http://cnum.cnam.fr
Conservatoire numérique des Arts & Métiers

Auteur ou collectivité : Jullien, Charles-Édouard
Auteur : Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Titre : Traité théorique et pratique de la construction des machines à vapeur fixes, locomotives et marines : à l'usage des ingénieurs, mécaniciens, constructeurs, etc., et des élèves des écoles spéciales : comprenant l'examen technique des matériaux de construction, la composition, l'exécution et les devis de ces moteurs pour les divers genres, espèces, systèmes et forces connues

Auteur : Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Titre du volume : Texte

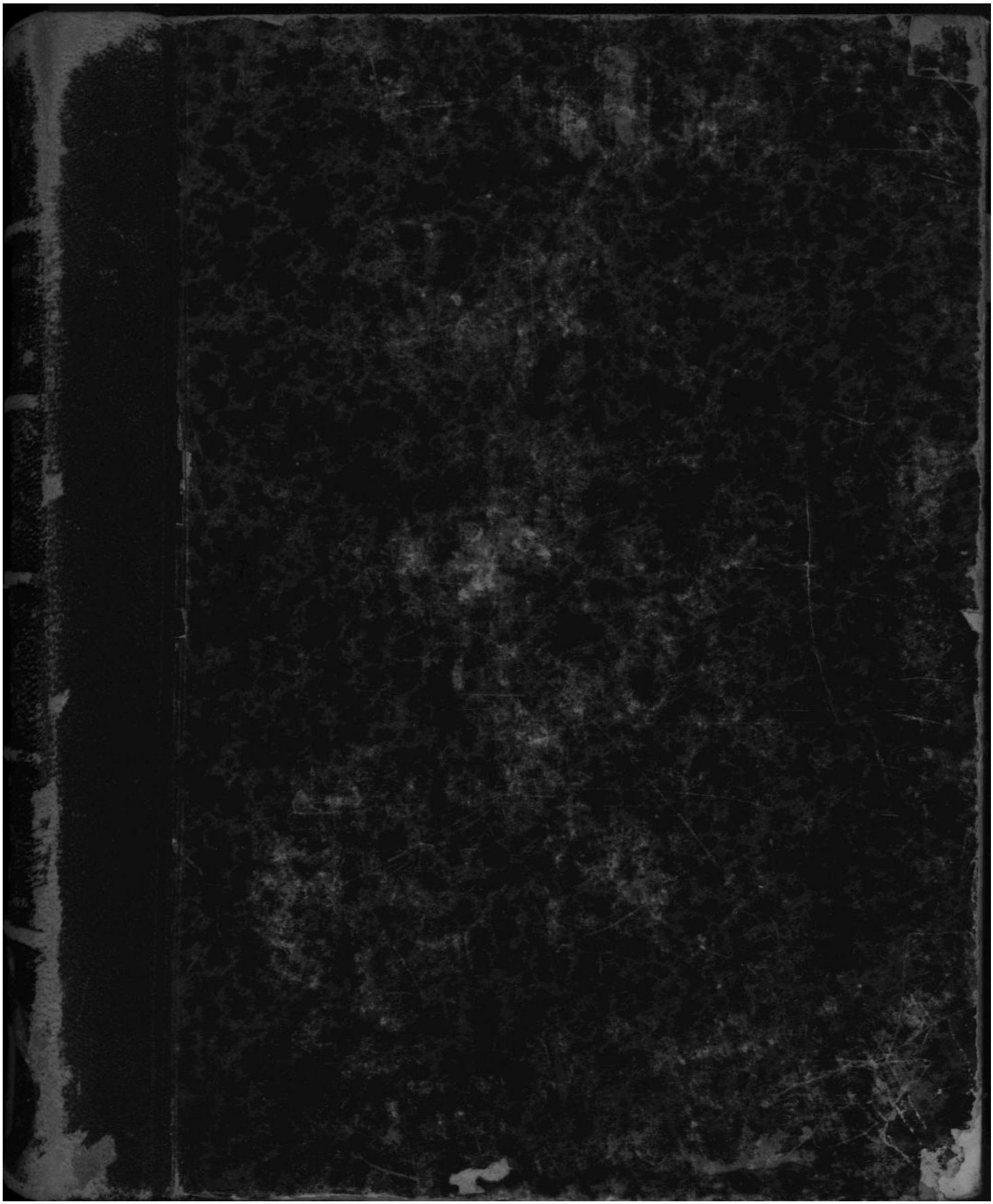
Adresse : Paris : Librairie scientifique, industrielle et agricole, 1859
Collation : 1 vol. ([VIII]-583 p.) ; 28 cm
Cote : CNAM-BIB 4 De 20 (1-1)
Sujet(s) : Machines à vapeur ; Locomotives à vapeur
Langue : Français

Date de mise en ligne : 18/07/2018
Date de génération du document : 18/7/2018

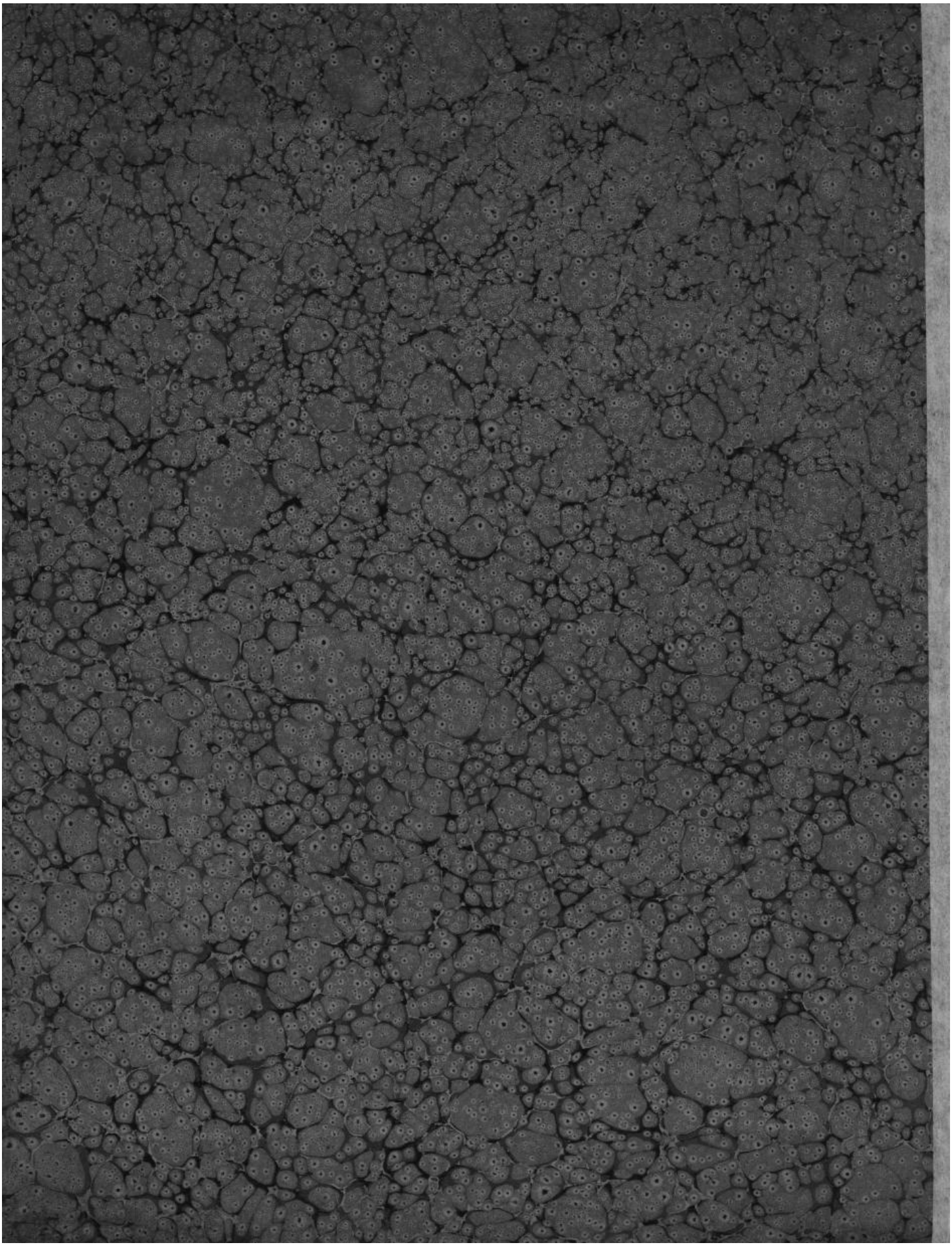
Permalien : http://cnum.cnam.fr/redir?4DE20.1-1

La reproduction de tout ou partie des documents pour un usage personnel ou d'enseignement est autorisée, à condition que la mention complète de la source (*Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique http://cnum.cnam.fr*) soit indiquée clairement. Toutes les utilisations à d'autres fins, notamment commerciales, sont soumises à autorisation, et/ou au règlement d'un droit de reproduction.

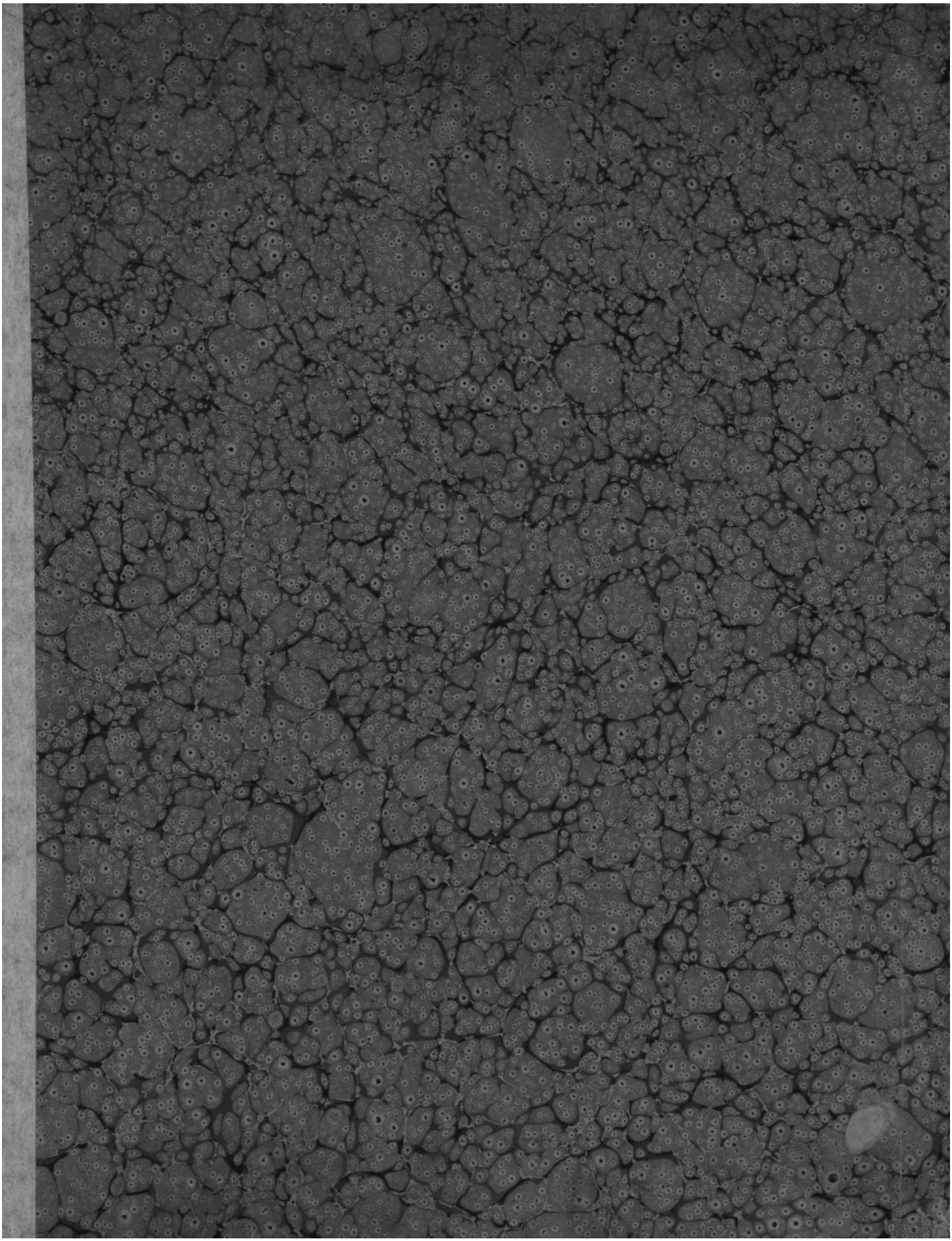
You may make digital or hard copies of this document for personal or classroom use, as long as the copies indicate *Conservatoire national des arts et métiers, Conservatoire numérique http://cnum.cnam.fr*. You may assemble and distribute links that point to other *CNUM* documents. Please do not republish these PDFs, or post them on other servers, or redistribute them to lists, without first getting explicit permission from *CNUM*.



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



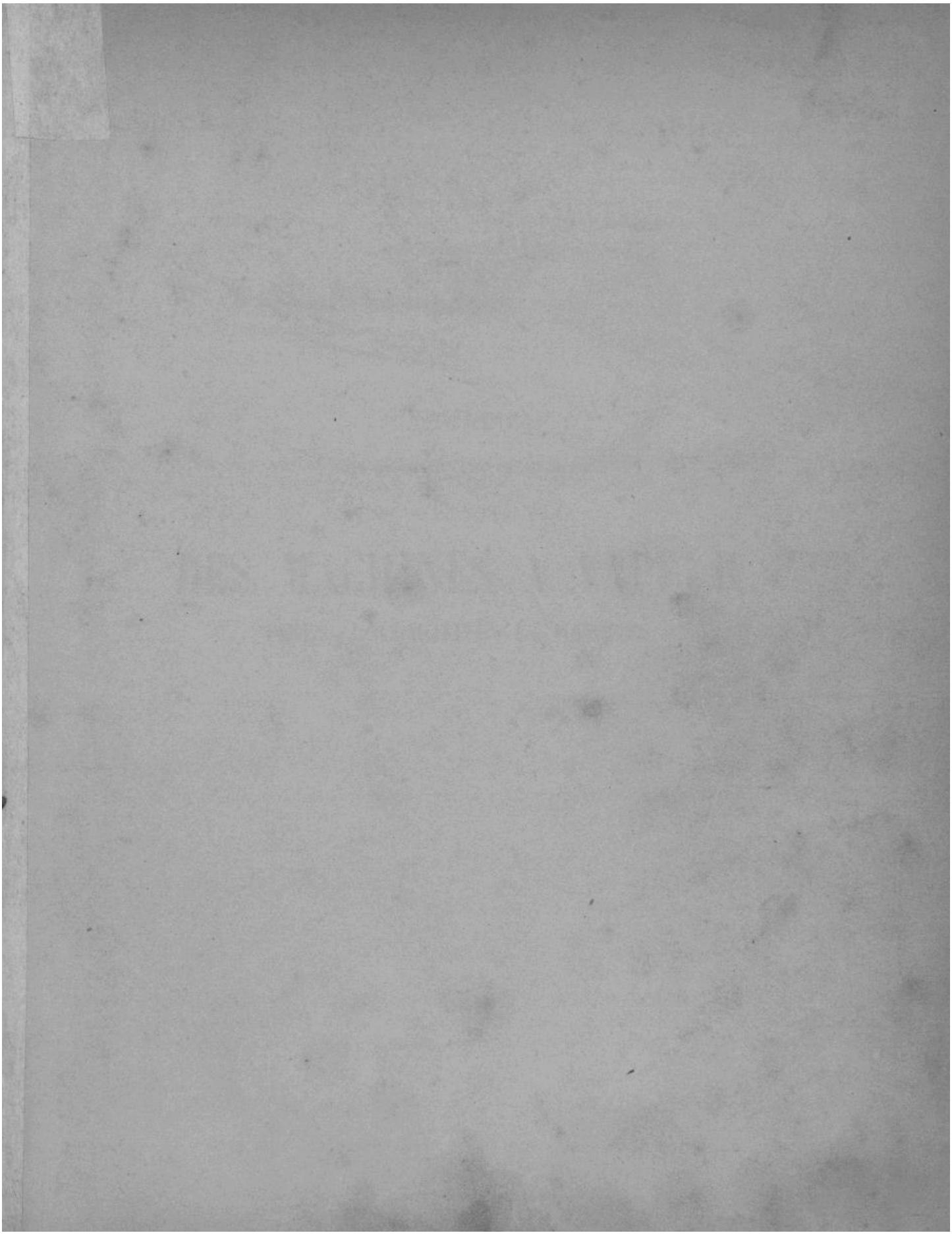
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



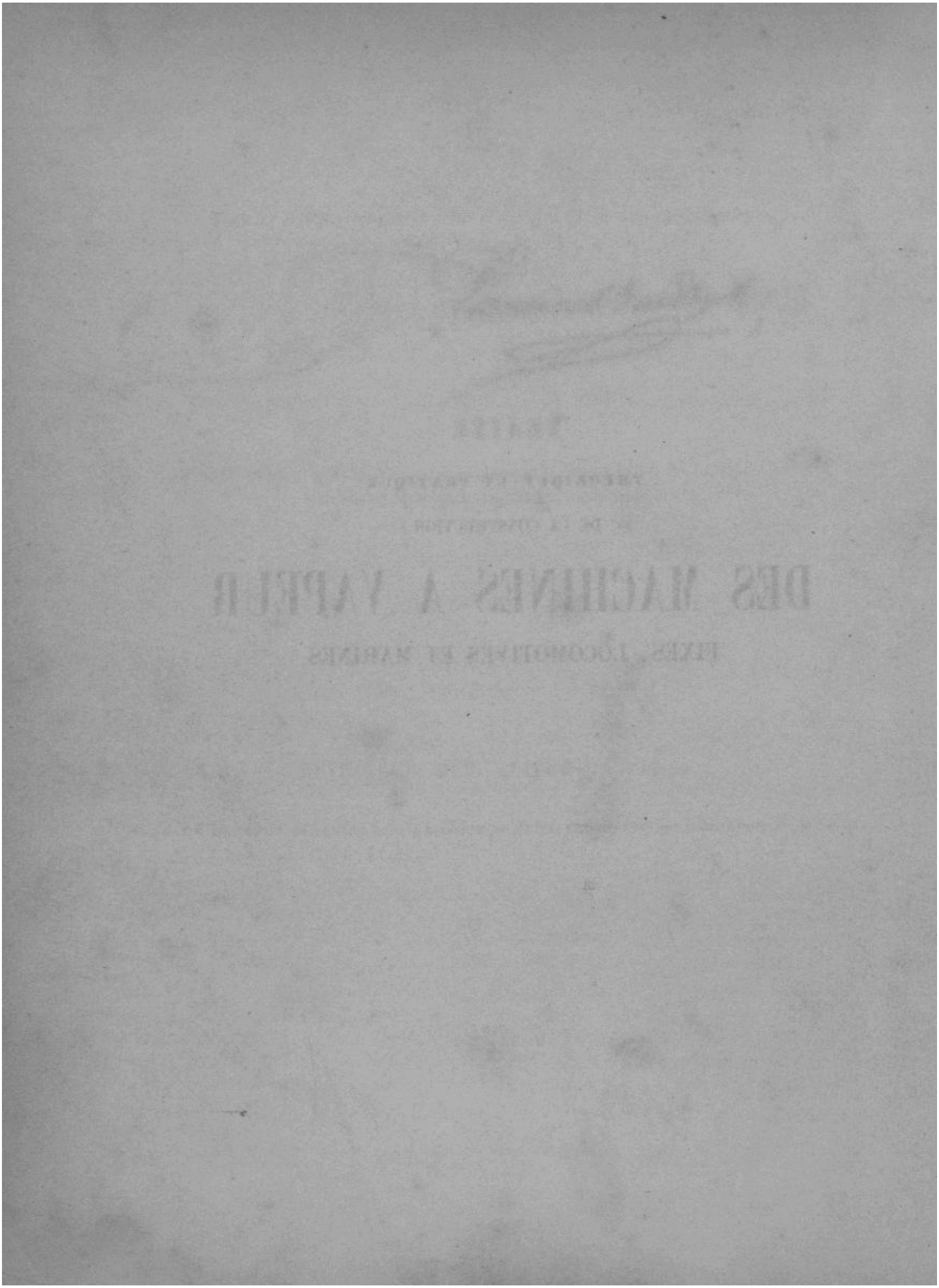
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

in 4° De 20
al 4° De 20.

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

TRAITÉ

THÉORIQUE ET PRATIQUE

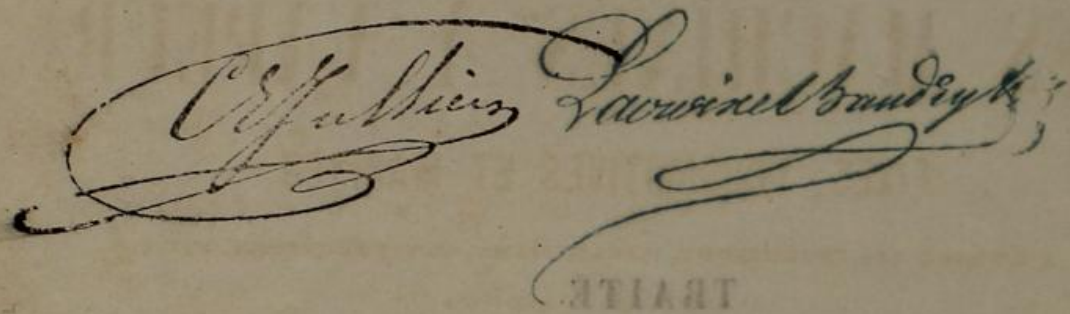
DE LA CONSTRUCTION

DES MACHINES A VAPEUR

FIXES, LOCOMOTIVES ET MARINES.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tous les exemplaires sont revêtus des griffes de l'auteur et des éditeurs.



Toute contrefaçon, toute traduction, ainsi que la reproduction des planches, seront poursuivies conformément aux traités internationaux.

OUVRAGE DU MÊME AUTEUR (SOUS PRESSE).

TRAITÉ THÉORIQUE ET PRATIQUE de la métallurgie du fer, comprenant les fabrications de la fonte, du fer, de l'acier et du fer-blanc.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° De 20 (1-1)

TRAITÉ

THÉORIQUE ET PRATIQUE

DE LA CONSTRUCTION

DES MACHINES A VAPEUR

FIXES, LOCOMOTIVES ET MARINES

A L'USAGE DES INGÉNIEURS, MÉCANICIENS, CONSTRUCTEURS, ETC.,

ET DES ÉLÈVES DES ÉCOLES SPÉCIALES,

COMPRENANT

L'EXAMEN TECHNIQUE DES MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION,
LA COMPOSITION,
L'EXÉCUTION ET LES DEVIS DE CES MOTEURS POUR LES DIVERS GENRES,
ESPÈCES, SYSTÈMES ET FORCES CONNUS,

PAR

C. E. JULLIEN,

INGÉNIEUR,

ancien élève de l'école centrale des arts et manufactures, ex-ingénieur de l'atelier de construction du Creusot, du chemin de fer de Paris à Lyon, des forges de Montataire et des aciéries H. Petin, Gaudet et Comp. de Rive-de-Gier.

Deuxième édition

REVUE, CORRIGÉE ET AUGMENTÉE

Avec un atlas de 48 planches gravées à l'échelle et des gravures sur bois intercalées dans le texte.

TEXTE.

CONSERVATOIRE IMPLE DES ARTS ET MÉTIERS BIBLIOTHÈQUE

PARIS,

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE, INDUSTRIELLE ET AGRICOLE

LACROIX ET BAUDRY

RÉUNION DES ANCIENNES MAISONS MATHIAS ET COMPTOIR DES IMPRIMEURS

15, QUAI MALAQUAIS, 15.

Droit de traduction réservé

1859

Num 2012

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

IMPRIMERIE DE MADAME VEUVE BOUCHARD-HUZARD,

RUE DE L'ÉPERON, 5.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

AVANT-PROPOS DE LA PREMIÈRE ÉDITION (1847).

Trente années environ se sont écoulées depuis le jour où la construction des machines à vapeur s'est popularisée en France et y a donné naissance à l'une des branches les plus importantes de l'industrie nationale.

Pendant ce laps de temps, de grands progrès ont été réalisés tant dans les procédés d'exécution des pièces que dans les dispositions propres à économiser la vapeur. Ainsi, d'une part, on a vu apparaître successivement les tours parallèles, les machines à raboter, à parer, à tailler les écrous, les alésoirs verticaux, etc.; d'autre part, on a vu disparaître successivement le balancier et l'appareil de condensation pour forces au-dessous de vingt-cinq chevaux, et surgir les machines à deux bielles, les machines horizontales, les machines oscillantes, etc., d'abord sans détente, puis ensuite à détente.

Bien que tous ces progrès aient été réalisés séparément par les divers constructeurs, ils n'ont pas tardé à se convertir en principes, et il n'est pas un mécanicien aujourd'hui qui ne connaisse parfaitement toutes les conditions d'exécution et de dispositions auxquelles il faut satisfaire pour construire une *bonne* machine, dans toute l'acception du mot.

Mais s'il est deux points de la construction des machines sur lesquels d'éminents progrès ont été réalisés, il en est un capital sur lequel il est impossible de ne pas admettre avec nous que l'on est resté en arrière; nous voulons parler de *l'organisation du travail*.

Sans définir complétement ici ce que nous entendons par les mots : organisation du travail, nous ferons seulement cette remarque, à savoir qu'il est très-rare de rencontrer deux machines à vapeur de même force, de même genre et de même système, *non construites sur les mêmes plans*, dont les pièces, remplissant les mêmes fonctions, aient non-seulement les mêmes formes, mais encore les mêmes dimensions; et cela non pas chez deux mécaniciens différents, mais bien plus chez le même mécanicien.

Adopter des formes et des dimensions proportionnelles, classer les dimensions principales en séries, voilà ce qui pour nous constitue la base de l'organisation du travail.

En effet, de l'adoption des formes et dimensions proportionnelles résultent :

Pour les ingénieurs, affranchissement des études de détail; connaissance préalable des espaces qu'occuperont les pièces dans l'étude d'un projet.

Pour les ouvriers, exécution intelligente et exacte.

Pour tous, erreurs plus rares et vérifications plus faciles des erreurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De la décomposition des dimensions principales en séries résultent :

Pour les propriétaires d'ateliers, —économie considérable dans les frais d'outils spéciaux et de modèles; — utilisation plus fréquente des mêmes outils et mêmes modèles; fabrication des détails à l'avance, partant, à l'entreprise et plus économiquement; promptitude dans l'exécution des commandes.

En outre, des dimensions connues aux poids, des poids connus aux prix de revient, des prix de revient connus des pièces à ceux des parties et des prix de revient connus des parties à ceux des machines complètes, il n'y a qu'un pas.

Or, personne, sans doute, ne niera de quelle importance il est, pour le mécanicien, de connaître promptement et très-approximativement le prix de revient d'une commande qui ne lui sera concédée que quand son prix de vente aura été indiqué, et, le plus souvent, inférieur à ceux de ses concurrents. Combien de fois, en effet, n'arrive-t-il pas que, faute d'avoir calculé le prix de revient avec assez de soin, des mécaniciens obtiennent d'emblée des commandes qui les induisent en perte?

Limiter notre tâche au développement des principes de l'organisation du travail, telle que nous la comprenons, et à leur application dans l'évaluation approximative des machines, c'eût été reculer devant leur introduction dans le travail des ateliers. Aussi ne nous sommes-nous pas arrêté là et embrassons-nous, dans cet ouvrage, tout ce qui est du domaine de la fabrication des machines à vapeur. A cet effet, nous l'avons divisée en quatre parties principales, savoir :

1re *Partie.* Matériaux employés dans la construction des machines.

2e *Partie.* Composition des machines à vapeur.

3e *Partie.* Construction proprement dite.

4e *Partie.* Devis des machines à vapeur.

La première partie comprenant l'examen des propriétés générales des matériaux et les calculs relatifs à la détermination de leurs dimensions, suivant les genres de résistances à vaincre.

La seconde partie comprenant l'examen des machines à vapeur dans tous leurs détails et l'application des principes relatifs aux dimensions proportionnelles et aux séries ci-dessus mentionnées.

La troisième partie comprenant la description de toutes opérations de l'atelier de construction et son organisation.

La quatrième partie comprenant l'exécution de devis très-approximatifs pour tous les cas de machines à vapeur qui peuvent se présenter.

Puissent messieurs les mécaniciens apprécier les efforts que nous aurons faits pour être utile et vouloir bien nous en témoigner leur satisfaction par la communication de renseignements propres à rendre notre travail plus complet et plus exact!

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ERRATA.

Pages.	Lignes.	Au lieu de :	Lire :
3	1	Du gaz combustible,	des gaz combustibles.
8	dernière	Lorsqu'elle est intérieure,	Lorsqu'elle est inférieure.
42	8	$E I_f$,	$E I f$.
42	9	$E\int v^2 d\omega f = \frac{p l^3}{3}$,	$E I f = \frac{P l^3}{3}$.
44	1	$E I_\rho$,	$E I f$.
66	6	$P = \rho\left(\frac{a}{L}\right)$,	$P = f\left(\frac{a}{L}\right)$.
66	19	$r = \rho\left(\frac{a}{L}\right)$,	$r = f\left(\frac{a}{L}\right)$.
66	22	$r = \rho\left(\frac{A}{L} \times \frac{v}{V}\right)$,	$r = f\left(\frac{A}{L} \times \frac{v}{V}\right)$.
68	8	12,000,000,000,	12 000 000 000.
68	9	8,000,000,000,	8 000 000 000.
69	21	$E_2 = 20{,}000{,}000{,}000$,	$E_1 = 20\ 000\ 000\ 000$.
69	22	$E_1 = 15{,}000{,}000{,}000$,	$E_2 = 15\ 000\ 000\ 000$.
69	23	35,000,000,000,	35 000 000 000.
69	23	7,000,000,000,	7 000 000 000.
69	33	$\int r^2 d\alpha$,	$\int v^2 d\alpha$.
72	3	$\frac{K b^4}{\rho^2}$,	$\frac{K b^4}{l^2}$.
72	3	$\frac{K a b^3}{\rho^2}$,	$\frac{K a b^3}{l^2}$.
72	25	$\frac{R^2 I^2}{v^2}$,	$\frac{R_2 I_2}{v^2}$.
75	14	$\frac{R}{r r_1}$,	$\frac{R}{2 v_1}$.
77	29	Fil de platine écrasé,	Fil de platine écroui.
255	dernière	$S - h - 1000$,	$S \times h \times 1000$.
256	3	$S - h - 1000 - z$,	$S \times h \times 1000 \times z$.
273	5	1696 litres,	1695 litres.
273	8	Théoriquement,	Pratiquement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

INTRODUCTION.

Les machines à vapeur peuvent être définies : *un des modes d'utilisation de la force motrice engendrée pendant la combinaison.*

Afin de faire comprendre pourquoi, des divers modes d'utilisation de la force motrice engendrée pendant la combinaison, la *vaporisation de l'eau* est le seul exclusivement employé aujourd'hui, nous allons exposer succinctement les propriétés de la combinaison considérée comme générateur de force motrice.

Lorsque deux corps entrent en combinaison, ils peuvent engendrer la force motrice de trois manières différentes, savoir :

1° Quand, à pression égale, le volume du composé est plus grand que la somme des volumes des composants ;

2° Quand le calorique sensible, qui en résulte, est employé à la vaporisation d'un liquide ;

3° Quand le calorique sensible, qui en résulte, est employé à la dilatation d'un gaz.

Dans les trois cas, si le volume primitif reste constant, il y a augmentation de pression et génération de force motrice.

Ainsi, comme on le voit, la force motrice, résultant de la combinaison, réside tout entière dans la dilatation. Comme, de toutes les dilatations, la dilatation gazeuse est celle qui se manifeste avec le plus d'énergie, l'art d'engendrer la force motrice par la combinaison consiste à rechercher celles qui, ayant des composants solides ou liquides, donnent des composés gazeux et rendent sensible la plus grande quantité possible de calorique latent.

Comme type des combinaisons dont les composants solides ou liquides produisent un composé gazeux abondant, on peut citer : *la conflagration de la poudre de guerre.*

Comme type des combinaisons qui développent du calorique sensible, on peut citer : la *combustion.*

Comme type de l'utilisation du calorique sensible, développé, à la vaporisation d'un liquide, on peut citer : *la vaporisation de l'eau.*

Enfin, comme type de l'utilisation du calorique sensible, développé, au chauffage d'un gaz, on peut citer : *le chauffage de l'air.*

Jusqu'à ce jour, la force motrice, résultant de la conflagration de la poudre, n'a été appli-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quée avec succès que dans les armes de guerre et dans la taille du rocher, c'est-à-dire dans les cas où il faut une production instantanée de force motrice considérable. Toutes les fois qu'on a voulu l'appliquer à faire mouvoir un piston, on a échoué non-seulement parce qu'il est difficile d'opérer régulièrement et sans danger, mais encore parce que les produits de la conflagration de la poudre ne sont pas tous gazeux, mais, en partie, liquides, corrosifs et solides.

La combustion est, de toutes les combinaisons, la seule exclusivement appliquée à la génération de la force motrice, et les combustibles employés sont le carbone et les gaz provenant de la distillation des bois, houilles et tourbes.

La combustion du carbone donne naissance à deux produits, dont l'un, l'*oxyde de carbone*, peut augmenter la force motrice par augmentation de volume et par développement de calorique sensible, et dont l'autre, l'*acide carbonique*, ne peut engendrer la force motrice que par développement de calorique sensible.

Dans le premier cas, le volume du composé est, à pression constante, double de la somme des volumes des composants, mais 1 kil. de carbone ne produit, en brûlant, que 1,586 unités de chaleur.

Dans le second cas, le volume du composé est exactement le même que la somme des volumes composants, mais 1 kil. de carbone produit, en brûlant, 7,170 unités de chaleur.

Comme l'oxyde de carbone est combustible et produit, en brûlant, pour 1 kil. de carbone contenu, les 5,784 unités de chaleur formant la différence entre celles produites dans les deux cas précédents, on pourrait, jusqu'à un certain point, utiliser et la force motrice résultant de la formation de l'oxyde de carbone et le calorique total produit en opérant la combustion en deux fois, savoir :

Une première fois pour produire une pression utilisable contre un piston ;

Une seconde fois, au sortir du cylindre, pour produire du calorique.

Mais il faudrait, pour cela, se procurer de l'oxygène pur. Or l'oxygène que l'on emploie, pour la combustion, est emprunté à l'air atmosphérique qui, sur cent volumes, contient :

79 volumes d'azote, ou 4;

21 volumes d'oxygène, ou 1.

En puisant l'oxygène à cette source, on introduirait dans le générateur 5 volumes pour en retirer 6, ce qui, à volume constant, correspond à une augmentation de 1/5 seulement dans la pression.

Nous ne prétendons pas que, en appliquant à la dilatation de l'oxyde de carbone engendré le calorique résultant de la première et même de la seconde combustion, on n'arriverait pas à tirer un parti avantageux de cette augmentation gratuite de 1/5 dans la pression ; mais nous comprenons parfaitement que, jusqu'à ce jour, on ne l'ait pas tenté et que l'on ait préféré convertir, en une seule opération, tout le carbone en acide carbonique.

Dans l'état actuel des progrès de l'industrie, la combinaison ne fonctionne donc, comme générateur de force motrice, que par le calorique qu'elle développe pendant la combustion du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

carbone et du gaz combustible que renferment les bois, houilles, tourbes, lignites et anthracites dans l'oxygène de l'air.

Les types de l'utilisation du calorique développé pendant la combinaison, pour produire la force motrice, étant :

La vaporisation de l'eau,
Le chauffage de l'air,

Nous allons comparer ces deux types, de manière à faire pressentir la supériorité qu'a le premier sur le second, nous réservant de revenir complétement sur cette question lorsque nous traiterons du *travail*.

On appelle *capacité calorifique* d'un corps la quantité d'unités de chaleur qu'il faut, comparativement, dépenser pour élever 1 kil. de ce corps de 1° du thermomètre centigrade. La capacité calorifique de l'eau étant 1, celle de l'air est 0,25; comme 1 kil. d'eau absorbe une unité de chaleur pour acquérir 1° de température, nous en concluons que 1 kil. d'air absorbe 1/4 d'unité de chaleur pour arriver au même résultat.

1 kil. d'eau à zéro degré, converti en vapeur, absorbe, quelle que soit la pression, 650 unités de chaleur.

Pour faire absorber 650 unités de chaleur à 1 kil. d'air, pris à zéro degré, il faut élever sa température à $4 \times 650 = 2{,}600°$.

Si la pression initiale reste constante et égale à $0^{m},76$ de mercure, le kil. d'eau qui occupait, à zéro degré, un volume égal à un litre affecte une température de 100° et occupe un volume de 1,695 litres. Le kil. d'air qui occupait, à zéro degré, un volume de $1^{m.c.} \times \frac{1.00}{1.30} = 770$ litres, occupe, à 2,600°, un volume représenté par la formule :

$$V' = 770\ (1 + 0.00366 \times 2600) = 9.516 \times 770 = 7327.32 \text{ litres.}$$

Nous concluons de là que, pour une même quantité de calorique dépensé,

D'une part, un volume d'eau donne 1,695 volumes de vapeur, tandis que 1 volume d'air froid ne donne que 9.516 volumes d'air chaud.

D'autre part l'augmentation réelle de volume est :

Pour l'eau, de $1{,}695 - 1 = 1{,}694$ litres ;

Pour l'air, de $7{,}327.32 - 770 = 6{,}557.32$ litres.

Admettant que le travail produit est proportionnel à la dilatation, nous voyons que :

En employant le calorique à la vaporisation de l'eau, l'introduction de 1 volume de matière première correspond à une quantité de travail égale à 1,694 ou A.

En employant le calorique au chauffage de l'air, l'introduction de 770 volumes de matière première correspond à une quantité de travail égale à 6,557.32 ou 3.9 A.

Nous ne pouvons dire, quant à présent, quel est le rapport qui existe entre les quantités de travail à dépenser pour introduire 1 litre d'eau et 770 litres d'air dans l'appareil générateur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la force motrice ; mais il est évident, d'après les chiffres ci-dessus, que le succès des machines à vapeur et l'insuccès des machines à air chaud sont dans les rapports :

$$1 : 770 \times x \text{ pour la dépense ;}$$
$$1 : 3.9 \text{ pour l'effet utile.}$$

En admettant, pour x, une valeur de 1/2, il ressort toujours de ceci que, le travail dépensé étant 1 pour la vapeur et 385 pour l'air, le travail produit est 1 pour la vapeur et, seulement, 3,9 pour l'air.

On peut dire, en outre, que l'insuccès des machines à air est dû non-seulement à la dépense d'introduction, mais encore à des difficultés pratiques de température insurmontables.

La machine à vapeur est donc aujourd'hui le seul moyen pratique d'utiliser la force motrice engendrée pendant la combinaison.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRAITÉ

DE LA CONSTRUCTION

DES

MACHINES A VAPEUR.

PREMIÈRE PARTIE.

ÉTUDE DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DE PRÉFÉRENCE DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR.

Envisagée sous le point de vue le plus général, la *construction* est l'art de composer un ensemble avec des *matériaux* déterminés.

Parmi les *matériaux* que la nature ou l'industrie mettent à notre disposition, il en est qui sont tout à fait impropres au genre de construction qu'il s'agit d'exécuter, comme il en est d'autres qui conviennent plus spécialement à certaines parties qu'à tous les autres.

Les machines étant toujours des appareils où il y a *mouvement*, *vibration* et *résistance* aux efforts de *traction*, de *pression*, de *torsion* et de *choc*, les matériaux qui conviennent plus particulièrement à leur construction sont ceux qui réunissent à la fois la *ténacité* pour la résistance et la *docilité* pour l'exécution; mais ils ne sont pas les seuls, à beaucoup près, parce que, en dehors du mouvement, des vibrations et de la résistance, il y a une foule de fonctions spéciales qui nécessitent des propriétés particulières.

Pour bien apprécier les ressources dont peut disposer le mécanicien constructeur, il suffit de passer successivement en revue les matériaux de toute nature dont dispose l'industrie et dont le nombre est assez limité comme on va le voir.

On distingue trois catégories de matériaux, savoir :

Les matériaux, tirés du règne *minéral*, qui sont : les *pierres*, les *poteries*, les *verres* et les *métaux*. Les matériaux, tirés du règne *végétal*, qui sont : les *bois*, le *caoutchouc*, la *gutta-percha*, les *matières filamenteuses* et les *huiles siccatives*. Les matériaux, tirés du règne *animal*, qui sont : les *cuirs*, les *suifs*, les *huiles fixes*, les *cornes* et les *crins*.

De tous les matériaux tirés du règne minéral, quelques métaux remplissent seuls les conditions exigées pour la construction d'une machine. Les pierres, les poteries et les verres ne sont pas assez tenaces et beaucoup trop fragiles; cela ne les empêche pas néanmoins d'y figurer fort avan-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tageusement comme auxiliaire. Ainsi les *pierres* constituent d'excellentes *fondations* pour les machines fixes ; les *briques* servent exclusivement à la construction des *fourneaux* à chauffage extérieur ; les *verres* servent à la confection des *tubes indicateurs* du niveau de l'eau dans les chaudières ; des *manomètres* à mercure et des *modèles* en petit de machines à vapeur.

Ce qui réduit à un petit nombre les métaux employés dans les machines, c'est le prix de revient. Tous étant dociles, quand ils affectent l'état *mou*, ceux qui même, à ténacité moindre, conviennent le mieux pour la construction des machines et surtout de celles destinées à séjourner dans un milieu oxydant, sont les métaux dits inoxydants tels que l'*or*, l'*argent*, le *platine*, l'*aluminium*, etc. ; le haut prix de ces métaux les en exclut complétement ; il faut, pour qu'ils soient exceptionnellement employés, que leur indispensable nécessité se fasse sentir, comme, par exemple, dans la concentration de l'acide sulfurique.

Forcé de renoncer à l'inoxydabilité, on a dû rechercher parmi les métaux oxydables celui qui, étant le plus tenace, coûte le moins cher, et on a trouvé le *fer* qui, soit pur, soit allié au carbone, constitue, on peut dire, l'élément constitutif des machines.

Après le fer vient le *cuivre*, qui, grâce à sa grande conductibilité du calorique et sa fusibilité, est employé avantageusement, tantôt pur, pour la construction des chaudières, tantôt allié d'*étain*, pour la construction des *coussinets* supportant les arbres en rotation. Viennent ensuite le *plomb* pour les *tuyaux*, le *nickel* et le *zinc* pour certains alliages.

Parmi les matériaux tirés de l'espèce *végétale*, les *bois* sont ceux qui remplacent le plus avantageusement les métaux, tant à cause de leur ténacité que de leur légèreté et leur docilité ; mais les bois ont un défaut qui les fait abandonner de plus en plus tous les jours : ils se *dessèchent*, *jouent*, se *fendillent* et se *déjettent*. Le *caoutchouc*, naguère presque inconnu, tant ses propriétés utiles étaient ignorées, pénètre de plus en plus dans la construction des machines ; il convient spécialement là où il faut de l'élasticité, comme dans les *joints* et les *chocs*. La *gutta-percha*, produit connu à peine depuis quinze ans, commence à faire son entrée dans le domaine de la construction des machines ; elle figure généralement, en concurrence avec le caoutchouc, dans certaines parties où l'élasticité n'est pas indispensable.

Les *matières filamenteuses* servent à faire les garnitures des *pistons* et des *stuffing-boxes*. Les *huiles siccatives* servent, en mélange avec la *céruse* ou le *minium*, à faire des *mastics* ou des peintures propres à préserver les métaux oxydables de l'action de l'humidité.

Parmi les matériaux, tirés de l'espèce *animale*, les *cuirs* ont conservé le monopole de la confection des *courroies ;* c'est en vain que, jusqu'à ce jour, le caoutchouc et la gutta-percha ont essayé de les détrôner, ils continuent aussi à fonctionner concurremment avec ces deux substances, mais moins avantageusement dans la confection des *clapets* et des *joints*.

Les suifs et les huiles fixes servent au graissage des *tourillons*, *tiges* et *glissoirs*, et, en général, de toutes les parties frottantes, où ils remplissent le rôle de galets convertissant les frottements de glissements en frottements de roulement.

Les *cornes* et les *crins* n'ont que des applications spéciales et peu importantes.

En résumé, on peut diviser les matériaux, propres à la construction des machines, en deux catégories distinctes, savoir :

Les matériaux fondamentaux représentés par le *fer*, le *cuivre* et les principaux *alliages* de ces métaux ;

Les matériaux accessoires représentés par les produits naturels du sol ou de l'industrie.

Laissant ces derniers dans le domaine des généralités, nous allons seulement procéder à une étude approfondie des propriétés *physiques*, *chimiques* et *mécaniques* des premiers, en ce qu'elles présentent de spécialement intéressant pour la construction des machines. A cet effet, considérant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que les propriétés *mécaniques* comportent des calculs ayant pour but la détermination des coefficients de résistance des matériaux, tandis que les propriétés physiques et chimiques sont un simple exposé des caractères distinctifs de ces mêmes matériaux, nous diviserons cette étude en deux parties : la première traitant des propriétés physiques et chimiques, et la seconde traitant de la résistance des matériaux propres à la construction des machines.

CHAPITRE PREMIER.

DES PROPRIÉTÉS PHYSIQUES ET CHIMIQUES DES MÉTAUX PROPRES A LA CONSTRUCTION DES MACHINES.

1° FER (1).

§ I. — Propriétés générales.

Le *fer* est un métal qui (s'il était possible de l'obtenir *pur* et de le liquéfier, sans de très-grandes difficultés), pris liquide et convenablement refroidi, accuserait les propriétés suivantes caractéristiques des métaux purs, notamment de l'*or*, de l'*argent* et du *cuivre*, savoir :

Coulé en lingotière froide, c'est-à-dire plongé, liquide, dans un milieu qui exalte son pouvoir émissif, puis cassé froid, il accuserait toujours une texture *fibreuse*.

Maintenu longtemps à une température légèrement inférieure à celle de sa solidification, c'est-à-dire plongé, liquide, dans un milieu anéantissant son pouvoir émissif, puis cassé froid, il accuserait toujours une texture *cristalline* à facettes cubiques.

Le fer est donc de la catégorie des corps qui, doués d'un pouvoir rayonnant, dans l'air très-faible, ont la faculté dénaturante du calorique encore plus faible, en d'autres termes, dénaturent le calorique sensible ou latent que comportent les changements d'état physique, encore plus lentement qu'ils ne rayonnent le calorique (2).

Quand le fer pur, pris froid, affecte l'état mou, la température de sa cristallisation est, comme celle de la cristallisation de l'or, de l'argent et du cuivre, affectant le même état physique, de beaucoup inférieure à 0 degré; il nous est impossible de dire quelle elle est, attendu qu'elle n'a jamais été recherchée.

Dès que le fer cesse d'être pur, il se comporte comme les autres métaux alliés de corps étrangers; les températures extrêmes de son état mou se rapprochent; celle de cristallisation s'élève et celle de fusion s'abaisse.

Ainsi, les fers alliés de phosphore, encore dociles et fibreux à 100°, pris froids, sont cassants et

(1) Les principes sur lesquels reposent les définitions que nous allons donner du métal et de ses alliages avec le carbone ont été développés par nous dans deux mémoires, dont l'un, le plus récent, est inséré dans le *Bulletin de la Société minérale de Saint-Étienne*. Tome I^er^, page 566.

(2) Dans tout changement d'état physique, il y a deux actes : *rayonnement* de calorique *sensible* et dénaturation de calorique *sensible* ou *latent*, suivant le cas.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à texture cristalline. Les fers alliés de cabone sont fusibles à une température d'autant plus basse que la proportion de carbone en dissolution est plus considérable.

Le fer, tel qu'on le comprend dans la métallurgie, est un alliage contenant, au moins, 99 pour 100 de fer pur et, au plus, 1 pour 100 de corps étrangers, tels que *carbone*, *phosphore*, *silicium*, *soufre*, etc.

Quand la proportion des corps étrangers, en dissolution, ne dépasse pas 0,2 pour 100, le fer affectant l'état mou, après solidification, reste mou jusqu'à des températures très-basses; il est alors docile, à texture fibreuse, nerf long et de couleur gris clair, avec éclat métallique. Il porte, dans les arts, le nom de *fer doux*.

La proportion des autres corps étrangers restant très-faible, si la proportion du carbone en dissolution atteint 0,25 pour 100 métal, le fer affectant l'état mou, après solidification, pris froid, est moins docile que précédemment, plus résistant à la traction, à texture grenue, crochue, brillante et foncée en couleur. Il porte, dans les arts, le nom de *fer fort*.

Dans les définitions que nous venons de donner, nous supposons un fer non étiré mécaniquement, l'étirage mécanique ayant pour effet de donner du nerf et l'aspect des fers mous aux fers forts.

Ajoutons cependant que, quand la dose de carbone en dissolution est suffisamment forte, le fer fort, quel que soit l'étirage, ne perd pas sa texture.

La proportion des autres corps étrangers étant toujours très-faible, si la proportion de carbone en dissolution atteint environ 0,5 pour 100 de métal, les propriétés caractéristiques du fer, que présentait jusqu'alors l'alliage, commencent à s'affaiblir pour faire place à de nouvelles propriétés caractéristiques de la présence du carbone. Si on chauffe au rouge clair le fer contenant environ 0,50 de carbone ou plus pour 100 métal, et le plonge subitement dans l'eau fraîche, en l'agitant de manière à exalter le plus possible son pouvoir émissif par le renouvellement des surfaces froides en contact, il devient dur, fragile, à texture grenue fine et d'autant plus blanche que la proportion de carbone est plus grande. L'alliage porte alors le nom d'*acier*.

Plus la proportion de carbone contenue dans l'alliage est grande, plus se manifestent avec force les propriétés que nous venons d'énoncer. A 2 pour 100 de carbone, l'acier trempé est d'une dureté qui n'a de comparable que celle du diamant et est d'une fragilité très-grande.

Si, au lieu de le plonger dans l'eau froide, on laisse refroidir au contact de l'air calme l'alliage chauffé au rouge clair : pris froid, il est docile et malléable comme le fer fort, à texture grenue fine, d'une couleur grise tirant sur le bleu.

Pour bien apprécier ces effets de la trempe, il suffit de remarquer que le carbone, corps doué d'un pouvoir rayonnant très-grand dans l'air, est doué d'une faculté dénaturante du calorique encore plus forte. Il en résulte que, quand on prend ce corps liquide et le refroidit, si on exalte suffisamment son pouvoir émissif, contrairement aux métaux, il passe intégralement de l'état liquide à l'état cristallin, en rendant simultanément sensibles les quantités de calorique latent que comportent les passages de l'état liquide à l'état mou et de l'état mou à l'état cristallin; si, au contraire, on anéantit son pouvoir émissif, en le maintenant longtemps dans un milieu peu absorbant du calorique, il passe à l'état mou, et ne rend sensible que la quantité de calorique latent que comporte le passage de l'état liquide à l'état mou.

Or, quand l'acier affecte la température rouge clair, le carbone en dissolution dans le fer est à l'état liquide. La trempe dans l'eau froide le fait alors cristalliser comme la trempe dans l'air calme le fait passer à l'état mou.

Aussi est-il nécessaire, pour que la trempe dans l'eau froide opère sa métamorphose, que la température de l'acier chaud soit bien le rouge clair; lorsqu'elle est intérieure, sa trempe dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'eau est sans effet, par cette raison que, alors, le carbone est mou et ne peut passer de cet état physique à l'état cristallin que sous l'influence de la température suffisamment basse et inconnue dont nous avons parlé plus haut.

Il ne faudrait pas croire que la trempe dans l'eau est une nécessité à satisfaire toutes les fois que l'on veut faire cristalliser le carbone en dissolution dans le fer. Il suffit, pour que le fait ait lieu comme nous l'avons dit, que l'exaltation du pouvoir émissif de l'acier chauffé au rouge clair soit assez grande.

Or il est trois moyens d'exalter le pouvoir émissif d'un corps chaud :

Le premier, en établissant une grande différence entre la température du corps plongé et du milieu dans lequel on le plonge ;

Le second, en plongeant le corps dans un milieu relativement froid doué d'une très-grande capacité calorifique ;

Le troisième, en rendant la surface enveloppe du corps *maxima*, son volume restant constant.

Aussi est-il possible de faire cristalliser le carbone en dissolution dans le fer par le simple contact de l'air ; il suffit, pour cela, de convertir l'alliage en une feuille de tôle de 1 millimètre d'épaisseur. Si l'alliage est convenablement saturé de carbone, son chauffage au rouge clair et sa trempe dans un courant d'air suffisent pour opérer la cristallisation.

L'acier trempé, étant très-fragile, ne pourrait être utilisé que dans un petit nombre de cas, s'il n'existait pas un moyen de diminuer sa fragilité en diminuant légèrement sa dureté. Ce moyen consiste à le recuire et à faire ainsi passer à l'état mou une partie du carbone cristallisé. Plus la température du recuit est élevée, plus la proportion du carbone qui passe à l'état mou est considérable, et plus, par conséquent, l'acier refroidi lentement participe des propriétés qu'il possède quand, après avoir été chauffé au rouge clair, il est trempé dans l'air calme.

Pour apprécier les degrés de ramollissement que subit le carbone par le recuit, on se sert des colorations que communique à la surface du métal décapé l'oxygène de l'air en s'y fixant sous l'influence de la température.

Le métal, décapé et soumis à l'action d'une température croissante, affecte successivement les colorations suivantes, savoir :

Blanc à.	10	degrés centigrades.
Jaune à.	225	—
Orangé à	243	—
Rouge à.	265	—
Violet à.	277	—
Indigo à.	288	—
Bleu à.	293	—
Vert à.	332	—

puis s'oxyde en atteignant la température rouge brun.

Pour une filière, on recuit au jaune ; pour un taraud, à l'orangé ; pour un burin, au violet, dit gorge de pigeon ; pour un ressort de montre, au bleu.

L'acier trempé et recuit possède la propriété d'être élastique, ce qu'il faut attribuer à l'alliance de l'état mou du fer avec l'état cristallin du carbone. L'acier, trempé seulement, est également élastique ; mais sa fragilité fait qu'on ne peut utiliser chez lui cette propriété qu'autant que la proportion de carbone en dissolution est très-faible ou que le fer ne contient absolument que du carbone.

La température rouge clair, étant suffisante pour liquéfier le carbone en dissolution dans le fer,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et la mobilité atomique n'existant que dans les corps qui affectent l'état fluide, on voit qu'il suffit de maintenir, pendant un temps convenable, le fer en contact avec du carbone à la température rouge clair, pour composer un alliage de ces deux corps, c'est-à-dire faire de l'acier. Or, quand on opère ainsi, on remarque que la proportion de carbone qui se dissout dans le métal est en raison directe de la température constante à laquelle a lieu la réaction qui, dans les arts, porte le nom de *cémentation*.

Ainsi, si la température constante ou moyenne, pendant toute la durée de la cémentation, est le *rouge clair*, le fer se sature de 0,5 pour 100 de carbone environ et n'en peut dissoudre plus, quel que soit le temps pendant lequel on la prolonge. Si, au contraire, la température moyenne atteint le *blanc soudant*, le fer se sature de 2 et plus pour 100 de carbone. Si on élève la température, l'alliage entre en fusion et, si son contact avec le carbone continue, il se sature, à l'état liquide, de nouvelles proportions de carbone, en raison directe avec la température; mais alors il cesse d'être acier ou alliage participant à la fois des propriétés du fer et du carbone, et devient *fonte*, c'est-à-dire alliage dans lequel les propriétés du carbone dominent.

La cémentation de l'acier liquide dans le carbone permet au fer de dissoudre encore 3 à 3,5 pour 100 de ce métalloïde. Or, comme le fer solide ne peut dissoudre qu'environ 2 pour 100 de carbone, si on prend de la fonte liquide et la laisse refroidir, il arrive que :

Si le refroidissement est suffisamment lent, c'est-à-dire si la trempe est douce, le fer cristallise à l'état d'acier doux, c'est-à-dire tenant en dissolution 2 pour 100 environ de carbone mou et dépose, à l'état de graphite, le supplément de carbone formant la différence entre la proportion qu'il dissolvait étant liquide et celle qu'il peut dissoudre étant solide. L'alliage porte alors le nom de *fonte grise* ou mélange homogène de graphite et de cristaux d'acier doux au maximum de saturation.

Si, au contraire, le refroidissement est suffisamment brusque, c'est-à-dire si la trempe est énergique, le carbone cristallise intégralement avant que le fer se soit solidifié. L'alliage porte alors le nom de *fonte blanche* ou dissolution de carbone cristallisé dans le fer liquide, c'est-à-dire avant que le métal se soit solidifié.

Si enfin la trempe n'est ni assez douce pour que tout l'alliage passe à l'état de fonte grise, ni assez énergique pour que tout l'alliage passe à l'état de fonte blanche, on obtient un mélange des deux fontes qui porte alors le nom de *fonte truitée*.

Comme on le voit, il y a identité parfaite entre l'acier trempé et la fonte blanche; dans les deux, c'est le carbone qui joue le principal rôle. Ces deux alliages ne diffèrent l'un de l'autre que par la proportion de carbone qu'ils renferment et par leurs fusibilités qui sont en raison inverse de la saturation en carbone.

La fonte grise ne contient le fer cristallisé qu'autant que le refroidissement est très-lent; si, lorsque la fonte a été coulée dans un moule chaud de manière à empêcher le carbone de cristalliser, on s'empresse, dès qu'elle est solide, de la refroidir vite par une trempe dans l'air froid, le fer, n'ayant pas le temps de cristalliser, passe seulement à l'état mou, et la texture de la fonte, qui, dans le premier cas, était, on peut dire, granitique, c'est-à-dire composée de cristaux plus ou moins gros d'acier reliés entre eux par un ciment de graphite, devient grenue et homogène comme celle de l'acier doux, mais très-reconnaissable néanmoins.

De même, quand on prend de la fonte grise, la chauffe au rouge clair et la trempe dans l'eau fraîche, le carbone de son acier cristallise et la texture change.

Un des moyens de bien constater la différence qui existe entre la cristallisation du métal et celle du carbone consiste à prendre une barre d'acier mince cémentée à très-haute température pendant quinze jours et refroidie bien lentement. Cette barre, d'une fragilité extrême, casse au

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moindre choc et accuse une texture cristalline très-prononcée; ce sont des facettes rectangulaires d'un blanc paille et mat. Telle est la cristallisation du métal.

Si alors on chauffe cette barre au rouge clair et la trempe dans l'eau fraîche, la texture change complétement et, au lieu de facettes rectangulaires, on obtient une cassure nette, grenue, fine et blanche d'acier trempé, caractéristique de la cristallisation du carbone.

Le *fer*, l'*acier* et la *fonte*, tels que nous venons de les définir, constituent trois produits industriels dont la fabrication est le but de la métallurgie du fer. Après avoir fait connaître l'origine de chacun d'eux, nous allons les étudier au point de vue des diverses applications dont ils sont susceptibles, suivant leur nature et leur degré de pureté.

Comme, dans l'industrie, la fonte ne se fabrique jamais avec le fer ou l'acier, mais avec le minerai; comme le fer ne se fabrique jamais avec l'acier, mais le minerai ou la fonte; comme, enfin, l'acier se fabrique toujours soit avec le minerai, soit avec la fonte, soit avec le fer, nous commencerons l'étude de ces trois produits par la fonte et la terminerons par l'acier.

§ II. — Des fontes du commerce.

La fonte du commerce est le résultat de la réaction prolongée, à haute température, du carbone sur le minerai de fer.

Quelle que soit l'origine du minerai de fer employé, il est toujours, au moment de la réaction, un deutoxyde ou un peroxyde de ce métal plus ou moins mélangé de matière étrangère, et la qualité du produit, quoique très-variable, ne donne lieu qu'à une subdivision dans son classement.

Le carbone, au contraire, influe d'une manière assez tranchée sur la qualité du produit pour qu'il existe deux classes principales de fontes, savoir :

1° Les fontes provenant de la réaction du carbone du bois sur les minerais de fer;

2° Les fontes provenant de la réaction du carbone de la houille sur les minerais de fer.

Les premières portent le nom de *fontes au charbon de bois;* les secondes portent le nom de *fontes au coke.*

Le charbon de bois ne contenant, comme matière étrangère, que de la potasse, corps sans action sur le fer, toutes les fontes qui proviennent de l'emploi de ce réactif puisent leur qualité dans le minerai. Si le minerai est pur, la fonte qui en résulte est un alliage pur de carbone et de fer; si, au contraire, le minerai contient des corps étrangers susceptibles de s'allier au fer pendant la réaction, la fonte qui en résulte présente les particularités inhérentes à ces corps.

Quand le réactif employé est du coke, c'est-à-dire du carbone mélangé de terres diverses et de pyrite, le minerai a beau être bon, la fonte résultant de la réaction est un alliage multiple dont les propriétés diffèrent essentiellement de l'alliage pur.

De quelque part que viennent les corps étrangers qui modifient les propriétés de la fonte, le nombre de ces derniers est, généralement, assez restreint et limité le plus souvent aux corps suivants, savoir :

Silicium,
Phosphore,
Soufre,
Cuivre,
Arsenic.

Toutes les fontes contiennent du silicium, par cette raison que, quand le minerai n'en contient que peu ou point, on en ajoute, à l'état de silice, pour faciliter la fusion des laitiers dans le haut fourneau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le *silicium*, en petite quantité dans la fonte, ne nuit pas à sa qualité, et, si cette dernière est destinée à la fabrication du fer, sa présence n'a d'importance qu'au point de vue du déchet résultant de son départ, pendant l'affinage, à l'état de silice.

Quand une fonte, comme celle de *Danemora* (Suède), ne contient comme matière étrangère qu'une petite proportion de silicium, prise *blanche*, elle est lamelleuse, compacte et très-dure ; *grise*, elle ne se casse pas, elle se déchire sous l'action du mouton. Aussi est-ce de cette qualité qu'il faut partir pour apprécier toutes les autres.

Quand la proportion de silicium augmente, la ténacité de la fonte diminue, comme cela résulte, en général, de la présence d'une troisième substance dans les alliages de fer et carbone. Néanmoins on peut dire que, si, pour la fabrication du fer, on n'avait jamais à redouter dans la fonte que la présence du silicium, on ne saurait pas ce que c'est que du mauvais fer.

Le *phosphore*, en petite quantité dans la fonte, la rend plus fusible et ralentit sa solidification brusque ; cela explique pourquoi les fontes de Champagne, qui sont toutes un peu phosphoreuses, s'emploient avec tant de succès à la fabrication des poêles et casseroles minces pour les usages domestiques. Mais si, d'une part, le phosphore communique à la fonte la propriété précieuse de retenir plus longtemps son calorique latent de solidification, d'autre part il la rend plus cassante et impropre à la confection d'objets qui exigent une grande ténacité.

Le *soufre*, en petite quantité dans la fonte, la rend également plus fusible, mais, contrairement au phosphore, accélère la solidification par refroidissement lent. Aussi les fontes qui contiennent du soufre trempent-elles même dans les moules en sable, ce qui semble indiquer, d'une manière incontestable, que la présence des composants étrangers, dans la fonte, influe exclusivement sur le carbone. En effet, une fonte contenant du phosphore étant liquéfiée et refroidie brusquement, son carbone, qui, sans ce corps, s'empresserait d'émettre à l'état sensible tout son calorique latent de cristallisation, se contente de passer à l'état mou, si toutefois la trempe n'est pas trop énergique ; d'un autre côté, une fonte contenant du soufre étant liquéfiée et refroidie lentement, son carbone, qui, d'ordinaire, se trouve dans l'impossibilité de cristalliser, parce qu'il ne peut émettre instantanément à l'état sensible une proportion suffisante de calorique latent, cristallise néanmoins et donne de la fonte blanche.

Sans chercher ici à approfondir ce mystère, qui nous mènerait à des considérations trop abstraites pour le sujet que nous nous proposons de traiter ici, nous dirons seulement que l'action du phosphore sur le carbone, au moment de la solidification, se manifeste par un affaiblissement du pouvoir rayonnant, tandis que l'action du soufre sur le carbone, au moment de la solidification, se manifeste par une exaltation du pouvoir rayonnant.

Le *cuivre*, en petite quantité dans la fonte, ne lui est nuisible qu'autant qu'elle est destinée à la fabrication du fer. Quand la fonte ne doit être employée que pour moulages, 1 pour 100 de cuivre lui communique une dureté plus grande, qui la rend propre à résister à l'action des acides et à l'usure des frottements. Mais nous ne conseillons pas cet emploi ; la valeur des vieilles fontes qui en résultent étant absolument nulle, dès qu'elles ne sont plus assez carburées pour subir de nouvelles fusions, les forges à fer n'en veulent à aucun prix.

La Savoie est riche en minerais généralement purs, mais souillés çà et là de pyrite cuivreuse. Les fontes, aciers et fers qui résultent de l'emploi des plus purs entre ces minerais sont d'excellente qualité ; néanmoins, si la présence de 0,004 de soufre et 0,004 de cuivre est sans action sur la qualité de la fonte, elle se manifeste d'une manière évidente sur les aciers et fers laminés plats et passés au polisseur, par des gerces, qu'on ne peut mieux comparer qu'au tressaillement de la couverte des faïences, qui ont lieu sur les côtés arrondis des barres spathées.

L'*arsenic*, en petite quantité dans la fonte, y joue à peu près le même rôle que le cuivre ; sans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lui nuire considérablement, il la rend impropre à être employée pour la fabrication du fer ou de l'acier. La présence de l'arsenic dans la fonte se manifeste toujours, quand on la chauffe au rouge, par le dégagement de l'odeur alliacée caractéristique de ce corps.

Considérées comme matières premières pour la fonderie de moulage, les fontes doivent satisfaire à plusieurs conditions qui dépendent de l'usage auquel sont destinés les objets qu'elles servent à confectionner.

En général, les fontes de moulage doivent être assez faibles et ne pas figer trop promptement quand on les verse dans les moules. A cet effet, il convient de les choisir riches en carbone et très-peu chargées de soufre.

Quand les pièces en fonte moulée sont destinées à subir des chocs comme les plaques tournantes de chemins de fer, les coussinets de rails, les engrenages, les manchons et arbres de laminoirs, etc., la ténacité est de rigueur. Or, comme nous l'avons déjà dit, la ténacité ne se rencontre, dans les fontes grises, que quand les composants de l'alliage sont presque exclusivement le fer et le carbone, ce qui n'a lieu que pour les fontes au charbon de bois provenant de minerais très-purs. Cependant il existe plusieurs usines de hauts fourneaux au coke qui, tant par la pureté du coke qu'elles emploient que par l'énergie et l'abondance du vent employé au soufflage, donnent des fontes grises tenaces et presque pures.

Ainsi les fontes anglaises de *Beaufort*, *Blenarvon*, *Lhomoor* constituent, dans le nord de la France, la majeure partie des fontes de moulage employées à la confection des pièces qui exigent une grande résistance; nous disons la majeure partie, parce que ces fontes sont, à dessein, très-riches en carbone pour pouvoir subir plusieurs fusions au cubilot, et possèdent plus de ténacité, fondues en mélange avec des bocages de même nature, que fondues pures.

Disons, en passant, que c'est commettre une erreur que d'essayer ces fontes pures pour juger de leur ténacité; dans ce cas, celles qui sont très-carburées et, par cette raison, permettent l'addition de bocages en plus grande quantité que les autres, ont le désavantage. La ténacité de la fonte grise, théoriquement pure, est d'autant plus grande que cette dernière se rapproche plus de l'acier par son dosage en carbone.

La fonte de *Maubeuge*, en France, convient parfaitement, seule, pour la confection des coussinets de chemins de fer et les plaques tournantes.

La fonte de *Couillet*, en Belgique, convient également, seule, pour les mêmes usages.

Certainement, toutes ces fontes au coke, les anglaises comprises, ne valent pas les fontes au bois de *Franche-Comté*, d'*Allevard* et de *Corse*, mais elles suffisent et permettent ainsi d'appliquer une partie des autres à la fabrication des fers supérieurs et de l'acier.

Quand les pièces en fonte moulée sont destinées à subir l'action prolongée du feu à une température peu inférieure à celle de leur liquéfaction, comme les cornues à gaz et les boîtes à recuire les tôles en vase clos, la richesse en carbone est la qualité qui doit être, avant toute autre, recherchée.

En effet, par la richesse en carbone elles blanchissent difficilement, ce qui est essentiel, parce que la trempe partielle est une cause de rupture dans les refroidissements; en outre, elles résistent plus longtemps au feu que toutes les autres, quelle que soit leur composition. Il en est des fontes comme des aciers et des fers. Tant que le fer tient en dissolution du carbone, le feu est sans action sur lui, non pas que l'oxygène ne l'attaque pas superficiellement comme quand il est pur, mais parce que, au fur et à mesure que l'oxygène se dissout dans le métal, il rencontre le carbone avec lequel il se combine et se dégage à l'état d'oxyde de carbone. Nous reviendrons, en parlant des fers brûlés, sur cette réaction intéressante.

Si les fontes destinées à subir l'action prolongée du feu doivent être riches en carbone, elles

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

doivent aussi être dépourvues de soufre, car, à un moment donné, la force cristallisante du soufre peut l'emporter sur la tendance qu'a le carbone, en excès, d'affecter l'état mou. Mais ces fontes peuvent, sans inconvénient, contenir du phosphore et du silicium, seulement en quantité assez petite pour que la présence de trois composants, au moins, dans l'alliage, ne se manifeste pas par des retraits trop considérables qui occasionnent des cavités intérieures nuisibles.

On voit, par ce que nous venons de dire, pourquoi certaines fontes grises de Champagne, coulées en fourneaux de cuisine très-minces, se comportent parfaitement pendant le service de ces fourneaux, malgré la température rouge à laquelle elles sont presque constamment soumises; on voit également pourquoi certaines autres fontes de la même localité, provenant de hauts fourneaux dans lesquels la réduction des minerais s'effectue au moyen de mélanges de charbon de bois et de *coke*, converties en calorifères et fourneaux de cuisine, cassent au bout de quelques mois, souvent quelques jours de service, et jettent le discrédit sur ces produits intéressants à plus d'un titre.

Quand les fontes sont destinées à subir le travail de l'ajustage, elles ne sauraient être trop dociles, c'est-à-dire trop pures; mais il importe qu'elles ne soient pas trop carburées, parce qu'elles seraient trop friables; aussi les mélanges de fontes très-carburées et aussi pures que possible avec bocages de même nature conviennent particulièrement dans ce cas.

Quand les fontes sont destinées à la confection des pièces de frottement, comme tourillons, ou de cylindres de laminoirs, il faudrait qu'elles possédassent à la fois la ténacité de la fonte grise et la dureté de la fonte blanche. On communique bien ces deux propriétés aux cylindres de laminoirs, en les coulant en coquille froide, mais ce n'est que dans quelques cas particuliers; quant aux tourillons, il faudrait qu'ils fussent bien gros pour qu'un pareil moyen pût leur être appliqué. Pour satisfaire à la condition de ténacité, on a recours à l'emploi des mêmes fontes que pour les pièces exposées au choc; quant au poli de la surface, qui ne peut s'obtenir que par un grain fin et homogène, on l'obtient en ne laissant pas refroidir lentement les pièces dès que la fonte est coulée. A cet effet, on emploie avec succès, pour les cylindres de *petit mill*, le coulage en coquille chaude. La trempe en coquille chaude d'une fonte suffisamment carburée n'est pas assez énergique pour favoriser la cristallisation du carbone et n'est pas assez douce pour favoriser la cristallisation du fer; il en résulte que la fonte grise qui en résulte est un mélange superficiel et presque atomique d'acier mou et de graphite.

Quand la fonte est destinée à la confection de supports verticaux sans ajustage, tels que colonnes, ou de supports horizontaux sans ajustage, tels que poutres et planchers, les qualités que nous avons relatées ci-dessus ne sont pas de rigueur, et bien des fontes au coke non retraitantes conviennent pour ces pièces; il suffit alors d'éprouver préalablement ces fontes, tant sous le rapport de leur résistance à l'écrasement que sous celui de leur résistance à la flexion. Mais, en général, on peut voir qu'il sera toujours bien difficile d'utiliser, au moulage, des fontes contenant des proportions notables de soufre, tant à cause de la tendance qu'elles ont à blanchir mal à propos que par les cavités que cette tendance occasionne toujours à leur intérieur.

§ III. — Des fers du commerce.

Les fers du commerce sont des alliages contenant, sur 1000 parties, de 990 à 999 de fer pur. Quel que soit le mode de fabrication que l'on emploie pour obtenir ces fers, qu'on les extraye des minerais directement, comme par la méthode catalane, ou qu'on les retire de la fonte, on ne les obtient jamais à l'état liquide, mais seulement à l'état de grenaille pâteuse baignant dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un bain de laitier liquide. Il en résulte qu'ils possèdent toujours deux genres d'impuretés, savoir :

L'impureté *chimique*, produite par les composants de l'alliage autres que le fer;

L'impureté *mécanique*, produite par la paille d'oxyde intercalée.

Quand les fers sont à nerf, c'est-à-dire très-peu chargés de carbone en dissolution, la paille d'oxyde est extrêmement nuisible à leur ténacité en ce sens que, quelle que soit la température à laquelle on les chauffe, ils ne soudent pas. Quand, au contraire, ils sont à grain, c'est-à-dire suffisamment chargés de carbone en dissolution, si on les chauffe à une haute température, le carbone réagit sur l'oxyde intercalé et le décompose en fer métallique et oxyde de carbone qui se manifeste par des soufflures; mais les surfaces en contact sont décapées, et il suffit d'une passe au laminoir ou de quelques coups de marteau-pilon pour opérer le soudage.

En faisant suivre cette opération préparatoire d'une chaude suante avant d'achever l'étirage, on donne le temps au carbone restant de se répartir uniformément dans la masse, et on fait du fer homogène.

Les fers à grain présentent donc, sur les fers à nerf, une supériorité en ce sens que, s'ils sont chargés d'une dose suffisante de carbone en dissolution, ils sont susceptibles d'acquérir une homogénéité comparable à celle de l'acier fondu. Nous verrons plus loin que ce n'est pas là leur seul avantage.

Mais, si les fers à grain doivent être préférés aux fers à nerf pour tous les usages où la ténacité et l'homogénéité de la composition sont nécessaires, c'est à la condition qu'ils ne contiennent, comme matière étrangère, que du carbone et des traces de silicium. Tout fer à grain qui contient du phosphore n'est plus un fer à grain, c'est un fer à facettes, cassant à froid; tout ce que nous venons de dire ne peut donc s'appliquer qu'aux fers fabriqués avec des fontes ou des minerais de qualité supérieure.

Les fers du commerce se divisent en cinq catégories principales, que nous dénommerons ainsi, savoir :

1re catégorie. Fers forgés.
2e — Fers puddlés supérieurs.
3e — Fers puddlés métis.
4e — Fers puddlés ordinaires.
5e — Fers puddlés inférieurs.

La première catégorie comprend tous les fers doux ou forts, c'est-à-dire à nerf ou grain, peu carburés ou très-carburés, provenant de fontes au bois supérieures, telles que *Corse, Périgord, Allevard, Franche-Comté*, etc., affinées au charbon de bois.

La deuxième catégorie comprend les fers doux ou forts provenant des mêmes fontes puddlées.

La troisième catégorie comprend les fers doux ou forts provenant de fontes au bois légèrement phosphoreuses, telles que *Champagne, Bretagne*, puddlées.

La quatrième catégorie comprend les fers nerveux provenant de fontes au coke puddlées.

La cinquième catégorie comprend les fers puddlés à facettes provenant de fontes au coke puddlées.

Quelle que soit leur origine, les fers sont réputés *qualité forgé* toutes les fois que, convertis en tôle fine de 1/4 de millimètre d'épaisseur et recuite en vase clos, ils subissent, à froid, l'épreuve suivante :

1° Pliage complet dans le sens du laminage et aplatissement de la charnière;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Redressement complet et rétablissement de la feuille dans son état primitif.

Il faut qu'il n'y ait rupture en aucun point de la charnière; on classe ensuite les feuilles d'après la quantité de jour qui perce à travers ladite charnière.

Tout fer forgé qui subit, à froid, cette épreuve est capable de subir toutes les autres.

Convertis en tôle de 12 millimètres d'épaisseur, ils doivent subir, à chaud, c'est-à-dire à toutes les températures comprises entre le rouge-cerise et le blanc soudant, le pliage complet, charnière aplatie, et l'emboutissage; convertis en carrés de 25 à 30 millimètres; le perçage au poinçon, les crochets et le coude à angle vif aigu; le tout sans laisser paraître la moindre crique ou gerce.

Les fers sont réputés qualité *puddlé supérieur* lorsque, froids, ils subissent, sans casser, les épreuves des chevilles pour chemins de fer ou des chaînes pour la marine; chauds, ils subissent les mêmes épreuves que les fers forgés, moins l'emboutissage.

Les fers sont réputés qualité *puddlé métis* lorsque, chauds, ils subissent les mêmes épreuves que les fers puddlés supérieurs.

Quant à la qualité à froid, on ne peut en répondre, elle est tantôt nerf, tantôt facette.

Les fers sont réputés qualité *puddlé ordinaire* lorsque, mauvais à chaud, ils sont nerveux à froid.

Les fers sont réputés qualité *puddlé inférieur* lorsqu'ils sont cassants à froid et mauvais à chaud.

Les corps qui influent le plus généralement sur la qualité des fers sont :

Le carbone,
Le silicium,
Le phosphore,
Le soufre,
Le cuivre,
L'étain,
L'oxygène.

Le zinc s'allie facilement au fer, mais s'évapore complétement sous l'influence d'une température rouge clair; le plomb s'allie aussi, mais difficilement, et s'évapore aussi sous l'influence d'une température blanc soudant.

Le *carbone* a, comme nous l'avons déjà dit, pour effet de raccourcir le nerf du fer, de le rendre grenu et crochu, s'il est peu abondant, et si l'étirage qu'a subi la barre est faible; de le rendre fin et soyeux, s'il est abondant et si l'étirage qu'a subi la barre est fort. En outre, il rend le fer dur et plus tenace que quand il est pur.

Le *silicium* a principalement pour effet de raccourcir le nerf du fer et de foncer un peu la couleur à froid; à chaud, il le rend tendre et soudable à basse température. Il serait impossible de lui assigner un autre rôle sans être en désaccord avec les faits. Karsten pense que le silicium rend les fers cassants à froid; Berzélius lui répond qu'il a eu un alliage de fer et de silicium, contenant 19 pour 100 de ce dernier corps, qui était très-mou; il est vrai qu'il ne dit pas s'il y avait aussi du carbone. Pour notre part, nous avons fait analyser un acier fondu très-peu carburé et, après étirage, nerveux comme du fer, qui contenait 0,0044 de silicium.

Jamais les fers du commerce n'en retiennent autant; il nous paraît donc impossible d'admettre que le silicium nuise autrement que nous l'avons dit.

Le *phosphore* rend les fers cassants à froid, mais encore faut-il que sa dose soit assez forte. Bien que toutes les fontes de Champagne contiennent du phosphore, il n'y a que les grises, c'est-à-dire celles qui en contiennent assez pour empêcher la trempe, qui donnent des fers cassants à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

froid; toutes les blanches donnent des fers nerveux. Il ne convient pas, par exemple, de faire du fer à grain avec la fonte de Champagne ; dès qu'on y laisse un peu trop de carbone, elle devient cassante et à facettes rectangulaires longues. Aussi ces fontes-là donnent elles du meilleur fer, pour les usages à froid, quand on les puddle, que quand on les affine au charbon de bois. L'affinage au charbon de bois décarburant moins que le puddlage, les fers qui en résultent sont toujours mauvais à froid. Le phosphore uni au carbone paraît donc la cause prédominante des facettes.

Si le phosphore nuit à la qualité à froid des fers, en revanche il l'améliore à chaud d'une façon extraordinaire; aussi les fers de fonte de Champagne sont exclusivement employés pour la fabrication du fer à maréchal. Comme le silicium, le phosphore rend le fer tendre à chaud et soudable à basse température.

Le *soufre* rend les fers rouverains, c'est-à-dire brisants à chaud dès qu'on veut les travailler. A froid, il raccourcit le nerf, comme tous les autres corps en dissolution dans le fer, le rend foncé en couleur et dépourvu d'éclat métallique.

Le *cuivre*, jeté dans un bain de fonte en puddlage, rend le fer insoudable. Placé au centre d'une caisse à cémenter remplie de fer et charbon, il se dissout dans le fer comme le carbone et communique à la cassure de l'acier sa propre couleur, sans ôter au métal la faculté de se laisser forger, mais en lui ôtant celle de souder, quelque basse que soit la température maxima à laquelle on puisse chauffer, sans désagréger.

Le cuivre se rencontre rarement dans le fer sans le soufre, ces deux corps y étant apportés à l'état de pyrite cuivreuse renfermée dans le minerai. Comme nous l'avons déjà dit, à propos des fontes, la proportion de 0,004 soufre et 0,004 cuivre influe peu sur la qualité du produit, quand les composants étrangers sont seulement le carbone et le silicium. Il faut l'action aplatissante du polisseur pour faire reconnaître la présence du sulfure de cuivre par les gerces des bords arrondis.

On attribue généralement la mauvaise qualité des fers puddlés inférieurs au soufre et au silicium. Plus nous examinons la question, plus nous sommes convaincu que les fers puddlés inférieurs doivent au phosphore leur mauvaise qualité à froid, au soufre leur mauvaise qualité à chaud.

L'*étain* a une action très-caractéristique sur le fer. Quand on puddle en vrac de la ferraille étamée superficiellement, elle soude difficilement, conséquemment fait beaucoup de déchet et, après cinglage et étirage de la boule, donne un fer cassant à froid comme du verre, par simple chute, se forgeant mal à chaud et très-difficilement soudable. La cassure froide est à peu près celle de l'acier trempé et non recuit, c'est-à-dire un grain fin et blanc, mais mat. Ce fer est impropre à toute espèce d'usage.

L'*oxygène* constitue, après le carbone, l'agent qui joue le plus important rôle dans la fabrication du fer; aussi nous étendrons-nous tout particulièrement sur les effets résultant de son contact avec le métal.

Quand l'oxygène rencontre le fer à haute température, il convertit sa surface en deutoxyde; mais là ne se borne pas son action. Comme le carbone, comme le cuivre, comme le zinc, il pénètre cette éponge et s'y dissout; s'il y rencontre du carbone, comme dans la fonte grise et l'acier, il se combine avec ce corps et se dégage à l'état d'oxyde de carbone, jusqu'à ce qu'il n'y en ait plus.

Quand alors il n'y a plus que du fer pur, l'oxygène s'y dissout et donne un métal qui, étiré en barre, se comporte exactement de la même manière que le fer allié d'étain, ayant même texture, seulement un peu plus brillante, et même fragilité. Ce fer est celui que, dans les arts, on

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

désigne sous le nom impropre de fer brûlé. Dans son *Manuel de la métallurgie du fer*, Karsten dit qu'il n'a jamais rencontré de carbone dans les fers brûlés ; on comprend maintentenant pourquoi.

Pour bien se rendre compte des propriétés de ces fers et de la manière dont l'oxygène se dissout dans le métal sous l'influence de la température, il faut composer un paquet de 100 à 150 millimètres de côté, carré, avec des déchets de perles ; ces déchets de perles sont des tôles fines de 1/2 à 3/4 de millimètre d'épaisseur, de qualité supérieure et percées d'une infinité de petits trous. Ce paquet, grâce au nombre infini de porosités qu'il renferme, est dans d'excellentes conditions pour favoriser l'action de l'oxygène sur le fer. Mis dans un four à souder, chauffé convenablement et passé au laminoir en rond de 20 à 25 millimètres, ce paquet donne un fer à grain fin, demi-mat, cassant avec la plus grande facilité, s'il a été intégralement converti en fer brûlé. Ce même fer, cémenté pendant 12 heures dans du charbon de bois, ou recuit pendant 24 heures en vase clos, change complétement de texture et devient fibreux, accusant le nerf long, gris clair et éclatant des fers supérieurs dont il provient ; de plus il est aussi bon à chaud que s'il n'avait pas subi cette métamorphose.

Ce qui se passe d'une manière complète sur du fer préparé *ad hoc* a lieu partiellement sur tous les fers qui, dépourvus de carbone en dissolution, séjournent trop longtemps dans les fours, en contact avec l'oxygène à une haute température ; il a également lieu pour les barreaux de grilles et, en général, pour tous les fers et outils qui sont maintenus longtemps en contact avec l'oxygène à la chaleur rouge. Mais le recuit en vase clos fait disparaître cet accident comme par enchantement ; il n'est donc à craindre qu'au point de vue de la dépense supplémentaire de fabrication qu'il occasionne.

Deux moyens existent pour éviter d'être obligé d'avoir recours au recuit en vase clos des fers fabriqués pour leur rendre la ténacité dont leur composition chimique est susceptible. Le premier, que nous avons déjà indiqué, est de ne fabriquer que du fer fort, c'est-à-dire du fer aussi carburé que possible. Le second est, quand le nerf est de rigueur, de n'employer que du charbon à longue flamme et un fort tirage pour le chauffage des paquets à souder. Dans ce dernier cas, en effet, la dissolution de l'oxygène dans le métal ne pouvant être neutralisée par le carbone, ce qui convient le mieux est de chauffer vite ; aussi convient-il de ne pas faire les paquets trop gros.

Les chauffeurs s'aperçoivent bien vite quand le chauffage n'est pas convenable. Si la combustion est active et la flamme suffisamment longue, le chauffage est *gras ;* le fer se recouvre d'un vernis luisant de deutoxyde liquide engendré par l'action directe de l'oxygène à haute température. Si, au contraire, la combustion est lente et la flamme courte, le chauffage est *sec ;* la température est insuffisante pour que le contact de l'oxygène avec le fer produise une réaction vive, et alors il se forme à peine de deutoxyde, mais en revanche l'oxygène se dissout dans le métal.

Aussi remarque-t-on généralement que les bons charbons donnent plus de déchet aux fours à souder que les mauvais ; en revanche, ils chauffent plus vite, font plus de besogne dans le même temps, ne détériorent pas le fer et produisent, à flamme perdue, une quantité de vapeur qui compense largement l'augmentation du déchet.

De toutes les questions importantes dont on doit se préoccuper dans la fabrication du fer, celle du carbone est, sans contredit, la question capitale, non pas la question du carbone, au point de vue économique, elle n'est que secondaire, mais la question du charbon au point de vue de son influence sur la qualité des fers, surtout des fers nerveux, c'est-à-dire de l'immense majorité des fers fabriqués.

Voilà pourquoi, dans certains pays, vous voyez employer exclusivement le four dormant au recuit de la tôle à rallonger. (Le four dormant est un four dont la sole tout entière est une grille

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

recouverte d'une épaisseur de 20 centimètres de combustible sur lequel se pose la tôle à recuire.) Dans un autre pays, vous voyez employer exclusivement le four à réverbère et, lorsque vous voulez employer l'appareil de l'un des deux pays dans l'autre, vous obtenez des résultats désastreux. Cela provient uniquement de ce que les charbons sont de natures différentes; aux charbons maigres donnant peu de flamme il faut, comme pour le coke, le four dormant, c'est-à-dire le chauffage par contact dans une atmosphère d'oxyde de carbone ; aux charbons à longue flamme il faut le chauffage par réverbération, sans quoi la fumée, refroidie trop vite, ne brûle pas et se dépose à l'état de suie sur les pièces à chauffer. Si donc vous essayez de brûler du charbon maigre à courte flamme dans le four à réverbère, vous chauffez sec et faites de la tôle brûlée pour laquelle le recuit en vase clos est indispensable. Si, au contraire, vous chargez le four dormant avec du charbon gras, il vous faut attendre qu'il soit converti en coke pour y introduire la tôle à chauffer.

Le recuit du fer à nerf en vase clos est donc, comme on le voit, une nécessité pour plusieurs articles de la fabrication du fer qui exigent une grande ténacité, tels que le fer-blanc brillant, par exemple. Les fers à grains n'ont pas besoin de cette opération, en tant que vase clos, mais sont néanmoins aussi susceptibles que les fers à nerf de nécessiter le recuit; seulement alors le recuit s'effectue dans des fours à air libre.

L'opération du recuit n'a pas seulement pour but de faire évaporer l'oxygène en dissolution dans le fer, sans quoi il s'opérerait toujours en vase clos ; elle a aussi pour but de rendre au fer la ténacité qui lui a été enlevée par l'écrouissement, soit pendant son passage au laminoir, soit sous le marteau.

L'*écrouissement* des métaux est un fait mécanique ayant des résultats physiques sur la qualité des fers assez importants pour que nous croyions devoir lui consacrer quelques lignes.

Pour apprécier les effets de l'écrouissement sur la ténacité du fer, il faut bien se convaincre de ceci, à savoir que :

Le calorique *sensible* est un fluide moléculaire, élastique, impondérable pour nous, mais pondérable par rapport au globe lumineux dont il constitue l'atmosphère. Ce fluide, en présence de la matière, se comporte, physiquement, exactement de la même manière que nos gaz ; il en diffère seulement en cela que les porosités atomiques des corps solides et liquides lui sont accessibles à toutes les températures, tandis qu'elles ne sont accessibles à nos gaz qu'à certaines températures où ils s'y dissolvent.

Ainsi, tout corps solide, liquide ou gazeux, pur ou allié, est toujours une dissolution de calorique sensible dont la densité (intensité pour nous) est proportionnelle à la température. Si donc vous prenez un corps quelconque et le dilatez, vous diminuez la densité du calorique en dissolution et produisez un abaissement de la température ; si, au contraire, vous le comprimez, vous augmentez la densité du calorique en dissolution et élevez la température.

Voilà pourquoi l'air violemment comprimé, c'est-à-dire comprimé assez vite pour que son calorique n'ait pas le temps de s'écouler dans l'enveloppe, acquiert instantanément la température rouge-cerise.

La haute température qu'acquiert l'eau dans laquelle on verse une quantité convenable d'acide sulfurique concentré n'est autre chose que le résultat de l'augmentation de densité qu'acquiert le calorique comprimé par les atomes d'acide sulfurique qui prennent une partie de l'espace que ce fluide occupait auparavant dans l'eau, et réciproquement. Ce qui le prouve, c'est que le volume total est moindre que la somme des volumes composants.

L'écrouissement est donc une opération qui a pour effet

1° De rapprocher momentanément les atomes des corps ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Comprimer le calorique en dissolution et, partant, élever la température du corps écroui ;

3° Maintenir une partie du rapprochement opéré entre les atomes par la perte d'une partie du calorique rayonné sur le milieu ambiant.

Ainsi, quand on prend une barre de fer ou d'acier, de petit échantillon, froide, et la soumet à l'action d'un martinet d'étireur donnant 360 coups par minute, cette barre ne tarde pas à atteindre la température rouge-cerise et, si on continue le battage, à rayonner, sur le milieu ambiant, tout le calorique sensible rendu disponible par la différence des températures. Une fois la barre froide, le rapprochement des atomes persiste, par cette raison que l'écartement qu'ils affectaient auparavant n'était dû qu'à la présence du calorique intercalé; il faut donc, pour ramener la barre à la densité primitive, la chauffer et la laisser refroidir lentement.

Si ce que nous avons à dire sur l'écrouissement devait se borner à expliquer la nécessité du recuit, nous ne serions pas entré dans des détails si en opposition avec les idées reçues. Mais les résultats de l'écrouissement ne se bornent pas seulement à nécessiter le recuit des tôles et fers chez lesquels la ténacité est de rigueur ; il agit aussi sur les fers en service, et c'est là le point sur lequel nous voulons appeler l'attention du lecteur.

Quand du fer, quelque nerveux qu'il soit à l'origine, a travaillé longtemps comme tige de sonde battant à une grande profondeur, ce fer cristallise et, le plus souvent, devient magnétique. Ce fait fâcheux, en ce sens qu'il rend le métal cassant, est un des résultats, prévus plus haut, de l'écrouissement. En effet, que faut-il, en général, pour qu'un corps change d'état physique ? Il faut qu'il ait atteint un écartement atomique au delà ou en deçà duquel, suivant le sens dans lequel le changement d'état physique a lieu, un plus grand écartement ou un plus grand rapprochement des atomes ne peut avoir lieu sans qu'il y ait combinaison du calorique avec lui, ou décomposition de la combinaison existant entre lui et le calorique.

Ainsi, quand on écrouit un métal, non-seulement on opère le rapprochement de ses atomes, mais encore, si ce rapprochement est suffisant, on parvient à le faire cristalliser. La mesure de l'écrouissement qu'il est nécessaire de faire subir au fer, pour le faire cristalliser, peut être donnée, à la rigueur, par la profondeur du puits dans lequel la sonde travaille ; car ce n'est qu'à une certaine profondeur, sous la charge d'un certain poids et avec une certaine course de battage que l'écrouissement produit la cristallisation.

On peut conclure de ce que nous venons de dire que, du moment où il faut faire usage de tiges en fer pour les sondages à de grandes profondeurs, il est nécessaire 1° de chauffer les barres composant l'appareil chaque fois qu'on retire la sonde du puits; 2° de donner les coups d'autant plus petits que la profondeur du puits augmente.

L'écrouissage est donc une cause de cristallisation du fer d'autant plus énergique que ce dernier est moins pur ; il convient alors, en général, de recuire tous les fers écrouis, avant de s'en servir, quand ils sont destinés à faire un travail qui exige de la ténacité, comme le travail des sondes, des essieux, des bandages de roues, etc. De plus, il faut se garder de tremper ces pièces dans l'eau, quand elles affectent la température rouge, parce que, dans ce cas, on fait cristalliser le carbone qu'elles peuvent contenir, et qui, en les durcissant, les rend fragiles.

La cristallisation, à la température ordinaire, des fers mous, sous l'influence des vibrations prolongées, est, comme la cristallisation sous l'influence de l'écrouissage, le résultat de rapprochement des atomes.

En effet, qu'est-ce qui empêche les métaux mous de cristalliser à la température ordinaire? Le calorique sensible en dissolution, dont la force répulsive est plus grande que celle attractive des atomes entre eux. Or quel est l'effet des vibrations sur les atomes du corps? Le même que sur les corps réduits en poussière fine et plus ou moins mélangés d'air intercalé. Dans les deux cas,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les vibrations rapprochent les parties lourdes et font dégager les parties légères, de sorte que, de même qu'une poussière, bien secouée dans le fond d'un vase, augmente de densité, de même aussi les vibrations ont pour effet de rapprocher insensiblement les atomes des corps mous, et d'en chasser le calorique sensible en dissolution, surtout à basse température.

Dans ce cas, le rapprochement doit s'effectuer sans élévation apparente de la température, parce que, là, le calorique est chassé insensiblement et non comprimé.

§ IV. — Des aciers du commerce.

Les aciers du commerce sont des alliages contenant, sur 1,000 parties, de 980 à 995 de fer pur; ils diffèrent des fers du commerce en ce que le complément se compose presque exclusivement de carbone.

Une des propriétés particulières et précieuses de l'acier est de ne pouvoir se fabriquer qu'avec des matières donnant le fer presque pur. Tout acier qui contient autre chose que du carbone et du fer est un acier inférieur, dépourvu de corps, à froid, et retraitant intérieurement soit après la coulée, quand il a été fondu, soit après la cristallisation du carbone de la surface, quand il a été trempé ou écroui.

La nécessité dans laquelle on est de se procurer des fers exclusivement purs pour fabriquer des aciers tenaces après la trempe fait qu'il n'est que fort peu de localités qui produisent des fers propres à cette fabrication. Jusqu'à ce jour, la Suède a eu le privilége de fournir à l'Europe les qualités de fer qui conviennent dans ce cas. L'exposition universelle nous a fait voir que l'Allemagne se procurait, autre part qu'en Suède, des fers de qualité supérieure ; espérons que l'Algérie, si riche en minerais purs, déchargera, un jour, notre pays du tribut qu'il paye, sous ce rapport, à l'étranger.

Les aciers du commerce se divisent en trois catégories, savoir :

Les aciers étirés,
Les aciers corroyés,
Les aciers fondus.

Les aciers étirés sont des barres provenant de l'étirage, soit au marteau, soit au laminoir, de boules fabriquées directement avec le minerai ou avec la fonte, ou de barres de fer cémentées dans le charbon de bois.

Les aciers corroyés sont des barres provenant de l'étirage, au marteau ou au laminoir, de paquets faits avec des barres étirées.

Les aciers fondus sont des barres provenant de l'étirage, au marteau ou au laminoir, de lingots d'acier fondu.

Quelle que soit la qualité de la matière composant les barres, ces trois catégories présentent les caractères distinctifs suivants, savoir :

Les aciers étirés provenant de boules réchauffées sont toujours hétérogènes, veinés de fer et pailleux ; pour faire disparaître ces défauts, on est dans l'usage de les étirer en deux fois et de les cémenter dans du charbon de bois, entre les deux étirages. Ceux provenant directement du fer cémenté sont plus homogènes, mais pailleux ; cela provient de ce que, pendant la cémentation, le carbone, en dissolution dans le fer, réagit sur l'oxyde en suspension et donne naissance à des ampoules d'oxyde de carbone.

Comme, pour étirer ces aciers, leur conserver leur degré de saturation et ne pas faire de dé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

chet, on les chauffe seulement à la température rouge clair que nécessite l'étirage, les ampoules s'aplatissent sans souder, et les convertissent en doublures.

Les aciers corroyés, bien fabriqués, sont soudés intégralement mais possèdent toujours des parties ferrugineuses provenant de la réaction du carbone en dissolution sur l'oxyde en suspension ; leur principale qualité est la ténacité, jointe à la dureté, qui provient en majeure partie, de ces alternatives de pauvreté et de richesse en carbone, et les fait se comporter comme des aciers damassés, c'est-à-dire composés de lames d'acier et de fer superposées.

Les aciers fondus et bien coulés sont homogènes, sans pailles ni soufflures aplaties et, par ce fait, dans les conditions les plus convenables pour la conversion en outils et toute espèce de pièce de machine; aussi leur emploi s'est-il généralisé d'une manière extraordinaire depuis quelques années, et sont-ils appelés à remplacer le fer dans toutes les constructions mécaniques importantes.

L'acier étant une dissolution de carbone dans le fer, les proportions des composants peuvent varier à l'infini au-dessous du maximum de saturation ; il en résulte que, si l'on prend 1,000 échantillons d'acier et les soumet à l'analyse, il ne s'en trouvera pas deux qui accusent exactement la même composition. Cependant le dosage en carbone influe considérablement sur son aptitude à remplir les conditions imposées par les usages auxquels on le destine, sur le degré de chauffage qu'on peut lui faire subir au contact de l'air sans l'altérer, et sur la qualité qu'il faut rechercher dans le fer destiné à le fabriquer.

Les aciers très-saturés de carbone sont durs et cassants, ne subissent la trempe, à forte épaisseur, qu'autant que le fer qui a servi à les fabriquer est d'une ténacité extra-supérieure; si le fer est de qualité médiocre, la dilatation qu'occasionne, à la surface, la cristallisation du carbone fait ce qu'on appelle *roser* l'intérieur; de plus, ils craignent l'action de l'oxygène à haute température et se dénaturent très-promptement sous son influence. Heureusement, il suffit, dans ce cas, pour les ramener à leur nature primitive, de les chauffer plusieurs fois au rouge-sombre et de les tremper dans un bain d'huile de poisson, de suif, de résine, ou toute autre substance analogue susceptible, par sa décomposition, de leur restituer le carbone qu'ils ont perdu et saturer l'oxygène qu'ils ont pu dissoudre.

Les aciers très-peu saturés de carbone participent des propriétés des fers forts et les remplacent très-avantageusement pour tous les usages.

Pour ces motifs on est dans l'usage, dans les aciéries, de diviser les aciers de toutes qualités, quel que soit le mode de fabrication dont ils proviennent, en six degrés, au moins, de saturation, savoir :

Les aciers très-durs,
Les aciers durs,
Les aciers mi-durs,
Les aciers mi-doux,
Les aciers doux,
Les aciers très-doux.

Ces divisions se font à l'œil nu par le simple examen des cassures, et sont la principale cause du peu de succès qu'ont eu, jusqu'à ce jour, les procédés de fabrication de ce produit qui ne permettent pas de les classer par degrés de dureté.

L'acier est presque toujours destiné à fonctionner trempé partout où l'on juge à propos de l'employer ; il résulte de là que le degré de pureté qu'il convient de lui donner dépend à la fois et de la dureté et de la ténacité dont il devra jouir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour les pièces qui exigent une grande dureté et une grande ténacité, on ne saurait choisir une qualité trop supérieure; pour les pièces, au contraire, qui exigent peu de dureté, mais de la ténacité, les qualités ordinaires conviennent.

Comme types des pièces qu'il convient de fabriquer en acier, soit exclusivement, soit de préférence au fer, nous citerons :

Les filières,
Les marteaux de moulins,
Les tarauds,
Les burins et becs-d'âne,
Les crochets de tour,
Les forets,
Les limes,
La taillanderie,
La coutellerie,
La chirurgie,
Les broches à filatures,
Les ressorts,
Les essieux,
Les bandages de roues,
Les rails,
Les pièces frottantes des machines,
Les tôles à graver,
Les tôles à chaudières,
Les tôles à découper,
Les buses,
Les lames de scies,
Les aiguilles,
Les couteaux de cisailles,
Les faux et faucilles.

Les *filières* exigent de l'acier très-dur, homogène et tenace ;

Les *marteaux de moulins*, également.

Les tarauds exigent de l'acier dur, homogène et tenace ;

Les *burins* et *becs-d'âne*, également ;

Les *crochets de tour*, également ;

Les *forets*, également.

Les *limes* exigent divers degrés de dureté suivant leur épaisseur, beaucoup d'homogénéité et la ténacité suifisante pour ne pas roser à la trempe.

La *taillanderie* exige de l'acier doux et tenace ; l'homogénéité n'est pas de rigueur.

La *coutellerie* exige des aciers très-doux et homogènes, mais d'une ténacité ordinaire, comme on la rencontre dans les aciers doux fabriqués avec des fers de second choix.

La *chirurgie* exige des aciers durs, tenaces et homogènes.

Les *broches de filatures* s'accommodent d'aciers mi-durs, peu tenaces, mais homogènes ;

Les *ressorts* exigent des aciers très-doux, tenaces et homogènes.

Les *essieux*, également ;

Les *bandages de roues*, également ;

Les *rails*, également.

Les *pièces frottantes des machines* exigent tantôt des aciers mi-durs, tantôt des aciers mi-doux, doux et très-doux, suivant leur forme et le travail qu'elles ont à effectuer, homogénéité et ténacité.

Les *tôles à graver* exigent des aciers mi-doux, homogènes, peu tenaces.

Les *tôles à chaudières* exigent des aciers très-doux, homogènes et tenaces.

Les *tôles à découper* exigent des aciers doux, homogènes et peu tenaces.

Les *buses* exigent des aciers mi-durs, non homogènes, mais tenaces.

Les *lames de scies* exigent des aciers durs, mi-durs, mi-doux, suivant leur usage, mais homogènes et tenaces.

Les *aiguilles* exigent des aciers durs, mi-durs, mi-doux, suivant leur usage, homogènes et d'une ténacité ordinaire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les *couteaux de cisailles* exigent des aciers durs, homogènes et tenaces.

Les *faux* et *faucilles* exigent des aciers mi-doux, homogènes et tenaces.

L'art du fabricant consiste, ici, comme pour le fer et la fonte, à satisfaire, le plus économiquement possible, aux conditions imposées par la nature du travail que doit produire l'acier.

Ces exemples suffisent pour démontrer combien il est important de pouvoir classer les aciers par degrés de dureté pour la fabrication; ils montrent, en même temps, que si, pendant longtemps, les aciers forgés ont dû suffire, faute de mieux, à toutes les conditions imposées par les usages divers auxquels ce produit peut être destiné, d'ici à quelques années on emploiera presque exclusivement l'acier fondu.

Nous terminerons ce que nous avions à dire sur le fer et ses composés carburés par la classification générale des fers laminés des forges de France, telle qu'elle a été adoptée par l'assemblée des maîtres de forges de France, dans la réunion du 30 octobre 1850.

Première classe.

Carrés, de 18 à 61 millimètres.
Ronds, de 21 à 68 *idem*.

Plats, de 40 à 80 sur 9 à 16 millimètres.
— de 27 à 38 sur 11 et plus.

2e classe.

Carrés, de 12 à 17 millimètres.
Gros carrés, de 62 à 81 *idem*.
Ronds, de 14 à 20 *idem*.
Gros ronds, de 69 à 81 *idem*.

Plats, de 40 à 115 sur 6 à 9 exclusivement.
Méplats, de 20 à 38 sur 8 et plus.
Gros plats, de 120 à 162 sur 12 à 40.

3e classe.

Carrés, de 9 à 11 millimètres.
Gros carrés, de 82 à 95 *idem*.
Ronds, de 9 à 13 *idem*.
Gros ronds, de 82 à 95 *idem*.

Bandelettes, de 20 à 36 sur 4 1/2 et plus.
Aplatis, de 40 à 115 sur 4 1/2 et plus.
Plats, de 120 à 62 sur 7 à 11.
Plate-bande demi-ronde, de 27 sur 7 et plus.

4e classe.

Carrés, de 6 à 8 millimètres.
Gros carrés, de 96 à 108 *idem*.
Ronds, de 6 à 8 *idem*.
Gros ronds, de 96 à 108 *idem*.

Bandelettes, de 14 à 18 sur 4 1/2 et plus.
Aplatis, de 18 à 80 sur 3 1/2 et plus.
Plate-bande demi-ronde, de 16 à 25 sur 7 et plus.

Nota. Tout fer de longueur fixe subira une augmentation de 1 fr.

Tout fer de moins de 9 millimètres d'épaisseur et de plus de 6 mètres de longueur, non spathé, sera payé une classe en plus.

Fers de fenderie, à classer suivant l'usage.

Ronds de tréfilerie de 5 à 6 millimètres, une demi-classe au-dessus de la quatrième.

Hors classe, avec différence au moins d'une classe : vitrages, cornières, fers en T et en double T, demi-feuillards et feuillards, ronds au-dessous de 5 millimètres, ronds et carrés au-dessus de 108 millimètres.

Différence de prix par classe, 2 fr.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CUIVRE.

§ 1. — Propriétés générales.

1° *État physique.* Le cuivre pur est solide jusqu'à une température assez élevée; on évalue qu'il fond à 27° du pyromètre de *Wedgwood*. Si dans cet état on l'abandonne à lui-même, il cristallise en cubes ou octaèdres; si au contraire on le chauffe plus fortement, il produit des vapeurs qui, en contact avec une flamme, lui donnent une belle couleur verte dont l'intensité pourrait faire supposer que la volatilité de ce métal est très-grande; cependant il n'en est rien, car il résulte d'une expérience de M. Berthier qu'un poids déterminé de cuivre, chauffé fortement, dans un creuset brasqué, à la température d'un four à porcelaine dure de Sèvres, n'a donné que $\frac{1}{2}$ pour cent de perte.

2° *Couleur, odeur* et *saveur.* Le cuivre a une couleur brun rouge éclatante qui lui est particulière; il est, en outre, doué d'une odeur et d'une saveur qui, sans être très-fortes, sont néanmoins désagréables.

3° *Densité.* La densité du cuivre varie suivant l'état dans lequel il se trouve.

Le cuivre en fil a pour densité.	8,8785
Le cuivre fondu.	8,7880
Le cuivre battu..	8,8950

4° *Dilatation.* La longueur d'une barre de cuivre rouge pur étant 1, sa dilatation linéaire entre 0° et 100° est, d'après

Lavoisier et Laplace, en moyenne.	$\frac{1}{582}$
Smeaton, cuivre rouge battu.	$\frac{1}{588}$
Troughton.	$\frac{1}{524}$
Dulong et Petit, de 0° à 100°.	$\frac{1}{582}$
— — de 0° à 300°.	$\frac{1}{477}$

5° *Ténacité.* Après le fer, le cuivre est le plus tenace de tous les métaux. Le tableau suivant indique les différents résultats obtenus dans les expériences qui ont été faites sur cette propriété.

État du métal.			
	Cuivre battu.	2486 00	Poids supporté en kilogram., par un centimètre carré de section au moment de la rupture.
	Cuivre laminé.	2110 00	
	Cuivre fondu.	1339 00	

6° *Ductilité et malléabilité.* Le cuivre est plus dur que l'or et que l'argent, mais il est peu sonore. Il est très-ductile et surtout très-malléable; il se laisse battre en feuilles extrêmement minces, et étirer en fils très-fins, mais pour cette dernière propriété moins facilement que le fer, par suite de sa ténacité moindre.

7° *État électrique.* Le cuivre est électro-positif avec l'or, le platine, le mercure et l'argent; électro-négatif avec l'étain, le plomb, le fer et le zinc.

8° *Action chimique de l'air.* L'air sec n'attaque pas le cuivre; l'air humide l'attaque, mais très-lentement; il se recouvre d'une pellicule de *vert-de-gris*, qui paraît être un hydro-carbonate de deutoxyde.

Chauffé au contact de l'air, il se recouvre d'une couche de protoxyde qui se détache par le choc; chauffé jusqu'à fusion, il s'oxyde beaucoup plus rapidement; si on laisse l'oxyde se mélanger dans la masse en fusion, cette dernière prend une couleur terne et perd de sa ductilité. Pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

éviter que cela ait lieu quand on fond le cuivre au contact de l'air, on a soin de le recouvrir de poussier de charbon qui décompose l'oxyde au fur et à mesure qu'il se forme.

9° *Action chimique de l'eau.* Le cuivre ne décompose l'eau à aucune température, même en présence des acides.

10° *Action des acides.* L'acide sulfurique n'attaque pas le cuivre, mais il attaque son oxyde, ce qui fait qu'il est une excellente substance pour nettoyer ce métal. Concentré et bouillant, il est décomposé par le cuivre en oxygène qui se porte sur le métal et acide sulfureux qui se dégage.

L'acide hydrochlorique concentré attaque le cuivre lorsqu'il est très-divisé comme, par exemple, quand il est précipité par le fer d'une de ses dissolutions.

L'acide nitrique, en contact avec le cuivre, est promptement décomposé en oxygène et deutoxyde d'azote qui, se convertissant au contact de l'air en acide nitreux, se dégage en vapeurs rutilantes des plus désagréables et des plus malsaines.

11° *Affinités.* Le soufre, le phosphore et l'arsenic sont les métaux pour lesquels le cuivre a le plus d'affinité. Il suffit de l'exposer à une température peu élevée en contact avec le soufre, pour que le mélange prenne feu et se convertisse en sulfure de cuivre; il en est à peu près de même avec les deux autres métalloïdes.

Le cuivre en fusion, en contact avec du charbon, absorbe une petite quantité de cette matière et devient aigre et cassant; c'est donc une méthode tant soit peu vicieuse que de fondre le cuivre au cubilot.

12° *Alliages importants.* Le cuivre forme plusieurs alliages importants avec le zinc et l'étain comme bases, auxquels on ajoute tantôt du plomb, tantôt du nickel, comme nous le verrons plus loin à l'étude des alliages *laiton* et *bronze* qui jouent un grand rôle dans la construction.

§ II. — Qualités des cuivres du commerce.

Les cuivres du commerce sont généralement assez purs, eu égard à l'influence, beaucoup moindre que pour le fer, qu'exercent sur ce métal les matières étrangères qui s'y rencontrent, telles que le protoxyde, le fer, le carbone, l'antimoine et le plomb.

Ils sont désignés dans le commerce par les noms des pays d'où on les extrait; ainsi on distingue

Les cuivres de France; — les cuivres d'Angleterre; — les cuivres de Russie; — les cuivres de Suède; — les cuivres de Norwége; — les cuivres de Bohême et de Hongrie; — les cuivres du Pérou; — les cuivres du Mexique; — les cuivres du Levant.

Les *cuivres de France* proviennent tous des deux mines du département du Rhône, *Chessy* et *Saint-Bel*. Malheureusement ces mines en produisent si peu, que c'est à peine si elles suffisent aux besoins des départements méridionaux.

Le cuivre français est très-pur, très-beau, fusible, ductile, élastique; facile à forger, à fondre, à laminer et à étirer; d'une cassure finement grenue et brillante.

Les *cuivres d'Angleterre* proviennent particulièrement des mines du *Cornwall* et d'*Anglesy*. Ils se divisent en plusieurs qualités, dont la première seule réunit tous les caractères du cuivre pur et se prête à tous les usages; la seconde et la troisième n'offrent qu'un métal mal affiné, sec, dur et cassnat.

Les *cuivres de Russie* sont généralement purs et recherchés. On distingue parmi eux les cuivres produits par les mines du gouvernement, et les cuivres de *Pachkoff*, de *Gregori*, de *Nicolas Demidoff*, de *Laval*, etc., produits par les mines de particuliers.

Les *cuivres de Suède* sont de plusieurs qualités. La première est égale à celle du cuivre français;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les autres sont un peu inférieures, mais supérieures aux qualités inférieures de l'Angleterre. Ces cuivres sont généralement d'un beau rouge vif, partout uniforme, ayant un reflet argenté aux parties les plus saillantes des rosettes.

Les *cuivres de Norwége* sont inférieurs aux précédents, sauf ceux de *Drontheim*, qui peuvent être assimilés aux cuivres de Suède de première qualité.

Les *cuivres de Bohême et de Hongrie* sont assimilés aux premiers cuivres de Suède. Ils sont très-purs et jouissent de toutes les propriétés qu'on désire y rencontrer.

Les *cuivres du Pérou* sont noirâtres, ferrugineux, sulfureux, aigres et cassants. Cela provient, sans aucun doute, en majeure partie, des mauvais procédés d'affinage adoptés dans ce pays.

Les *cuivres du Mexique* sont encore plus mauvais que ceux du Pérou. Ces deux espèces de cuivre ne viennent pas directement en France; elles sont accaparées par les Anglais, qui les affinent le mieux qu'il est possible et les écoulent en mélanges dans leurs cuivres de deuxième et troisième qualités.

Les *cuivres du Levant* sont de deux qualités, savoir : le cuivre tokat rouge, le cuivre tokat gris.

Le premier est médiocre, bien que susceptible d'acquérir par l'affinage une certaine élasticité et une ductilité égales à celles des cuivres de Suède.

Le second est chargé de fer, de soufre et de plomb; affiné convenablement, il est propre aux mêmes usages que le précédent, c'est-à-dire au laminage et au martelage.

ZINC.

Pur, le zinc est un métal blanc-bleuâtre assez éclatant, d'une texture lamelleuse et d'une odeur particulière; il est fusible à 374° centigrades, très-volatil, se distillant au rouge-blanc; refroidi lentement ou par condensation des vapeurs, il cristallise. A la température ordinaire, l'air humide l'attaque et le recouvre d'une couche blanche qui est de l'oxyde de zinc; chauffé à l'air, il s'oxyde facilement; chauffé au rouge cerise, ainsi, il s'enflamme et répand dans l'atmosphère une fumée blanche qui n'est autre chose que son oxyde. Il décompose l'eau, à froid, sous l'influence des acides les plus faibles.

Le zinc du commerce n'est pas parfaitement pur : les matières qui le souillent généralement sont le *carbone*, le *cuivre*, le *cadmium*, le *fer*, le *manganèse* et l'*arsenic*. Pour le purifier de toutes ces matières, il suffit de le distiller.

Depuis quelques années, l'emploi du zinc dans les arts prend un accroissement considérable. Tantôt il remplace les tuiles ou ardoises dans les toitures; tantôt c'est le bois et le fer-blanc dans les appareils domestiques: enfin c'est la tôle de fer dans les tuyaux, etc. Or, à la seule inspection des propriétés que nous venons d'énoncer, est-il possible d'admettre que le zinc soit propre à tous ces usages? Non, sans doute; aussi ne sommes-nous nullement étonné que, pour les édifices, où la solidité passe avant l'économie, il soit complétement rejeté.

Comme appareil domestique, le zinc est très-dangereux, car il est attaquable par l'humidité; or de l'oxyde à un sel il n'y a pas loin, et les sels de zinc sont tous vénéneux.

Comme toiture, non-seulement il ne peut résister dans les incendies, mais encore il contribue à alimenter la combustion.

Comme tuyau de cheminée il est essentiellement mauvais. A cette occasion nous citerons un fait qui a été observé par M. d'Arcet père et qu'il a eu la bonté de nous communiquer : une che-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

minée en zinc, servant depuis longtemps, comme prolongement d'un tuyau en poterie, prit feu à la suite d'une inflammation de suie qui s'était produite dans le tuyau de poterie. D'abord il y eut production d'oxyde de zinc qui, se répandant dans l'atmosphère, empêchait de découvrir le point où il fallait diriger principalement les appareils d'extinction ; mais bientôt, la combustion devenant plus vive, le zinc fondit en totalité et tomba intérieurement dans le foyer ; ce fut alors un véritable incendie, et sans les soins les plus prompts on aurait eu des malheurs à déplorer.

Ce n'est donc pas seulement dans le cas extraordinaire de l'incendie que le zinc est à craindre, mais dans les simples feux de cheminées qu'un excès de suie amène fréquemment dans les foyers à feu continu, et qui, en toute autre substance, ne présentent pas la moindre gravité. Nous insistons d'autant plus sur ces détails que le zinc doit la grande extension de ses usages à son bas prix.

ÉTAIN.

Pur, l'étain est un métal blanc, peu oxydable, fondant à 267° centigrades et peu volatil. Pris liquide et refroidi très-lentement, il cristallise du centre à la surface en rhomboèdres ; plongé, au contraire, dans un milieu qui exalte son pouvoir émissif, il passe à l'état mou, non sans, toutefois, effectuer un commencement de cristallisation au centre que l'on reconnaît, en pliant ce métal, au petit craquement intérieur qu'il fait entendre et que l'on nomme *cri de l'étain*.

Plus l'étain est pur, plus ce cri est faible ; plus il est impur, plus ce cri est fort. Pour reconnaître la pureté de ce métal, il suffit de le couler en larmes allongées sur une surface métallique froide et légèrement inclinée ; l'extrémité inférieure de la larme se termine par un bouton arrondi qu'il convient de bien observer. Si ce bouton reste brillant, rond et sans retraite, au moment de la solidification l'étain est pur.

Si, au contraire, ce bouton devient terne ou si, restant brillant, il retraite et accuse ainsi une tendance trop prononcée à cristalliser, l'étain est impur.

Bien que l'étain du commerce soit généralement assez pur, il est presque toujours souillé de parties plus ou moins notables des métaux suivants, savoir :

Arsenic, *antimoine*, *bismuth*, *cuivre*, *fer*, *plomb* et *zinc*.

PLOMB.

Le plomb est un métal gris-bleuâtre, éclatant quand sa coupure est fraîche, entrant en fusion à 322° centigrades, volatil à la chaleur blanche, s'oxydant à la température ordinaire, mais très-légèrement, et prenant alors une couleur gris terne. Exposé à l'air humide, il s'oxyde plus vivement, et se convertit en carbonate de plomb ; il ne décompose jamais l'eau : chauffé au contact de l'air, le plomb se convertit en protoxyde ou *litharge*, très-fusible. Les acides oxydants le dissolvent facilement.

Le plomb s'emploie comme joints, soit en lingots que l'on coule à chaud, soit en feuilles laminées.

Le plomb du commerce est généralement souillé des métaux suivants : *cuivre*, *antimoine*, *arsenic*, *zinc* et traces *d'argent* ; il contient quelquefois du *soufre*. Toutes ces matières tendent à le rendre aigre et, par conséquent, impropre à la confection des joints des pièces de machines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ALLIAGES DU CUIVRE.

§ I. — Cuivre et potassium.

Le *potassium*, métal excessivement oxydable, puisqu'il décompose l'eau subitement à la température ordinaire avec dégagement de flamme, fusible et volatil et très-difficile à réduire, ne s'emploie pas à l'état métallique pour être allié au cuivre. L'alliage malléable de cuivre et potassium se prépare en fondant ensemble dans un creuset un mélange de cuivre et de bitartrate de potasse, ou bien de cuivre, charbon et carbonate de potasse.

Ce cuivre est excellent pour les chaudières à vapeur et les tuyaux de conduite, en ce qu'il se travaille avec une grande facilité.

§ II. — Cuivre et zinc.

LAITON.

Le *laiton*, ou *cuivre jaune*, diffère du cuivre rouge en ce qu'il n'est plus mou, quoique encore malléable à un certain degré, et s'égrène facilement sous la lime et au travail du tour. Il est assez bon pour supporter les frottements du fer dans les machines, quand les vitesses sont petites, en ce qu'il s'use seul sans se déformer ni gripper contre le fer, comme ferait un métal plus mou; mais, lorsque les vitesses sont grandes, comme dans les locomotives, il s'échauffe malgré l'huile dont on l'arrose, et ne tarde pas à occasionner des accidents; nous avons vu casser une bielle de locomotive, uniquement parce que ses coussinets étaient en laiton.

Lorsque l'on augmente le dosage en zinc dans le laiton, sa couleur se fonce et rapproche de celle du cuivre, mais il devient cassant et peu propre à être employé dans les arts.

Le laiton n'est pas toujours un alliage simple de cuivre et de zinc; souvent il contient du plomb et de l'étain dans des proportions déterminées par l'usage que l'on doit en faire. Voici quelques compositions de laitons :

1° *Laiton de tourneurs* (d'après M. Dumas).

Cuivre.	61,6	65,8	64,8	64,6
Zinc.	35,3	31,8	32,8	33,7
Plomb.	2,9	2,2	2,0	1,5
Étain.	0,2	0,2	0,4	0,2
	100,0	100,0	100,0	100,0

2° *Laiton des doreurs* (d'après M. d'Arcet).

Cuivre..	63,70	64,45
Zinc.	33,55	32,44
Étain.	2,50	0,25
Plomb.	0,25	2,86
	100,00	100,00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° *Laiton en fil* (d'après M. Berthier).

Cuivre	65,49
Zinc	33,70
Plomb, étain	0,81
	100,00

4° *Laiton pour marteler* (d'après M. Dumas).

Cuivre	70,1
Zinc	29,9
	100,0

5° *Laiton pour garniture d'armes* (d'après M. Dussaussoy).

Cuivre	80
Zinc	17
Étain	3
	100

6° *Chrysocale* (d'après M. Dumas).

Cuivre	90,40
Zinc	7,95
Plomb	1,65
	100,00

7° *Laiton statuaire* (d'après M. d'Arcet).

Cuivre	91,22	91,30	91,68
Zinc	5,57	6,09	4,93
Étain	1,78	1,00	2,32
Plomb	1,43	1,61	1,07
	100,00	100,00	100,00

8° *Pôtin* (d'après M. Berthier).

Cuivre	71,9
Zinc	24,9
Plomb	2,0
Étain	1,2
	100,0

Il est facile de déterminer, à l'inspection de ces diverses analyses, quelle est la composition qui convient le mieux à un genre de travail connu, sachant d'ailleurs quelles conditions doit remplir le laiton pour chacun des cas considérés. On peut dire, en général, que plus le cuivre domine dans l'alliage, plus les propriétés de ce dernier se rapprochent de celles de ce métal.

Il arrive fort souvent que les fondeurs achètent de vieux cuivre ou des refontes de mitrailles de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cuivre, auxquelles ils ajoutent les quantités de matières pures nécessaires pour constituer une bonne composition. S'ils tiennent à agir avec certitude, il devient indispensable pour eux d'avoir recours à une analyse quantitative. Bien que ce genre d'opération soit tout entier du domaine de la chimie, il ne nous paraît pas inutile de donner la marche à suivre en pareille circonstance.

ANALYSE QUANTITATIVE D'UN LAITON.

1° *Par la voie humide.* On égrène, à la lime, une certaine quantité de matière prise à différents points du lingot à analyser. On en pèse 2 grammes que l'on met dissoudre dans l'*acide nitrique* concentré pur ; cela fait, on étend d'eau distillée la liqueur et on sature l'excès d'acide par la *soude* ou la *potasse*, en la conservant légèrement acide.

Les matières que l'on recherche étant le *cuivre*, le *zinc*, le *plomb* et l'*étain*, on reconnaît la présence de l'étain par une poudre blanche insoluble qui est restée au fond du vase, si toutefois la liqueur ne contenait pas d'acide *hydrochlorique*, ce dont il faut s'assurer par le nitrate d'argent, avant d'employer l'acide nitrique. On décante la liqueur, on lave le résidu à l'eau distillée, que l'on ajoute, après dépôt, à la liqueur décantée, on calcine ce dernier au rouge et on le pèse. Ce résidu, étant de l'acide stannique, contient pour 100 parties :

78,62 étain,
21,38 oxygène :

la quantité d'étain contenue dans 2 grammes de l'alliage n'est donc que les 0,7862 du poids obtenu.

On recherche ensuite le plomb ; à cet effet, on verse du *sulfate de soude*, qui précipite tout ce métal à l'état de *sulfate ;* on filtre la liqueur, on passe encore à l'eau distillée, on calcine le filtre et le résidu, et on pèse.

Le sulfate de plomb contenant, pour 100 parties,

68,28 plomb,
5,28 oxygène,
26,44 acide sulfurique,

les 0,6828 du poids que l'on obtient représentent la quantité de plomb renfermée dans les 2 gr. de matière traitée.

Pour séparer le cuivre du zinc, on évapore à siccité, en ajoutant de temps en temps de l'acide hydrochlorique qui chasse l'acide nitrique ; on ajoute ensuite de l'eau et on traite par l'hydrogène sulfuré gazeux, en ayant soin de maintenir la liqueur acide, afin d'empêcher le zinc de se précipiter à l'état de sulfure. On obtient un précipité de sulfure de cuivre ; on filtre avec excès d'hydrogène sulfuré pour empêcher la formation de sulfate de cuivre, on calcine et on dose le cuivre à l'état de deutoxyde, qui contient, pour 100 parties,

79,83 cuivre,
20,17 oxygène :

la quantité de cuivre renfermée dans les 2 grammes de matière est donc les 0,7083 du poids obtenu.

On précipite alors le zinc par le carbonate de soude, on filtre et on calcine. On dose alors à l'état d'oxyde de zinc, qui contient, pour 100 parties,

80,1 zinc,
19,2 oxygène ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où on conclut que la quantité de zinc contenue dans les 2 grammes de matière est les 0,801 du poids obtenu.

2° *Par la voie sèche.* Le zinc et le plomb sont volatils, surtout dans un courant de vapeur. Profitant de cette propriété, on chauffe l'alliage au rouge blanc dans un creuset garni de charbon. Le zinc et le plomb se volatilisant, il reste du cuivre et de l'étain. On pèse ce résidu et on le dissout dans l'acide nitrique; l'on dose l'étain à l'état d'acide stannique insoluble, et le cuivre à l'état de deutoxyde, comme précédemment.

On dissout ensuite une autre portion de métal, d'où on précipite le plomb par acide sulfurique ou sulfate de soude. Connaissant :

1° Le poids total,

2° Le poids du cuivre et de l'étain,

3° Le poids du plomb,

On a celui du zinc en retranchant la somme des deux derniers du premier.

Par cette méthode on peut faire cinq ou six analyses en quatre heures.

§ III. — Cuivre et étain.

BRONZE.

Cet alliage est au cuivre mou ce que l'acier est au fer; c'est un métal d'une couleur jaune orangé, peu malléable, très-dur à travailler et très-résistant comme pièce de frottement contre le fer et la fonte.

Il existe plusieurs compositions de bronze dont les dosages en étain varient suivant le travail auquel il doit être exposé. En général, moins il contient d'étain, plus il se rapproche du cuivre pur pour la malléabilité; plus il en contient, au contraire, plus il est aigre, dur et sonore.

Suivant sa composition, le bronze s'emploie pour médailles, coussinets, boîtes de roues et cloches; la trempe influe aussi beaucoup sur ses propriétés; M. d'Arcet est parvenu à composer des bronzes assez malléables pour être travaillés au marteau, en réduisant à 8 pour 100 le dosage en étain et en trempant; le bronze ainsi obtenu est plus flexible et plus tenace, mais sa densité diminue.

Pour bien se rendre compte de la trempe du bronze, il faut se rappeler ce que nous avons dit en parlant de la trempe de l'acier. Les métaux argent, cuivre, or, fer, étain qui sont doués d'un pouvoir rayonnant dans l'air très-faible, pris liquides et maintenus longtemps à une température légèrement inférieure à celle de leur solidification, cristallissent intégralement du centre à la surface; si, au contraire, on les verse liquides dans un milieu qui exalte leur pouvoir émissif, ils passent tous intégralement à l'état mou, sauf l'étain, qui affecte toujours un commencement de cristallisation au centre, très-reconnaissable au craquement qu'il fait entendre quand on le plie.

Voici les compositions des différents bronzes employés dans les arts :

1° *Bronze monétaire* (d'après M. d'Arcet).

Cuivre.	92
Étain.	8
	100

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° *Bronze des canons* (d'après M. Dumas).

Cuivre	90	92,2
Étain	10	7,5
	100	100,0

3° *Bronze des tamtams et cymbales* (d'après M. d'Arcet).

Cuivre	78	80
Étain	22	20
	100	100

4° *Métal de cloches* (d'après MM. Thomson et Berthier).

	d'après Thomson.	d'après Berthier.
Cuivre	80,0	81,25
Étain	10,1	8,12
Zinc	5,6	10,63
Plomb	4,3	0,00
	100,0	100,00

5° *Miroirs de télescopes* (d'après M. Berthier).

Cuivre	66,66
Étain	33,33
	100,00

6° *Boîtes de roues de diligence* (d'après M. Thiébaut aîné) (1).

Cuivre	88
Étain	12
	100

7° *Coussinets pour machines de bateaux à vapeur* (d'après M. Thiébaut aîné) (1).

Cuivre	86 ou 84
Étain	14 ou 16
	100 100

8° *Coussinets pour locomotives* (d'après M. Thiébaut aîné) (1).

Cuivre	80
Étain	20
	100

§ VII. — Cuivre, nickel et zinc.

MAILLECHORT.

Cet alliage est d'une couleur blanc argenté, moins éclatante cependant que celle de l'argent; très-dur, mais assez malléable pour être plié plusieurs fois et s'emboutir au balancier.

Le nickel, qui donne la couleur à cet alliage, est un métal gris blanc, intermédiaire entre le blanc de l'argent et le gris de l'acier; sa structure est crochue et sa cassure fibreuse. Il est assez malléable et ductile; sa ténacité est très-grande; sa densité moyenne est 8,5. Il est magnétique, comme le fer, mais moins que ce dernier. L'air sec ne l'attaque pas, mais l'air humide l'oxyde. L'air sec, à la température rouge, le convertit en oxyde; il décompose l'eau, à la température

(1) Proportions des matières mises dans le creuset, les compositions précédentes étant celles accusées par l'analyse des bronzes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ordinaire, à la faveur des acides ; son point de fusion est beaucoup au-dessus de celui du cuivre.

L'alliage de 60 cuivre, 20 nickel et 20 zinc n'est pas rigoureux pour le maillechort ; cet alliage est susceptible, comme les autres, de modifications en rapport avec le travail auquel il sera exposé.

Jusqu'ici le maillechort a été principalement appliqué à la confection d'objets dont l'exécution nécessite de la malléabilité, tels que *couverts de table, instruments à vent, compas*, etc. Si on l'employait dans les machines, soit pour coussinets, soit pour stuffing-box, nous pensons que la composition suivante serait la plus convenable :

Cuivre.	65
Nickel.	25
Zinc.	18
	100

COMBINAISONS ET ALLIAGES ACCESSOIRES

EMPLOYÉS DANS LES MACHINES.

§ I. — Mastic de fonte.

C'est le résultat d'une réaction chimique qui s'opère entre du *soufre* et de la *fonte* en grenaille, mélangés dans une dissolution de sel ammoniac. Le soufre en contact avec le fer ou le cuivre, à une température de 400°, attaque subitement ces métaux avec dégagement d'étincelles. La même réaction a lieu lentement, à des températures inférieures, sous l'influence du sel ammoniac et de l'eau.

Le mastic de fonte se prépare ainsi :

On mélange ensemble 20 parties fonte en grenaille, 1 partie fleur de soufre, 2 parties sel ammoniac. On brasse bien et on dépose dans un vase, à l'abri de l'humidité de l'air.

Quand on veut mastiquer un joint, on dissout dans un peu d'eau, ou mieux d'urine, une certaine portion de ce mélange, puis on remplit le joint, en ayant soin de bien refouler à coups de marteau. Au bout de quelques jours, si la température est favorable, le joint est pris.

Ce qui contribue à rendre ce mastic très-efficace, c'est la propriété qu'il a de se gonfler pendant la réaction des matières composantes, et de remplir ainsi tous les interstices qui ont été oubliés par l'ouvrier. Une fois pris, le mastic de fonte fait corps avec les joints où on l'a placé, et il faut casser les pièces, si on veut l'enlever.

§ II. — Mastic de plomb.

C'est un simple mélange de *céruse* et de *minium*, formant pâte avec de l'huile de lin, dont ces matières ont la propriété d'accélérer la dessiccation, en lui faisant absorber plus rapidement l'oxygène qu'elle ne l'absorberait seule.

Ce mastic s'emploie généralement, avec des feuilles de plomb minces, dans les joints qui sont destinés à être défaits souvent.

§ III. — Alliages fusibles.

Les alliages fusibles se composent de *plomb, bismuth* et *étain* dans diverses proportions déter-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

minées par la température à laquelle ils doivent fondre. Voici, d'après M. d'Arcet, les compositions de quelques-uns de ces alliages.

BISMUTH.	PLOMB.	ÉTAIN.	TEMPÉRATURE EN FUSION.
8	5	3	94°
8	4	4	100°
1	0	1	150°
1	1	0	165°

Ces données suffisent pour composer des alliages fusibles à tous les degrés de température que l'on peut désirer au-dessus de 94°.

CHAPITRE II.

DE LA RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES (1).

Les dimensions longitudinales des pièces des machines dépendent ordinairement du mouvement géométrique auquel elles doivent participer, quels que soient, d'ailleurs, les efforts qu'elles peuvent avoir à supporter ou transmettre.

Les dimensions transversales dépendent, au contraire, de ces mêmes efforts, elles doivent être suffisantes pour les supporter ou les transmettre sans rupture, ni même sans déformation trop sensible.

La détermination des diverses forces qui agissent sur une pièce de machine, transmettant un travail défini, se déduit de considérations dynamiques.

La détermination des dimensions transversales de cette pièce se déduit des formules théoriques et expérimentales auxquelles conduit l'étude spéciale de la résistance des matériaux.

Les corps solides ne résistent à l'action des forces extérieures qu'en se déformant; toutes leurs déformations possibles résultent toujours de l'ensemble des déplacements linéaires relatifs de leurs molécules, et de ces mouvements élémentaires naissent les résistances élémentaires, dirigées toutes dans le sens du mouvement relatif qui les a produits.

Jusqu'à une certaine limite variable avec la nature des corps, les déformations produites par l'action des forces extérieures disparaissent dès que cette action est supprimée. Ce fait général s'appelle *élasticité*, et la limite des résistances moléculaires qu'un corps peut développer sans se déformer est *la limite de son élasticité*.

Les longueurs des déplacements relatifs élémentaires des molécules sont, jusqu'à la limite d'élasticité, très-sensiblement proportionnelles aux résistances moléculaires ; au delà, ces résistances croissent plus rapidement que ces longueurs de déplacements, et les déformations qui en résultent subsistent partiellement après la suppression des forces extérieures.

Si dans un corps on ne considère que les molécules situées dans une section plane du corps, les résistances qu'elles développent varient, en général, en intensité et en direction, et, si on fait croître l'intensité des forces extérieures, il arrivera une limite où la rupture se produira, les dé-

(1) Par M. E. Belval, ingénieur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

formations produites jusqu'à cette limite ne pouvant recevoir un accroissement compatible avec la constitution du corps, en admettant même l'homogénéité des matériaux ; cette altération de la nature du corps se produira successivement en tous les points d'une même section, et commencera au point où se développait immédiatement avant la rupture la plus grande résistance moléculaire.

Dans les constructions en général et dans les machines, les dimensions des matériaux employés doivent être telles que, en aucun point, cette résistance ne se produise égale à celle correspondante à la rupture, ni même à l'altération de l'élasticité.

D'après ces considérations, le but de la théorie spéciale de la résistance des matériaux est de fournir les éléments suffisants pour déterminer, dans chaque cas particulier, la relation qui existe entre les formes et dimensions des pièces, les efforts définis d'intensité, de direction et de point d'application, auxquels elles sont soumises, et la résistance moléculaire maxima développée.

A l'aide de ces relations on pourra calculer les dimensions transversales des pièces, dont on connaît la forme, le mode d'action des forces extérieures, la résistance maxima qu'il convient de leur faire développer par unité de surface.

Un corps étant soumis à l'action de forces extérieures en équilibre, si on le partage par la pensée en deux parties limitées par une section commune, chacune d'elles est en équilibre sous l'action des forces qui lui sont directement appliquées et des réactions exercées par les molécules de l'autre situées dans le plan de la section commune. L'expression des six conditions d'équilibre nécessaires et suffisantes, pour un système solide, permettra de définir complétement les deux forces uniques équivalentes au système des actions moléculaires.

Mais de la connaissance de ces résultantes on ne pourra déduire celle de la résistance moléculaire maxima développée, si le mode de distribution de ces résistances, dans la section considérée, n'est donné par une relation spéciale.

Si on fait varier le plan hypothétique de section, les résultantes des forces moléculaires changent aussi ; mais si cette variation peut s'exprimer en fonction de la distance de ces sections à une origine commune, si d'ailleurs la même loi préside à la répartition des actions moléculaires dans toutes les sections successivement considérées, on conçoit qu'on puisse, toutes ces conditions réalisées, déduire, d'une formule générale, et la position de la section transversale où se produit la résistance maxima et le point de la section où elle se produit et sa valeur réelle.

En ne considérant que des solides de forme prismatique, on est sûr que la même loi préside à la répartition des actions moléculaires dans toutes les sections transversales comprises entre deux points d'application de forces extérieures. L'examen ultérieur de l'influence de modifications des formes primitives suivant une loi déterminée conduira à donner ainsi à des solutions d'abord restreintes à des cas très-spéciaux une généralité assez étendue.

Si on considère une force quelconque agissant sur un solide prismatique, elle pourra se décomposer en deux autres : l'une parallèle à la ligne des centres de gravité des diverses sections transversales ou *axe du prisme;* l'autre dirigée dans un plan normal à cet axe.

La composante parallèle à l'axe du prisme peut être remplacée dans son effet, soit en déformations produites, soit en résistances développées, 1° par une force unique dirigée suivant l'axe du prisme, 2° par un couple dont le plan passe par cet axe.

La composante normale à cet axe peut être remplacée 1° par une force unique appliquée sur l'axe du prisme, 2° par un couple dont le plan est normal à cet axe.

Chaque force est susceptible d'une décomposition semblable et pour un système quelconque, l'effet total ne change pas en le remplaçant par les quatre systèmes équivalents définis ci-dessus.

Les forces extérieures qui agissent sur une pièce peuvent se réduire à un seul de ces sys-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tèmes; les résistances moléculaires développées lui sont spéciales, elles dépendent de la nature des déformations qu'il produit dans la pièce; la coexistence de plusieurs d'entre eux donne lieu à une déformation finale qui peut être considérée comme le résultat de leur action successive. La résistance moléculaire en chaque point d'une section transversale est la résultante des résistances développées par chacun des systèmes. La résistance maxima est la valeur maxima de cette résultante.

Le système des forces qui agissent suivant l'axe du prisme donne lieu à des réactions dont la résultante est égale et directement opposée à celle de ces forces. Cette résultante est, suivant le cas : *résistance à la traction* ou *résistance à la compression*.

Le système des forces normales à l'axe du prisme donne lieu à des réactions dont l'ensemble constitue *la résistance à la flexion*.

Le système des couples situés dans les plans normaux à l'axe du prisme tend à le faire tourner autour de cet axe, et donne lieu à des réactions dont l'ensemble constitue *la résistance à la torsion*.

Le système des couples situés dans des plans passant par l'axe du prisme donne lieu à des résistances analogues à celles qui se produisent dans le cas de la flexion.

Si les forces extérieures se réduisent à un seul des quatre systèmes énumérés, il ne se développe que les réactions correspondantes dans toutes les sections transversales pour lesquelles cette réduction est possible.

1° La résultante des résistances moléculaires dans une section transversale donnée est une force unique dirigée suivant l'axe du prisme, si les forces extérieures peuvent se réduire à une force unique dirigée suivant cet axe. L'expérience montre 1° que cette résultante correspond dans des prismes de même nature, de longueur égale et de section transversale équivalente à des allongements ou des raccourcissements proportionnels à son intensité; 2° que, pour des prismes d'égale longueur et de sections transversales inégales, les allongements ou raccourcissements sont inversement proportionnels aux surfaces des sections transversales, ou, ce qui équivaut, les allongements et raccourcissements égaux correspondent à des résistances à la traction ou à la compression inversement proportionnelles à ces surfaces. Il en résulte que les réactions élémentaires dirigées suivant l'axe du prisme sont distribuées uniformément sur toute la surface soumise à la compression ou à la traction. Quant aux réactions normales à l'axe du prisme, elles se font équilibre.

2° L'ensemble des résistances moléculaires dans une section transversale est une résistance à la flexion, si les forces extérieures se réduisent à une série de forces directement appliquées sur l'axe du prisme et normales à cet axe. Le système de ces forces peut être remplacé par une force unique et une série de couples, en appliquant au centre de gravité de la section deux forces égales et contraires, successivement égales et parallèles à chacune des forces agissantes.

La force unique est la résultante des forces extérieures transportées parallèlement à elles-mêmes pour être appliquées au centre de gravité de la section transversale. Les réactions élémentaires étant chacune décomposées en deux forces, l'une située dans le plan de la section, l'autre normale, la résultante des premières sera une force unique passant par le centre de gravité égale et directement opposée à la résultante des forces extérieures.

Quant aux réactions normales, elles pourront se réduire à un couple unique faisant équilibre à la série de couples qui, avec la résultante unique, représentent l'action des forces extérieures. Ce couple unique est la résistance proprement dite à la flexion. La résultante des réactions moléculaires située dans le plan de la section transversale est une *résistance au cisaillement*. La résistance à la flexion est donc formée de résistances élémentaires à la traction et de résistances élémentaires à la compression.

3° L'ensemble des réactions moléculaires est une résistance à la torsion si les forces exté-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rieures peuvent se réduire à un couple unique dont le plan soit perpendiculaire à l'axe du prisme. Dans une section transversale quelconque, chaque réaction élémentaire peut être décomposée en une réaction normale à la section, et une réaction dirigée dans son plan normal à l'axe du prisme. La résultante des réactions normales à la section et parallèles à l'axe du prisme est nulle. Les réactions dirigées dans le plan de la section peuvent se réduire à un compte unique de moment égal, au moment du couple des forces extérieures. Ce couple est la résistance spéciale de torsion.

La résistance à la torsion est, comme la résistance à la flexion, formée de résistances élémentaires de traction et de compression. La déformation due aux efforts de torsion est un déplacement angulaire relatif de toutes les sections transversales autour de l'axe du prisme; le déplacement linéaire qui en résulte correspond à la production de résistance de traction ou de compression entre les molécules pour lesquelles il a lieu; la projection de ces résistances élémentaires sur un plan normal à l'axe du prisme donne une résultante qui, en chaque point, multipliée par sa distance à l'axe, est la résistance élémentaire à la torsion.

Les formules qui vont être établies supposent la proportionnalité des résistances aux écartements moléculaires; cette loi n'est sensiblement vraie que jusqu'à certaines limites au delà desquelles les écartements croissent plus rapidement que les résistances. Les formules relatives à la flexion et à la torsion ne sont donc plus applicables au delà de ces limites; elles ne donnent ni les déformations produites ni les résistances maxima développées : il suffirait, pour les avoir exactes, de construire d'abord celles élémentaires de la traction et de la compression, et on en déduirait celles relatives aux deux autres modes de résistances qui ne sont qu'une combinaison des premières.

Résistance à la traction et à la compression. — La relation entre les allongements ou raccourcissements d'un corps, l'effet qui les produit et les dimensions de ce corps, est donnée par la formule $P = \frac{E a A}{L}$, dans laquelle on a :

P, effort de traction ou de compression en kilogrammes;

L, longueur du prisme soumis à la traction ou à la compression en mètres;

E, coefficient d'élasticité variable avec la nature du corps, exprimant en kilogrammes l'effort nécessaire pour allonger d'une unité de longueur un prisme de longueur égale à l'unité, de surface transversale égale à l'unité de surface;

a, allongement du prisme.

Le coefficient $E = \frac{P L}{a A}$ s'appelle aussi *résistance élastique.*

Si $P = 1$, la valeur $\frac{1}{a}$, qui mesure la résistance à la déformation, est dite *roideur du corps.*

On a : $$\frac{1}{a} = \frac{A E}{L}.$$

Pour vérifier la valeur de ces formules, jusqu'à la limite d'élasticité, dans le cas de la compression, il faut, dès que le rapport de la hauteur des prismes expérimentés à la plus petite dimension de la section transversale atteint une certaine limite, les maintenir en un nombre suffisant de points pour les empêcher de fléchir, et permettre à leurs résistances parallèles à l'axe de se produire.

La résistance à la traction suppose la liaison longitudinale et la liaison transversale des molécules. Cette dernière est indispensable pour faire participer également toutes les molécules d'une même section au développement des résistances, malgré l'application de la charge en des points

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

particuliers. Dans certains corps dits *fibreux*, la liaison longitudinale est supérieure à la liaison transversale ; dans d'autres, elle est égale dans tous les sens.

La résistance à la compression ne peut se produire sans cette liaison transversale, et le mode de rupture de certains corps semble indiquer que des limites qu'elle peut atteindre dépendent les limites des charges qui produisent la rupture.

Résistance à la flexion. — On a vu que, dans une section transversale d'un prisme soumis uniquement à des efforts de flexion, toutes les résistances moléculaires pouvaient se réduire à une force unique et à un couple dont l'effet constituait la *résistance proprement dite à la flexion*. Ce couple résulte de l'action d'une résultante de résistances à la traction et de celle de résistances à la compression.

L'hypothèse à l'aide de laquelle on peut calculer leur répartition sur la surface de la section transversale peut être déduite des principales circonstances de l'expérience suivante :

Une pièce prismatique à section rectangulaire étant posée horizontalement sur deux appuis écartés d'une certaine distance et chargée en son milieu d'un poids, on a observé que, 1° la pièce prend une forme curviligne, telle que la face inférieure devenue convexe s'allonge autant que la face supérieure devenue concave se raccourcit ; 2° une ligne droite tracée verticale sur une des faces latérales, avant l'application de la charge, reste droite après la flexion et normale aux deux courbes. Il résulte de ces faits 1° que l'écartement des molécules situées dans le plan longitudinal parallèle aux faces horizontales n'a pas varié ; 2° que l'écartement moléculaire a diminué au-dessus de cette surface, et augmenté en dessous proportionnellement à la distance des molécules à la surface intermédiaire dite *surface neutre ;* 3° que, dans chaque section transversale, les résistances à la compression se produisent en dessus de la trace de la surface neutre sur cette section, les résistances à la traction en dessous avec des intensités proportionnelles en chaque point à leur distance à cette surface.

L'expression commune de chaque résistance élémentaire de traction ou de compression sera donc :

$$\frac{R\,v}{v'}\quad d\omega, \text{ dans laquelle}$$

R, résistance maxima développée dans la ligne de molécules la plus éloignée de la surface neutre ;

v', distance maxima à surface neutre ;

v, distance à la même surface d'une molécule quelconque ;

$d\omega$, surface élémentaire correspondante.

La somme algébrique de ces résistances ou de leurs projections sur un axe parallèle est nulle, puisque la projection des forces extérieures sur le même axe est nul.

On a : $\frac{R}{v'}\int v\,d\omega = o$; on en conclut que la surface neutre passe par le centre de gravité de la section et par l'axe du prisme, lignes des centres de gravité de toutes les sections successives.

Le moment de ces résistances élémentaires a pour expression commune : $\frac{R}{v'}\,v^2\,d\omega$, si on le prend par rapport à la trace de la surface neutre dans le plan de la section.

La somme algébrique de ces moments est $\frac{R}{v'}\int v^2\,d\omega$; en exprimant l'égalité entre cette somme et celle des moments des forces extérieures, on aura la relation

$$\Sigma\,M\,F = \frac{R}{v'}\int v^2\,d\omega \quad (a), \tag{a}$$

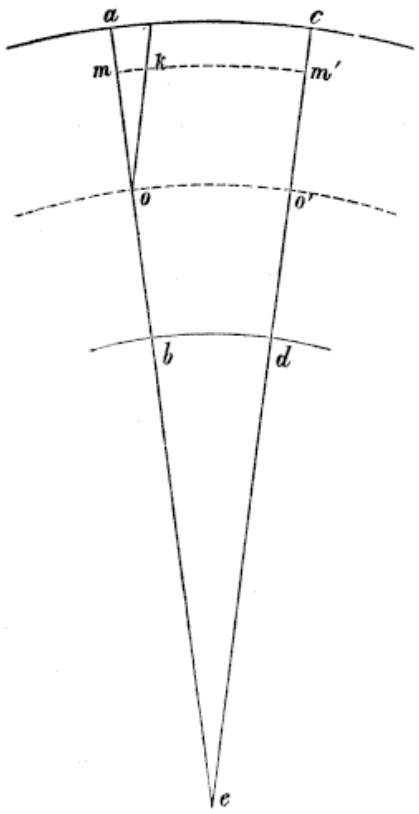
à l'aide de laquelle on déterminera R ; dans tous les cas, ou on connaîtra $\Sigma\,M\,F$, et la valeur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de l'expression $\int v^2 \, d\omega$. Cette dernière quantité est dite le *moment d'inertie* de la surface.

Le moment des résistances élémentaires $\frac{R}{v'}\int v^2 \, d\omega$ s'appelle aussi *moment d'élasticité;* il peut être exprimé sous une autre forme.

Considérons dans le solide infléchi deux sections transversales infiniment voisines, dont les traces $a\ b$ et $c\ d$, sur le plan de la figure, parallèles avant la flexion, se rencontrent en un point e après la flexion.



La trace de la surface neutre sur le plan de la figure est $o\ o'$. La distance $o\ o'$, écartement des deux sections avant la flexion, est la même après la flexion.

Soit m un point situé à une distance v de la surface neutre et pris sur la trace $a\ b$. Soit m' un point de la trace $e\ d$ situé à la même distance v de la surface neutre, en menant $o\ k$ parallèle à $o'\ m'$, on voit que $k\ m'\ o\ o'$, écartement avant la flexion des deux points $m\ m'$, a été augmentée de $m\ k$, la flexion opérée. Soit E le coefficient d'élasticité propre à la nature du prisme, la quantité $\frac{E\,m\,k}{o\,o'}$ sera l'expression de l'effort exercé en m et m' par unité de surface, et on aura $\frac{R\,v}{v'} = \frac{E\,m\,k}{o\,o'}$. La valeur du rapport $\frac{m\,k}{o\,o'}$ se déduit de la similitude des deux triangles $o\,m\,k$, $e\,o\,o'$. En appelant ρ la distance $e\,o = e\,o'$, rayon de courbure de la surface neutre au point o, on a $\frac{m\,k}{o\,o'} = \frac{v}{\rho}$. Si $o\,x$ et $o\,y$ sont deux axes rectangulaires menés dans le plan de la figure, l'un, $o\,x$, tangent à la surface neutre au point o, la valeur du rayon de courbure, dont l'expression générale est :

$$\rho = \frac{\left(1+\frac{dy^2}{dx^2}\right)^{\frac{3}{2}}}{\frac{d^2y}{dx^2}},$$

peut se réduire à :

$$\frac{1}{\frac{d^2y}{dx^2}},$$

parce que $\frac{dy}{dx}$, tangente trigonométrique de l'inclinaison de la courbe, est nulle au point o et très-petite pour les autres points, puisque la flexion est toujours très-faible.

On aura donc :

$$\frac{R\,v}{v'} = E'\frac{v}{\rho} = E\,v\,\frac{d^2y}{dx^2},$$

d'où :

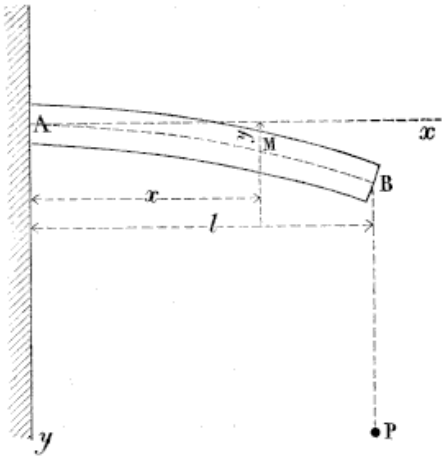
$$\frac{R}{v'}\int v^2 d\omega = E\frac{d^2y}{dx^2}\int v^2 \, d\omega = \xi\,M\,F \quad (6).$$

Cette relation est l'équation différentielle de la courbe du solide infléchi, d'autant plus exacte que la flexion est plus faible.

La relation (a) indique que la résistance maxima se produira dans la section pour laquelle $\xi\,M\,F$ sera un maximum. La relation (b) indique que cette section correspondra au minimum du rayon de courbure.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les applications pratiques des formules de la flexion se rapportent, en général, à un petit nombre de cas spéciaux au point de vue de la distribution des forces extérieures sur la longueur du prisme. Dans ces applications toutes les forces normales à l'axe des prismes sont supposées situées dans le même plan, ce qui simplifie beaucoup l'expression de leurs moments. L'intensité des forces extérieures n'entre pas toujours dans les données de la question, quelques-unes correspondent aux réactions des pièces auxquelles se trouve liée la pièce soumise au calcul. Ce mode de liaison peut avoir lieu par appui ou par encastrement; la réaction de l'appui équivaut toujours à une force normale à la longueur des prismes ; la réaction de l'encastrement peut se réduire à un couple et à une force unique, qui se détermine indirectement en exprimant, au moyen de la relation (*b*), qu'au point d'encastrement la tangente à la courbe du prisme infléchi reste perpendiculaire à la direction des forces.



Pièce encastrée chargée d'un poids P *à son extrémité et, en outre, d'un poids uniformément réparti.*

Il est inutile de calculer les forces dont l'effet pourrait tenir lieu de l'encastrement; on donne ordinairement à la partie encastrée les mêmes dimensions transversales qu'à la section d'encastrement pour laquelle ξ M F est un maximum.

Pour toute section intermédiaire entre l'encastrement et l'extrémité libre, on aura les deux relations suivantes :

$$\text{En posant } \mathrm{I} = \int v^2 \, d\omega.$$

$$\frac{\mathrm{R}}{v'}\int v^2 \, d\omega. = \mathrm{P}\,(l-x) + \frac{p\,(l-x)^2}{2} = \frac{\mathrm{R\,I}}{v'} \quad (1),$$

$$\mathrm{E'}\frac{d^2y}{dx^2}\int v^2 \, d\omega = \mathrm{P}\,(l-x) + \frac{p\,(l-x)^2}{2} = \mathrm{E'I}\frac{d^2y}{dx^2} \quad (2).$$

l, longueur de la pièce hors de l'encastrement:

p, charge uniforme par mètre courant;

x, distance de la section considérée à celle d'encastrement, au centre de gravité de laquelle se trouve prise l'origine des axes coordonnés, dont l'un dirigé suivant l'axe du prisme est tangent à la surface neutre, l'autre lui est perpendiculaire et parallèle à la direction des forces.

La valeur maxima de $\frac{\mathrm{R\,I}}{v'}$ a lieu pour $x = o$; elle est $\frac{\mathrm{R\,I}}{v'} = \mathrm{P}l + \frac{p\,l^2}{2} = l\left(\mathrm{P} + \frac{p\,l}{2}\right)$.

Si la charge uniforme est nulle, $\frac{\mathrm{R\,I}}{v'} = p\,l$.

Si la charge unique P est nulle, $\frac{\mathrm{R\,I}}{v'} = \left(\frac{p\,l}{2}\right) l$.

En intégrant les deux termes de la relation (2), on aura :

$$\frac{\mathrm{E\,I}\,dy}{dx} = \mathrm{P}\left(l\,x - \frac{x^2}{2}\right) + \frac{p}{2}\left(l^2\,x - l\,x^2 + \frac{x^3}{3}\right) + \mathrm{C}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour $x = o$, $\frac{dy}{dx}$, valeur de la tangente trigonométrique de l'inclinaison sur l'axe des x de la tangente à la courbe, est nulle ; $C = o$.

Intégrant une deuxième fois, on a :

$$E\,I\,y = P\left(\frac{l\,x^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) + \frac{p}{2}\left(\frac{l^2x^2}{2} - \frac{l\,x^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right) + C'.$$

$C' = o$, car pour $x = o$, on a $y = o$

La valeur maxima de y, dite flèche du prisme infléchi, est donnée par l'équation précédente dans laquelle on fera $x = l$; on a :

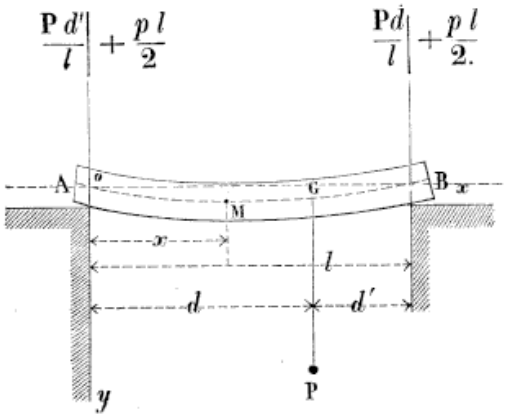
$$E\,I\,f = \frac{P\,l^3}{3} + \frac{p\,l^4}{8} = \left(P + 3\,\frac{p\,l}{8}\right)\frac{l^3}{3}.$$

Si la charge uniforme est nulle, on a : $E\int v^2\,d\omega\,f = \frac{p\,l^3}{3}$.

Si la charge unique est nulle, on a : $E\,I\,f = \frac{p\,l^4}{8}$.

Les formules précédentes seraient d'une application pratique immédiate si on donnait à E la valeur qui convient à la nature de la pièce et à l'expression $\int v^2\,d\,\omega$ celle qui résulte de la forme et des dimensions de sa section transversale.

Pièce posée horizontalement sur deux appuis, chargée en un point quelconque C *d'un poids* P *et, en outre, d'un poids uniformément réparti.*



Soient l la distance des appuis ;

d, d', les distances respectives du point d'application de la charge aux deux appuis ;

$p\,l$, la charge répartie uniforme.

L'origine des coordonnées étant prise au centre de gravité de la section d'appui A, et observant que les réactions des deux appuis sont pour l'appui A

$$\frac{P\,d'}{l} + \frac{p\,l}{2};$$

Pour l'appui B

$$\frac{P\,d}{l} + \frac{p\,l}{2};$$

les deux relations (a) et (b) deviendront pour toute section comprise entre A et C.

$$\frac{R\,I}{v'} = \left(\frac{P\,d'}{l} + \frac{p\,l}{2}\right)x - \frac{p\,x^2}{2} = x\left(\frac{P\,d'}{l} + \frac{p\,l}{2} - \frac{p\,x}{2}\right) \text{ (1)};$$

$$E'\int v^2\,d\omega\,\frac{d^2y}{dx^2} = \left(\frac{P\,d'}{l} + \frac{p\,l}{2}\right)x - \frac{p\,x^2}{2} \text{ (2)}.$$

Pour toute section comprise entre C et B, elles deviendront :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{R\,I}{v'} = \left(\frac{P d}{l} + \frac{p\,l}{2}\right)x' - \frac{p\,x'^2}{2} - P\,(x' - d) = x'\left(\frac{P\,d'}{l} + \frac{p\,l}{2} - P - \frac{p x}{2}\right) + P\,d \quad (3);$$

$$E \int v^2\, d\omega . \frac{d^2 y'}{d\,x^2} = \left(\frac{P\,d'}{l.} + \frac{p\,l}{2}\right)x' - \frac{p x'^2}{2} - P\,(x' - d) \quad (4)$$

Le maximum de R pour la partie du prisme comprise entre A et C a lieu pour la valeur de x qui rend nulle la dérivée du second membre $\frac{P' d'}{l} + \frac{p\,l}{2} - p\,x = o$,

d'où $x = \frac{P\,d'}{p l} + \frac{l}{2}$, d'où $\frac{R\,I}{v'} = \left(\frac{P\,d'}{p l} + \frac{l}{2}\right)\left(\frac{P\,d'}{p l} + \frac{l}{2}\right)\frac{p}{2} = \frac{p}{2}\left(\frac{P d'}{p\,l.} + \frac{l}{2}\right)^2$ (5).

Pour la partie du prisme comprise entre C et B le maximum de R a lieu pour la valeur de x' déduite de la relation $\frac{P d}{l} + \frac{p\,l}{2} - p\,x - P = o$, d'où $x' = \left(\frac{P\,d'}{p l} + \frac{l}{2} - \frac{P}{p}\right)$.

La valeur de $\frac{R\,I}{v'} = \left(\frac{P\,d'}{p\,l} + \frac{l}{2} - \frac{P}{p.}\right)\left(\frac{P d'}{l} + \frac{p\,l}{2} - \frac{P d'}{2\,l.} - \frac{p\,l}{4} - \frac{P}{2}\right) + P\,d.$

Elle peut se mettre sous la forme

$$\frac{R\,I}{v'} = \left(\frac{P\,d'}{p\,l} + \frac{l}{2} - \frac{P}{p.}\right)^2 \frac{p}{2} + P\,d \quad (6).$$

Cas où la charge uniforme est nulle,

On aura : $\frac{R\,I}{v'} = \frac{P\,d'}{l}\,x$ pour toute section entre A et C,

$$\frac{E\,I\,d^2 y}{d\,x^2} = \frac{P\,d'}{l}\,x\,;$$

et $\frac{R\,I}{v'} = \frac{P\,d' x'}{l.} - P\,(x' - d)$ pour toute section comprise entre C et B,

$$\frac{E'\,I\,d^2 y}{dx^2} = \frac{P\,d'\,x'}{l.} - P\,(x' - d).$$

Dans les deux courbes le maximum de R correspond à $x' = d$, qui donne :

$$\frac{R\,I}{v'} = \frac{P\,d\,d'}{l.}.$$

Cas où la charge P *est appliquée au milieu de la distance des deux appuis*,

On a : $\frac{R\,I}{v'} = \frac{P}{2}\,x$ pour toute section comprise entre A et C,

Et $\frac{R\,I}{v'} = \frac{P}{2}\,x' - P\left(x' - \frac{l}{2}\right)$ pour toute section comprise entre C et B ; le maximum de R correspond à $x = x' = \frac{l}{2}$, qui donne $\frac{R\,I}{v'} = \frac{p\,l}{4.}$.

Les deux moitiés du prisme sont comme encastrées au milieu de la longueur totale et chargées à leurs extrémités d'un poids $\frac{P}{2}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La flèche sera donnée par la relation $E I f = \frac{p l^3}{48.}$.

Cas où la charge P *est nulle et la pièce soumise à un effort* p l. *uniformément réparti.*

La valeur maxima de $\frac{R I}{v'}$ se déduira des formules (5) et (6), dans lesquelles on fera $P = o$, ce qui donne $\frac{R I}{v'} = \frac{p l^2}{8.}$, d'où on conclut qu'un poids $P = p l$ uniformément réparti développe dans la pièce en charge moitié de celle qui se produit quand elle est appliquée au milieu de la pièce.

En intégrant deux fois la relation $E I \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{p l}{2} x - \frac{p x^2}{2.}$ qui convient à ce cas particulier, on arrivera à établir l'équation du prisme infléchi et on pourra en déduire la flèche maxima correspondante à $x = \frac{l}{2}$.

Une première intégration donne :

$$E I \frac{dy}{dx} = \frac{p l x^2}{4} - \frac{p x^3}{6.} + C.$$

On a : $\frac{dy}{dx} = o$ pour $x = \frac{l}{2}$.

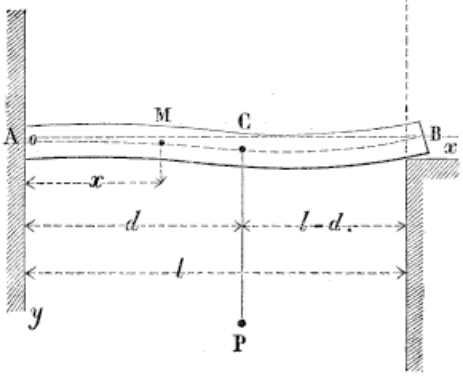
On en déduit : $C = \frac{p l^3}{12} - \frac{p l^3}{16.} = \frac{p l^3}{48.}$.

La deuxième intégration donne : $E I y = \frac{p l x^3}{12} - \frac{p x^4}{24} + \frac{p l^3 x}{48.}$

$$q = \frac{3 p l}{8} - \frac{P d^2}{2 l^3} (3 l - d^2)$$

équation de la courbe qui, pour $x = \frac{l}{2}$,

donne : $E' I \int = p l \frac{l^3}{64.}$.



Pièce A B *encastrée en* A, *supportée par un appui en* B, *chargée d'un point* P *appliqué en* C *et, en outre, d'un poids* p *uniformément réparti.*

Soit q la réaction inconnue de l'appui B.

On aura entre A et C :

$$\frac{R I}{v'} = E I \frac{d^2 y}{d x^2} = P (d - x) + \frac{p (l - x)^2}{2} - q (l - x) \quad (1).$$

Intégrant la deuxième relation, on aura :

$$E I \frac{dy}{dx} = P \left(d x - \frac{x^2}{2} \right) + \frac{p}{2} \left(l^2 x - 2 l x^2 + \frac{x^3}{3} \right) - q \left(l x - \frac{x^2}{2} \right) + C \quad (2).$$

$\frac{dy}{dx} = o$ pour $x = o$, d'où $C = o$.

Intégrant une deuxième fois, on a :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\mathrm{E\,I}\,y = \mathrm{P}\left(\frac{dx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) + \frac{p}{2}\left(\frac{l^2x^2}{2} - \frac{l\,x^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right) - q\left(\frac{l\,x^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) + \mathrm{C}' \quad (3).$$

Pour $x = o$, $y = o$. d'où $\mathrm{C}' = o$.

Entre C et B on a :

$$\frac{\mathrm{R\,I}}{v'} = \frac{\mathrm{E\,I}\,d^2y'}{d\,x'^2} = \frac{p}{2}(l - x')^2 - q\,(l - x') \quad (4).$$

Intégrant deux fois la deuxième relation, on aura successivement :

$$\mathrm{E\,I}\frac{dy'}{dx'} = \frac{p}{2}\left(l^2x - l\,x^2 + \frac{x^3}{3}\right) - q\left(l\,x - \frac{x^2}{2}\right) + \mathrm{C}\,(5).$$

C se détermine en observant que, au point C, $\frac{dy}{dx}$ est le même dans les deux courbes pour $x - x' = d$.

Faisant $x = d$ dans la relation (2), et $x' = d$ dans la relation (5), et retranchant les équations l'une de l'autre, on déduit $\mathrm{C} = \frac{\mathrm{P}\,d^2}{2}$.

La relation (5) devient :

$$\mathrm{E\,I}\,\frac{d\,y'}{d\,x'} = \frac{p}{2}\left(l^2\,x - l\,x^2 + \frac{x^3}{3}\right) + \frac{\mathrm{P}\,d^2}{2} - q\left(l\,x - \frac{x^2}{2}\right) \quad (5).$$

Intégrant : $\mathrm{E\,I}\,y' = \frac{p}{2}\left(\frac{l^2x'^2}{2} - \frac{l\,x'^3}{3} + \frac{x'^4}{12}\right) + \frac{\mathrm{P}d^2x'}{2} - q\left(\frac{l\,x'^2}{2} - \frac{x'^3}{6}\right) + \mathrm{D}\,(6).$

D se détermine en exprimant qu'au point C les deux courbes ont la même ordonnée $y = y'$ pour $x = x' = d$.

Faisant $x = x' = d$ dans les relations (3) et (6), et retranchant ces deux équations, membre à membre, on trouve $\mathrm{D} = \frac{\mathrm{P}\,d^3}{6.}$.

La relation (6) devient :

$$\mathrm{E\,I}\,y' = \frac{p}{2}\left(\frac{l^2\,x'^2}{2} - \frac{l\,x'^3}{3} + \frac{x'^4}{12}\right) + \frac{\mathrm{P}d^2}{2}\left(x' - \frac{d}{3}\right) - q\left(\frac{l\,x'^2}{2} - \frac{x'^3}{6}\right) \quad (6\ bis).$$

Pour déterminer q on observe que la courbe doit passer au point B pour lequel on a $y' = o$, $x' = l$.

D'où on déduit : $$q = \frac{3\,p\,l}{8} + \frac{\mathrm{P}d^2}{2\,l^3}\,(3\,l - d) \quad (7).$$

Cette valeur substituée dans les équations précédentes permettra de calculer pour un point quelconque les valeurs $\frac{\mathrm{R\,I}}{v'}$, $\frac{\mathrm{E\,I}}{\rho}$, $\frac{dy}{dx}$ et y.

Si $\mathrm{P} = o$, *c'est-à-dire la pièce simplement chargée d'un poids uniformément réparti*

La relation (1) devient : $$\frac{\mathrm{R\,I}}{v'} = \mathrm{E\,I}\,\frac{d^2y}{du^2} = \frac{p\,(l - x)^2}{2} - q\,(l - x),$$

la valeur de q tirée de la relation (7) est $q = \frac{3}{8}\,pl$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$\frac{R\ I}{v'} = \frac{E'\ I}{\rho} = E'\ I\ \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{p\,(l-x)^2}{2} - \frac{3}{8}\,(p\,l^2 - p\,l\,x) = \frac{p}{2}\,(l-x)\left(\frac{l}{4} - x\right)\ (8),$$

qui devient nulle pour $x = l$ et $x = \frac{l}{4}$ et correspond à $\rho = \infty$, ou à une courbure nulle en ces deux points.

Le maximum de $\frac{R\ I}{v'}$ correspond à la valeur de x qui rend nulle la dérivée du second membre de la relation (8).

On a $l - x + \frac{l}{4} - x = o$, d'où $x = \frac{5}{8}\,l$. qui donne $\frac{R\ I}{v'} = \frac{q}{128}\,p\,l^2$.

$\frac{R\ I}{v'}$ atteint un autre maximum au point A pour lequel $x = o$, sa valeur en ce point est $\frac{16\,p\,l^2}{128.}$.

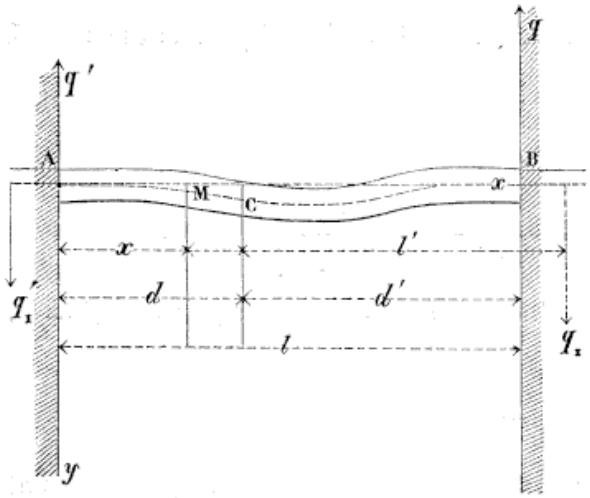
La flèche s'obtiendrait en faisant $q = \frac{3}{8}\,p\,l.$ et $P = o$ dans la relation (2), et déterminant la valeur de x qui rendrait $\frac{dy}{dx} = o$. On trouve $x^2 - \frac{15}{8}\,l\,x + \frac{3}{4}\,l^2 = o$.

d'où : $$x = \frac{15\,l}{16.} \pm l\,\frac{\sqrt{225 - 3 \times 64}}{16.} = o,58\ l.$$

Substituant dans l'équation (6 *bis*) dans laquelle on fait :

$$P = o\ q = \frac{3}{8}\,p\,l, \text{ on trouve } E'\ I\ \rho = 0{,}0054\ p l\ l^3.$$

Pièce encastrée par les extrémités A *et* B, *chargée d'un poids* P *en un point* C *et, en outre, de poids* p *uniformément répartis.*



L'encastrement de la pièce peut être remplacé par une force q_1 égale à la réaction du mur sur la pièce et par une autre force q'_1 agissant de haut en bas à l'extrémité de la pièce de manière à maintenir horizontale la tangente à la courbe au point B.

On aura pour la courbe A C :

$$\frac{R\ I}{v'} = E\ I\ \frac{d^2y}{dx^2} = P(d-x) + \frac{p}{2}\,(l-x)^2 - q\,(l-x) + q'\,(l'-x)\ (1).$$

Intégrant et observant que $\frac{dy}{dx} = o$ au point A, on aura :

$$E\ I\,\frac{dy}{dx} = P\left(dx - \frac{x^2}{2}\right) + \frac{p}{2}\left(l^2x - lx^2 + \frac{x^3}{3}\right) - q\left(lx - \frac{x^2}{2}\right) + q'\left(l'x - \frac{x^2}{2}\right)\ (2).$$

$$E\ I\ y = P\left(\frac{dx^2}{2} - \frac{x^3}{6.}\right) + \frac{p}{2}\left(\frac{l^2x^2}{2} - \frac{lx^3}{3} + \frac{x^4}{12}\right) - q\left(\frac{lx^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right) + q'\left(\frac{l'x^2}{2} - \frac{x^3}{6}\right)\ (3).$$

On aura pour la courbe C B :

$$\frac{R\ I}{v'} = E'\ I\ \frac{d^2y'}{dx'^2} = \frac{p}{2}\,(l-x')^2 - q\,(l-x') + q'\,(l'-x')\ (4).$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En intégrant :

$$\mathrm{E\ I}\frac{d\,y'}{d\,x'}=\frac{p}{2}\left(l^2x'-l'x'^2+\frac{x'^3}{3.}\right)-q\left(lx'-\frac{x'^2}{2}\right)+q'\left(l'x'-\frac{x'^2}{2}\right)+\mathrm{C}\ (5).$$

Observant que pour $x=d$, $x'=d$ les deux valeurs de $\frac{dy}{dx}$ et $\frac{d\,y'}{d\,x'}$ sont égales, on trouve $\mathrm{C}=\frac{\mathrm{P}d^2}{2}$ qui substituée dans la relation (5) donne :

$$\mathrm{E\ I}\frac{dy'}{dx'},=\frac{p}{2}\left(l^2x'-lx'^2+\frac{x'^3}{3}\right)+\frac{\mathrm{P}d^2}{2}-q\left(lx'-\frac{x'^2}{2}\right)+q'\left(l'x'-\frac{x'^2}{2}\right)\ (5\ bis).$$

d'où : $\mathrm{E\ I}\,y'=\frac{p}{2}\left(\frac{l^2x'^2}{2}-\frac{lx'^3}{3}+\frac{x'^4}{12}\right)+\frac{\mathrm{P}d^2}{2}x'-q\left(\frac{lx'^2}{2}-\frac{x'^3}{6}\right)+q'\left(\frac{l'x'^2}{2}-\frac{x'^3}{6}\right)+\mathrm{D}\ (6).$

Cette relation et la relation (3) sont satisfaites par les coordonnées y et d du point C.

On en déduit : $$\mathrm{D}=-\frac{\mathrm{P}d^3}{6};$$

Substituant dans la relation (6) on aura :

$$\mathrm{E\ I}\,y'=\frac{p}{2}\left(\frac{l^2x'^2}{2}-\frac{lx'^3}{3}+\frac{x'^4}{12}\right)-\frac{\mathrm{P}d^3}{6.}+\frac{\mathrm{P}d^2x'}{2}-q\left(\frac{lx'^2}{2}-\frac{x'^3}{6}\right)+q'\left(\frac{l'x^2}{2}-\frac{x'^3}{6}\right)\ (6\ bis),$$

en exprimant que les relations (5 *bis*) et (6 *bis*) sont satisfaites pour $\frac{d\,y'}{dx}=o$, $x'=l$ dans (5 *bis*) et $y'=o$, $x'=l$ dans (6 *bis*), on arrive aux deux relations :

$$\frac{pl^3}{6}+\frac{\mathrm{P}d^2}{2}-\frac{ql^2}{2}+q'l\left(\frac{l'-l}{2}\right)=o\quad(7),$$

$$\frac{pl^4}{8}+\frac{\mathrm{P}d^2}{2}\left(l-\frac{d}{3}\right)-\frac{ql^3}{3}+\frac{q'l^2}{2}\left(l'-\frac{l}{3}\right)=o\quad(8);$$

d'où on déduira les valeurs de q et de q'.

Charge uniforme de la pièce nulle.

On a $\frac{\mathrm{R\ I}}{v'}=\mathrm{E\ I}\frac{d^2y}{dx^2}=\mathrm{P}d-ql+q'l'-(\mathrm{P}-q+q')\,x$, dont le maximum a lieu en A ou C pour $x=o$ ou $x=d$. Soient μ et μ' les résultats de ces substitutions, on aura $\mu=\mathrm{P}d-ql+q'l'$, $\mu'=q'\,l'-ql+(q-q')\,d$. En faisant $p=o$ dans les relations (7) et (8), elles deviennent :

$$\frac{\mathrm{P}d^2}{2}-\frac{ql^2}{2}+q'\,l\left(\frac{l'-l}{2}\right)=o,$$

$$\frac{\mathrm{P}d^2}{2}\left(l-\frac{d}{3}\right)-q\frac{l^3}{3}+\frac{q'\,l^2}{2}\left(l'-\frac{l}{3}\right)=o;$$

d'où on déduit : $$q'=\frac{\mathrm{P}d^2}{l^2}\left(\frac{l-d}{l'-l}\right)$$

$$q=\frac{\mathrm{P}d^2\,(3\,ll'-2\,l^2+dl.-2\,d\,l')}{l^3\,(l'-l)};$$

$$q'\,l'-ql=\mathrm{P}.\ \frac{d^2\,(d-2\,l)}{l^2};$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\mu = \frac{\mathrm{P}d\,(l-d)^2}{l^2}, \qquad \text{et } \mu' = \frac{2\,\mathrm{P}\,d^2\,(l-d)^2}{l^3}.$$

Le calcul numérique indiquera la plus grande de ces deux valeurs.

On obtiendra les moments qui se rapportent à la partie de la pièce comprise entre C et B en remplaçant d par d'.

Charge au milieu de la pièce.

Si on fait à la fois $p = o$ $d = \frac{l}{2}$, les valeurs de μ deviennent égales et se réduisent à $\frac{\mathrm{R\ I}}{v'} = \frac{\mathrm{P}l}{8.}$

Pour avoir la flèche on fait dans l'équation (3) : $p = o$, $d = \frac{l}{2}$ et on remplace q et q' par leurs valeurs qui deviennent :

$$q = \frac{\mathrm{P}}{8}\frac{4\,l'-3l}{l'-l.},\ q' = \frac{p}{8}\frac{l}{l'-l.}; \qquad \text{on trouve } \mathrm{E\ I}\,\rho = \frac{1}{24}\,\mathrm{P}\left(\frac{l}{2}\right)^3.$$

Pour obtenir le point d'inflexion entre A et C on ferait les substitutions dans l'équation (1), et on égalerait le second membre à o pour indiquer que le rayon de courbure est infini, on en déduirait $x = \frac{l}{4.}$

Pièce encastrée et chargée uniformément.

Les valeurs de q et q' déduites des relations (7) et (8) deviennent :

$$q = \frac{1}{12}\frac{pl}{l'-l.}\,(6\,l' - 5l),\ q' = \frac{1}{12}\frac{pl^2}{l'-l.},\ \text{qui, substituées dans la relation (1),}$$

donnent : $$\frac{\mathrm{E\ I}}{\rho} = \frac{\mathrm{R\ I}}{v'} = \frac{1}{12}\,p\,(l^2 - 6\,x\,l + 6\,x^2) = \frac{p}{2}\left\{\left(\frac{1}{2}\,l - x\right)^2 - \frac{l^2}{12}\right\};$$

D'où on conclut :

1° Qu'au point A le moment d'élasticité atteint son maximum pour $x = o$, sa valeur est $\frac{1}{12}pl^2$;

2° Qu'il devient nul au point pour lequel on a $\left(\frac{1}{2}\,l - x\right)^2 = \frac{l^2}{12}$ ou $\frac{1}{2}\,l - x = \frac{l}{2\sqrt{3}}$ ou $x = 0{,}212\,l$;

3° Qu'il devient négatif et croît jusqu'à la valeur $\frac{1}{24}\,pl^2$ qu'il atteint en C;

4° Qu'au delà il repasse par les mêmes valeurs, puisque la pièce est symétriquement chargée et placée.

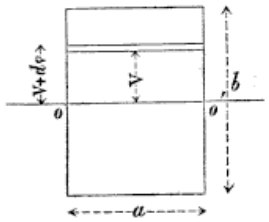
La flèche est donnée par la relation $\mathrm{E'\ I}\,\rho = \frac{1}{24}\,p\left(\frac{1}{2}\right)^4$, déduite de l'équation (3) dans laquelle on fait $p = o$, $x = \frac{l}{2}$ et dans laquelle on substitue les valeurs de q et q'.

Calcul des moments d'inertie de diverses surfaces planes.

L'usage des formules relatives à la flexion suppose la connaissance du moment d'inertie des sections transversales par rapport à un axe passant par leur centre de gravité et normal au plan dans lequel se produit l'inflexion des prismes : cet axe est dit *axe d'inertie.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

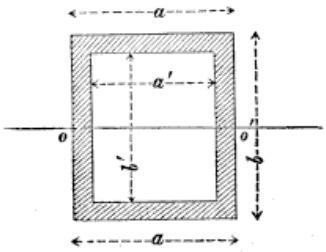
Section rectangulaire. — Si la section du solide est un rectangle dont l'un des côtés a est perpendiculaire à la direction de la force, et l'autre b parallèle à cette direction,



On aura : $$d\omega = a\,dv \quad I = \int v^2\,d\omega = a \int_{v=-\frac{1}{2}b}^{v=+\frac{1}{2}b} v^2\,dv$$

Prenant l'intégrale depuis $+\frac{1}{2}b$ jusqu'à $-\frac{1}{2}b$, il vient $I = \frac{a\,b^3}{12}$.

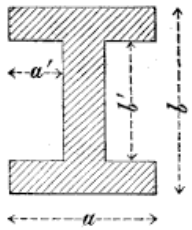
Section triangulaire évidée intérieurement. — Le moment d'inertie est la différence entre le moment d'inertie du rectangle extérieur et celui du rectangle intérieur.



a et b, côtés du rectangle extérieur ;

a' et b', côtés du rectangle intérieur ;

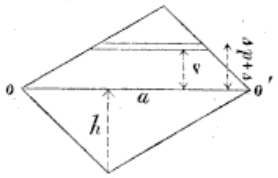
$$I = \frac{a\,b^3 - a'\,b'^3}{12}.$$



Section rectangulaire évidée latéralement par deux rectangles de côtés a' et b'.

On aura : $$I = \frac{a\,b^3 - 2\,a'\,b'^3}{12}.$$

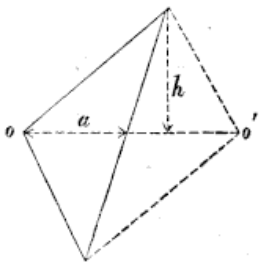
Section parallélogrammique dont une diagonale a est perpendiculaire à la direction des forces ; on a $d\omega = x\,dv$, x désignant la longueur $a\,b$ parallèle à la diagonale pour une hauteur v quelconque. Si h est la hauteur du triangle au-dessus de la diagonale,



on a : $$x = \frac{a\,(h-v)}{h} ;$$

d'où : $I = \int \frac{a\,(h-v)}{h} v^2\,dv$ prise entre $v = h$ et $v = -h$, on trouve :

$$I = \frac{1}{6} a\,h^3.$$



Section triangulaire. — L'axe étant supposé placé comme la diagonale du parallélogramme formé par l'addition du triangle supplémentaire, en désignant par a la dernière diagonale, on aurait pour l'expression du moment d'inertie :

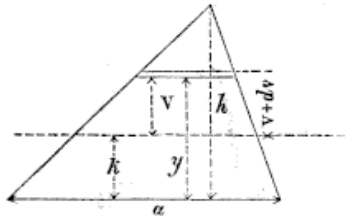
$$I = \int v^2\,d\omega = \frac{1}{6} a\,h^3.$$

Section triangulaire, l'axe d'inertie parallèle à un des côtés. — L'axe d'inertie passe par le centre de gravité à une distance $^1/_3\,h$ de la base.

Soit k la distance de deux axes parallèles, dont un passe par le centre de gravité d'une surface ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Soient V la distance de l'élément superficiel $d\omega$ à cet axe, y la distance à l'autre axe, on aura :



$$y = v \pm k.$$

$$\int y^2 d\omega = \int v^2 d\omega + \int k^2 d\omega \pm \int 2 k v d\omega,$$

qui se réduit à :

$$\int y^2 d\omega = \int v^2 d\omega + \int k^2 d\omega,$$ le dernier terme étant nul.

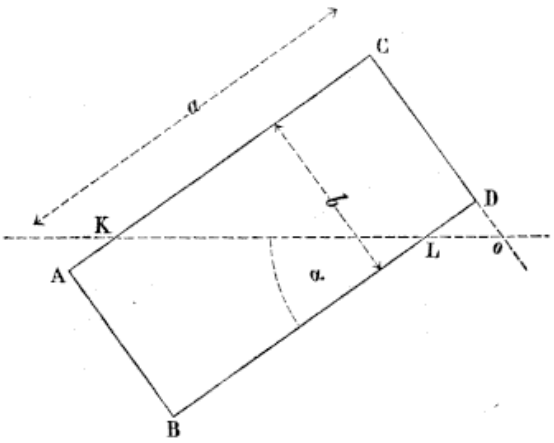
D'où : $$\int v^2 d\omega = \int y^2 d\omega + \int k^2 d\omega. \qquad \int k^2 d\omega = k^2 \int d\omega = k^2 \frac{ah}{2}.$$

Prenant le moment d'inertie par rapport à la base du triangle et retranchant la quantité

$$\frac{k^2 a h}{2} = \frac{ah}{2}\left(\frac{h}{3}\right)^2;$$

on a : $$I = \frac{1}{12} a h^3 - \frac{a h^3}{18} a h^3 = \frac{a h^3}{36}.$$

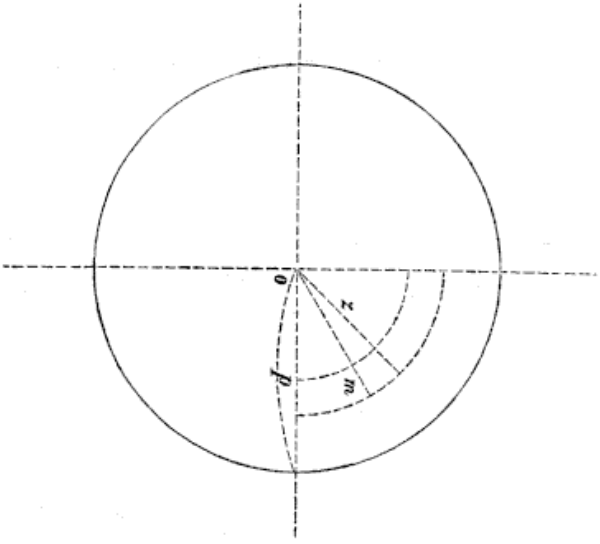
Section rectangulaire dont l'axe d'inertie fait un angle avec le côté A C.



La marche à suivre consiste à prolonger les côtés eD et AB jusqu'à leur rencontre avec l'axe d'inertie et à déterminer les moments d'inertie des deux triangles K e o, D L o, dont la différence est le moment d'inertie du trapèze K C D 4.

On trouve : $$I = \frac{ab}{12}\left(a^2 \sin^2 \varphi + b^2 \cos^2 \varphi\right).$$

Section circulaire pleine. — L'équation de la courbe rapportée à deux axes dont l'origine est au centre, l'axe des x étant dirigé suivant l'axe du moment d'inertie est $y^2 + x^2 = v^2$.



Si on considère un élément superficiel ayant pour abscisse x et y, on aura :

$$\int v^2 d\omega = \int y^2 d\omega + \int x^2 d\omega = \frac{1}{2}\int (x^2 + y^2) d\omega.$$

Soit z la distance au centre $z^2 = y^2 + x^2$;

$$\int v^2 d\omega = \frac{1}{2}\int z^2 d\omega.$$

On a $d\omega = z\, d\varphi\, dz$, $d\varphi$ étant la différentielle de l'arc dont le rayon est l'unité,

$$\int v^2 d\omega = \frac{1}{2}\int z^3 d\varphi\, dz.$$

Ne considérant que la surface annulaire infiniment petite dont le rayon est z et l'épaisseur dz ou intégrant par rapport à $d\varphi$,

on a : $$\int d\varphi = 2\pi;$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

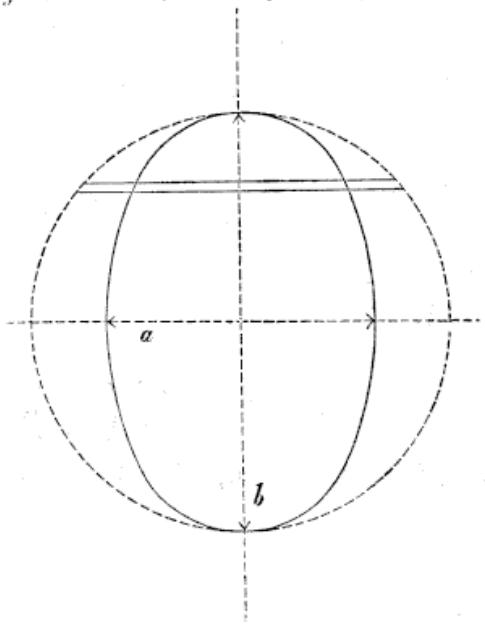
d'où : $$\int v^2 d\omega = I = \pi \int z^3 dz = \frac{\pi z^4}{4} + C,$$

intégrale indéfinie qui, prise entre les limites $z = o$ $z = R$, devient l'intégrale définie :

$$I = \frac{\pi R^4}{4}.$$

Section circulaire creuse. $$I = \frac{\pi}{4}(R^4 - R'^4).$$

Section elliptique. — Si a et b sont les deux axes de l'ellipse et si la surface neutre est dirigée suivant l'axe a, en inscrivant à l'ellipse un cercle de diamètre b, l'équation du cercle sera $y^2 + x^2 = b^2$, $x = \sqrt{b^2 - y^2}$.



L'équation de l'ellipse $a^2 y^2 + b^2 x^2 = a^2 b^2$.

donne : $$x = \frac{a}{b}\sqrt{b^2 - y^2};$$

en décomposant les deux surfaces en un même nombre de petits rectangles parallèles à l'axe d'inertie, ils auront même hauteur et des bases $\sqrt{b^2 - y^2}$ pour le cercle et $\frac{x}{b}\sqrt{b^2 - y^2}$ pour l'ellipse.

Donc : $$\int_{v=o}^{v=\frac{b}{2}} v^2 d\omega = \frac{\pi}{4} b^4 \text{ pour le cercle ;}$$

$$\int_{v=o}^{v=\frac{b}{2}} v^2 d\omega = \frac{\pi a b^3}{4} \text{ pour l'ellipse.}$$

Ces diverses sections sont les plus usuelles, le calcul des moments d'inertie d'autres sections s'effectuerait par des procédés semblables qui consistent toujours à exprimer la surface élémentaire $d\omega$ en fonction de la différentielle dv et de sa distance v à l'axe d'inertie pour réduire la recherche de I où $\int v^2 d\omega$ à l'intégration d'une fonction à une seule variable.

Solides d'égale résistance. — La résistance d'une pièce prismatique est donnée par la formule générale $\frac{R I}{v'} = \xi$ M. F. Le second membre de cette relation entre les points d'application de deux forces successives varie seulement avec la distance x à l'origine de la section considérée. En appelant C la valeur maxima de R, on aura $\frac{C I}{v'}$ ξ M F qu'on pourra considérer comme l'équation d'une courbe dont l'abscisse de chaque point serait la distance variable de sections transversales et l'ordonnée, le rapport $\frac{I}{v'}$ tel que ξ M F $\times \frac{v'}{I}$ soit constant et égal à C.

Soit : $$\frac{I}{v'} = y, \quad \text{on aura } y = \frac{\xi M F}{C}.$$

La forme générale de la relation sera, en observant que ξ M F est fonction de l'abscisse x, $y =$ fonction des variables F et $x = f(F, x)$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour chaque forme particulière de section transversale, le rapport $\frac{I}{v'}$ peut satisfaire à la relation précédente d'une infinité de manières.

Pour la section rectangulaire $\frac{I}{v'} = \frac{a\,b^2}{6} = y$.

On peut obtenir la valeur de y convenable :

1° En faisant varier a et laissant constant le côté b;

2° Laissant constant a en faisant varier b;

3° En conservant un rapport entre a et b tel que :

$$\frac{a}{b} = m.\ \frac{I}{v'} = \frac{m\,b^3}{6}.$$

Si on considère le cas d'une pièce encastrée par une extrémité et chargée à l'autre d'un poids P, on aura :

$$y = \frac{I}{v'} = \frac{P\ (l-x)}{C},\ \text{où}\ \frac{a\,b^2}{6} = P\ (l-x),$$

équation d'une droite si b est constant.

Équation d'une parabole si a est constant $b^2 = \frac{6\,P}{C\,a}\left(\frac{l-x}{a}\right)$;

Équation d'une courbe du troisième degré si $\frac{a}{b}$ = constante l'équation est $b^3 = \frac{6P}{m}\left(\frac{l-x}{C}\right)$.

Si le solide était chargé de poids uniformément répartis, b étant constant, l'équation serait $a = \frac{6\,P}{C\,b^2}\ p\ (l-x)^2$, équation d'une parabole.

Si a constant, b variable, on aura :

$$b^2 = \frac{6}{Ca}\ p\ (l-x)^2 \text{ équation d'une ellipse.}$$

Si $\frac{a}{b} = m$ est constant, on aura :

$$b^3 = \frac{6}{m\,C}\ p\ (l-x)^2 \text{ équation du troisième degré.}$$

Résistance au cisaillement. — La résultante des composantes des résistances élémentaires, situées dans le plan d'une section transversale, constitue la *résistance au cisaillement* dans cette section. Cette résistance se produit seule dans le cas où le moment des forces extérieures est nul par rapport à cette section ; telle est la section contenant le point d'application de la charge dans le cas d'une pièce encastrée par une extrémité, sollicitée à l'autre par une charge unique, telles sont encore les deux sections passant par les points d'appui dans le cas d'une pièce appuyée par ses deux extrémités, etc.

Les composantes élémentaires sont supposées distribuées uniformément sur toute la surface des sections, et leur limite vérifiée seulement pour le fer ne doit pas dépasser celle des résistances élémentaires à la traction directe. La résistance maxima développée dans une section transversale d'un solide prismatique, soumis à un effort de flexion, n'est donc pas celle calculée par la formule précédente, qui ne représente que la résistance maxima de flexion proprement dite,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mais la résultante de celle-ci et de celle de cisaillement dont l'influence est d'autant plus sensible qu'on s'éloigne plus de la section d'encastrement.

Il résulte de ces observations que la valeur de R dans la formule $\frac{R\,I}{v'} = \xi\,M\,F$ ne représente pas la résistance maxima développée, mais seulement la composante normale au plan, et que cette résistance est en désignant par T la résistance au cisaillement par unité de surface :

$$\sqrt{R^2 + T^2}.$$

Cette valeur de T se déduit de la relation

$$T = \frac{\xi\,F}{\omega},$$

ω désignant la surface de la section transversale.

La condition d'égalité de résistance, au lieu d'être représentée par la relation générale R = constante = C,

sera :

$$\sqrt{R^2 + \left(\frac{\xi F}{\omega}\right)^2} = \text{constante} = \sqrt{\left(\xi\,M\,F\,\frac{F \times v'}{I}\right)^2 + \left(\frac{\xi F}{\omega}\right)^2},$$

qui dans le cas particulier d'une pièce encastrée par son extrémité chargée à l'autre d'un poids P devient :

$$\sqrt{P^2\,(l-x)^2\,\frac{v'^2}{I^2} + \frac{P^2}{\omega^2}} = C, \text{ où } P\,\sqrt{(l-x)^2\,\frac{v'^2}{I^2} + \frac{\omega^2}{1}} = C.$$

Dans le cas d'une section rectangulaire, on a :

$$\frac{v'}{I} = \frac{a\,b^2}{6} \text{ et } \omega = a\,b.$$

La relation précédente devient :

$$P\,\sqrt{\frac{36\,(l-x)^2 + b^2}{a^2\,b^4}} = C.$$

Si on suppose a constant et b variable avec x où $b = y$, on aura :

$P\,\sqrt{36\,(l-x)^2 + y^2} = C\,a\,y^2$, d'où $C^2\,a^2\,y^4 - P^2\,y^2 + 36\,P^2\,(l-x)^2 = o$, équation du quatrième degré qui pour $x = l$ donne $y = o$, et $y = \frac{P}{Ca}$; tandis que la formule calculée, sans tenir compte du cisaillement pour $x = l$, donnait $y = o$.

Solides courbes.

Nous supposerons un solide ayant la forme d'une courbe plane et soumis à des forces quelconques dans le plan de cette courbe.

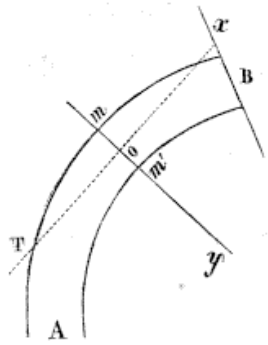
Considérons une section $m\,m'$ et la portion $m\,m'\,B$ au delà de cette section. Les forces qui s'exercent dans cette section par l'action d'une des portions du solide sur l'autre peuvent se décomposer en deux autres, l'une tangentielle suivant T, l'autre normale à la courbe.

Les équations d'équilibre établissent que la force tangentielle équivaut à la somme des projections des forces extérieures sur un axe $o\,x$ normal au plan de la section $m\,m'$. Soit T cette force tangentielle, on a $T = \xi\,F_x$, désignant par F_x la projection sur cet axe d'une force extérieure quelconque. En un point quelconque de la section, cette force donne lieu, par unité

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de surface, à une réaction de compression ou d'extension égale à $\frac{T}{S}$, S surface de la section considérée.

Il y a, en outre, des efforts dus à la flexion et dont l'intensité pour la fibre dont l'allongement est i sera représentée par $E\,i$ sur l'unité de surface.

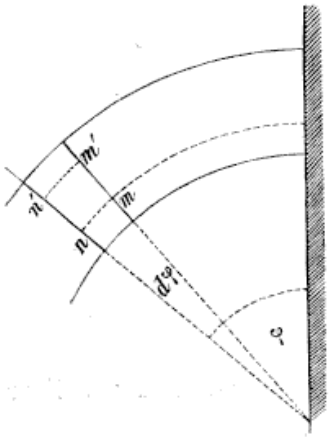


R étant le plus grand effort auquel le corps puisse être soumis, il faudra que le maximum de l'expression $\frac{T}{S} + E\,i$ soit, au maximum, égal à R.

Considérons un solide courbe encastré dans une certaine section, et dans ce solide une section normale faisant un angle φ avec l'encastrement. Considérons encore, à partir de cette section, une seconde section normale très-rapprochée et séparée de la première par un élément de longueur ds, mesurée suivant une fibre arbitraire et faisant avec elle un angle $d\varphi$.

Avant l'action des forces, un élément de fibre situé à la distance V du premier a pour longueur $ds + V\,d\varphi$.

Les forces étant appliquées au solide, il y a déformation, et l'écartement $ds + V\,d\varphi$ devient $ds' + V d\varphi'$.



La variation absolue de longueur sera $ds'—ds. + V\,(d\varphi'—d\varphi)$ et l'allongement ou raccourcissement proportionnel i sera :

$$\frac{ds'—ds + V\,(d\varphi—d\varphi')}{ds + V d\varphi} = i.$$

S'il y a un axe neutre et si ds est pris suivant cet axe, on a $ds' = ds. = \rho d\varphi$, désignant par ρ le rayon de courbe au point m. Alors la variation proportionnelle devient $\frac{V\,(d\varphi'—d\varphi)}{(\rho + V)\,d\varphi}$, et à cause de la petitesse de V par rapport à ρ on a $i = \frac{V\,(d\varphi'—d\varphi)}{\rho d\varphi}$ (1).

L'effort élémentaire sera :

$$E\,\frac{V\,(d\varphi'—d\varphi)}{\rho d\varphi}\,d\omega \text{ son moment } E\,\frac{V^2\,(d\varphi'—d\varphi)}{\rho d\varphi}\,d\omega.$$

remarquant que pour une même section $\frac{d\varphi'—d\varphi}{\rho d\varphi}$ est constant.

La somme des moments élémentaires sera $E\,\frac{d\varphi'—d\varphi}{\rho d\varphi}\int V^2\,d\omega$ et égale à $\xi\,M\,F\,y$ (2).

Cette dernière expression désignant le moment des forces extérieures par rapport à l'axe mené normal au plan de la courbe par le point m de l'axe neutre. On suppose que l'effort tangentiel étant très-petit par rapport aux actions moléculaires, l'axe neutre se confonde toujours avec la ligne des centres de gravité. La valeur de $\int V^2\,d\omega$ serait donc celle donnée par les formules ordinaires.

De la dernière relation on déduit, en y introduisant la valeur $\frac{d\varphi'—d\varphi}{\rho d\varphi}$ déduite de la rela-

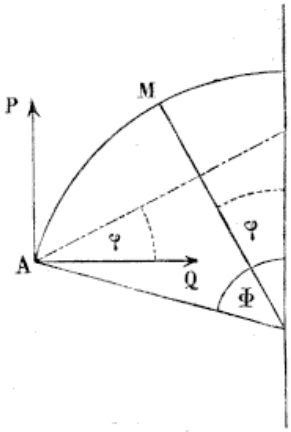
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tion (1) et égale à $\frac{i}{V}$, $\quad \frac{E\,i}{V}\int V^2\,d\omega = \xi M F$ faisant $\int V^2\,d\omega = I$.

La relation initiale $\frac{T}{S} + E\,i = R$ devient $\frac{T}{S} + \frac{V\,\xi M F}{I} = R$ valeur de l'effort exercé sur la fibre la plus tendue ou la plus comprimée.

APPLICATIONS. — *Solide circulaire soumis à deux forces* P *et* Q *et à une charge* p *uniformément répartie sur la projection de l'axe.*

On a alors $T = P \sin\varphi + Q\cos\varphi - p\,r\sin\varphi\,(\sin\Phi - \sin\varphi)$ pour la valeur de la force tangentielle et $\xi M F = Q\,r\,(\cos\varphi - \cos\Phi) - P\,r\,(\sin\Phi - \sin\varphi) + \frac{p\,r^2}{2}(\sin\Phi - \sin\varphi)^2$,



formules dans lesquelles

Φ, angle du plan de la section extrême avec celle d'encastrement

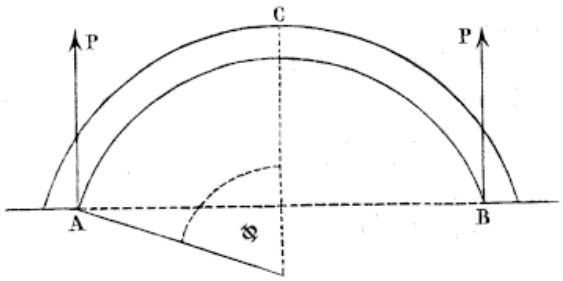
φ, angle de la section considérée ;

r, rayon de la courbe du solide.

Substituant ces valeurs de T et de $\xi M F$ dans la relation précédente d'équarrissage : $\quad \frac{T}{S} + \frac{V\,\xi M F}{E\,I} = R$,

on aura les éléments suffisants, connaissant la forme des sections et la nature du solide pour déterminer ses dimensions.

Arc de cercle posé sur deux appuis et sollicité en son milieu par une force 2 P. — On peut considérer ce solide comme formé de deux solides circulaires encastrés en C et soumis, à leur extrémité, à une force P. En supposant le frottement des appuis nul, on retombe alors sur le cas précédent, dans lequel il faut faire $Q = o$ et $p = o$.



On aura : $\quad T = P\sin\varphi$

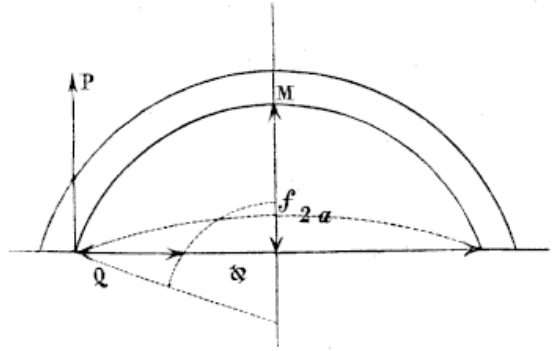
et : $\quad \xi M F = P\,r\,(\sin\Phi - \sin\varphi)$;

d'où : $\quad \frac{P\sin\varphi}{S} + \frac{V}{I}P\,r\,(\sin\Phi - \sin\varphi) = R$.

La section dans laquelle R est minimum est celle pour laquelle la dérivée du premier terme est nulle, ou $\cos\varphi\left(\frac{1}{S} - \frac{V\,r}{I}\right) = o$, qui donne $\varphi = q\,o^0$.

Le maximum correspond à $\varphi = o$.

Arc de cercle sollicité par une force uniformément répartie sur sa corde et ne pouvant glisser sur ses appuis. — Ce cas particulier rentre encore dans le premier cas étudié en supposant connue la poussée Q suffisante pour empêcher le glissement. Son expression, compliquée dans le cas général, se simplifie beaucoup dans le cas d'un arc surbaissé.



On a, en effet, dans ce cas, $P = p\,a$

et $\quad = Q f + \frac{p\,a^2}{2} = Q f + \frac{P\,a}{2}$;

d'où : $\quad Q = \frac{P\,a}{2f}$.

On a, en outre, $r^2 = a^2 + r^2 - 2\,r\,f + f^2$;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$\frac{a}{2f} = \frac{r}{a} + \frac{f}{2a}.$$

$\frac{f}{2a}$ est négligeable; $\frac{a}{r} = \sin\varphi = \varphi$ dans le cas de l'arc surbaissé; d'où $Q = \frac{P}{\Phi}$.

Mettant ces valeurs dans la relation d'équarrissage,

on aura la relation : $$\frac{P}{S}\left\{\frac{\cos\varphi}{\Phi} + \frac{\sin^2\varphi}{\sin\Phi}\right\} + \frac{V P r}{I}\left\{\frac{\cos\varphi - \cos\Phi}{\Phi} - \frac{\sin\Phi}{2} + \frac{\sin^2\varphi}{2\sin\Phi}\right\} = R,$$

dont le maximum correspondant à $\varphi = o$ est $$\frac{P}{S}\left\{\frac{1}{\Phi}\right\} + \frac{V P r}{I}\left\{\frac{1-\cos\Phi}{\Phi} - \frac{\sin\Phi}{2}\right\},$$

Observant qu'on a : $$\sin\Phi = \Phi - \frac{\Phi^3}{1.2.3} \quad \cos\varphi = 1 - \frac{\varphi^2}{1.2} + \frac{\varphi^4}{1.2.3.4},$$

la formule devient : $$\frac{P}{S\varphi} + \frac{V P r}{I} \times \frac{\varphi^3}{24} = R.$$

Résistance à la torsion.

Si un solide prismatique encastré par une extrémité est soumis à un effet de torsion, l'expérience montre que sa longueur ne change pas, ni la forme de la section transversale; elle indique, en outre, qu'elle consiste en un déplacement angulaire relatif autour de l'axe du prisme de toutes les sections transversales, déplacement uniforme sur toute la longueur et dont la valeur totale, par rapport à la section d'encastrement, est pour une section quelconque proportionnelle à sa distance à la section d'encastrement.

Il résulte de ces faits : 1° que les réactions moléculaires résultant de la déformation produite ont leur composante parallèle à l'axe nulle en chaque point, puisqu'il n'y a aucune déformation parallèle à cet axe;

2° Qu'il en est de même de la composante dirigée normalement à cet axe suivant le rayon, puisque chaque section transversale successive conserve sa forme;

3° Que la somme des moments des composantes perpendiculaires à l'axe au rayon est égale au moment de l'effort de torsion et, par conséquent, identique dans chaque section, d'où résulte l'uniformité du déplacement angulaire, vérifié d'ailleurs par l'expérience.

Si θ est le déplacement angulaire total ou l'angle de torsion observé par une section transversale située à une distance L de la section d'encastrement, $\frac{\theta}{L}$ sera l'angle de torsion pour la section située à l'unité de distance de la section d'encastrement.

L'expérience montre, en outre, que pour un même solide soumis à des efforts de torsion d'intensité variable, la quantité $\frac{\theta}{L}$ varie sensiblement comme le moment de ces efforts.

Si on considère un prisme de nature et de section transversale déterminée, M désignant l'effort appliqué à l'unité de distance correspondant à $\frac{\theta}{L} = 1$ degré, $\frac{M\theta}{L}$ sera l'expression des moments de résistances pour tout angle θ observé à la distance L de la section d'encastrement.

Le moment total de résistance est égal à la somme des moments de résistances élémentaires. Les résistances élémentaires sont, en chaque point, proportionnelles à la distance à l'axe du point considéré, et leurs moments au carré de cette distance; et en désignant par G un coefficient constant dépendant seulement de la nature du corps indépendant de sa forme et de ses dimensions; $G v^2 d\omega$ désigne le moment élémentaire de résistance de la surface $d\omega$ dans le cas de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$\frac{\theta}{L} = 1.\ \frac{G\theta}{L}\int v^2\, d\alpha$ est le moment total de résistance pour une valeur quelconque θ. L'expression $\int v^2\, d\alpha$ ne dépend que de la forme et des dimensions de la section transversale, on la désigne sous le nom de moment d'inertie polaire, et l'analyse infinitésimale donne sa valeur pour toutes les sections définies, soit géométriquement, soit par l'équation de leur contour.

Quant à la valeur du coefficient G, elle peut être déduite d'expériences spéciales sur les divers matériaux soumis à la torsion.

Elle peut être déduite analytiquement des coefficients de résistances à la traction et à la compression dont les résistances à la torsion ne sont qu'une combinaison spéciale.

Dans un prisme soumis à la torsion, les résistances moléculaires sont identiques dans toutes les sections transversales, et peuvent, dans toutes, se réduire à un couple unique équivalent au moment du couple de torsion.

Dans la déformation produite par l'application d'un effort de torsion, l'état général d'écartement moléculaire est changé; chaque molécule d'une section transversale quelconque subit, de la part de toutes celles situées d'un même côté de cette section, des actions dont la résultante, nulle avant la déformation, ne l'est plus après la déformation produite. Cette résultante est pour cette molécule la résistance élémentaire de torsion; elle est dirigée dans le plan de la section considérée normalement au rayon perpendiculaire à l'axe du prisme, la composante verticale étant nulle, puisque le prisme n'a subi dans la torsion aucune variation de longueur.

La somme des produits de ces résistances élémentaires par leur distance des molécules à l'axe du prisme est le moment de résistance à la torsion, il doit être égal au moment P D des forces extérieures.

Si on désigne par ρ, en un point quelconque situé à l'unité de distance de l'axe, la résistance de torsion par unité de surface, ρr sera celle développée à la distance r de cet axe, $\rho r\, d\alpha$ sera celle développée pour une surface $\delta\alpha$, $\rho r^2\, d\alpha$ sera le moment élémentaire de résistance, $\rho\int v^2\, d\alpha$ sera le moment total de résistance à la torsion; la quantité $\frac{G\theta}{L}$ est donc la résistance développée par unité de surface à l'unité de distance de l'axe du prisme.

En considérant une demi-sphère concentrique au point o situé à l'unité de distance de l'axe pour lequel on veut évaluer la résistance de torsion, on voit, après la torsion produite, que chaque molécule prise sur cette surface exerce, suivant le rayon de la sphère sur les molécules voisines, et pour un déplacement moléculaire φ, une action dont l'intensité peut s'exprimer par $\frac{\varphi}{\rho+\varphi}$ et $\frac{\varphi}{\rho-\varphi}$, la première expression étant relative aux points dont la distance au point o a augmenté par l'effet de la torsion et la deuxième relative à ceux pour lesquels elle a diminué.

En faisant la somme des projections de ces réactions élémentaires sur la ligne menée par le point perpendiculaire à sa plus courte distance à l'axe du prisme, et divisant cette somme par la surface du grand cercle tracé de la sphère considérée sur le plan de la section transversale, on obtient une expression indépendante du rayon ρ de la sphère hypothétique et qui, pour une valeur infiniment petite de ce rayon, devient celle de la projection horizontale des actions moléculaires exercées par suite de surface au point considéré.

Cette expression s'obtient en faisant la somme des projections horizontales des réactions considérées pour une zone annulaire parallèle à la section transversale. Une deuxième intégration donne la somme des résultats élémentaires obtenus en faisant varier la distance de cette zone entre o et ρ.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette valeur a été trouvée à $\frac{2}{5}$ E O.

On a donc $G = \frac{2}{5} E$.

Si on suppose le coefficient d'élasticité pour la traction E_1 différent de celui qui convient à la compression E_2, il faut prendre $E = \frac{E_1 + E_2}{2}$.

Une molécule quelconque du prisme tordu exerce sur les molécules voisines des efforts variables avec leur direction et croissants depuis la direction horizontale pour laquelle ils sont nuls jusqu'à ceux correspondants à une direction suivant deux lignes inclinées à 45° sur la section transversale et menées, dans le plan normal, au rayon vecteur.

En désignant toujours par P D le moment de torsion, leur valeur R est

$$R = P D \times \frac{v}{\int v^2 d\omega},$$

v désignant la distance de la molécule considérée à l'axe du prisme tordu.

L'effort maximum de traction ou de compression se produit aux points pour lesquels v atteint son maximum r.

La formule générale de torsion $P D = \frac{G\theta}{4} \int v^2 d\omega$ peut donc se mettre sous la forme :

$$P D = \frac{R}{r_1} \int v^2 d\omega,$$

dans laquelle R désigne l'effort maximum de traction ou de compression auquel puisse être soumise la nature du prisme tordu.

Cette formule générale pourra être appliquée à chaque forme de section transversale en y introduisant pour $\int v^2 d\omega = I$ la valeur qui leur convient.

Cette quantité est dite *le moment d'inertie polaire* de la section par rapport à l'axe normal à partir duquel sont prises les distances v.

Moments d'inertie polaire.

Pour la section circulaire, on a : $I = \frac{\pi r^4}{2}$.

Pour une section annulaire, on a : $I = \frac{\pi (r^4 - r_1^4)}{2}$.

Pour une section rectangulaire, on a : $I = \frac{a^3 b^3}{3(a^2 + b^2)}$.

Pour une section carrée, on a : $I = \frac{a^4}{6}$.

v, rayon du cylindre plein ;
v et v_1, rayons intérieur et extérieur du cylindre creux ;
a et b, côtés du rectangle ;
a, côté du carré.

Résistance vive d'élasticité et de rupture.

Dans la plupart des applications, les déformations possibles de pièces soumises à l'action de forces extérieures correspondent à des résistances moléculaires supérieures à celles nécessaires à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'équilibre. L'application des forces est plus ou moins instantanée; elle correspond donc à la production d'un travail moteur égal au produit de la force appliquée par sa projection sur la déformation produite. La pièce mise en charge développe alors un travail équivalent en se déformant au delà de la limite à laquelle elle reviendra après une série d'oscillations. Comme l'altération des matériaux dans leur élasticité et leur constitution se produit par excès de déformation, c'est celle correspondante au fait de la mise en charge qu'il importe de calculer dans la détermination des dimensions. Le travail que peut développer un corps dans la production de ses résistances moléculaires jusqu'à la limite de son élasticité est dit *résistance vive d'élasticité ;* celui qu'il peut développer jusqu'à sa rupture s'appelle *résistance vive de rupture.*

Dans le cas de la traction et de la compression, l'application de la charge P peut avoir lieu

1° Sans vitesse initiale du poids P;

2° Avec une vitesse initiale du poids P.

3° La charge P, agissant comme effort de compression, se trouve subitement transformée en effort de traction.

Le deuxième cas correspond à la résistance au choc ;

Le troisième, aux résistances développées dans les pièces qui participent à un mouvement alternatif.

Application de la charge P *sans vitesse.*

Un prisme vertical de section A de longueur L dont le coefficient d'élasticité est E, suspendu par une extrémité et chargé d'un poids P soutenu d'abord, puis subitement abandonné, s'allonge et développe, à chaque période de son allongement, un effort R tel que, x étant l'allongement, à un certain moment, on a : $R = \frac{EAx}{L}$.

Le poids P se meut sous l'action d'une force variable P — R dont le travail élémentaire est $(P - R)\,dx$, ou $\left(P - \frac{EAx}{L}\right)dx$, dont l'intégrale, jusqu'à l'instant où a lieu l'allongement x, est $Px - \frac{EAx^2}{24}$.

En négligeant la masse de la tige prismatique et désignant par v_x la vitesse à ce moment, on a :

$$\frac{P v_x^2}{2g} = \frac{Px - EAx^2}{24} \quad (1).$$

La vitesse devient nulle et l'allongement est maximum pour :

$$x = \frac{2LP}{EA},$$

quantité double de celle correspondante à l'allongement statique. Soit l cet allongement, on aura :

$$x = 2l\,\frac{2PL}{EA} \text{ et } \frac{EA}{L} = \frac{P}{l} \quad (2).$$

Application de la charge P *avec une vitesse initiale* $= v_0$.

On aura, au lieu de la formule (1), la suivante :

$$\frac{P(v_x^2 - v_0)}{2g} = \frac{Px - EAx^2}{24},$$

dans laquelle v_0 désigne la vitesse initiale, et qui, eu égard à la relation (2), devient :

$$v_x^2 - v_0^2 = 2gx - \frac{gx^2}{l}. \text{ Pour } v_x = o, \text{ on a } x = l \pm \sqrt{l^2 + v_0^2}\,\frac{g}{l},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$x = l\left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{gl}}\right).$$

Une valeur est l'allongement maximum, l'autre est celle de la compression qui se produit pendant la deuxième période du mouvement.

Pièce comprimée par un effort $\mathrm{P} = \dfrac{\mathrm{E\,A}\,l}{\mathrm{L}}$ *soumise subitement à un effort de traction* P *équivalent.*

P, étant le poids en mouvement, on a :

$$\frac{\mathrm{P}\,v^2}{2g} = \int_{x=l}^{x=x} \left(\mathrm{P}\,dx - \frac{\mathrm{E\,A}\,x}{\mathrm{L}}\right) dx.$$

Seulement l'intégrale doit être prise à partir de $x = -l$, l'origine étant comptée au point de la longueur du prisme à l'état naturel.

On a, pour l'intégrale indéfinie :

$$\frac{\mathrm{Q}\,v_x^2}{2g} = \mathrm{P}\,x - \frac{\mathrm{E\,A}}{24}\,x^2 + \mathrm{C}, \quad \mathrm{C} = \mathrm{P}\,l + \frac{\mathrm{E\,A}}{24}\,l^2.$$

On a alors :

$$\frac{\mathrm{Q}\,v_x^2}{2g} = \mathrm{P}\,x - \frac{\mathrm{P}}{2l}\,x^2 + \mathrm{P}\,l + \frac{\mathrm{P}}{2l}\,l^2 = \mathrm{P}\left(x - \frac{x^2}{2l} + \frac{3l}{2}\right),$$

qui devient nul pour la valeur de x, qui rend nulle l'expression $x^2 - 2lx - 3l^2$.

On a : $x' = l, \quad x'' = 3l.$

L'allongement total est triple de l'allongement statique.

Résistance vive élastique dans le cas de la flexion.

Premier cas. — Application de la charge P sans vitesse. — Pour un solide encastré par une extrémité, la formule qui donne la flèche sous une charge donnée R est :

$$\mathrm{E\,I}\,y = \frac{\mathrm{Q}\,l^3}{3}\ (1);$$

y désignant la valeur de cette flèche.

Réciproquement Q est la résistance développée par le solide pour une flèche y. Soit v_x la vitesse du poids P à l'instant où cette flèche a lieu, on aura :

$$\frac{\mathrm{P}\,v_x^2}{2g} = \int_{y=y.}^{y=o} \rho\,(\mathrm{P} - \mathrm{Q})\,dy.$$

La relation (1) donne : $\mathrm{Q} = \dfrac{3\,\mathrm{E\,I}\,y}{l^3},$

$$\int (\mathrm{P} - \mathrm{Q}.)\,dy = \mathrm{P}\,y - \frac{3\,\mathrm{E\,I}}{l^3.}\,\frac{y^2}{2} = \frac{\mathrm{P}\,v^2}{2g}.$$

La flèche maxima est celle dont la valeur donne :

$$\mathrm{P}\,y - \frac{3\,\mathrm{E\,I}}{l^3}\,\frac{y^2}{2} = o, \text{ on a } y = \frac{2\,\mathrm{P}\,l^3}{3\,\mathrm{E\,I}},$$

valeur double de celle du solide en équilibre sous l'action du poids P.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Deuxième cas. — Application de la charge P avec une vitesse initiale v_0.

On aura : $$P\left(\frac{v^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g}\right) = Py - \frac{3EI}{l^3}\,\frac{y^2}{2}.$$

La valeur de y qui rend $\frac{Pv^2}{2g}$ nulle est donnée par l'équation $\frac{3EI}{2l^3}\,y^2 - Py = \frac{Pv_0^2}{2g}$. En appelant f la flèche statique correspondant au poids P, telle que $EIf = \frac{Pl^3}{3}$; d'où $\frac{3EI}{l^3} = \frac{P}{f}$, l'équation précédente devient $y^2 - 2fy = \frac{fv_0^2}{2g}$; d'où $y = f \pm \sqrt{1 + \frac{v_0^2}{gf}}$.

Troisième cas. — Pièce fléchie dans un sens sous l'action d'une pression P, et fléchie brusquement en sens inverse par une pression égale, $\frac{2g}{Q}$ étant la masse intéressée au mouvement.

On aura : $$\frac{Q}{2g}v^2 = \int\left(P - \frac{P}{f}y\right)dy.$$

L'intégrale devra être prise entre $y = f$, et $y = y$; son expression sera :

$$Py - \frac{P}{f}\,\frac{y^2}{2} + \frac{3Pf}{2} = \frac{Qv^2}{2g},$$

valeur nulle au moment où se produit la flèche maxima *o;*

D'où : $$y^2 - 2fy - 3f^2 = o, \qquad y = f \pm \sqrt{4f^2}\ y = 3f.$$

Les résistances développées par la fibre la plus chargée croissent dans le même rapport que les flèches, d'où il résulte que, si, dans le calcul de pièces soumises à la flexion, un des trois cas précédents vient à se présenter, il faudra les considérer comme soumises à des charges statiques fictives, dont le rapport aux charges soit le même que celui des flèches calculées ci-dessus aux charges statiques.

Résistance vive élastique développée dans la torsion.

Premier cas. — P, charge appliquée sans vitesse initiale.

$\frac{G\theta I}{L}\,d\theta$, travail élémentaire des résistances.

$PD\,d\theta$, travail élémentaire de la puissance.

$\frac{P\theta^2L^2}{2g}$, puissance vive $= \int\left(PD - \frac{GI\theta}{L}\right)d\theta = PD\theta - \frac{GI\theta^2}{2L}$, dont la valeur est nulle pour $\theta = \frac{2L}{GI}PD$.

L'angle de torsion est double de celui correspondant à la charge statique.

Deuxième cas. — Charge P appliquée avec une vitesse initiale $v_0 = r_1\theta_0$. Soit θ_1 l'angle de torsion statique $\frac{GI\theta_1}{L} = PD\,\frac{GI}{L} = \frac{PD}{\theta_1}$.

On aura : $$\frac{2g}{P}\left(\theta^2D^2 - \theta_0^2D^2\right) = PD\left(\theta - \frac{2\theta_1}{\theta^2}\right).$$

La flèche maxima correspond à :

$$\theta - \frac{\theta^2}{2\theta_1} + \frac{D\theta_1^2}{2g} = o,$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui donne : $$\theta = \theta_1 \pm \sqrt{\theta_1^2 + \frac{G\theta_1}{D}},$$

valeur supérieure à la flèche statique.

Troisième cas. — Pièce tordue d'abord sous une charge P de moment P D, tordue ensuite en sens inverse sous la même charge de même moment. La presse en mouvement étant :

$$\frac{Q}{2g},$$

on aura : $$\frac{2g}{Q} v^2 = \int \left(PD - \frac{PD\theta}{\theta_1}\right) d\theta$$

expression à intégrer entre $\theta = -\theta_1$ et $\theta = \theta$; elle équivaut à :

$$PD\left(\theta - \frac{\theta^2}{2\theta_1} + \frac{3\theta_1}{2}\right);$$

elle devient nulle pour $\theta = 3\theta_1$.

L'angle de torsion est triple de celui produit par la charge statique.

Résistance du fer et de la fonte soumis à des efforts de traction.

Des expériences d'Hodgkinson sur ces deux métaux on peut conclure

1° Que la proportionnalité entre la charge et l'allongement n'existe pas, mais qu'elle peut être admise, pour le fer, pour des charges comprises entre *o* et la moitié de celle qui produirait la rupture instantanée;

2° Un allongement permanent se manifeste sous les plus petites charges, il n'y a pas *de limite d'élasticité;*

3° La fonte s'allonge plus que le fer;

4° Le fer et la fonte, soustraits aux chocs et aux vibrations, supportent indéfiniment les charges les plus voisines de celle *de rupture instantanée;*

5° Les résistances varient tellement, qu'il est impossible d'admettre dans la pratique une moyenne de résistance.

Allongement du fer. — Des expériences de M. Hodgkinson sur une barre de fer forgé de première qualité soumise à l'extension sous diverses charges il résulte

1° Que jusqu'à la charge de $14^k,997$ par millimètre carré les allongements totaux croissent proportionnellement aux charges; qu'il en est de même pour les allongements permanents, qui, à la charge de $14^k,997$, s'élèvent au plus à 0,01 de millimètre par mètre;

2° Au delà de cette charge jusqu'à $18^k,74$, les allongements, et surtout les allongements permanents, croissent plus rapidement que les charges;

3° Que, vers la charge de $22^k,49$, les allongements redeviennent sensiblement proportionnels aux charges, mais dans un rapport plus grand que celui qui correspond à de petites charges;

4° Le module d'élasticité a été trouvé égal à 19 359 458 500.

La formule d'allongement serait : $a = \frac{PL}{19\,359\,458\,500}$ pour fer carré de 0,025 de côté.

M. Bornet donne la formule $a = \frac{28\,514\,040\,000}{PL}$ pour fer carré de 0,05 de côté.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

M. Leblanc pour des fils de fer : $a = \frac{PL}{115\,824\,000\,000}$.

Il semble résulter que l'allongement du fer décroît avec l'accroissement du calibre.

Allongement de la fonte. — M. Hodgkinson a déduit de ses expériences la formule suivante :

$$P = 969\,568\,\frac{L}{a} - 18850.0268\,\frac{a^2}{L^2},$$

$$a = L\,(0{,}002\,571\,794 - \sqrt{0{,}000\,006\,614\,12 - 0\,000\,000\,005\,305\,05\,P}.$$

Les expériences ont été faites sur des fontes diverses, mais dont la résistance par millimètre s'éloigne peu de 11 kil.

La fonte, près de sa limite de résistance, s'allonge environ trois fois autant que le fer sous la même charge.

Résistance à la rupture. — La résistance finale des fers à la rupture varie, avec leur provenance, entre 18 10 et 92 30 kil. par centimètre carré ; elle est maxima dans les fers fabriqués au charbon de bois.

Des expériences faites pour déterminer l'influence du sens du laminage sur la résistance de la tôle ont donné, en moyenne, $31^k,48$ et $28^k,8$, suivant qu'elle est tirée parallèlement ou normalement au sens du laminage.

D'autres expériences de M. Fairbairn tendent à prouver que ces différences n'existent que pour des tôles inférieures ; il a trouvé $35^k,45$ et $35^k,25$ par centimètre carré.

Les fils de fer ont, en général, une résistance supérieure à celle des fers marchands.

La résistance des fils en cales diminue de 15 à 20 pour 100.

La résistance de la fonte varie beaucoup plus encore que celle du fer, mais elle est assez uniforme pour celles de même provenance.

Résistance du fer et de la fonte soumis à des efforts de compression.

La formule suivante, déduite des expériences d'Hodgkinson, donne les raccourcissements du fer sous différentes charges.

$$r = \frac{PL}{16\,295\,000\,000}.$$

Celle qui donne les allongements de la fonte est $P = 909\,218\,\frac{v}{L} - 40598628\,\frac{v^2}{L^2}$,

d'où : $$v = L\,(0{,}0119 - \sqrt{0{,}000\,125\,387 - 0{,}000\,000\,246\,P}.$$

Sous une charge de 1,000 kil. par centimètre carré la compression de la fonte est environ le double de celle du fer. Le coefficient d'élasticité diffère peu de celui relatif à l'extension.

Résistance du fer à la rupture par compression. — Le fer s'écrase en se gonflant et se gerçant au milieu de sa hauteur. D'après des expériences d'Hodgkinson, on peut fixer à 4,000 kil. par centimètre carré la résistance du bon fer en barres laminées, et à 3,800 celle des tôles à cassure fibreuse ou cristalline d'une épaisseur de 1/2 à 15 millimètres. Cette résistance est la résistance absolue de rupture à l'écrasement; elle persiste jusqu'au point où le rapport de la hauteur à la plus petite dimension de la base atteint une certaine limite variable avec la nature des fers.

La résistance de rupture au delà de cette limite est la *résistance relative de rupture* et décroît avec le rapport de la hauteur à la plus petite dimension de la base.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Love a donné, pour les résistances des piliers en fer, les deux formules suivantes :

$$P = R \times \frac{1}{2{,}55 + 0{,}0005 \left(\frac{d}{l}\right)^2}$$

Dans laquelle R charge de rupture absolue;

l, hauteur du pilier;

d, diamètre ou plus petite dimension de la base.

Cette formule applicable pour des hauteurs comprises entre 10 et 180 fois le diamètre.

La deuxième formule, applicable pour des hauteurs comprises entre 50 et 30 fois le diamètre, est :

$$P = R \times \frac{1}{0{,}85 + 0{,}04 \frac{d}{l}}.$$

Dans ces deux formules, R = 4,000 kil.

Résistance de la fonte à la rupture par compression. — La fonte se rompt en un grand nombre de morceaux irréguliers, si la plus petite dimension de la base est plus grande que la hauteur. Pour des hauteurs de prisme variables entre 1 et 1/2 et 4 fois la plus petite dimension de la base, l'échantillon se sépare en deux morceaux réguliers ayant la forme de coins, dont l'angle est toujours le même pour divers échantillons d'une même fonte. La résistance du métal dans ces conditions est celle considérée comme sa résistance absolue de rupture. Cette résistance est très-variable, mais elle est assez uniforme pour les fontes de même provenance.

La résistance relative décroît, comme pour le fer, avec l'accroissement du rapport de la hauteur avec la plus petite dimension de la base.

M. Hodgkinson a fait diverses expériences sur des colonnes en fonte pleine ou creuse d'une résistance *maxima* de 8,133 kil. par centimètre carré. Les formules qu'il donne sont relatives à cette résistance et doivent être modifiées en les multipliant par le rapport

$$\frac{R}{8133},$$

dans lequel R désigne la résistance absolue de rupture de la fonte mise en œuvre.

Ces formules seront : $P = \frac{8133}{R} 10676 \frac{d^{3\,6}}{l^{1\,7}}$ pour les colonnes pleines,

et : $P = \frac{R}{8133} 10676 \frac{d^{3,6} - d_1^{3,6}}{l^{1,7}}$ pour colonnes creuses dont la hauteur varie de 30 à 120 fois le diamètre.

Pour des piliers courts : $P' = \frac{P R}{P + \frac{3}{4} R}$;

P, charge calculée par la formule précédente.

M. Love propose la formule suivante, applicable à des piliers dont la hauteur varie de 4 à 120 fois le diamètre :

$$P = \frac{R}{1{,}45 + 0{,}00337 \left(\frac{d}{l}\right)^2}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour piliers dont la hauteur varie de 5 à 30 fois le diamètre :

$$P = \frac{R}{0{,}68 + 0{,}1\frac{l}{d}}.$$

Outre les formules empiriques précédentes, M. Hodgkinson a tiré de ses expériences les conclusions suivantes :

1° Que la résistance à la rupture d'un pilier est réduite au 1/3 quand l'effort qu'il supporte est dirigé suivant la diagonale et non suivant l'axe.

2° Que la résistance des piliers longs est trois fois plus grande quand les extrémités sont plates et perpendiculaires à l'axe et à la direction de l'effort que quand elles sont arrondies. Si on considère trois piliers de même hauteur et de même section, le premier à extrémités arrondies, le deuxième dont une extrémité est plane, l'autre arrondie, le troisième à deux extrémités planes, leurs résistances respectives sont entre elles comme les nombres 1, 2, 3.

3° Un pilier encastré par une extrémité et ayant l'autre extrémité arrondie, la rupture a lieu au tiers de la longueur, près de l'extrémité arrondie.

4° Les piliers pleins à section circulaire ne gagnent que 1/7 ou 1/8 en résistance si on les renfle au milieu de la longueur.

5° La résistance d'un pilier ayant une section cruciforme n'a qu'une résistance moitié de celle d'un pilier à section circulaire de même longueur et de même surface de section transversale.

Résistance du fer et de la fonte soumis aux efforts de flexion.

Les formules théoriques données précédemment supposent

1° L'égalité de résistance à la traction et à la compression ;

2° Des charges inférieures à la limite d'élasticité ou leur proportionnalité aux allongements et raccourcissements élémentaires.

Ces deux conditions ne sont plus satisfaites pour les fers au delà d'une charge variable avec leur provenance, et qu'Hodgkinson a trouvée comprise entre 15 à 18 kil. par millimètre carré pour des fers forgés de première qualité.

Dans les constructions on se propose, ainsi que nous l'avons observé, de ne pas faire développer de résistance supérieure à celle correspondante à la limite d'élasticité ; si cette limite était connue pour les matériaux employés, il serait d'un intérêt purement théorique de rechercher ce qui se passe au delà de cette limite ; mais les expériences faites accusent une variation trop grande dans les coefficients d'élasticité et les charges de rupture d'un même métal pour admettre la moindre uniformité dans les charges *limites d'élasticité*. La détermination de la charge limite d'élasticité est très-difficile. La détermination de celle de rupture ne présente pas de difficultés ; elle peut donc seule servir de point de départ pour le calcul des efforts qu'une pièce doit supporter par unité de surface.

Pour les pièces soumises uniquement à l'extension ou à la compression, on peut leur assigner immédiatement les dimensions suffisantes pour que les résistances qu'elles développent par unité de surface soient dans un rapport donné avec celle de rupture.

Mais, pour les pièces soumises aux efforts de flexion, la non-proportionnalité des charges aux allongements et l'ignorance de la loi réelle qui les relie rendent impossible la détermination exacte des résistances soit de traction, soit de compression développées sous une charge donnée.

Si cette loi était connue, en admettant que les molécules situées dans une même section trans-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

versale avant la flexion retrouvent encore la flexion opérée, on pourrait calculer la résistance *maxima* soit à la traction, soit à la compression. En adoptant la marche suivie dans le cas de la proportionnalité des charges aux allongements, on arriverait à deux relations; la première exprimant l'égalité des résultantes de traction et de compression, la deuxième l'équivalent de la somme algébrique de leurs moments à la somme des moments des forces extérieures.

Soient : $$P = \rho\left(\frac{a}{L}\right)$$

la formule qui relie ses allongements aux charges de traction,

$$P_1 = \varphi\left(\frac{a_1}{L'}\right),$$

la formule qui relie les raccourcissements aux charges de compression.

Soient v la distance à l'axe neutre d'une molécule soumise à la traction,

r la résistance qu'elle développe par unité de surface,

V la distance à l'axe neutre des molécules les plus éloignées,

R la résistance qu'elles développent par unité de surface,

h la hauteur de la section transversale,

a_1, A_1, r_1, $h - V$, R_1 les quartiers analogues pour les molécules soumises aux efforts de compression,

On aura d'abord : $$\int r d\omega = \int r_1 d\omega \ (1),$$

et la relation d'égalité entre les moments d'élasticité et ceux des forces extérieures.

$$\int r v d\omega + \int r_1 v_1 d\omega = \xi M.F \quad (2).$$

On a : $r = \rho\left(\frac{a}{L}\right)$ et $\frac{a}{L} = \frac{A}{L}\frac{v}{V}$, de même $r_1 = \varphi\left(\frac{a_1}{L'}\right)$ et $\frac{a_1}{L} = \frac{A_1}{L} \times \frac{v_1}{h-V}$,

effectuant à la place de r et de r_1, dans les relations (1) et (2), la substitution de leurs valeurs exprimées comme il suit :

$$r = \rho\left(\frac{A}{L} \times \frac{v}{V}\right), \text{ et } r_1 = \varphi\left(\frac{A_1}{L} \times \frac{v_1}{h-V}\right),$$

et intégrant entre les limites $v = o$ et $v = V$ d'une part ;

et : $$v_1 = o \text{ et } v_1 = h - V \text{ d'autre part.}$$

On aura deux relations entre les trois quantités $\frac{A}{L}$, $\frac{A_1}{L}$, V qui, avec la relation $\frac{A}{A_1} = \frac{V}{h-V}$, permettront de déterminer ces trois quantités dans chaque cas particulier.

On en déduira la position de l'axe neutre pour une section de forme déterminée, et la valeur des deux valeurs R et R_1 des résistances maxima de traction et de compression.

Quelle que soit la loi de traction ou de compression, on voit, d'après le calcul précédent, que la détermination des principales circonstances de la flexion s'obtient par la même méthode que dans le cas de la loi proportionnelle des charges aux allongements ou raccourcissements produits.

A défaut de la connaissance de cette loi, nous pensons qu'au lieu d'avoir recours à des formules empiriques déduites d'expériences faites dans des cas très-particuliers il vaut mieux, pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le calcul pratique des résistances, admettre la loi ancienne et, en même temps, l'inégalité de résistance à la traction et à la compression, dont le rapport serait celui des charges de rupture. Soient R la résistance du métal à la rupture par traction, mR sa résistance à la rupture par compression, on aura pour expression de la résistance élémentaire :

Pour la traction : $$r\,d\,\omega = \mathrm{R}\,\frac{v}{\mathrm{R}}\,d\,\omega\,;$$

Pour la compression : $$r_1\,d\,\omega = m\,\mathrm{R}\,\frac{v_1}{h-\mathrm{V}}\,d\,\omega;$$

D'où : $$\int r d\omega = \int r_1 d\omega = \mathrm{R}\,\frac{c}{\mathrm{V}}\int \mathrm{V}\,d\,\omega = \frac{m\mathrm{R}}{h-\mathrm{V}}\int v_1\,d\,\omega.$$

Ou : $$\frac{1}{\mathrm{V}}\int v d\omega = \frac{m}{h-\mathrm{V}}\int v_1 d\omega \quad (a).$$

On a aussi : $$\frac{\mathrm{R}}{\mathrm{V}}\int v^2 d\omega + \frac{m\mathrm{R}}{h-\mathrm{V}}\int v_1^2 d\omega = \xi\,\mathrm{M\,F} \quad (b).$$

Au moyen de la première relation on exprime V, qui, substitué dans la deuxième, permet de déterminer R.

Résistance du fer. — Pour les fers, la résistance à la traction est supérieure à la résistance à la compression, et la différence entre les deux résistances est d'autant plus grande qu'ils sont de qualité supérieure; en outre, les allongements sont, même pour les charges inférieures aux limites d'élasticité, moindres que les raccourcissements dans le rapport de 15 à 20, rapport inverse des coefficients d'élasticité.

Si donc le rapport des charges de rupture ne diffère pas trop du rapport inverse de ces coefficients, l'axe neutre se déplacera peu dans les pièces calculées dans l'hypothèse d'inégalité des deux résistances, pour des variations de charge entre la limite de rupture et celle permanente supérieure à la limite d'élasticité à laquelle la pièce doit travailler.

Ces considérations ont peu d'importance pour l'emploi du fer dans la construction des machines, dans lesquelles, à quelques exceptions près, le fer travaille soit à la traction directe, soit à la compression.

Résistance de la fonte. — Les expériences faites sur la fonte accusent une très-grande différence entre sa résistance à la traction et sa résistance à la compression. Les mêmes expériences n'indiquent cependant pas une grande différence entre le coefficient d'élasticité de traction et celui relatif à la compression jusqu'aux charges voisines de celles qui produisent la rupture par extension; il en résulte que, jusqu'à cette limite, l'axe neutre doit occuper, à très-peu près, la position que lui assigne l'hypothèse de l'égalité des deux résistances.

Dans une pièce soumise à la flexion, la rupture devrait donc se produire au moment où à cette charge correspond, dans la partie la plus tendue, une tension égale à celle de rupture par traction directe. Il n'en est rien. Le calcul de la tension *maxima*, dans le cas où la charge est poussée jusqu'à la rupture, donne une valeur souvent triple de celle correspondante à la rupture par traction directe.

L'explication partielle de cette anomalie se trouve dans le peu d'homogénéité de la fonte, dont les parties extérieures ont une résistance bien supérieure à celles intérieures.

Les expériences directes relatives à la résistance de traction ne donnent donc qu'une moyenne de résistance.

Dans la flexion, les parties intérieures s'allongent peu et travaillent dans les limites bien infé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rieures à celles voisines de la charge de rupture, tandis que les parties extérieures développent seules les résistances *maxima* de traction et de compression.

Sans prétendre établir une relation directe entre les coefficients d'élasticité et les charges de rupture, on peut admettre, cependant, que l'augmentation des uns accompagne l'augmentation des autres; le coefficient d'élasticité de la fonte déduit d'expériences faites sur des barres soumises à la flexion doit donc être supérieur à celui déduit d'expériences sur la traction directe. C'est, en effet, ce qui résulte des expériences de M. Hosking sur la flexion transversale de barres en fonte, dans lesquelles ce coefficient s'est trouvé, en moyenne, égal à 12,000,000,000, tandis que les expériences d'Hodgkinson ne donnaient qu'une valeur de 8,000,000,000.

Les différences entre la résistance possible à la compression et la résistance possible à la traction sont donc moindres dans le cas de la flexion que dans le cas de la traction et de la compression directe. La résistance à la rupture par traction peut, dans les pièces soumises à la flexion, atteindre la moitié de celle relative à la compression. La forme des pièces de ce métal doit être déterminée d'après le rapport de ces résistances toutes les fois que les pièces devront joindre à l'économie du métal une grande sécurité.

Dans la construction des machines, les dimensions des pièces doivent être calculées en vue de la moindre déformation possible, les travaux qu'elles ont à transmettre étant, en général, mieux déterminés que dans les autres applications. A ce point de vue, il convient de les calculer dans l'hypothèse de l'égalité des deux résistances.

Dans certains cas, notamment dans les balanciers, toutes les parties sont alternativement tendues et comprimées; les sections transversales doivent donc être symétriques par rapport à un arc passant par le centre de gravité ou axe d'inertie.

Dans le calcul des pièces qui doivent présenter une grande sécurité et qui ont, en outre, une épaisseur assez grande, il conviendra de ne pas admettre une résistance *maxima* de traction supérieure à celle déduite des expériences directes de rupture par traction, car l'influence de la surface extérieure diminue avec l'épaisseur des pièces; il conviendra alors de déterminer la forme de ces pièces, en partant de l'inégalité des deux résistances.

Les formes varient à l'infini, mais les dimensions respectives de chacune d'elles devront être déterminées d'après les considérations suivantes, déduites de l'étude générale de la résistance des matériaux et de l'étude de la résistance spéciale de la fonte.

Si on observe que la résistance *maxima* à la compression ne peut se produire que dans des prismes courts ou soutenus en plusieurs points s'ils sont longs; si on observe, en outre, qu'elle ne se développe que dans les parties les plus éloignées de l'axe neutre, on peut conclure :

1° Les formes symétriques par rapport à la ligne des centres de gravité ne conviennent pas pour les pièces qui doivent résister à la flexion.

2° La tendance générale à la flexion de la partie comprimée est combattue par sa liaison avec la partie tendue.

3° La flexion tend à se produire latéralement, il en résulte que dans les pièces en forme de T simple il ne convient pas de diminuer trop l'épaisseur de la partie verticale.

4° L'addition d'une nervure à la partie supérieure comprimée diminuera encore la flexion.

5° Il faut éviter toute solution de continuité entre la nervure supérieure résistante à la compression et la nervure inférieure résistante à la traction.

6° Il y a avantage à diminuer la portée latérale des pièces soumises à la flexion, soit en les reliant entre elles si elles travaillent simultanément, soit en les buttant directement.

7° Il vaut mieux chercher à satisfaire à la condition d'égale résistance en modifiant les dimensions verticales que les dimensions horizontales.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

8° Il convient de supposer, dans le calcul des pièces de fonte soumises à la flexion, un rapport des deux résistances un peu inférieur à celui observé, pour tenir compte de la tendance à la flexion latérale et, en même temps, diminuer l'intensité des déformations.

Résistance au cisaillement. — La résistance du fer au cisaillement est sensiblement égale à celle de traction. Cette résistance se développe dans les rivets des chaudières, dans les boulons des moufles, les tourillons de balancier, les boutons de manivelle.

La résistance de la fonte à ce genre d'efforts n'a été déterminée par aucune expérience spéciale ; nous admettrons qu'elle équivaut, comme pour le fer, à celle de traction.

Résistance à la torsion. — On a vu que la résistance à la torsion était la projection perpendiculaire à l'axe du prisme de la résultante de résistances à la traction et à la compression développées sur les divers points d'une même section transversale ; la rupture aura lieu lorsque la valeur maxima de ces résistances élémentaires dépassera celle maxima de traction ou de compression si elles sont égales, la plus petite si elles sont inégales. — La formule qui donne la résistance élémentaire de torsion suppose vraie la loi de proportionnalité des déplacements moléculaires aux résistances développées. La valeur de ces résistances pourrait être calculée d'après la loi réelle si elle était formulée par une expression analytique quelconque.

La forme la plus convenable pour la résistance à la torsion est évidemment la forme cylindrique circulaire creuse, dont tous les points d'une même section transversale travaillent dans les mêmes conditions.

Résistance du fer à la torsion.—Le coefficient de résistance à la traction est $F_2 = 20,000,000,000$, celui de la résistance à la compression $E_1 = 15,000,000,000$; on en déduit :

$$G = \frac{35,000,000,000}{5} = 7,000,000,000.$$

L'expérience faite sur des fers de diverse provenance a donné des résultats variables de 960,070,000 à 5,375,700,000, dont la moyenne s'est trouvée de 6,786,325,000.

Résistance à la rupture. — La rupture par torsion d'un cylindre en fer correspondra à un excès d'efforts de compression. En supposant les efforts de rupture de traction et de compression proportionnels aux coefficients d'élasticité, on aura :

$$R_1 = \frac{5}{4} R_2,$$

et la formule deviendra :

$$P D = \frac{R_2}{r_1} \frac{9}{8} \int v^2 \delta \sigma,$$

et dans le cas d'un cylindre plein :

$\int r^2 \delta\sigma = \frac{\pi r_1^4}{2}$; le moment $P D = \frac{9}{16} R_2 \pi r_1^3$ sera très-voisin de celui de rupture.

La formule pratique ordinairement appliquée est :

$$d^3 = \frac{K A}{n.},$$

Dans laquelle d diamètre exprimé en centimètre,
A travail par minute exprimé en kilogrammètres,
n nombre de tours par minute.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a : $$\frac{A}{n} = 2\pi P D ;$$

on fait : $K = 0{,}40$ pour des arbres qui transmettent des efforts réguliers.

On a donc : $$d^3 = 8 r_1^3 = 0{,}40. \times 2\pi P D = 0{,}40. \times 2\pi \frac{9}{16} \frac{R_2 \pi r^3}{100.},$$

d'où : $$R_2 = \frac{8 \times 16. \times 100.}{0{,}40 \times 2\pi^2 \times 9} = 180$$ kilogrammes par centimètre carré, coefficient assez faible pour éviter non-seulement toute chance de rupture, mais encore toute déformation trop sensible.

Pour des arbres destinés à transmettre des travaux très-réguliers, on peut, avec toute sécurité, faire $K = 1$, dans la formule $d^3 = K \frac{A}{n}$.

Résistance de la fonte à la torsion. — Dans la fonte, les deux coefficients d'élasticité sont sensiblement équivalents entre des limites assez restreintes; mais ils divergent de plus en plus en décroissant, avec l'augmentation des charges, et les résistances de compression influent de plus en plus sur la valeur totale de la résistance à la torsion; il en résulte une grande variation dans le coefficient G déduit de l'expérience directe, variation qui se reproduit dans celles déduites des coefficients de traction et de compression. Comme les deux genres d'expérience n'ont pas été faits sur des fontes de même nature, on ne peut en déduire une vérification des formules proposées.

Résistance à la rupture par torsion. — Des expériences faites par M. Carillon indiquent que des cylindres de 0,02 diamètre, soumis à des efforts appliqués à l'extrémité d'un levier de 0,50 de diamètre, se sont rompus sous des charges égales, en moyenne, à 80 kilog.

En partant de la formule $$P D = (R_1 + R^2) \frac{\pi v_1^3}{4.},$$

On a : $$\frac{R_1 + R^2}{2} = \frac{40. \times 1{,}000{,}000 \times 2}{\pi} = 25{,}500{,}000 ,$$

valeur double de celle de rupture par extension, et qui suppose le rapport

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{m}, \text{ tel que } \frac{2}{m+1} = \frac{1}{2}, \text{ ou } m = 3,$$

c'est-à-dire la résultante des résistances de traction à l'instant de la rupture.

Cette différence s'explique de la même manière que pour la flexion, les parties extérieures étant celles sur lesquelles se produisent les plus grandes résistances de traction.

Il est probable que des expériences sur les ruptures par torsion du fer et du bois ne conduiraient pas à une semblable anomalie, qui doit se reproduire pour tous les métaux fondus, dont le refroidissement rapide ou la trempe détermine un arrangement moléculaire supérieur à celui des parties intérieures sous le rapport des résistances.

Les autres matériaux ne jouent qu'un rôle secondaire dans la construction des machines; quelques-uns, tels que les bois, les pierres, sont généralement employés avec des dimensions bien supérieures à celles nécessaires à leur résistance; d'autres, tels que le bronze, doivent surtout résister à l'usure résultant d'un frottement, et non à des efforts capables de produire leur rupture; d'autres enfin, tels que le cuivre, se comportent sensiblement comme le fer au point de vue de la résistance. Les formules suivantes, résumé des considérations qui précèdent sur la ré-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sistance générale des matériaux, sont applicables à ces divers corps en introduisant dans ces formules les coefficients spéciaux qui leur conviennent.

Formules relatives à la traction.

La formule qui donne les allongements est :

$$a = \frac{PL}{AE},$$

Dans laquelle P charge qui produit l'allongement en kilogrammes,
L longueur de la tige mise en charge en mètres,
A section transversale en mètres carrés,
E coefficient d'élasticité.

La formule qui donne la relation entre la section de la tige et la charge qu'elle peut porter avec sécurité est $P = A\,m\,f$,

Dans laquelle P charge appliquée,
A section de la tige en mètres carrés,
R_1 charge de rupture par mètre carré exprimée en kilogrammes,
m coefficient de sécurité exprimant la fraction de la charge de rupture que la tige peut porter par mètre carré de section transversale.

Formules relatives à la compression.

La formule qui donne les raccourcissements est identique à celle de la traction.
La formule qui donne les charges de rupture est variable avec la nature des matériaux.

Pour les piliers en fer. — Love a donné les deux formules suivantes :

$$(1)\quad P = R \times \frac{1}{0{,}85 + 0{,}04\,\frac{l}{d.}},\ \text{et}\ P = R \times \frac{1}{1{,}55 \times 0{,}000{,}5\left(\frac{l}{d}\right)^2}\quad (2).$$

Dans lesquelles R charge de rupture absolue,
l hauteur du pilier,
d diamètre ou plus petite dimension de la base.

La première est applicable pour des valeurs de $\frac{l}{d}$ comprises entre 5 et 30.—La deuxième pour des valeurs de $\frac{l}{d.}$ comprises entre 10 et 180 fois le diamètre.

Pour les piliers en fonte. — Le même ingénieur propose les deux formules suivantes, déduites, comme les premières, d'expériences d'Hodgkinson :

$$P = R\,\frac{1}{1{,}45 + 0{,}00337\left(\frac{l}{d}\right)^2},\ \text{et}\ P = R \times \frac{1}{0{,}68 + 0{,}1\,\frac{l}{d.}}\ (1).$$

La première applicable à des valeurs de $\frac{l}{d}$ variables entre 4 et 120. — La deuxième à des valeurs de $\frac{l}{d}$ variables entre 3 et 30.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Poteaux en bois. — M. Morin propose les formules suivantes, déduites d'expériences d'Hodgkinson :

$$P = \frac{Kb^4}{l^2} \text{ pour la section carrée, } P = \frac{Kab^3}{l^2} \text{ pour la section rectangulaire.}$$

Le coefficient K variable avec la nature des bois, et qu'on peut faire

K = 2565 pour le chêne fort,
K = 1800 pour le chêne faible,
K = 2142 pour le sapin rouge et blanc fort ou pin résineux,
K = 1600 sapin blanc faible et pin jaune.

Ces formules donnent la charge probable de rupture.

Le coefficient de sécurité dont il convient de les affecter dépend des conditions variables dans lesquelles les pièces devront travailler.

Quant aux coefficients de résistance de traction et de compression, les tableaux suivants donnent leur valeur ou plutôt leur rapport. Dans toute construction où l'économie de l'emploi des matériaux aura quelque importance, ils devront être déterminés directement par des expériences spéciales.

Formules de résistance à la flexion.

La formule générale de résistance à la flexion est

$$\frac{R\,I}{v'} = \Sigma\, M\, F,$$

dans laquelle on suppose l'égalité entre les deux résistances maxima de traction et de compression, dont la valeur serait celle de R,

I moment d'inertie de la section transversale,

v' distance à l'axe neutre de la fibre la plus éloignée,

Σ M F somme algébrique des moments des forces extérieures pris par rapport à un axe mené normal au plan de leur direction commune par le centre de gravité de la section considérée.

Si les deux résistances sont inégales, la formule devient

$$\frac{R_1 I_1}{v_1} + \frac{R^2 I^2}{v^2} = \Sigma MF,$$

Dans laquelle R_1 résistance maxima à la traction,

I_1 moment d'inertie de la partie de la section soumise à l'extension par rapport à l'axe neutre,

V_1 distance à l'axe neutre de la fibre la plus tendue,

R_2, I_2, V_2 quantités analogues relatives à la partie comprimée.

La distance maxima se produit dans la section pour laquelle Σ M F est maximum.

La valeur de ce maximum est variable.

Moments des forces extérieures.

1° Pièce encastrée par une extrémité, chargée, à l'autre, d'un poids p, et, en outre, de poids uniformément répartis.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \left(\mathrm{P} + \frac{pl}{2}\right) l,$$

p, poids uniforme,

l, longueur à partir de l'encastrement.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \mathrm{P}\, l,$$

si la charge uniforme est nulle.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{pl^2}{2},$$

si la charge extrême est nulle.

2° Pièce posée horizontalement sur deux appuis, chargée, en un point quelconque, d'un poids P et, en outre, de poids uniformément répartis.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{p}{2}\left(\frac{\mathrm{P}\,d'}{pl} + \frac{l}{2}\right)^2,$$

pour une partie du prisme.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{p}{2}\left(\frac{\mathrm{P}\,d'}{pl.} + \frac{l}{2} - \frac{\mathrm{P}}{p}\right)^2 + \mathrm{P}d,$$

pour l'autre partie.

Formules dans lesquelles P est le poids uniforme par unité de longueur,

l la longueur de la pièce entre les appuis,

d et d' les distances respectives du point d'application de la charge aux deux appuis.

On a :
$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{\mathrm{P}\,d\,d'}{l.},$$

si la charge uniforme est nulle ;

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{\mathrm{P}\,l}{4},$$

si la charge P est appliquée à égale distance des deux appuis ;

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{p\,l^2}{8},$$

si la charge P est nulle.

3° Pièce encastrée par une extrémité, supportée à l'autre par un appui, chargée de poids uniformément répartis.

$\xi \, \mathrm{M\,F}$ a deux valeurs maxima, l'une $\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{9}{128} pl^2$, à une distance $x = \frac{5}{8} l$ de l'encastrement;

l'autre :
$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{16}{128} p\, l^2,$$

à une distance nulle de l'encastrement.

4° Pierre encastrée par ses deux extrémités.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{pl}{8},$$

si la charge unique est au milieu de la pièce.

$$\xi \, \mathrm{M\,F} = \frac{1}{12} p\, l^2,$$

pour une charge uniformément répartie.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Moments des résistances. — Cette quantité est variable avec la forme des sections tranversales. Sa valeur, dans l'hypothèse d'égalité des deux résistances, est exprimée par les formules suivantes :

Section rectangulaire. $$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R\ a\ b^2}{6.}.$$

Section rectangulaire évidée. $$\frac{R\ I}{v'} = \frac{a\ b^3 - a'\ b'^3}{b\ 6.}.$$

a, b, côtés extérieurs du rectangle.
a' b', côtés intérieurs de l'évidement.

Section rectangulaire évidée latéralement. — La formule est

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{a\ b^3 - 2\ a'\ b'^3}{a\ b},$$

Dans laquelle $2a'\ b'$ est la surface de la somme des deux rectangles d'évidement.

Section parallélogrammique dont une diagonale R est perpendiculaire à la direction des forces :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R a h^2}{6.}.$$

$2h$ étant l'autre diagonale.

Section triangulaire, moitié de la section parallélogrammique :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R\ a h^2}{6},$$

Dans laquelle a est la demi-diagonale.

Section triangulaire, l'axe d'inertie étant parallèle à un des côtés :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{a\ h^2}{24},$$

a étant la base et h la hauteur.

Section rectangulaire dont l'axe d'inertie fait un angle α avec l'un des côtés :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R a b}{b}\frac{(a^2 \sin^2 \alpha + b^2 \cos^2 \alpha)}{a \sin \alpha + b \cos \alpha}.$$

Section circulaire pleine, r étant le rayon :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R \pi r^2}{4.}.$$

Section circulaire creuse, r rayon extérieur et r' rayon intérieur :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R\ \pi\ (r^3 - r'^3)}{4.}.$$

Section elliptique, a et b étant les axes :

$$\frac{R\ I}{v'} = \frac{R \pi\ a b^2}{4.}.$$

Au moyen des formules précédentes, on pourra calculer la résistance maxima développée parallèlement à la longueur du prisme. Cette résistance composée avec celle $T = \frac{\Sigma F}{\omega}$, répartie uni-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

formément dans toute l'étendue de la section, donnera la résistance maxima réelle développée $= \sqrt{R^2 + T^2}$.

ΣF étant la somme algébrique des forces extérieures,

ω la surface de la section transversale.

Résistance à la torsion.

La formule pratique usuelle doit être conservée pour la détermination des diamètres des arbres de machines.

Cette formule déjà citée est : $$d^3 = \frac{K A}{n}.$$

Dans laquelle d diamètre exprimé en centimètres,

A travail en kilogrammètres par minute,

N nombre de tours par minute,

R coefficient variable avec la nature du corps, et pour le même corps avec la nature des travaux à transmettre.

La formule qui donne la résistance maxima développée est, ainsi qu'on l'a vu :

$$P D = \frac{R}{r r_1} \int r^2 \delta \alpha ,$$

Dans laquelle P D moment de l'effort de torsion,

R résistance maxima développée,

r_1 rayon maximum du cylindre,

$\int r^2 \delta \alpha$, moment d'inertie polaire de la section transversale du cylindre tordu.

On devra faire usage de cette formule pour calculer la résistance maxima développée dans une pièce soumise à la fois à des efforts de compression ou de traction, de flexion et de torsion, cette quantité étant la composante des résistances maxima partielles développées par chacune de ces actions spéciales.

Données numériques. — Le tableau suivant, extrait de celui formé par M. Poncelet, donne les coefficients moyens d'élasticité pour différents corps. Ces nombres, introduits dans les formules relatives aux différents modes de résistance, permettent de calculer,

Pour la traction, les allongements par mètre produits par une charge déterminée;

Pour la compression, les raccourcissements;

Pour la flexion, la flèche en un point quelconque et la flèche maxima;

Pour la torsion, l'angle de déviation à l'unité de distance.

Tableau des valeurs du coefficient d'élasticité E.

DÉSIGNATION DES CORPS.	VALEURS DE E.
Chêne.	1,200,000,000
Sapin jaune ou blanc.	1,854,000,000
Sapin rouge ou pin.	1,500,000,000

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DÉSIGNATION DES CORPS.	VALEURS DE E.
Fers doux passés à la flèche.	18,000,000,000
Fers en barres.	20,000,000,000
Fers du Berry étirés.	20,869,000,000
— — récents.	20,784,000,000
Acier d'Allemagne recuit à l'huile.	21,000,000,000
Acier fondu très-fin recuit à l'huile.	30,000,000,000
Acier anglais en fil.	18,809,000,000
Acier ordinaire recuit au blanc.	18,045,000,000
Fonte de fer, grains fins.	12,000,000,000
Fonte grise anglaise, bonne qualité.	9,090,000,000
Fils de cuivre étirés.	12,000,000,000
— — récents.	10,500,000,000
Fils de laiton recuits.	10,000,000,000
Laiton fondu.	6,450,000,000
Bronze de canon fondu.	3,200,000,000

Ces coefficients ne peuvent servir qu'à déterminer approximativement les déformations produites. Pour opérer plus vigoureusement, il conviendrait de les déterminer directement, non-seulement sur les matériaux mis en œuvre, mais encore d'après des expériences directes faites sur chaque mode particulier de résistance.

Ainsi, pour les fontes, le coefficient E, déduit d'expériences directes, est rarement supérieur à 9,000,000,000, tandis que sa valeur déduite d'expériences sur la flexion est souvent 12,000,000,000, anomalie résultant du défaut d'homogénéité de la matière, plus roide à la surface qu'au centre.

Pour calculer les déformations relatives à la torsion, on a fait des expériences directes qui donnent la valeur de $G = \frac{2}{5} E$.

Le tableau suivant, qui donne ces valeurs, a été déduit, par M. Morin, d'expériences diverses.

Fer doux.	G = 6,000,000,000
Fer en barres.	= 6,666,000,000
Acier d'Allemagne.	6,000,000,000
Acier fondu très-fin.	10,000,000,000
Fonte.	2,000,000,000
Cuivre.	4,366,000,000
Bronze.	1,066,000,000
Chêne.	400,000,000
Sapin	433,000,000

Charges de rupture par traction. — Le tableau suivant donne les valeurs f des charges de rupture par traction pour différents corps. Il conviendra, pour des travaux de grande importance, de les déterminer directement sur les matériaux employés.

DÉSIGNATION DES CORPS.	CHARGE DE RUPTURE.
Chêne dans le sens des fibres fort.	800 kilogram.
— — — faible.	600
Sapin.	800 à 900

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DÉSIGNATION DES CORPS.	CHARGE DE RUPTURE.
Sapin des Vosges.	400
Pin silvestre des Vosges.	248
Fer forgé ou étiré en barres, le plus fort.	6,000
— — — le plus faible.	2,500
— — — moyen.	4,000
Fer ou tôle laminé, sens du laminage.	4,100
— — — sens perpendiculaire.	3,600
Tôles fortes corroyées dans les deux sens.	3,500
Rubans très-doux.	4,500
Fil de fer non recuit.	9,000 à 50,000
Fil de fer en câbles..	3,000
Chênes en fer doux ordinaires.	2,400
— — — avec étançons.	3,200
Fonte de fer, la plus forte.	1,350
— — la plus faible.	1,250
Acier fondu, le plus fin..	10,000
— le plus mauvais.	3,600
— ordinaire.	7,500
Bronze de canon.	2,300
Cuivre rouge laminé dans le sens de la longueur..	2,100
Cuivre rouge de qualité supérieure.	2,600
Cuivre rouge battu.	2,500
Cuivre rouge fondu.	1,340
Laiton fin.	1,260
Arcs en pièces d'assemblage, fer forgé ou fonte grise.	2,520
Cuivre rouge en fil non recuit.	7,000 à 4,000
Cuivre jaune ou laiton en fil non recuit..	8,500 à 5,000
Fil de platine écrasé non recuit.	11,600
— — recuit.	3,400
Étain fondu.	300
Zinc fondu.	600
— laminé.	500
Plomb fondu.	128
— laminé..	135
Cordes et courroies.	
Aussières et grelins de Strasbourg, 13 à 14 millimètres de diamètre..	880
— de Lorraine, 13 à 17 millimètres de diamètre.	650
— de Lorraine ou Strasbourg, 22 millimètres de diamètre.	600
— de Strasbourg, 40 à 54 millimètres de diamètre.	550
Courroie en cuir.	»
Matières diverses.	
Verre et cristal en tubes.	248

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DÉSIGNATION DES CORPS.	CHARGE DE RUPTURE.
Calcaire fort de Portland.	60
Calcaire lithographique.	30
Calcaire oolithique.	13
Briques bien cuites.	19

Valeurs de m *à introduire dans la formule* $P = A\,m\,f$.

Le rapport entre la charge permanente et la charge de rupture par traction doit être :

Pour les bois. 1/10;
Id. les fers. . . . . 1/5 à 1/6;
Id. les fontes. . . . . 1/4.

Pour les autres métaux, la même que pour le fer ou la fonte, suivant que leur nature se rapproche plus ou moins de l'un d'eux.

Résistance à l'écrasement.

Les charges de rupture par écrasement des prismes très-courts, ou charges de rupture absolue, ont été peu expérimentées ; elles sont très-variables pour la fonte.

On peut admettre les nombres suivants dans le cas où cette résistance ne serait pas déterminée par des expériences spéciales :

Pour la fonte, 6,000 kil. par centimètre carré ;
Id. le fer, 4,000 à 2,500;
Id. le cuivre battu, 7,245;
Id. le cuivre jaune, 11,584.

Ces nombres, introduits dans les formules relatives aux piliers et colonnes, donneront une relation numérique entre les charges relatives de rupture, les longueurs et diamètres.

Les charges permanentes devront être seulement 1/6 de celles de rupture.

Résistance à la torsion.

Dans les formules pratiques relatives à la torsion, il conviendra de donner au coefficient 11 les valeurs suivantes, variables suivant les circonstances :

Pour la fonte. — Machines à vitesse variable, d'après M. *Walter,* et sans choc : K a varié de 1,10 à 1,86.

Arbres à cames pour marteau frontal :

A Terre-Noire. . . $K = 5,085$;
Au Creusot. . . . $K = 7,660$.

Pour le fer. — On peut admettre pour K la valeur relative à la fonte multipliée par le rapport de deux résistances.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

M. Walter a observé $K = 0{,}40$ pour travail régulier et sans choc,

$K = 0{,}70$ pour travail irrégulier avec choc,

$K = 0{,}80$ pour machines de bateaux.

Pour le bois. — M. Faure a observé $K = 20$ pour travail régulier et sans choc d'une roue hydraulique,

$K = 50$ pour arbres de transmission à des laminoirs,

$K = 160$ pour arbres destinés à commander des marteaux.

FIN DE LA PREMIÈRE PARTIE.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME PARTIE.

COMPOSITION DES MACHINES A VAPEUR.

On peut définir les *machines* en général : des appareils propres à utiliser l'action des *forces*, soit comme *moteurs*, soit comme *outils*.

A cet effet, elles se composent d'*organes* parmi lesquels on distingue :

Les organes *principaux*, remplissant, chacun isolément, l'une des fonctions dont l'ensemble constitue le travail propre de l'appareil auquel ils appartiennent.

Les organes *secondaires*, remplissant, chacun isolément, l'une des fonctions dont l'ensemble constitue le travail propre de l'organe principal auquel ils appartiennent.

Les organes principaux se nomment *parties* des machines.

Les organes secondaires se nomment *pièces* des machines.

Composer une machine, c'est disposer convenablement les différentes parties de cette machine, préalablement composées.

Composer une partie de machine, c'est disposer convenablement les différentes pièces de cette partie, préalablement composées.

Composer une pièce de machine, c'est déterminer les formes et dimensions de cette pièce d'après les fonctions qu'elle doit remplir et les résistances qu'elle doit vaincre.

La composition des machines comprend donc trois opérations fondamentales, savoir : 1° composition des pièces; 2° composition des parties; 3° composition proprement dite des machines.

Appliquant aux machines à vapeur cette manière d'envisager les machines en général, nous obtenons trois genres de composition distincts, savoir : 1° composition des pièces des machines à vapeur; 2° composition des parties des machines à vapeur; 3° composition proprement dite des machines à vapeur.

LIVRE PREMIER.

Composition des pièces des machines à vapeur.

Toute réunion de pièces disposées de manière à effectuer un travail déterminé, soit comme appareil complet, soit comme *partie* d'appareil seulement, peut toujours se partager en deux catégories, savoir :

Première catégorie. — Pièces d'usage général dans les machines.

Deuxième catégorie. — Pièces d'usage spécial dans l'appareil ou partie d'appareil où elles figurent.

Il résulte de là que, dans les machines à vapeur, il y a deux espèces de pièces, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Les pièces que nous appellerons *générales*, employées non-seulement dans la construction de ces moteurs, mais encore dans celle de toutes les autres machines ;

2° Les pièces que nous appellerons *spéciales*, exclusivement employées dans la construction de ces moteurs.

L'étude des pièces des machines à vapeur comprend donc deux études distinctes, savoir : 1° étude des pièces générales des machines QUELCONQUES ; 2° étude des pièces spéciales des machines A VAPEUR.

TITRE PREMIER.

PIÈCES GÉNÉRALES DES MACHINES.

CHAPITRE PREMIER.

CARACTÈRES GÉNÉRAUX DES MACHINES.

Toute machine fonctionnant est un ensemble de pièces intimement liées entre elles, et douées des deux états mécaniques : REPOS ou MOUVEMENT ; le *repos* étant représenté par les pièces fixes, — le *mouvement* étant représenté par les pièces mobiles.

En *théorie*, on considère deux mouvements : le mouvement rectiligne, le mouvement curviligne.

Le mouvement curviligne se divise en deux autres : le mouvement curviligne dans un plan, le mouvement curviligne dans l'espace.

En *pratique*, on considère également deux mouvements : le mouvement rectiligne ; le mouvement circulaire, dont l'un, le second, est un cas particulier du mouvement curviligne dans un plan.

Ces mouvements sont continus ou alternatifs ; de là quatre espèces de mouvements distincts, savoir : 1° mouvement rectiligne continu, — 2° mouvement rectiligne alternatif, — 3° mouvement circulaire continu, — 4° mouvement circulaire alternatif.

Une pièce n'est fixe qu'autant qu'elle communique avec le sol en plus de deux points non situés en ligne droite, soit directement, soit par l'intermédiaire d'autres pièces fixes.

Les pièces fondamentales du mouvement dans les machines sont au nombre de deux, savoir : les *tiges* et les *arbres*.

Théoriquement, les tiges et les arbres sont des cylindres dont la longueur est très-grande par rapport à leur diamètre.

Les tiges affectent toujours le mouvement rectiligne.

Les arbres affectent toujours le mouvement circulaire.

Les communications des pièces fixes entre elles, celles des tiges ou arbres avec les pièces fixes ; enfin celles des tiges et arbres entre eux, ou avec les autres pièces douées des mêmes mouvements qu'eux, constituent l'ensemble des pièces dites générales.

Ces communications sont directes ou indirectes : les communications directes portent le nom d'*assemblages ;* elles s'appliquent aux pièces fixes ou mobiles indistinctement. Les communications indirectes portent le nom de *transformations* de *mouvement ;* elles s'appliquent exclusive-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment aux pièces mobiles. Nous allons passer en revue successivement et le plus succinctement possible ces deux genres de *communication* des pièces.

ASSEMBLAGES.

Quelles que soient les formes et dimensions des pièces des machines, on ne connaît guère, en pratique, que trois sections pour les points de ces pièces où elles s'assemblent, savoir : la section rectangulaire, la section carrée, la section circulaire.

Comme celui des sections, le nombre des assemblages admis en pratique, eu égard aux positions relatives des pièces à réunir, est infiniment restreint, puisqu'il se compose de deux seulement : l'assemblage bout à bout, l'assemblage d'équerre.

Le premier, s'employant toutes les fois que l'on veut réunir deux pièces situées sur le prolongement l'une de l'autre; et le second, toutes les fois que les pièces à réunir sont perpendiculaires entre elles. De là, douze combinaisons d'assemblages, suivant les sections et les directions des pièces à réunir, savoir :

Assemblage bout à bout d'une pièce à section *rectangulaire* avec une autre à section :

1° Rectangulaire, — 2° carrée, — 3° circulaire.

Assemblage bout à bout d'une pièce à section *carrée* avec une autre à section :

4° Carrée, — 5° circulaire.

Assemblage bout à bout d'une pièce à section *circulaire* avec une autre à section :

6° Circulaire.

Assemblage d'*équerre* d'une pièce à section *rectangulaire* avec une autre à section :

7° Rectangulaire, — 8° carrée, — 9° circulaire.

Assemblage d'*équerre* d'une pièce à section *carrée* avec une autre à section :

10° Carrée, — 11° circulaire.

Assemblage d'*équerre* d'une pièce à section *circulaire* avec une autre à section :

12° Circulaire.

§ I. — Assemblages de pièces fixes entre elles.

ASSEMBLAGES BOUT A BOUT.

1° *Section rectangulaire avec section rectangulaire.* — La section rectangulaire constitue la série des pièces que l'on nomme plates, telles que les tôles, brides et plaques. L'assemblage de ces pièces se fait de la manière suivante : on superpose en quantité suffisante les extrémités à assembler, puis on les perce de trous dans lesquels on passe soit des *rivets,* soit des *boulons.* Pour assembler au moyen des rivets, on aplatit la queue des rivets; pour assembler au moyen des boulons, on serre un *écrou.*

2° *Section rectangulaire avec section carrée.* — Dans ce cas, on modifie la forme de l'une des deux sections, et l'assemblage est le même que quand les deux pièces sont rectangulaires ou carrées.

3° *Section rectangulaire avec section circulaire.* — La même observation que ci-dessus a lieu.

4° *Section carrée avec section carrée.* — Si les pièces sont exposées à un effort de traction longitudinale, l'assemblage se fait à trait de Jupiter, comme en charpenterie, avec *manchon* pardessus. Si les pièces ne sont pas exposées à un effort de traction longitudinale, l'assemblage se fait au moyen d'un *manchon* seulement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° *Section carrée avec section circulaire.* — Dans ce cas, on ramène l'assemblage à celui de deux pièces carrées ou deux pièces rondes, à volonté, en modifiant l'une des deux sections.

6° *Section circulaire avec section circulaire.* — Si les pièces sont exposées à un effort de traction longitudinale, l'assemblage se fait au moyen d'une *douille à clavette* ou *à vis*. Si les pièces ne sont exposées à aucun effort de traction longitudinale, l'assemblage se fait au moyen d'un *manchon à prisonnier*.

ASSEMBLAGES D'ÉQUERRE.

1° *Section rectangulaire avec section rectangulaire.* — On ramène ce cas à l'assemblage bout à bout, pour ces pièces, en coudant l'une des deux pièces à assembler.

2° *Section rectangulaire avec section carrée.* — On perce dans la pièce plate un trou carré, plus grand que celui de la pièce à assembler, puis on cale. D'autres fois, et c'est le plus souvent, on ramène ce cas à celui d'une section rectangulaire avec une section circulaire. Rarement on le ramène à celui de deux sections rectangulaires.

3° *Section rectangulaire avec section circulaire.* — On termine la pièce ronde par un trou de cône entrant exactement dans un trou de même forme et de même dimension pratiqué dans la pièce plate ; puis, suivant la position du sommet du cône, la fermeture a lieu au moyen d'une *clavette*, ou au moyen d'une *rondelle* et un *écrou*, taraudé dans le prolongement de la pièce ronde. D'autres fois on munit la partie cylindrique d'une embase, sans cône, et la fermeture a lieu de l'autre côté au moyen d'une *clavette* ou d'une *rondelle* et un *écrou*.

4° *Section carrée avec section carrée.* — L'assemblage se fait dans ce cas au moyen d'un *étrier*, ou *chape à clavettes*, sans *coussinets*.

5° *Section carrée avec section circulaire.* — Dans ce cas, l'assemblage se fait comme ci-dessus, quelle que soit celle des deux pièces qui butte sur l'autre ; seulement, si c'est la pièce ronde qui butte, sa section est modifiée et rendue carrée.

6° *Section circulaire avec section circulaire.*—L'assemblage se fait au moyen d'une *douille à* T.

§ II. — Assemblages d'une pièce fixe et d'une pièce mobile.

Les pièces mobiles sont douées de l'un des deux mouvements : rectiligne ou circulaire.

1° *Mouvement rectiligne.* — Lorsqu'une pièce est douée d'un mouvement rectiligne, elle exerce un frottement sur les pièces fixes qu'elle touche. Ce frottement peut être de deux natures différentes, savoir : frottement de glissement, — frottement de roulement.

Dans le premier cas, la pièce mobile est munie de *glissoirs* et guidée par des *glissières* adaptées à la pièce fixe. Dans le second cas, la pièce est munie d'*axes* sur lesquels sont montés des cylindres roulant dans des coulisses aussi adaptées à la pièce fixe. Ces cylindres portent les noms de *galets* ou de *roulettes*, suivant qu'ils sont en métal ou en bois.

Dans le cas où les deux milieux dans lesquels se meut la pièce mobile sont hétérogènes, la séparation a lieu au moyen d'un *stuffing-box*.

2° *Mouvement circulaire.* — Lorsqu'une pièce est douée d'un mouvement circulaire, elle est toujours montée sur un *arbre* dont la communication avec les pièces fixes a lieu à l'endroit des *tourillons*, dans des pièces appelées *supports*, lesquelles sont munies ou non munies de *coussinets*.

§ III. — Assemblages des pièces mobiles entre elles.

Ces assemblages varient non-seulement comme ceux des pièces fixes entre elles, suivant les sections aux points à réunir et les dispositions relatives des deux pièces, mais encore suivant le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mode de mobilité des deux pièces. Néanmoins on peut dire, en thèse générale, que, si les pièces sont douées de mouvements différents, comme cela a lieu toutes les fois qu'il y a assemblage avec une tête de *bielle*, la seule modification que subissent les assemblages ci-dessus mentionnés pour pièces fixes, c'est l'addition de *charnières* ou de *coussinets*.

TRANSFORMATIONS DE MOUVEMENTS.

On considère seize transformations générales de mouvements, savoir :

Transformations des mouvements :			en	
	1°	rectiligne continu ;		1° rectiligne continu ;
	2°	rectiligne alternatif ;		2° rectiligne alternatif ;
	3°	circulaire continu ;		3° circulaire continu ;
	4°	circulaire alternatif ;		4° circulaire alternatif.

§ I. — Transformation du mouvement rectiligne continu.

1° *Mouvement rectiligne continu en rectiligne continu.* — Il peut se présenter trois cas : 1° ou les pièces se meuvent, soit parallèlement, soit sur la même ligne droite, dans le même sens et avec la même vitesse ; — 2° ou les pièces se meuvent suivant les directions quelconques, dans le même plan et avec une vitesse quelconque ; — 3° ou les pièces se meuvent, suivant des directions quelconques, dans l'espace.

Dans le premier cas, la transformation de mouvement s'opère par une pièce d'assemblage dont la forme et la dimension dépendent des formes, distances relatives et efforts des pièces mobiles qu'il s'agit de relier entre elles.

Dans le second cas, la transformation de mouvement s'opère : 1° si les vitesses sont égales, soit au moyen d'une ou plusieurs *poulies* et d'une *corde, courroie* ou *chaîne*, dont les extrémités sont assemblées aux deux pièces en mouvement ; soit au moyen de *crémaillères* et *roues d'engrenage cylindriques ;* 2° si les vitesses sont inégales, soit au moyen d'un ou plusieurs *treuils* et de *cordes, courroies* ou *chaînes*, soit au moyen de *crémaillères* et de *pignons*, et *roues d'engrenage cylindriques*.

Dans le troisième cas, la transformation du mouvement s'opère : soit au moyen de *poulies* ou *treuils, cordes, courroies* ou *chaînes*, à volonté, soit au moyen de *crémaillères*, *pignons* et *roues d'engrenage cylindriques* et *coniques*.

2° *Mouvement rectiligne continu en rectiligne alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen des deux suivantes : mouvement rectiligne continu en circulaire continu ; mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif.

3° *Mouvement rectiligne continu en circulaire continu.* — Cette transformation s'opère, dans les horloges, au moyen d'un *poids* suspendu à une *corde* enroulée sur un *treuil*. La vitesse est réglée par un *modérateur*. Elle s'opère encore au moyen de l'eau, s'échappant dans une direction quelconque sur les palettes d'une roue hydraulique. Enfin elle s'opère au moyen du vent agissant sur les ailes d'un moulin.

4° *Mouvement rectiligne continu en circulaire alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen d'un filet d'eau s'échappant d'un *tuyau*, et tombant alternativement dans deux *augets* contigus et disposés sur un *arbre*, de telle manière que, quand l'un est plein, l'appareil bascule et fait remplir l'autre, pendant que le premier se vide, et ainsi de suite. Elle s'opère aussi dans les rivières, pour le passage des bacs, au moyen d'une corde dont l'une des extrémités est fixée à un point au milieu de la rivière et l'autre en un point du bac, tel que ses faces longitudinales

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

soient inclinées par rapport à la direction du courant, et alternativement exposées à l'action de l'eau venant d'*amont*.

§ II. — Transformations du mouvement rectiligne alternatif.

1° *Mouvement rectiligne alternatif en rectiligne continu.* — Cette transformation s'opère au moyen des deux suivantes, savoir : mouvement rectiligne alternatif en circulaire continu ; mouvement circulaire continu en rectiligne continu.

2° *Mouvement rectiligne alternatif en rectiligne alternatif.* — Cette transformation s'opère de différentes manières, suivant le cas, savoir : 1° si les pièces marchent ensemble parallèlement, animées de vitesses égales, la transformation se convertit en un assemblage ; 2° si elles ont des directions différentes, dans le même plan, dans des plans parallèles ou dans des plans quelconques, la transformation s'opère au moyen des deux suivantes, savoir : mouvement rectiligne alternatif en circulaire alternatif ; mouvement circulaire alternatif en rectiligne alternatif.

3° *Mouvement rectiligne alternatif en circulaire continu.* — Cette transformation s'opère au moyen d'une *bielle* et d'une *manivelle* dont le mouvement est régularisé par un *volant*.

4° *Mouvement rectiligne alternatif en circulaire alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen d'un *parallélogramme* et un *balancier*, ou d'un *guide*, une *bielle* et un *levier*.

§ III. — Transformation du mouvement circulaire continu.

1° *Mouvement circulaire continu en rectiligne continu.*—Cette transformation s'opère au moyen d'une *roue d'engrenage* et une *crémaillère*. Elle s'opère aussi au moyen d'un *treuil* ou une *poulie* et une *corde*, *courroie* ou *chaîne*. Elle s'opère encore au moyen d'une *vis*.

2° *Mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen d'une *manivelle* et une *bielle*. Elle s'opère aussi au moyen d'une *excentrique*. Elle s'opère encore au moyen d'une *came* qui soulève la pièce jusqu'à une certaine hauteur, d'où elle retombe en vertu de sa pesanteur.

On emploie quelquefois un *pignon* à denture intermittente, et agissant sur deux *crémaillères* solidaires l'une de l'autre et parallèles.

3° *Mouvement circulaire continu en circulaire continu.* — Cette transformation s'opère au moyen de *poulies* et *courroies*. Elle s'opère aussi au moyen des *roues d'engrenage* et *pignons*.

4° *Mouvement circulaire continu en circulaire alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen d'une *roue d'engrenage conique* à denture intermittente, et agissant sur deux *roues d'engrenage conique* et montées sur un même arbre perpendiculaire à celui de la première roue. Elle s'opère aussi au moyen d'une *manivelle*, une *bielle* et un *balancier*.

§ IV. — Transformations du mouvement circulaire alternatif.

1° *Mouvement circulaire alternatif en rectiligne continu.* — Cette transformation s'opère au moyen des deux suivantes, savoir : transformation du mouvement circulaire alternatif en circulaire continu ; transformation du mouvement circulaire continu en rectiligne continu.

2° *Mouvement circulaire alternatif et rectiligne alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen d'un *pignon* et d'une *crémaillère*. Elle s'opère encore au moyen d'un *levier* et une *bielle*, ou d'un *balancier* et une *bielle*.

3° *Mouvement circulaire alternatif en circulaire continu.* — Cette transformation s'opère au moyen d'un *balancier*, une *bielle* et une *manivelle* régularisée par un *volant*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° *Mouvement circulaire alternatif en circulaire alternatif.* — Cette transformation s'opère au moyen de deux *roues d'engrenage*, ou deux *poulies* et une *courroie*. Elle s'opère aussi au moyen de deux *leviers* et une *bielle*.

CHAPITRE II.

CLASSIFICATION DES PIÈCES GÉNÉRALES DES MACHINES.

De l'examen des caractères généraux des machines, exposés dans le chapitre précédent, nous déduisons que :

1° Les pièces générales des machines se divisent en deux classes bien distinctes, savoir :

1re *classe.* — Pièces d'assemblages.

2e *classe.* — Pièces de transformations de mouvements.

2° Les pièces de transformations de mouvements les plus usitées peuvent être considérées comme comprises dans les huit espèces suivantes, savoir : les TIGES, les GUIDES, les LEVIERS, les BIELLES, les ARBRES et AXES, les EXCENTRIQUES, les POULIES et COURROIES, les ENGRENAGES.

3° Les pièces d'assemblages les plus usitées sont :

Pour parties plates.	Les rivets. Les boulons et écrous.
Pour tiges.	Les douilles. Les stuffing-boxes.
Pour guides.	Diverses, suivant la disposition.
Pour leviers.	Les moyeux. Les charnières.
Pour bielles.	Les charnières. Les têtes fermées.
Pour arbres.	Les supports. Les manchons.
Pour excentriques.	Diverses, suivant la disposition.
Pour poulies.	Les moyeux.
Pour engrenages..	Les moyeux.

Avant d'entrer dans l'étude des propriétés de ces différentes espèces de pièces, pour en déterminer les formes et les dimensions proportionnelles les plus convenables, nous allons présenter quelques considérations générales sur les parties *plates* et *rondes* qui sont la base de la décomposition en séries des pièces de machines.

PARTIES PLATES DES PIÈCES DE MACHINES.

Les parties plates des pièces de machines sont les parties de ces pièces comprises entre deux plans parallèles et peu distants l'un de l'autre.

L'assemblage de ces parties, qui, quand elles sont relativement fixes, a lieu soit au moyen des

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

boulons et écrous, et, quand l'une d'elles est mobile, se fait à charnière, ne présente réellement d'intérêt que dans le premier cas, c'est-à-dire pour la confection des chaudières à vapeur et la pose des pièces spéciales des machines. Nous verrons plus loin, lorsque nous parlerons de la chaudronnerie, quelles sont les relations qui doivent exister entre les épaisseurs et recouvrements des feuilles de tôle, les diamètres, longueurs et distances divers des rivets, pour que l'assemblage soit le plus convenable possible, eu égard à la résistance nécessaire, à l'économie dans la main-d'œuvre et à la facilité des réparations; nous ne parlerons ici que des parties plates des pièces en fonte.

On distingue trois modes d'assemblages, à joints superposés et boulons, des parties plates des pièces en fonte, savoir : l'assemblage au *mastic de fonte*, l'assemblage au *plomb* et *minium*, l'assemblage à *portées*.

Le premier, qui est le plus mauvais, a été pendant longtemps employé, par les mécaniciens, dans les parties même les plus importantes des machines, telles que les cylindres à vapeur, les pompes à air, etc. Aujourd'hui ce mode d'assemblage est généralement abandonné pour toutes les pièces qui exigent de la précision dans l'exécution ; on ne l'emploie plus que pour la liaison des plaques de bâches à eau froide, où il convient, du reste, parfaitement.

Le second mode, qui ne vaut guère mieux que le premier, est encore employé par bon nombre de mécaniciens dont l'outillage est incomplet ou insuffisant pour la réussite du troisième mode. Il consiste dans l'intercalation de plaques minces de plomb, enduites ou non enduites de mastic de plomb, entre les deux pièces à assembler ; ce plomb, qui est mou, se refoule, par le serrage, dans les porosités de la fonte et rend les joints étanches.

Le troisième mode, qui est exclusivement adopté aujourd'hui, par les bons mécaniciens, pour tous les joints, consiste dans une addition à la fonte de *portées* continues ou intermittentes, que l'on dresse soit à la machine à raboter, soit à l'alésoir ou au tour, suivant les pièces. Ces portées ne sont autre chose que des saillies venues à la fonte d'épaisseurs supérieures à celles qu'elles doivent avoir quand la pièce est finie.

Le contact des pièces étant direct, les distances relatives de toutes les parties restent constantes, quels que soient le serrage et le nombre des démontages de l'appareil.

Pour couvercles de cylindres à vapeur et, en général, pour toutes les pièces qui exigent une fermeture étanche, les portées sont continues et rodées, ou quelquefois simplement imprégnées de mastic de plomb très-coulant.

Les portées ont, en général, pour largeur l'épaisseur des pièces à assembler.

Outre ces auxiliaires, dont le dressage ne règle que les distances perpendiculaires aux plans de joint, on emploie, pour déterminer les places exactes des pièces sur ces plans, des petits cylindres légèrement coniques, appelés *chevilles*. Les chevilles traversent de part en part les deux parties plates à assembler, et ne laissent d'autre fonction aux boulons et écrous que celle de maintenir le contact des plans de joint ; elles s'emploient particulièrement pour les supports : il est bon de dire, cependant, qu'elles ne sont, la plupart du temps, bien efficaces que dans les machines-outils, les machines à vapeur exigeant presque toujours des moyens plus puissants pour assujettir les pièces.

PARTIES RONDES DES PIÈCES DE MACHINES.

Les parties rondes des pièces de machines sont à génératrices *droites* ou *courbes*.

Les parties rondes à génératrices droites sont cylindriques ou coniques, intérieures ou extérieures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tous les assemblages de pièces rondes consistent dans l'introduction, de l'une dans l'autre, de deux parties rondes égales et contraires, à génératrices droites.

Les parties rondes à génératrices courbes sont extérieures seulement et ne figurent pas dans les assemblages; nous ne faisons que les mentionner ici et nous ne nous en occuperons pas plus longtemps.

Les diamètres des parties rondes à génératrices droites varient nécessairement suivant le travail que doivent effectuer, dans un temps donné, les pièces auxquelles elles appartiennent; les dimensions de ces pièces varient nécessairement aussi suivant les diamètres de leurs parties rondes. Or, pour chaque pièce d'assemblage, il faut des dessins, outils et modèles spéciaux. Plus le nombre de ces pièces, dans un même atelier, est considérable, plus celui des dessins, outils et modèles spéciaux l'est aussi. Comme, en définitive, la complication du matériel est une dépense, il faut tâcher de diminuer cette dépense autant que possible; pour cela, il suffit de faire servir les mêmes pièces dans le plus de cas possible, c'est-à-dire adopter une série de diamètres successifs assez rapprochés pour satisfaire à toutes les exigences de la construction, et assez différents les uns des autres pour qu'il y ait économie. C'est dans l'adoption de cette série de diamètres que réside un des moyens les plus propres à établir de l'ordre dans le travail.

Or la chose est des plus faciles quand les parties sont cylindriques: il n'en est pas de même quand elles sont coniques, attendu que le diamètre augmente depuis le sommet jusqu'à la base.

Observant alors que les assemblages coniques n'ont généralement lieu qu'à la suite de parties cylindriques, nous aurons un moyen facile de décomposer les cônes en séries comme les cylindres.

En ce qui concerne les cylindres, la série des diamètres qui, selon nous, satisfait le mieux aux deux conditions stipulées plus haut est donnée dans le tableau suivant et concorde avec celle qui est adoptée aujourd'hui par les grands ateliers de construction.

Tableau des diamètres, pour parties cylindriques, de pièces pleines ou creuses, satisfaisant à toutes les exigences de la construction et de l'économie dans le matériel, en millimètres.

5	35	85	170	350	800	1600
6	40	90	180	375	850	1700
8	45	95	190	400	900	1800
10	50	100	200	450	950	1900
12	55	110	220	500	1000	2000
15	60	120	240	550	1100	2200
18	65	130	260	600	1200	2400
20	70	140	280	650	1300	2600
23	»	»	»	»	»	»
25	75	150	300	700	1400	2800
28	»	»	»	»	»	»
30	80	160	325	750	1500	3000

En ce qui concerne les cônes, il suffit, selon nous, d'adopter une inclinaison pour tous les assemblages dans lesquels ils figurent. Si l'on consulte pour cela les inclinaisons adoptées généralement, on trouve qu'elles varient entre $^1/_{10}$ et $^1/_{20}$ de la longueur. A notre avis, l'inclinaison

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

du $^1/_{10}$ est trop forte, pour deux motifs : le premier, parce que l'alésage des creux est difficile ; le second, parce que l'assemblage ne se prête pas suffisamment au serrage.

L'inclinaison du $^1/_{20}$ est au contraire trop faible, pour une raison tout opposée : l'alésage des creux est plus facile, ce qui n'est pas un défaut ; mais l'assemblage ne résiste pas assez au serrage.

L'inclinaison du $^1/_{15}$ est donc la meilleure ; c'est celle que nous avons adoptée pour tous les assemblages coniques.

Quant au diamètre de l'une des deux extrémités du cône, nous dirons que, puisque cet assemblage est toujours adapté aux parties cylindriques, le diamètre de la base du cône, en contact avec l'origine du cylindre, doit être d'un degré supérieur à celui du cylindre.

Les diamètres des parties rondes ainsi constitués en séries, les dimensions de toutes les pièces, dans lesquelles ces parties jouent le rôle principal, sont désignées par leur diamètre exprimé en millimètre et précédé du mot *numéro ;* ainsi, pour exprimer un support dont les coussinets sont destinés à recevoir un tourillon de 55 millimètres de diamètre, on dit : support n° 55. De même pour un boulon, dont le diamètre est 21 millimètres, on dit : boulon n° 21, et ainsi de suite.

CHAPITRE III.

PIÈCES GÉNÉRALES D'ASSEMBLAGES.

Rivets.

Les *rivets* (pl. 1, fig. 1) sont les pièces d'assemblage des feuilles de tôle. Ils sont en cuivre ou en fer, suivant que les feuilles sont elles-mêmes en l'un ou l'autre de ces métaux.

Dans un rivet on considère : la *tête* et le *corps*. La tête des rivets en fer est cylindrique et formée par un aplatissement suffisant d'une portion du corps, au moyen d'un outil que nous décrirons dans la chaudronnerie ; celle des rivets en cuivre est tantôt conique, tantôt hémisphérique, suivant la forme du modèle sur lequel on les coule. Le corps des rivets est cylindrique, d'une longueur suffisante pour permettre au marteau de le refouler, et communiquer à son extrémité la forme d'un cône, faisant tête et maintenant, avec la tête opposée, les feuilles serrées l'une contre l'autre.

Pour les dimensions des rivets par rapport aux épaisseurs des feuilles à assembler, voir à la *Chaudronnerie* (3e PARTIE).

Boulons et écrous.

Les boulons et écrous (pl. 1, fig. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9) sont spécialement employés pour les assemblages, à joints superposés, des pièces plates. Ils diffèrent des rivets en ce que, ne subissant aucune déformation pour remplir le but que l'on se propose d'atteindre, toute jonction, faite au moyen d'eux, est modifiable en ce sens qu'elle peut être défaite et refaite un nombre considérable de fois.

Dans un boulon, on considère trois parties, savoir : la TÊTE, le CORPS et le FILET.

La *tête* est tantôt prismatique, à base *carrée* ou *hexagonale*, tantôt hémisphérique, suivant les appareils dans lesquels on emploie ces pièces et les parties dans lesquelles elles figurent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les têtes carrées sont spécialement affectées aux boulons communs, c'est-à-dire à ceux qui figurent dans les appareils, n'exigeant pas un ajustage complet des pièces, ou dans les parties cachées des appareils soignés; exemple : pièces en fer forgé dégrossies à la lime, plaques de bâches d'appareils de condensation.

Les têtes hexagonales sont presque généralement employées dans tous les autres cas ; quelquefois, cependant, quand les pièces sont très en vue, si on tient à déguiser la présence de boulons dont on ne voit que la tête, on fait cette dernière hémisphérique ; exemple : châssis de locomotives.

Le *corps* des boulons est généralement cylindrique toutes les fois que la tête, carrée ou hexagonale, est placée de manière à pouvoir être facilement saisie dans les mâchoires d'une *clef*. Lorsqu'au contraire la tête est difficilement abordable ou hémisphérique, il est indispensable de munir le corps du boulon de quelque chose qui l'empêche de tourner dans son trou pendant le serrage de l'écrou. A cet effet, tantôt on le termine du côté de la tête par un prisme à base carrée, allant se loger dans un trou carré ménagé dans l'une des deux pièces plates à assembler, tantôt on munit cette extrémité du corps d'un petit *prisonnier* soit rapporté, soit forgé avec, qui se loge dans une mortaise pratiquée sur le contour du trou cylindrique de l'une des deux pièces plates à assembler.

Le *filet* des boulons est triangulaire, d'un diamètre extérieur égal, autant que possible, au diamètre du corps et d'une longueur comprise, pour les cas ordinaires, entre trois et quatre fois l'épaisseur de l'écrou.

Dans un *écrou* on considère deux parties, savoir : les PANS et le filet.

Les pans sont les faces prismatiques qui en forment le contour. On distingue plusieurs espèces d'écrous, suivant la disposition des pans, savoir :

1° Les écrous à quatre pans (fig. 3, 4).

2° Les écrous à six pans se subdivisant en : écrous ordinaires (fig. 5, 6), — écrous parés (fig. 7) ; — écrous tournés (fig. 8) ; — écrous à chapeau (fig. 9).

Les écrous à *quatre* pans sont comme les têtes carrées, exclusivement employés dans les pièces d'ajustage peu soigné ou dans les parties cachées des machines.

Les écrous à *six* pans *parés*, *tournés* ou *à chapeau*, s'emploient toutes les fois que, par leur position, ils attirent le regard. Quant au choix, entre ces trois formes, il est à peu près arbitraire; néanmoins la règle est qu'ils doivent être prodigués en raison inverse de l'ordre dans lequel nous les avons placés : ainsi les écrous à chapeau, qui sont les plus riches, produisent d'autant plus d'effet qu'ils sont moins nombreux ; les écrous tournés viennent ensuite, puis les écrous parés. Ces derniers s'emploient dans certaines machines soignées avec la même profusion que l'écrou à six pans ordinaires dans les autres.

Dimensions proportionnelles.

Les boulons et écrous sont toujours en fer. Si on représente par 1 le diamètre du corps, on a pour dimensions proportionnelles des autres parties :

1° *Tête* et *écrous carrés.*	Épaisseur.	1,00
	Diagonale du carré.	2,26
2° *Tête* et *écrous hexagonaux.*	Épaisseur.	1,00
	Diamètre du cercle circonscrit. . . .	2,00

Les autres dimensions proportionnelles des écrous sont données par les figures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° *Filet*. Le pas du filet varie entre $^4/_6$ et $^4/_{10}$ du diamètre du corps suivant la dimension de ce dernier. Si nous considérons la série suivante de boulons : n^{os} 6, 8, 10, 12, 15, 18, 20, 23, 25, 28, 30, 35, 40, 45, 50, les pas adoptés par les grands ateliers de construction sont les suivants, savoir :

DIAMÈTRES des boulons.	PAS DES FILETS en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons.	PAS DES FILETS en millimètres.
N^{os} 6	1,0	N^{os} 25	3
— 8	1,3	— 28	3
— 10	1,5	— 30	3
— 12	1,5	— 35	3,5
— 15	2	— 40	4
— 18	2	— 45	4,5
— 20	2,5	— 50	4,5
— 23	2,5		

Clefs. — Le serrage des écrous se fait au moyen de clefs. On distingue deux espèces de clefs : les clefs à mâchoires fixes, les clefs à mâchoires mobiles.

Les premières, qui sont les meilleures, consistent en une pièce de fer plat terminée par une tête dont l'épaisseur est égale à environ les 0,75 du diamètre du boulon à l'écrou duquel elles sont destinées. Dans cette tête est pratiqué un vide dont le contour est tantôt un polygone complet, tantôt, et c'est le plus souvent, une portion de polygone exactement égal à celui formant le contour des écrous auxquels elle doit servir. Lorsque ce vide ne forme pas un polygone complet, le nombre des faces qu'il présente est au moins de trois pour les écrous carrés et de quatre pour les autres, dont deux, celles formant les extrémités du fer à cheval, portent le nom de mâchoires.

Les secondes, dites clefs anglaises, sont toujours munies de têtes à trois faces rectangulaires. Elles ne diffèrent des précédentes qu'en ce que l'une des mâchoires est mobile et permet ainsi le serrage de toute espèce et de toute dimension d'écrous. Elles se construisent de différentes manières : dans les unes, l'écartement des mâchoires se fait au moyen d'une simple coulisse munie de points d'arrêt diversement combinés; dans les autres, et ce sont les plus usitées, l'écartement des mâchoires se fait au moyen d'une vis.

Ces clefs, qui sont fort lourdes et ne peuvent pas toujours s'employer, sont bonnes pour le démontage des machines quand on ne peut s'en procurer d'autres. En général, elles ne conviennent nullement pour l'usage journalier, attendu qu'elles abîment les écrous.

On peut presque dire, à propos de ces clefs, que l'on juge de l'ordre qui règne chez le mécanicien qui a construit une machine, d'après l'emploi plus ou moins fréquent que fait, de la clef anglaise, l'homme qui est chargé de l'entretenir.

En effet, ce qui contribue le plus à donner aux conducteurs de machines l'habitude de la clef anglaise, c'est la diversité des dimensions des écrous qu'ils ont à manier. Or, cette diversité provient de deux causes, savoir : 1° la multiplicité des diamètres de boulons employés; 2° la mauvaise confection des écrous.

En ce qui concerne la première cause, nous dirons qu'il n'est pas rare de voir encore aujourd'hui des centaines de diamètres différents de boulons dans un atelier de construction, tandis

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qu'avec douze ou quinze au plus on peut satisfaire à tous les cas de l'emploi de ces pièces dans les machines.

Le mécanicien qui sait le nombre et les diamètres de ses différents boulons peut faire fabriquer d'avance des clefs pour chaque numéro et n'oublie pas de livrer toutes celles qu'il doit avec chaque machine qu'il vend.

Dans le cas contraire, il n'en livre aucune ou en livre qui ne vont pas.

En ce qui concerne la seconde cause, nous dirons que, pour être bien faits, il faut que les écrous aient leurs faces taillées mécaniquement.

Si donc on rencontre dans une machine et des boulons dont les dimensions varient pour un même travail à effectuer, et des écrous dont les dimensions varient pour des boulons de même diamètre, on peut dire que le mécanicien qui a construit cette machine n'a pas d'ordre, et sa machine doit être défectueuse. En effet, en examinant attentivement cette dernière, on ne tarde pas à remarquer des pièces qui se meuvent en dehors du plan de leur mouvement normal et, partant, des coussinets qui s'usent irrégulièrement, ou bien des joints faits en mastic de fonte ou en mastic de plomb, etc.

Douilles.

Les douilles sont les pièces d'assemblage des tiges rondes, soit entre elles, soit avec d'autres pièces. Elles sont en fer ou en fonte et se divisent en :

1° Douilles *cylindriques*, comprenant :
- Les douilles droites, à clavette ou à vis ;
- Les douilles à charnière, à clavette ou à vis ;
- Les douilles à T, à clavette seulement.

2° Douilles *coniques*, comprenant :
- Les douilles droites, à clavette ;
- Les douilles renversées, à écrou

Les douilles *cylindriques* sont employées pour assemblages bout à bout de *tige* avec *tige, bielle* ou *axe*.

Pour tige avec *tige*, on emploie la douille droite, à *clavette* (pl. 1, fig. 10) ou à *vis* (fig. 11).

Pour tige avec *bielle*, on emploie la douille à charnière, à *clavette* (fig. 12, 13) ou à *vis* (fig. 14, 15).

Pour tige avec *axe*, on emploie la douille à T, à *clavette* (fig. 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22).

Les douilles *coniques* sont employées pour assemblages de tige avec pièces plates, telles que *pistons* à vapeur, et de pompes.

Il n'y a pas de règle bien définie pour le choix de l'une ou de l'autre des deux douilles coniques, ce choix dépend principalement du sens dans lequel il est le plus commode d'introduire la tige.

La fig. 23 représente une douille conique droite, à *clavette*.

La fig. 24 représente une douille conique renversée, à *écrou*.

Théorie, formes et dimensions proportionnelles des douilles.

Les douilles sont soumises aux mêmes efforts de traction et de pression alternatives que les tiges logées dans leur intérieur ; elles doivent, par conséquent, avoir pour section minima la section de ces tiges.

Soient D le diamètre d'une tige en fer, et *e* l'épaisseur de l'enveloppe appartenant à la douille

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

également en fer ; la section de l'enveloppe devant être égale à celle de la douille, la section totale doit être double de cette dernière, et on a :

$$(D + 2e)^2 = 2D^2.$$

Extrayant les racines carrées, nous obtenons :

$$D + 2e = D\sqrt{2} \times 1{,}414,$$

d'où :

$$2e = 0{,}414\ D,$$

et :

$$e = 0{,}207\ D.$$

Ce qui indique que l'épaisseur de la douille doit être au moins égale au cinquième de son diamètre intérieur.

Remarquant que, quand la douille est à clavette, il y a deux vides qui diminuent la section de toute leur épaisseur, nous en concluons qu'il est convenable de tenir celle de la douille toujours supérieure à sa dimension théorique, et pour cela nous la faisons égale au quart du diamètre intérieur.

Les dimensions de la *clavette*, quand il n'y en a qu'une, ou des clavettes, quand il y a clavette et *contre-clavette*, se déterminent par expérience, le résultat théorique étant trop faible.

Pour tous les trous de clavettes, qu'il y en ait une, qu'il y en ait deux, nous adoptons les mêmes dimensions, savoir :

Longueur.	0,9 D.
Épaisseur.	0,2 D.

D étant le diamètre de la douille.

Ces trous sont percés de telle manière que, la tige étant introduite à fond, il y ait une différence de 0,1 D pour le serrage entre les deux mortaises correspondantes de la douille et de la tige (fig. 12, 13).

Cette différence de 0,1 D de chaque côté donne pour hauteur de la section des clavettes 0.8 D seulement.

La longueur de la douille se détermine en remarquant qu'il est convenable d'avoir au moins une longueur de contact, égale au diamètre, au-dessus et au-dessous de la clavette, si on veut que la tige ne ballotte pas ; il en résulte que cette longueur est égale à $D + 0{,}8\ D + D = 2{,}8\ D$.

Les formes et autres dimensions proportionnelles étant données par les figures, nous ne croyons pas utile de les relater ici. Nous ferons seulement observer que le diamètre du corps de la tige est toujours supérieur au diamètre de l'assemblage. Cela tient à ce que, quelquefois, on fait butter le rebord de la tige contre l'extrémité de la douille, au lieu de faire porter son extrémité sur le fond, car les douilles, ne pouvant être alésées, n'ont pas toujours le diamètre exact de la tige. Enfin on donne souvent à la tige un excédant de diamètre, afin qu'elle puisse subir de temps en temps un coup de tour quand l'usure lui a fait perdre sa forme cylindrique. Sans chercher à constater tous les motifs qui font agir ainsi, nous croyons qu'il est bon de se conformer à cette particularité de l'assemblage qui est généralement adoptée.

Quand la douille est à vis, les dimensions du filet de vis sont celles que nous avons données pour les boulons et écrous. La longueur et l'épaisseur sont les mêmes que précédemment.

Douilles cylindriques droites. Les douilles cylindriques droites à clavette sont employées dans les machines à vapeur à balancier pour assembler les deux parties de la tige de la pompe à air, que l'on divise ainsi à cause du couvercle qu'il faut pouvoir enlever facilement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les douilles droites à vis ne s'emploient guère que pour tiges de *sondes* dans l'opération du *sondage*.

Douilles cylindriques à charnières. — Elles diffèrent des précédentes en ce qu'elles constituent, seules, une pièce complète. Quand elles sont à clavette, les dimensions de leur tête sont les mêmes que celles des charnières simples que nous verrons plus loin; quand elles sont à vis, leur tête est la même que celle d'une charnière double.

Les douilles à vis diffèrent des précédentes par le corps qu'elles ont conique extérieurement, afin de laisser au fer une épaisseur suffisante à l'endroit des fourchettes.

Les douilles à charnières sont très-employées dans les machines; à clavette, elles servent à mouvoir des pompes, soit alimentaires, soit d'eau fraîche; à vis, elles servent à mouvoir des leviers de soupapes de distribution, mais là elles reçoivent plutôt des bielles que des tiges; dans ce cas, comme la pièce qu'elles reçoivent n'est pas munie d'embase pour serrer, attendu que la vis a pour but de varier la longueur de la tringle, elles sont accompagnées d'un écrou qui, serrant sur elles, empêche le ballottement de la partie taraudée de la tringle dans la douille.

Douilles cylindriques à T. — Les douilles à T, spécialement employées dans les assemblages de tiges de pistons avec les axes des guides, affectent différentes formes selon la disposition des guides eux-mêmes.

Quand le guide est un parallélogramme, comme dans les machines à balancier, la douille à T affecte la forme de la fig. 16.

Quand le guide est composé de glissoirs et glissières, comme dans les locomotives, la douille à T affecte la forme des fig. 17 et 18.

Quand le guide est composé de galets et coulisses, comme dans les machines à deux bielles, la tige s'assemble directement avec l'axe, au moyen d'une douille cylindrique (fig. 19 et suivantes), et l'axe, changeant de forme, porte le nom de *traverse;* la tige et la traverse réunies forment alors réellement un T. Cet assemblage est non-seulement employé pour guider une tige, mais encore pour lui transmettre un mouvement, comme dans la distribution par tiroirs en coquilles. Quel que soit le mode d'application de la traverse, elle ne change pas de forme générale; la douille règne sur toute la hauteur de la pièce; seulement son assemblage avec la tige est tantôt à clavette, tantôt à vis, et même quelquefois à clavette et à vis, comme dans les machines de bateaux.

Quand l'assemblage est à clavette, la douille est cylindrique avec embase (fig. 19); quand l'assemblage est à vis, la douille est tantôt filetée et accompagnée de deux écrous (fig. 20), dont l'un au-dessous et l'autre au-dessus; tantôt cylindrique et accompagnée de quatre écrous (fig. 21), dont deux en dessus et deux en dessous.

Quand l'assemblage est à clavette et à vis, la tige est cylindrique à embase, et terminée par un filet de vis qui reçoit un écrou (fig. 22).

Douilles coniques. — L'inclinaison des douilles coniques est celle que nous avons indiquée en parlant des parties rondes; leur longueur est celle des douilles ordinaires, c'est-à-dire 2,8 D; leur diamètre à l'origine de la tige est le numéro au-dessus de celui de la tige.

Stuffing-boxes.

Les stuffing-boxes (boîtes étouffantes, fig. 25 et 26) sont des pièces destinées à intercepter la communication entre deux milieux dans lesquels se meut une tige ou un arbre. Ils se composent de quatre parties, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La *boîte*, la *garniture*, le *grain* et le *chapeau*.

La *boîte* est un cylindre creux, généralement coulé avec la cloison, qui sépare les deux milieux; elle est destinée à recevoir la garniture au moyen de laquelle a lieu la séparation complète des milieux contigus.

La *garniture* se compose généralement d'étoupes de chanvre, imbibées d'huile et de suif, enroulées autour de la tige et fortement comprimées entre le grain et le chapeau.

Depuis quelques années, on essaye de substituer, comme dans les pistons, les garnitures métalliques aux garnitures en chanvre. Il y avait, à l'exposition de 1844, une machine de M. Meyer, dont tous les stuffing-boxes étaient à garniture métallique.

Ces derniers consistent en une série d'anneaux superposés et composés chacun de trois parties égales qui, pressées contre la tige par des ressorts extérieurs, buttent contre la paroi intérieure de la boîte. Les joints des parties dont se composent les anneaux ont un certain jeu pour le serrage, et sont en contact avec les pleins des anneaux contigus, de manière à intercepter tout passage à la vapeur. Ces anneaux sont empêchés d'accompagner la tige, dans son mouvement, par le chapeau du stuffing-box.

Le *grain* est une rondelle en cuivre jaune, placée au fond de la boîte, pour empêcher les étoupes de s'en aller avec la tige par l'orifice ménagé pour son passage. On éviterait facilement l'emploi du grain en donnant à cet orifice le même diamètre qu'à la tige; mais on se garde bien d'avoir recours à cette disposition vicieuse, parce que, dans ce cas, 1° le mouvement de la tige occasionne un frottement qui, à la longue, use les parties en contact, et agrandit tous les jours le jeu existant entre elle et l'orifice inférieur de la boîte. Quand ce jeu est devenu trop considérable, il faut ou renouveler la boîte tout entière, c'est-à-dire la cloison à laquelle elle tient, ou mettre un grain qui, n'ayant pas été prévu, diminue de son épaisseur l'espace laissé pour la garniture ; de plus, le fond de la boîte accuse toujours l'usure qu'il a subie ; 2° quand la boîte est en fonte, si l'orifice était du même diamètre que la tige, son frottement contre elle ne tarderait pas à la rayer et la mettre hors de service.

Il y a donc, dans tous les cas, avantage à faire usage du grain dans le stuffing-box, tant parce qu'il peut se remplacer facilement, quand il est usé, que parce qu'il est d'un métal doux, incapable de détériorer la tige.

Les grains sont tantôt plats, tantôt concaves du côté des étoupes, comme l'indique la figure. Cette concavité a pour but de rendre plus énergique la composante horizontale de la pression verticale exercée par le chapeau sur la garniture, et, partant, de rendre le serrage de la tige plus complet.

Le *chapeau* est un grain mobile, destiné à opérer le serrage de la garniture. A cet effet, il est muni, tantôt d'un filet de vis, auquel cas le serrage a lieu directement, tautôt de deux ou trois oreilles, auquel cas le serrage a lieu au moyen de boulons et écrous.

On distingue deux espèces de chapeaux à vis, savoir : les chapeaux à filet intérieur et les chapeaux à filet extérieur.

Les premiers (fig. 27) se composent de deux parties, savoir : le *presse-étoupe* et l'écrou. Le presse-étoupe est un grain suffisamment épais et l'écrou est une espèce de douille filetée à six pans extérieurs. Avec ces chapeaux, la boîte est filetée extérieurement.

Les seconds (fig. 28) se composent d'une seule pièce et se terminent supérieurement par une embase à six pans, aussi pour faciliter le serrage. Avec ces chapeaux, la boîte est filetée intérieurement.

De ces deux genres de chapeaux, le premier est, sans contredit, le meilleur, mais il ne peut s'employer que pour petits diamètres, à cause de la quantité de matière qu'il nécessite. Le second,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui est toujours préféré comme plus économique pour les gros diamètres, a cela de mauvais que les étoupes s'intercalent toujours par le serrage entre les deux parties filetées, et détruisent promptement le filet.

Du reste, ces deux genres de chapeaux ne peuvent être employés convenablement que pour les stuffing-boxes en bronze ou laiton; ils ne conviennent nullement pour la fonte à cause de la facilité avec laquelle les filets pratiqués dans cette dernière s'éraillent et se mangent.

Les chapeaux à oreilles sont les plus solides, et par cette raison les plus employés. Ceux à deux oreilles opposées présentent, sur ceux à trois oreilles, l'avantage de se prêter aux oscillations transversales de la tige, quand elle ne se meut pas théoriquement en ligne droite, comme cela a lieu pour celles des cylindres à vapeur guidées par le parallélogramme de Watt; de plus, le serrage de la garniture est bien suffisant avec deux boulons; aussi sont-ce les chapeaux le plus généralement employés. Leur assemblage avec la boîte varie selon les constructeurs. Tantôt la boîte est elle-même munie d'oreilles (pl. 1, fig. 25, 26) dans lesquelles sont logées les extrémités inférieures des boulons rendues fixes, soit par un taraudage, soit par une clavette, suivant l'importance de la tige. Tantôt la boîte est ronde et polie sur le *tour* (fig. 29); les boulons sont alors munis inférieurement de têtes rondes traversées par de fortes vis taraudées dans la boîte. Ce dernier assemblage est plus coûteux que l'autre, et cependant moins solide; on l'emploie de préférence pour les parties en vue dans les machines soignées.

Dimensions proportionnelles des stuffing-boxes.

On distingue trois dimensions principales, indépendantes l'une de l'autre, dans un stuffing-box, savoir:

Le diamètre de la tige, d;

Le diamètre intérieur de la boîte, D;

Le diamètre des boulons, δ.

Le tableau suivant indique pour diamètres de la tige, compris entre 10 et 100 millimètres, les diamètres correspondants les plus convenables, selon nous, de la boîte et des boulons.

DIAMÈTRES de la tige, d.	DIAMÈTRES de la boîte, D.	DIAMÈTRES des boulons, δ.	DIAMÈTRES de la tige, d	DIAMÈTRES de la boîte, D	DIAMÈTRES des boulons, δ.
millim.	millim.	millim.	millim.	millim.	millim.
Nos 10	30	10	Nos 50	90	18
— 12	35	10	— 55	95	18
— 15	40	10	— 60	100	21
— 18	45	12	— 65	110	21
— 20	50	12	— 70	120	21
— 23	55	12	— 75	130	25
— 25	55	12	— 80	130	25
— 28	60	15	— 85	140	25
— 30	65	15	— 90	150	30
— 35	70	15	— 95	150	30
— 40	75	15	— 100	160	30
— 45	85	18			

Pour les autres dimensions, en fonction de l'une de ces trois principales, voir la fig. 26 (pl. 1).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MOYEUX, CALES ET PRISONNIERS.

Les moyeux sont les parties d'assemblage, avec les arbres ou les axes, de toutes les pièces qui se meuvent avec eux. Ils sont tantôt en *fer*, tantôt en *fonte*, suivant la nature du métal des pièces auxquelles ils appartiennent, et consistent en un anneau, tantôt cylindrique, tantôt prismatique, suivant la section de l'arbre à la portée d'assemblage.

Autrefois, quand les machines à aléser étaient peu répandues, les assemblages des moyeux avec les arbres se faisaient au moyen de doubles coins en fer que l'on chassait de part et d'autre, entre les faces extérieures du contour de l'arbre et les faces intérieures des moyeux dont le contour était plus grand. Cette opération, qui porte le nom de *calage,* présentait assez de difficulté, en ce sens qu'il fallait centrer les pièces tout en les assujettissant solidement sur les arbres. Aujourd'hui on a, à peu près, renoncé à ce genre de montage, et les portées ainsi que les moyeux se font cylindriques, de même diamètre.

Pour fixer les moyeux sur les arbres, on fait usage de deux cales, dont l'une prismatique, à section carrée ou rectangulaire, est logée moitié dans la portée de l'arbre, moitié dans le moyeu; l'autre, légèrement conique, à section demi-circulaire, est logée dans le moyeu et présente son plat à l'arbre, dont la surface a été légèrement déprimée à l'endroit du contact.

La première se nomme *prisonnier* ou *cale de position*. C'est, en effet, elle qui empêche la pièce d'être folle sur l'arbre.

La seconde se nomme *cale de serrage,* parce qu'elle se pose en dernier et, chassée avec force, empêche tout mouvement longitudinal de la pièce sur la portée.

Les positions respectives de ces deux cales ne sont pas parfaitement définies. La mortaise du moyeu destinée à recevoir le prisonnier se pratique toujours à l'endroit où la matière est le plus abondante, afin que l'affaiblissement qui en résulte se fasse le moins sentir ; ainsi, pour une manivelle, la mortaise se trouve au milieu de l'espace occupé par la liaison du bras et du moyeu ; dans une roue d'engrenage, la mortaise est de même au milieu d'un bras.

La mortaise de la cale de serrage occupe diverses places suivant les constructeurs et aussi suivant le jeu qu'ont entre elles les deux surfaces en contact et le degré d'exactitude avec lequel a été déterminé le centre du moyeu quand on l'a posé sur l'alésoir.

Quand les deux cylindres intérieur et extérieur sont parfaitement égaux et ne présentent pas de jeu, notre avis est que la cale de serrage doit se trouver à angle droit ou à $^4/_3$ d'angle droit avec le prisonnier, de manière à établir trois points principaux de contact, condition la meilleure pour obtenir un assemblage inébranlable. Si, au contraire, la cale de serrage est à l'autre extrémité du diamètre passant par le prisonnier, il n'y a que deux points de contact rigoureux, et le moyeu finit toujours par ballotter, attendu que l'exactitude parfaite dans l'égalité des diamètres ne s'obtient généralement pas.

Dimensions proportionnelles.

Les fig. 30 et 31 (pl. 1) donnent les dimensions proportionnelles d'un moyeu en fer muni de ses mortaises pour les cales. Les fig. 32 et 33 donnent celles d'un moyeu en fonte.

On remarque que la fig. 33 indique trois longueurs pour le moyeu en fonte, savoir : 1.2, 1.5,2. La première s'emploie généralement pour manivelles et autres pièces analogues ; la seconde s'emploie pour roues d'engrenage et autres pièces analogues ; la troisième s'emploie quelquefois pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

roues d'engrenage, mais particulièrement pour moyeux recevant des axes à un seul ou à deux tourillons extrêmes.

L'épaisseur des moyeux ne se calcule pas par la formule relative à la résistance à la torsion, attendu que l'effort le plus grand qu'ils ont à vaincre est celui de la cale de serrage qui tend à les briser ; ce sont donc des dimensions pratiques que nous donnons.

Les moyeux en fer affectent le plus généralement la forme théorique indiquée dans la figure; quelquefois, cependant, il arrive que, pour faire un peu de luxe, on remplace par des *congés* les deux arêtes vives formant l'intersection du cylindre extérieur et des deux plans extrêmes.

Quand les moyeux sont en fonte, la suppression de ces arêtes a presque toujours lieu. Elles sont alors remplacées soit par des congés, soit par des quarts de rond à filets, soit même quelquefois par des quarts de rond et des congés. Cette disposition est presque de rigueur, à cause de l'épaisseur énorme que l'on donne à la fonte autour du trou. En général, il est toujours bon d'employer les moulures avec la fonte, attendu qu'elles ne coûtent presque rien et donnent à ce métal un aspect d'autant plus agréable qu'il est naturellement plus triste, tant par sa couleur foncée et terne que par la masse des pièces qu'il sert à confectionner.

Il n'y a pas, à proprement parler, de dimensions proportionnelles pour les moulures des moyeux, attendu qu'elles varient beaucoup suivant les pièces auxquelles ces derniers appartiennent. Nous les indiquerons plus loin dans l'étude de ces pièces, mais elles ne sont pas rigoureuses.

Charnières.

Les charnières sont, en général, un système d'assemblage des pièces mobiles, soit entre elles, soit avec les pièces fixes. Dans le cas particulier des machines à vapeur, nous considérons, sous le nom de charnières, les parties formant les extrémités des trois espèces de pièces suivantes, savoir : les *bielles*, les *douilles*, les *leviers*.

On distingue deux genres de charnières : les charnières à goujon; les charnières à axe.

Les premières s'emploient de préférence, quand les pièces à réunir ont une importance secondaire, ou fatiguent peu dans l'assemblage.

Les secondes s'emploient nécessairement toutes les fois qu'il y a de grandes résistances à vaincre et de grands frottements à supporter.

1° CHARNIÈRES A GOUJON.

Les charnières à goujon sont généralement en fer; elles consistent en trois parties principales, savoir :

La *tête* (pl. 1, fig. 34 et 35), la *fourchette* (fig. 35 et 36), le *goujon* A (fig. 36).

Quand les pièces à réunir sont deux *bielles*, l'une d'elles porte la tête, et l'autre la fourchette ; la liaison de l'assemblage avec les parties rondes de chaque bielle a lieu au moyen de prolongements dont l'un a pour section un carré, et l'autre un octogone régulier, circonscrit à une circonférence d'un diamètre un peu plus fort que celui de l'origine du rond.

Quand les pièces à réunir sont une *bielle* et une *douille*, