser à des contre-maîtres ou à des agents subalternes le soin de fixer les formes et les dimensions de certaines pièces accessoires, telles que robinets, boulons, etc., peut être la cause de désagréments ou même d'accidents plus ou moins graves. Aussi doit-on s'en affranchir le plus possible. Toutes les pièces doivent être dessinées et arrêtées à l'avance, même les clavettes, les coupes à huile, les robinets d'épreuve; et, pour éviter toute erreur, il sera bon de rendre responsable la personne même qui aura donné les plans, à la condition que ses ordres auront été exécutés.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les fonctions du contre-maître ne consistent pas à fixer et à désigner les diverses parties du travail, mais à s'assurer que ce travail a été convenablement exécuté.

Après avoir indiqué sommairement les dispositions générales de construction et d'emménagement que doivent présenter les ateliers de fabrication de machines à vapeur, il nous reste à dire quelques mots des systèmes d'organisation intérieure qui peuvent tendre à assurer à cette industrie, si éminemment utile, les chances de réussite les plus complètes. A part les conditions de capital qui, dans toutes les entreprises de ce genre, jouent naturellement un si grand rôle, nous dirons que les propriétaires de ces fabriques doivent mettre autant d'ardeur à étudier et à s'approprier les innovations ingénieuses et les perfectionnements réels, que le temps et la science font inévitablement surgir, qu'à se prémunir contre les changements trop brusques, produits par les utopies industrielles qui ne manqueront pas de les assaillir à toute heure, et qui auraient bientôt consommé inévitablement leur ruine. Ces deux genres d'écueils doivent être également évités, et ce n'est qu'à cette condition qu'il sera donné aux ingénieurs mécaniciens de nos jours de conduire leur industrie à des destinées prospères, tant dans leur intérêt particulier que dans celui de la science en général.

Nous terminerons en recommandant, comme l'un des véhicules les plus puissants au travail et à la bonne exécution, l'association des ouvriers et des maîtres dans les bénéfices de l'entreprise. Il est inutile d'indiquer ici les germes puissants de prospérité que ce système bien entendu comporte avec lui, et qui, dans le cas spécial qui nous occupe, se développeraient peut-être plus complétement encore que dans tout autre. Rappelons seulement les résultats si avantageux qui ont couronné tout dernièrement les généreux efforts d'un peintre en bâtiments de Paris, M. Leclaire. En Angleterre, également, un riche propriétaire, lord Wallscourt, a voulu associer ses propres fermiers à l'exploitation de ses terres ; et l'on a vu les paysans si indolents d'Irlande transformer en peu de temps, en une contrée heureuse et fertile, un pays qui, auparavant, se trouvait incessamment menacé de la famine et de la misère.

L'association volontaire et libre est donc tout à la fois avantageuse aux intérêts particuliers des industriels et à la société elle-même. Ajoutons qu'elle aurait, en outre, pour résultat de réduire dans une juste mesure le nombre d'heures de travail auquel est astreinte aujourd'hui la population ouvrière. Un travail de six à huit heures par jour nous semblerait suffisant; car, avec un bon outillage, une direction éclairée, et surtout l'activité qui résulterait de la participation du travailleur aux bénéfices de l'entreprise, la somme de travail exécuté dans ce laps de temps serait au moins égale à celle qui résulte d'un labeur de dix à douze heures avec le système actuel.

FIN.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DES MATIÈRES

CONTENUES DANS LA PREMIÈRE SECTION.

Pages

AVANT-PROPOS. . . . . j

CHAPITRE PREMIER.

Histoire de la machine à vapeur depuis les temps les plus anciens jusqu'à nos jours. . . 1

PREMIÈRE ÉPOQUE. — Depuis les temps les plus anciens jusqu'à l'introduction de la première machine à vapeur effective. 3

DEUXIÈME ÉPOQUE. — Depuis l'introduction de la première machine à vapeur efficace jusqu'à l'application du principe du vide. 6

TROISIÈME ÉPOQUE. — Depuis l'application du principe de la pression atmosphérique jusqu'à l'introduction du cylindre. 8

QUATRIÈME ÉPOQUE. — Depuis l'application du cylindre jusqu'à la découverte du mode de condensation par injection, la mise en jeu des soupapes par la machine elle-même, et jusqu'aux perfectionnements apportés par Smeaton. 10

CINQUIÈME ÉPOQUE. — Depuis les derniers perfectionnements de Smeaton jusqu'à nos jours. . . . 18

CHAPITRE DEUXIÈME.

Principes de mécanique et de physique. 43

Définitions et propriétés de la matière. . . . . *Id.*
Lois générales du mouvement. 47
Lois générales des forces constantes. 49
Lois de la chute des corps. 51
Composition et décomposition du mouvement et des forces. 55
Choc des corps. 56
Centres de gravité 58
Forces centrales 60
Centres et rayons de giration 61
Pendule 62

CHALEUR ET COMBUSTION.

De la chaleur 67
De la combustion. 70

VAPEURS.

Propriétés générales 79
Chaleur latente des vapeurs. 80
Température et force élastique de la vapeur d'eau 83
Table des forces élastiques de la vapeur d'eau de — 20° à 100°. 84
Table des forces élastiques de la vapeur d'eau pour les températures au delà de 100°, depuis 1 jusqu'à 50 atmosphères. 86
Table des forces élastiques de la vapeur d'eau de — 32° à 100° (*d'après les expériences de M. Regnault*). 88
Table des forces élastiques de la vapeur d'eau pour les températures au delà de 100°, depuis 1 jusqu'à 4,4 atmosphères (*d'après les expériences de M. Regnault*). 90

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Chaleur constituante totale de la vapeur d'eau à différentes tensions. 92
Des vapeurs non en contact avec les liquides qui les ont formées 94
Relations entre les volumes relatifs, les pressions et les températures dans les vapeurs séparées du liquide. . . . . *Id.*
Relations entre les volumes relatifs, les pressions et les températures dans les vapeurs en contact ou non avec le liquide. 95
Densités des vapeurs. 96
Table des volumes en litres de 1 kilogramme d'eau transformée en vapeur, et des densités de la vapeur pour diverses températures. 97
Puissances dynamiques des vapeurs. . . . . *Id.*
Mouvement et écoulement des fluides élastiques. 99
Mouvement de la vapeur dans une machine. 100
Ascension de la fumée et de l'air chaud dans les cheminées. 101

CHAPITRE TROISIÈME.

Appareils de vaporisation. — Chaudières et fourneaux. 106
Considérations générales. . . . . . *Id.*
Puissance de vaporisation des chaudières. 111
Mesure de la surface de chauffe des chaudières de machines à vapeur. 112
Fourneaux. 113
Variétés de chaudières. 125
Remarques sur la production de la vapeur. 166
Table des puissances relatives de vaporisation des diverses espèces de combustibles. 173
De la résistance des plaques de chaudières. . . . . *Id.*
Table donnant les coefficients de réduction dans la force de cohésion des plaques de cuivre des chaudières, à différentes températures, la force de cohésion à 0° étant de 2300 kil. par centimètre carré. 174
Table donnant les coefficients de réduction dans la force de cohésion de la tôle des chaudières en fer, pour les hautes températures, la ténacité maximum étant de 4650 kil. par centimètre carré, à la température moyenne de 300 à 310 degrés centigrades. . . . . *Id.*
Métal à employer dans la construction des chaudières de bateaux à vapeur. 175
Des explosions de chaudières à vapeur. 176
Mélange de l'eau avec la vapeur. 177
Incrustations. . . . . *Id.*
De la corrosion et de la durée des chaudières. 179
Soupapes de sûreté. 181

CHAPITRE QUATRIÈME.

Proportions et parties principales des machines à vapeur. 186
Dimensions des parties principales des fourneaux et des chaudières. 187
Unité de puissance pour les machines à vapeur. 188
Table des puissances nominales, en chevaux-vapeur, des machines. 190
I. — Aire de la grille du foyer. 196
II. — Longueur du foyer. 197
III. — Hauteur du conduit principal de la fumée. . . . . *Id.*
IV. — Capacité de la chambre du foyer au-dessus des barreaux de la grille. . . . . *Id.*
V. — Aire totale de l'ensemble minimum des sections des carneaux et des tubes 198
VI. — Surface de chauffe effective. 199
VII. — Aire de la cheminée. 200
VIII. — Volume de l'eau dans la chaudière. 202
IX. — Aire superficielle du niveau de l'eau dans les chaudières. 203
X. — Capacité de la chambre à vapeur. 204
Table des effets comparatifs des chaudières de Boulton et Watt et des chaudières de Cornouailles. 207

DIMENSIONS DES TUYAUX DISTRIBUTEURS.

Aire des tuyaux de conduite et passages de vapeur. 208
Table des dimensions des parties principales des machines pour la navigation à vapeur de MM. Mandslay fils et Field. 210
Table des dimensions des parties principales des machines pour la navigation à vapeur de MM. Seaward et Cie. 212
Perte de force par suite du refroidissement de la vapeur dans le tuyau de conduite. 216

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Résistance des matériaux employés dans la construction des machines à vapeur. . . . 220

I. — Résistance des matériaux soumis aux efforts de traction longitudinale. 222
II. — Résistance des matériaux soumis aux efforts de flexion transversale, agissant perpendiculairement à leur longueur. 223
III. — Résistance des matériaux soumis aux efforts de torsion. 229
IV. — Résistance des corps soumis à des efforts de compression. 231
Résistance à l'écrasement de prismes de différentes hauteurs et de même base. 233
Valeurs absolues de la résistance à l'écrasement, par centimètre carré, pour les matériaux qui peuvent être employés dans l'établissement des machines à vapeur. . . . . *Id.*

Application des lois de la résistance des matériaux aux différentes pièces du mécanisme des machines à vapeur. 233

Résistance des bras des balanciers, des manivelles, et, en général, des pièces soumises aux efforts de flexion transversale. . . . . *Id.*
Règle pour déterminer les dimensions à section rectangulaire du grand balancier d'une machine. 235
Règle pour déterminer les dimensions des manivelles à section rectangulaire. 239
Résistance des arbres aux efforts de torsion. 240
Règle pour trouver le diamètre d'un arbre quelconque d'une machine à vapeur. 241
Résistance des pièces soumises à de simples efforts de traction longitudinale, telles que les tiges de piston de machines à simple effet, les tiges de pompes, etc. 242
Règle pour trouver le diamètre d'une tige de piston d'une machine à simple effet. 243
Résistance des tiges soumises à des efforts alternatifs de traction et de compression, telles que les tiges de piston des machines à double effet. . . . . *Id.*

Dimensions des parties principales des machines à vapeur pour la navigation. . . . 245

Tourillon de l'arbre des roues à pales : 246
Diamètre du tourillon. . . . . *Id.*
Longueur ou portée du tourillon. . . . . *Id.*
Manivelle : . . . . . *Id.*
Diamètre extérieur du moyeu d'assemblage avec l'arbre. . . . . *Id.*
Longueur ou portée du même moyeu. . . . . *Id.*
Diamètre extérieur de l'œil de la tête. . . . . *Id.*
Portée du même œil . . . . . *Id.*
Épaisseur du corps de la manivelle au centre de l'arbre. 247
Largeur au même point. . . . . *Id.*
Mêmes formules lorsque l'on donne à la pression une valeur déterminée. . . . . *Id.*
Diamètre du tourillon du bouton. 248
Portée du même tourillon. . . . . *Id.*
Traverse de la tige du piston : . . . . . *Id.*
Longueur de la traverse. . . . . *Id.*
Diamètre extérieur du renflement ou de la douille d'assemblage. . . . . *Id.*
Hauteur de la douille. . . . . *Id.*
Diamètre du tourillon. . . . . *Id.*
Longueur ou portée du tourillon. . . . . *Id.*
Épaisseur de la traverse en son milieu. . . . . *Id.*
Hauteur au même point. . . . . *Id.*
Épaisseur de la traverse près du tourillon. . . . . *Id.*
Hauteur aux mêmes points. 249
Tige du piston : . . . . . *Id.*
Diamètre de la tige du piston. . . . . *Id.*
Longueur de la partie de la tige comprise dans le piston. . . . . *Id.*
Diamètre maximum de la partie comprise dans la traverse. . . . . *Id.*
Diamètre minimum de la même partie . . . . . *Id.*
Diamètre maximum de la partie conique comprise dans le piston. . . . . *Id.*
Diamètre minimum de la même partie. . . . . *Id.*
Largeur de la clavette et des contre-clavettes d'assemblage de la tige avec la traverse. . . . *Id.*
Épaisseur des mêmes pièces. . . . . *Id.*
Largeur de la clavette d'assemblage avec le piston. 250
Épaisseur de la même pièce. . . . . *Id.*
Bielle principale : . . . . . *Id.*
Diamètre de la bielle à ses extrémités. . . . . *Id.*
Diamètre de la bielle à son milieu. . . . . *Id.*
Diamètre maximum de la partie comprise dans la traverse. . . . . *Id.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Diamètre minimum de la même partie. 250
Largeur de la tête prise dans la chape.. . . . . *Id.*
Épaisseur de la même partie.. . . . . *Id.*
Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette.. . . . . *Id.*
Épaisseur moyenne au-dessus de la clavette.. 251
Distance entre la clavette et l'extrémité de la chape. . . . . *Id.*
Largeur de la clavette et des contre-clavettes au point d'assemblage avec la traverse. . . . . *Id.*
Largeur des mêmes pièces au point d'assemblage de la tête avec la chape. . . . . *Id.*
Épaisseur commune des clavettes et contre-clavettes de la bielle. . . . . *Id.*

Bielles latérales ou bielles pendantes (pour le cylindre à vapeur) : . . . . . *Id.*

Diamètre des bielles pendantes de la traverse aux extrémités. . . . . *Id.*
Diamètre au milieu.. . . . . *Ip.*
Largeur de la tête prise dans la chape. . . . . *Id.*
Épaisseur de la même pièce.. 252
Diamètre du tourillon de la traverse qui porte la bielle. . . . . *Id.*
Portée du même tourillon. . . . . *Id.*
Diamètre du tourillon au bas de la bielle. . . . . *Id.*
Portée du même tourillon. . . . . *Id.*
Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette. . . . . *Id.*
Épaisseur moyenne au-dessous de la clavette. . . . . *Id.*
Largeur de la clavette et des contre-clavettes. . . . . *Id.*
Épaisseur des mêmes pièces.. . . . . *Id.*

Tourillon de l'axe principal du balancier : . . . . . *Id.*

Diamètre du tourillon.. . . . . *Id.*
Portée du tourillon 253

Dimensions des parties principales des machines locomotives. 253

Diamètre du cylindre. . . . . *Id.*
Course du piston. . . . . *Id.*
Aire des lumières de distribution de la vapeur . . . . . *Id.*
Aire de l'ouverture ou de la lumière pour l'issue de la vapeur. 254
Largeur de l'espace ou de la barre qui sépare les lumières d'un cylindre. . . . . *Id.*
Diamètre de la chaudière. . . . . *Id.*
Longueur de la chaudière. . . . . *Id.*
Diamètre de la coupole ou dôme à vapeur. 255
Hauteur du dôme à vapeur. . . . . *Id.*
Diamètre de la soupape de sûreté. . . . . *Id.*
Diamètre de la tige des tiroirs. . . . . *Id.*
Diamètre de la cheminée.. 256
Aire de la grille du foyer.. . . . . *Id.*
Aire de la surface de chauffe. . . . . *Id.*
Aire du niveau de l'eau dans la chaudière. 257
Volume de l'eau dans la chaudière. 258
Diamètre du piston plongeur de la pompe alimentaire. . . . . *Id.*
Capacité de la chambre à vapeur. . . . . *Id.*
Capacité de la boîte à feu au-dessus des barreaux de la grille.. 259
Épaisseur des plaques de la chaudière. . . . . *Id.*
Diamètre du tuyau principal de vapeur. . . . . *Id.*
Diamètre des tuyaux de distribution de la vapeur. . . . . *Id.*
Diamètre du haut de la tuyère. 260
Diamètre des tuyaux alimentaires. . . . . *Id.*
Diamètre de la tige du piston. . . . . *Id.*
Épaisseur du piston. . . . . *Id.*
Diamètre des bielles au milieu. 261
Diamètre du renflement pour l'articulation des bielles avec la traverse de la tige du cylindre. *Id.*
Diamètre des tourillons intérieurs de l'arbre des manivelles ou arbre moteur. . . . . *Id.*
Diamètre de l'arbre moteur. 262
Diamètre des tourillons extérieurs de l'arbre de la manivelle. . . . . *Id.*
Diamètre du bouton de la manivelle. 263
Portée de l'axe ou bouton de la manivelle. . . . . *Id.*
Dimensions des mêmes parties, présentées sous forme analytique. . . . . 263 *et suiv.*

Dimensions de quelques autres parties des machines de terre et de mer. 266

MACHINES DE TERRE OU MACHINES FIXES. . . . . *Id.*

Grand balancier : . . . . . *Id.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Hauteur ou largeur du balancier au centre de rotation. 266
Hauteur du balancier à ses extrémités. . . . . Id.

Pompe à eau froide : 267

Capacité de la pompe. . . . . Id.

Manivelle : . . . . . Id.

Épaisseur du moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant. . . . . Id.
Largeur du corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant. . . . . Id.
Épaisseur de la manivelle au même point. . . . . Id.

Volant : . . . . . Id.

Diamètre de l'arbre du volant. . . . . Id.

Machines de terre et de mer. 268

Lumière de distribution de la vapeur : . . . . . Id.

Aire des lumières. . . . . Id.

Tuyaux de distribution de la vapeur : . . . . . Id.

Diamètre de chaque tuyau. . . . . Id.

Pompe alimentaire : . . . . . Id.

Capacité de la pompe. . . . . Id.
Soupapes de sûreté. . . . . Id.
Diamètre de la soupape de sûreté. . . . . Id.
Diamètre des soupapes de sûreté, lorsqu'il y en a plusieurs. . . . . Id.

Machines pour la navigation. 269

Grand levier de transmission du mouvement ou balancier : . . . . . Id.

Portée de l'œil des axes extrêmes du balancier. . . . . Id.
Épaisseur du même œil. . . . . Id.
Diamètre des axes ou tourillons extrêmes. . . . . Id.
Portée des mêmes tourillons. . . . . Id.
Diamètre des axes pour la pompe à air. . . . . Id.
Portée des mêmes axes. . . . . Id.
Hauteur du balancier au centre de rotation. . . . . Id.

Pompe à air : 270

Diamètre du corps de pompe. . . . . Id.

Traverse de la tige de la pompe à air : . . . . . Id.

Épaisseur de l'œil d'assemblage avec la tige. . . . . Id.
Portée du même œil. . . . . Id.
Diamètre des tourillons extrêmes. . . . . Id.
Portée des mêmes tourillons . . . . . Id.
Épaisseur de la traverse en son milieu. . . . . Id.
Hauteur de la traverse au même point. . . . . Id.
Épaisseur de la traverse près des tourillons. . . . . Id.
Hauteur de la traverse aux mêmes points. . . . . Id.

Tige du piston de la pompe à air : . . . . . Id.

Diamètre de la tige. . . . . Id.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes à la traverse. 271
Épaisseur des mêmes pièces... . . . . Id.
Largeur de la clavette d'assemblage avec le piston. . . . . Id.
Épaisseur de la même clavette. . . . . Id.

Tiges latérales ou bielles pendantes de la pompe à air : . . . . . Id.

Diamètre des bielles aux extrémités. . . . . Id.
Largeur de la tête prise dans la chape. . . . . Id.
Épaisseur de la même partie. . . . . Id.
Épaisseur moyenne de la chape au point de serrage de la clavette. . . . . Id.
Épaisseur moyenne de la chape au-dessous de la clavette. . . . . Id.
Largeur de la clavette et des contre-clavettes. . . . . Id.
Épaisseur des mêmes pièces. 272

Tuyaux de conduite et de décharge. . . . . . Id.

Diamètre du tuyau de trop-plein de l'eau de condensation. . . . . Id.
Aire du passage par le clapet d'aspiration de la pompe à air. . . . . Id.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Aire du tuyau d'injection. 272
Diamètre du tuyau d'alimentation. . . . . *Id.*
Diamètre du tuyau de décharge de la vapeur. . . . . *Id.*

Tables des dimensions des parties principales des Machines à vapeur. 273

Dimensions des différentes parties de la manivelle.. . . . . 274 *et suiv.*
Dimensions du tourillon de l'arbre des roues.. . . . . 280 *et suiv.*
Dimensions du tourillon du bouton de la manivelle. . . . . 284 *et* 285
Dimensions des différentes parties de la traverse de la tige du piston. . . . . *Idem.*
Dimensions des différentes parties de la tige du piston. . . . . 286 *et* 287
Dimensions des différentes parties de la bielle principale. . . . . 288 *et* 289
Dimensions des différentes parties des bielles pendantes du cylindre. . . . . 290 *et* 291
Dimensions des différentes parties des balanciers et de leurs axes. . . . . *Idem.*
Dimensions des balanciers en fonte. . . . . 292 *et* 293
Dimensions de la traverse de la pompe à air. . . . . 294 *et* 295
Dimensions de la tige de la pompe à air. . . . . 294 *et suiv.*
Dimensions des tiges latérales ou bielles pendantes de la pompe à air. . . . . 296 *et* 297
Dimensions de la manivelle. 298
Dimensions des tuyaux de conduite et de décharge (machines pour la navigation). 299
Dimensions des soupapes de sûreté (machines de terre et de mer). . . . . *Id.*
Aire des lumières de distribution de la vapeur. . . . . 300 *et* 301
Diamètre du tuyau de distribution de la vapeur. . . . . 302 *et* 303
Hauteur du balancier au centre principal de rotation (machines fixes).. . . . . 304 *et* 305
Hauteur du balancier aux extrémités. . . . . 306 *et* 307
Capacité de la pompe alimentaire (machines de terre et de mer). . . . . 308 *et* 309
Capacité de la pompe d'eau froide (machines fixes). . . . . 310 *et* 311
Épaisseur du moyeu d'assemblage de la manivelle avec l'arbre du volant (machines fixes).. . . . . 312 *et* 313
Hauteur du corps de la manivelle au centre de l'arbre du volant (machines fixes). . . . 314 *et* 315
Épaisseur de la manivelle au centre de l'arbre du volant (machines fixes). . . . . 316 *et* 317
Diamètre de l'arbre du volant (machines fixes). . . . . 318 *et* 319
Explication des tables précédentes. . . . . 320 *et suiv.*

CHAPITRE CINQUIÈME.

De la puissance mécanique de la vapeur d'eau et des divers procédés employés pour transmettre et régulariser l'action de cette puissance, ainsi que pour en mesurer les effets. 333

Génération ou vaporisation.. . . . . *Id.*
Condensation.. 337
Expansion. 338
Table des logarithmes hyperboliques pour le calcul du travail des machines à détente.. 342
Détente avec condensation. 344
Table des effets mécaniques de la vapeur d'eau, agissant par détente, avec ou sans condensation. 346
Effet mécanique de la vapeur d'eau agissant dans une machine à rotation immédiate. 347

Classification des machines d'après le mode d'emploi de la vapeur d'eau. 349

Classification des machines à vapeur : 350
I° — Machines sans condensation.. . . . . *Id.*
II° — Machines à condensation.. . . . . *Id.*
Relation entre la longueur de la course du piston et le diamètre du cylindre.. . . . . *Id.*

Transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en un mouvement circulaire alternatif. 352

Parallélogrammes.. . . . . *Id.*

Transformation du mouvement circulaire alternatif du balancier, ou du mouvement rectiligne alternatif de la tige du piston, en un mouvement de rotation continu. . . . 368

Manivelle.. . . . . *Id.*

Régulateurs et modérateurs du mouvement des machines. 375

Régulateurs. 378
Régulateur atmosphérique de Buckle.. 380
Volant. 383

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Règle pour trouver la quantité de travail absorbée dans la jante d'un volant. 388
Emploi des volants comme réservoirs de puissance. 392
Volants de la machine des trains de laminoirs de l'usine de Denain (Nord). 393
Modérateurs. 395
Modérateur à force centrifuge ou pendule conique. 397
Position des boules du pendule conique correspondante à la vitesse moyenne. 399
Étendue de la variation maximum dans l'amplitude du mouvement oscillatoire. 400
Poids des boules. 402
Variétés des modérateurs. . . . . *Id.*
Cataracte. 404

Indicateurs et manomètres. 405

Indicateurs du niveau de l'eau dans la chaudière. . . . . *Id.*
Saturomètres. 407
Manomètres. . . . . *Id.*
Indicateur. 409
Indicateur continu. 411
Compteur. 412

CHAPITRE SIXIÈME.

Variétés des machines à vapeur et de leurs diverses parties. 412

Machines à haute pression et machines à condensation. . . . . *Id.*
Machines hydrauliques ou machines d'épuisement. 413
Machines à rotation et à balancier. 417
Machines à vapeur pour la navigation. 418
Machine à balancier coudé dite machine à cloche de Samuda 419
Considérations générales sur les machines à action directe ou sans balancier employées en Angleterre. 420

Première variété. — Machines dans lesquelles la bielle est placée au-dessus de la tige du piston, entre cette tige et la manivelle. 321

1° Machine de Boulton et Watt — *Centaur*. 422
2° Machine de MM. Miller et Ravenhill. . . . . *Id.*
3° Machine de MM. Fairbairn — *Odin*. 423
4° Machine de MM. Rennie — *Samson*. . . . . *Id.*
5° Machine de MM. Seaward — *Cyclops* . . . . . *Id.*
6° Machine de M. Napier — *Thunderboldt*. . . . . *Id.*
7° Machine de MM. Scott et Sinclair. 424

Deuxième variété. — Machines dans lesquelles la bielle principale est située au-dessus de la manivelle. . . . . *Id.*

Troisième variété. — Machines accouplées ou à double cylindre. . . . . *Id.*

Machines brevetées, à double cylindre, de la frégate à vapeur *Retribution*. . . . . *Id.*
Machines perfectionnées à double cylindre, de M. Forrester — *Helen-Mac-Grégor*. 425

Quatrième variété. — Machines à double traverse. 427

Machines à double traverse de M. Bury — *Nimrod*. 428
Machines à double traverse de M. Fawcett — *Queen* . . . . . *Id.*

Cinquième variété. — Machines oscillantes. . . . . *Id.*

Machines à action directe pour hélice de Galloway. 431
Machines rotatives ou à rotation immédiate. 433
Machine rotative de Watt. 434
Machine rotative de Murdock. . . . . *Id.*
Machines rotatives de Hornblower — 1807. 435
Machine rotative brevetée de Clegg — 1809. 436
Machine rotative brevetée de Turner — 1816. 439
Machine rotative brevetée de Joseph Eve — 1825. 441
Machine rotative de Beale. 444
Machine rotative du comte de Dundonald — 1844. . . . . *Id.*
Machine rotative de Peter Borrie. 445
Machine rotative de Joseph Wood. 447
Machine rotative de Yule. 449

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Machine rotative de Pilbrow.. 450
MACHINES AMÉRICAINES. 452
MACHINES LOCOMOTIVES. 455
Machine locomotive de E. Bury. . . . . *Id.*
Machine locomotive de R. Stephenson. 457
Machine locomotive de W. Fairbairn.. 458

Variétés des parties des machines à vapeur. 461

Pistons. . . . . *Id.*
Piston pour machine locomotive de Forrester et Cie 465
Piston pour locomotive de Dircks et Nelson.. 466
Piston pour locomotive.. . . . . *Id.*
Piston pour locomotive de Bury, Curtis et Kennedy. 467
Piston pour locomotive de R. Stephenson. . . . . *Id.*
Piston de locomotive de la ligne de Liverpool à Manchester.. . . . . *Id.*
Piston de locomotive de la ligne de Great-Western. 468
Piston de locomotive de la ligne de South-Western. . . . . *Id.*
Piston de locomotive de la ligne de Ayr à Glasgow.. 469
Piston pour locomotive de MM. Nasmith et Cie . . . . . *Id.*
Piston de MM. Maxton et Cie , de Leith. . . . . *Id.*
Piston à garniture en spirale de Jessop. 470
Piston de MM. Claud et Girdwood.. . . . . *Id.*
Piston de MM. Maxton et Cie 471
Piston de MM. Fawcett et Preston . . . . . *Id.*
Piston de M. Robert Napier. 472
Piston de MM. Seaward. 473
Piston du steamer *Don Juan*. . . . . *Id.*
Piston des steamers des Indes occidentales *Trent* et *Isis* de MM. Miller, Ravenhill et Cie 474
Piston des paquebots des Indes occidentales, *Thames* et *Medway*, de MM. Maudslay fils et Field. *Id.*
Piston pour tiroir de MM. Maudslay et Cie 475
Soupapes : . . . . . *Id.*
Soupapes de sûreté.. 476
Tiroirs : 477
Tiroirs à détente. 480

Détails relatifs aux différentes espèces de machines à vapeur. 483

MACHINE HYDRAUDLIQUE OU A ÉPUISEMENT. . . . . *Id.*
Tableau récapitulatif des résultats d'observations faites sur dix machines de Cornouailles par John S. Enys. 494
MACHINE A ROTATION.. 496
MACHINES A VAPEUR POUR LA NAVIGATION. 508
Cylindre. . . . . *Id.*
Piston 510
Couvercle du cylindre.. 511
Tiroir. 513
Pompe à air. 516
Plaque de fondation et condenseur. 518
Bâti. 519
Balancier.. 520
Traverses, bielles pendantes du parallélogramme et bielles principales. . . . . *Id.*
Manivelles, excentriques, arbres et roues. . . . . *Id.*
Roues à pales. 521
Démontage des roues à pales. 524
Excentriques. 525
Appareil de mise en train. 526
Pompes à eaux-mères. 527
Pompes, robinets et tuyaux. 528
Parties diverses des machines oscillantes.. 536
Établissement des machines à l'atelier. 538
Centre d'oscillation et longueurs des tiges. 539
Établissement du parallélogramme. 540
Établissement des tiroirs.. . . . . *Id.*
Montage des machines dans l'intérieur du navire. 542
Application de l'hélice à la propulsion des navires. 543

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Remarques sur les machines à vapeur pour la navigation. 545
Métal employé dans la construction des machines. 548

DÉTAILS RELATIFS AUX CHAUDIÈRES. 550

Proportions des diverses parties des chaudières. . . . . *Id.*
Table des proportions des parties principales des chaudières en chariot de Boulton et Watt pour différentes puissances. . . . . *Id.*
Construction des chaudières. 552
Tubes et moyens de consolidation des chaudières. 553
Remarques générales sur les chaudières. 556

MACHINES LOCOMOTIVES. 559

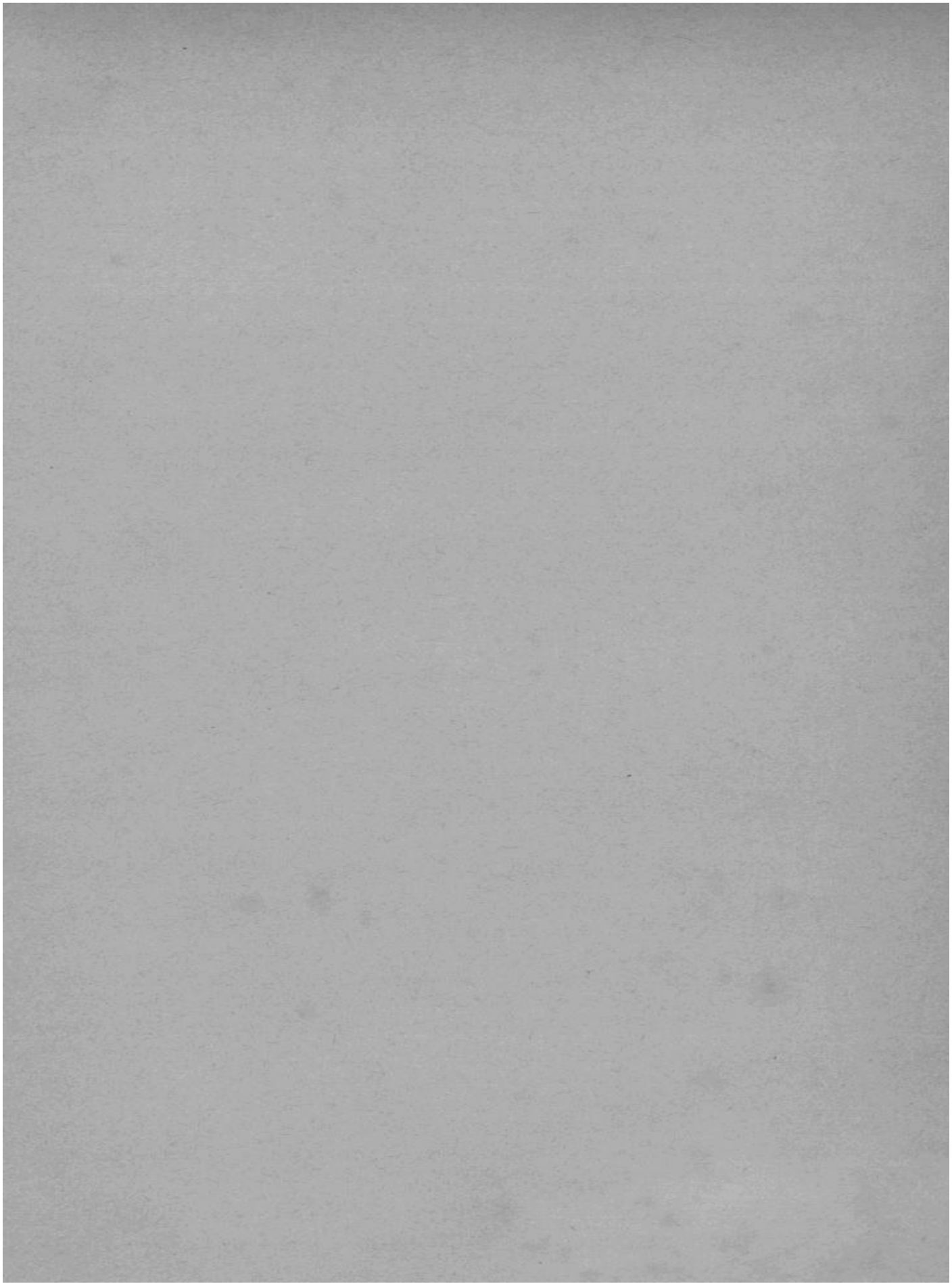
Caractères généraux de la chaudière. . . . . *Id.*
Boîte à feu. 561
Tubes. 564
Boîte à fumée et cheminée. 565
Châssis. 566
Tuyau de distribution et régulateur 567
Soupapes de sûreté et rondelles fusibles. 569
Cylindres et tiroirs. 571
Appareil alimentaire. 572
Indicateurs. 573
Roues 574
Comparaison des locomotives à quatre et à six roues. 575
Arbre à manivelles, ou essieu des roues motrices. 576
Bielles. 577
Excentriques et tiges de l'excentrique. 578
Jeu des tiroirs et distribution de la vapeur. 579
Pose des tiroirs. 583
Remarques sur les machines locomotives. 590
Dimensions des parties principales de deux machines locomotives à quatre et à six roues. . . 592

ATELIERS DE CONSTRUCTION. 596

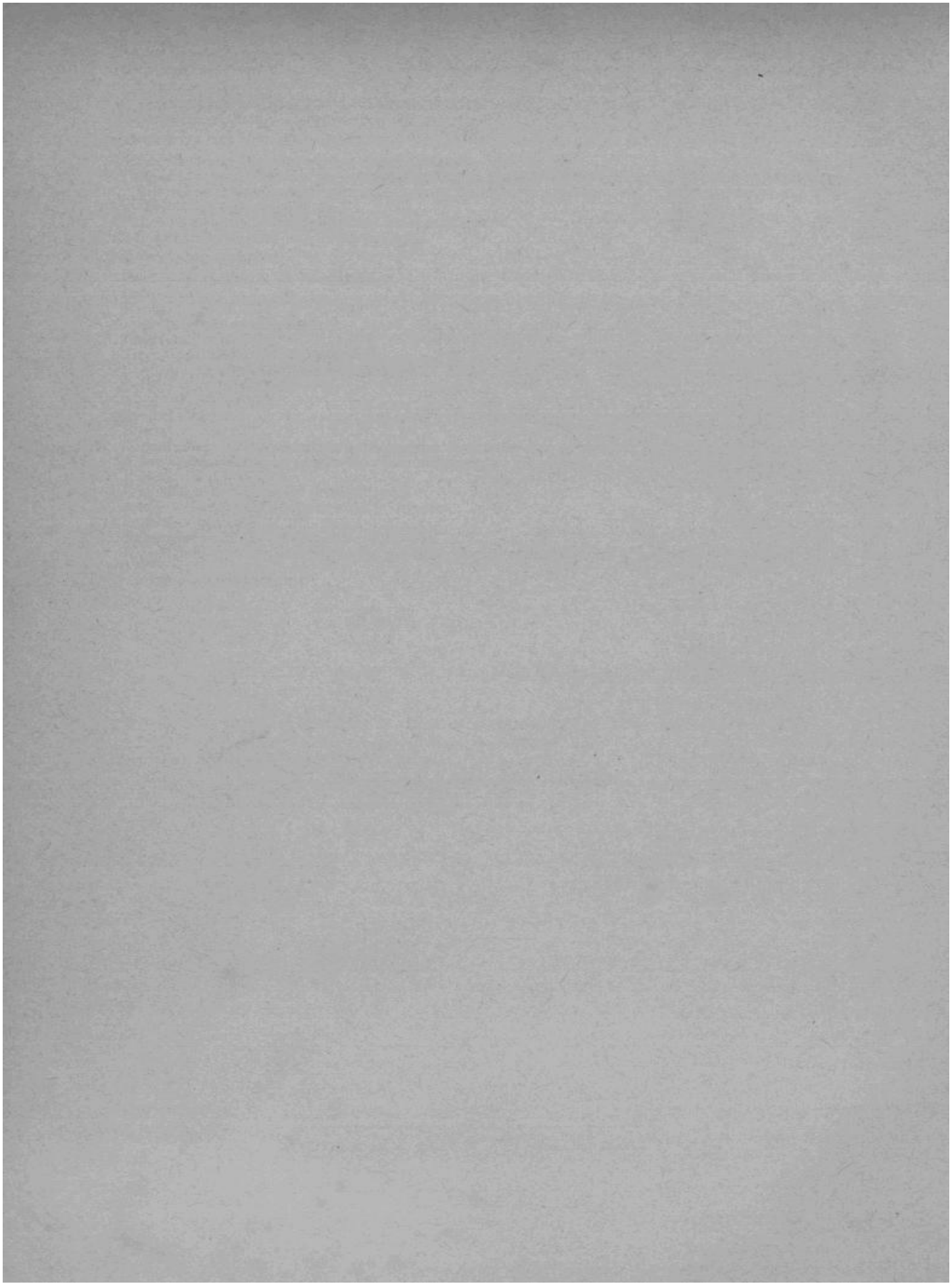
FIN DE LA TABLE DES MATIÈRES.

IMPRIMERIE DE G. GRATIOT, RUE DE LA MONNAIE, 11.

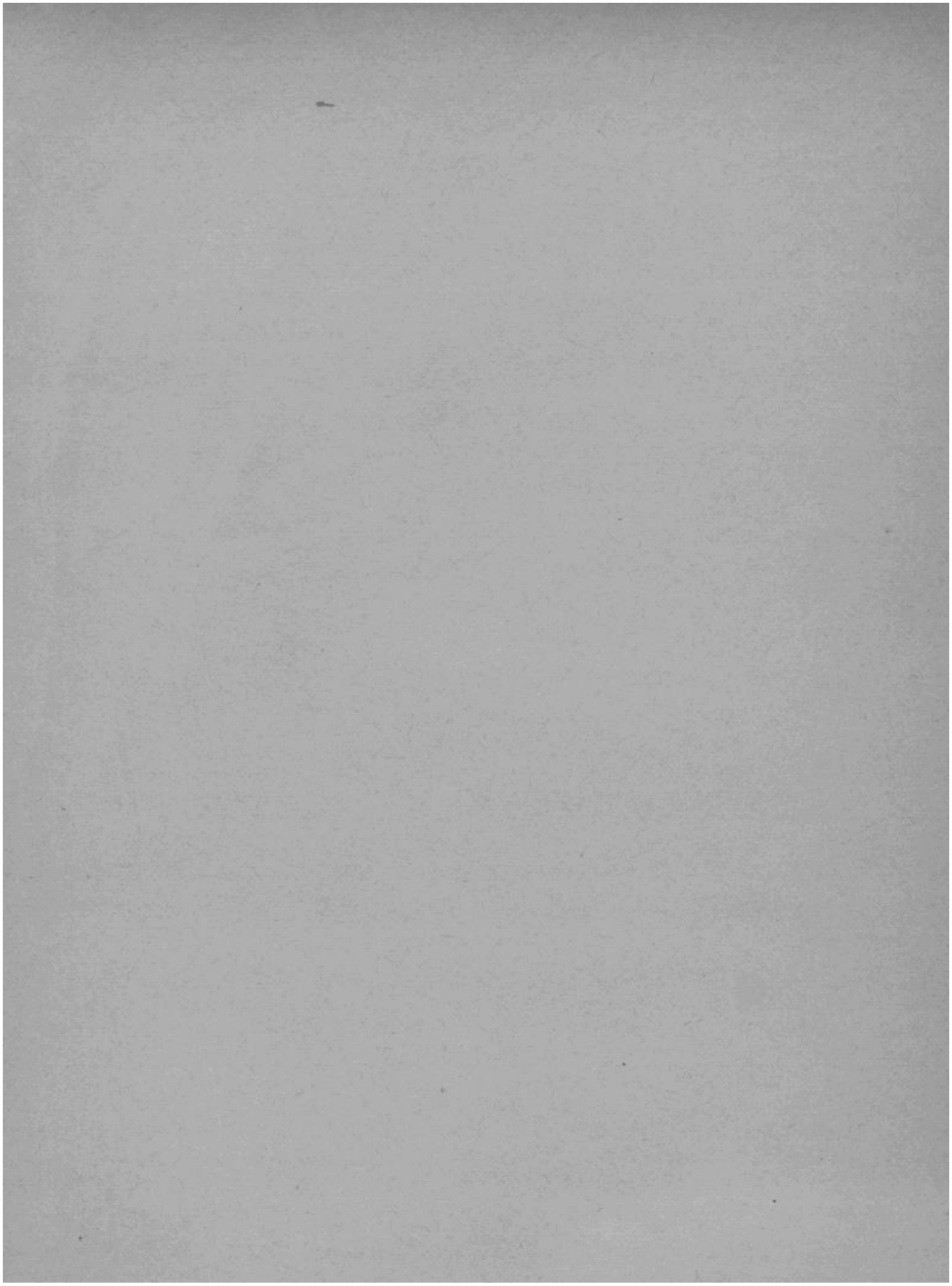
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



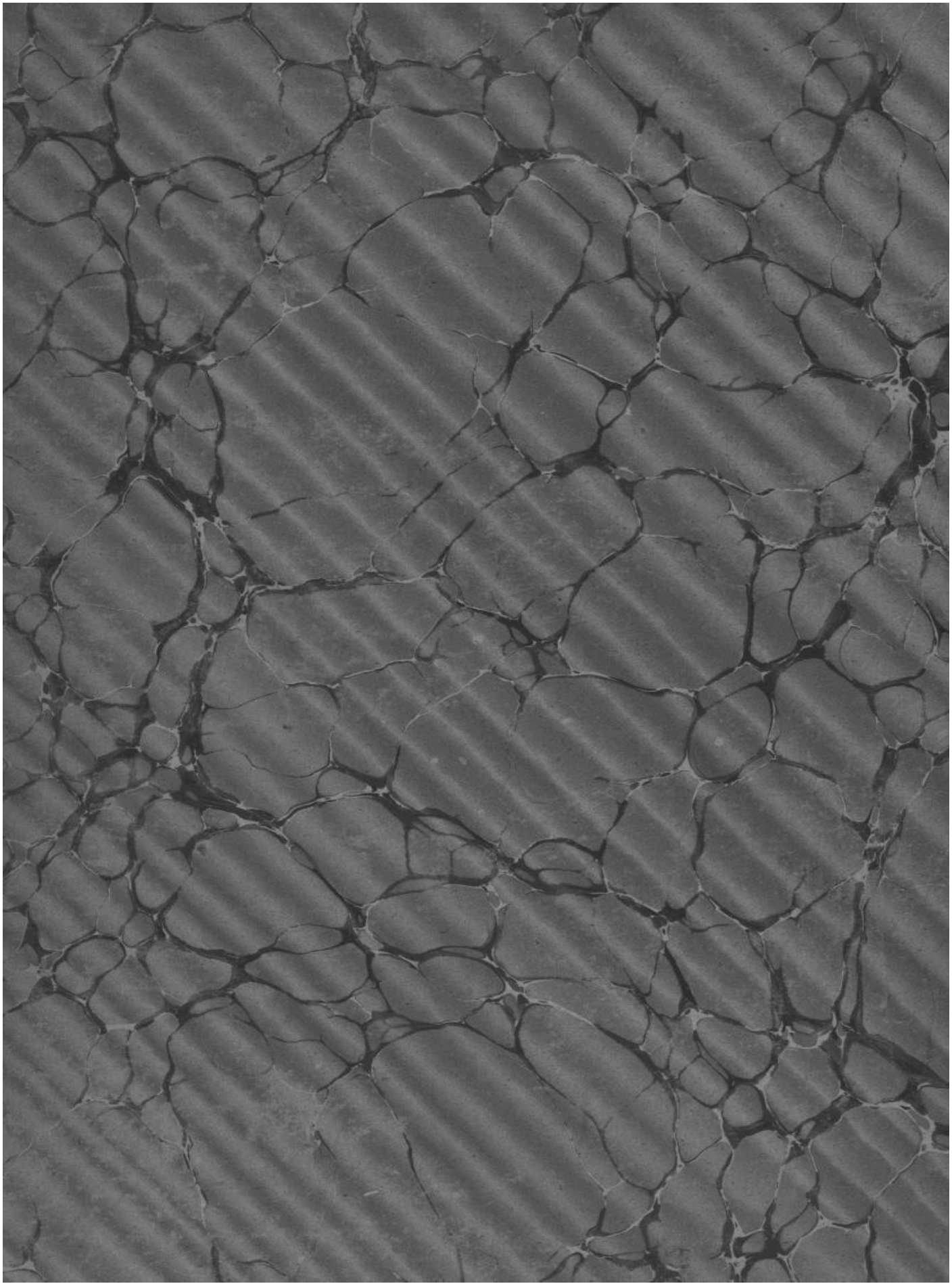
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



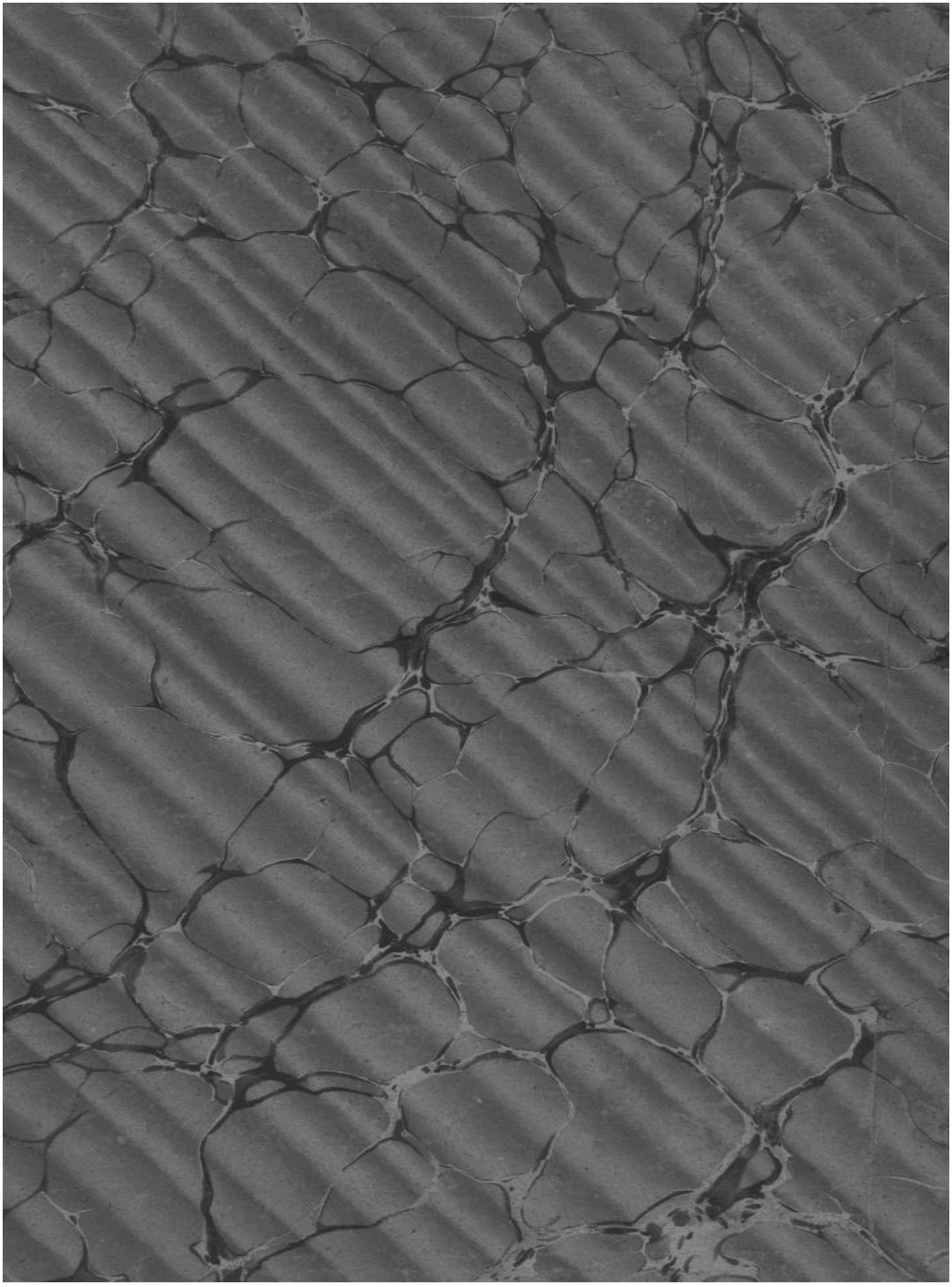
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



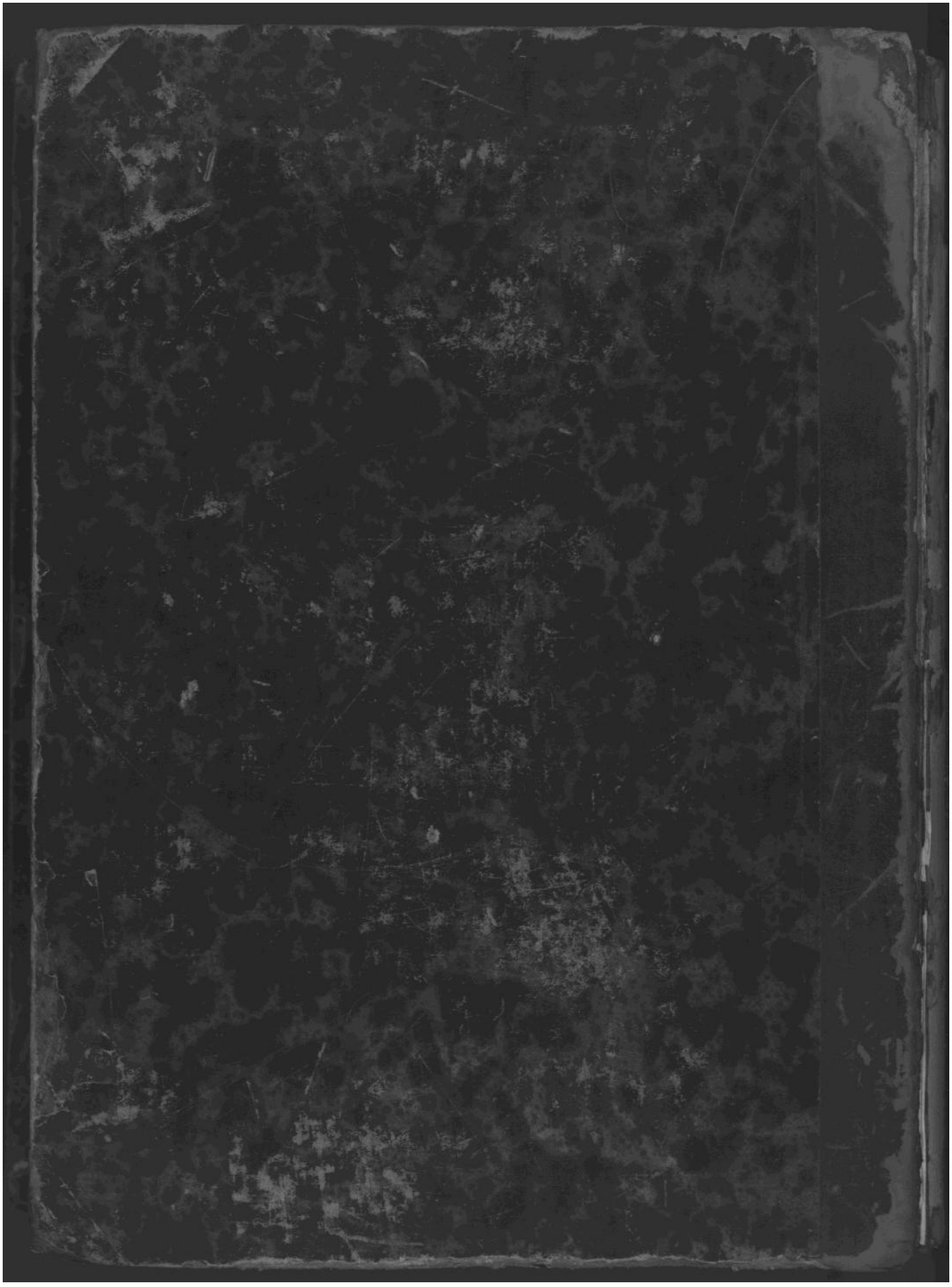
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires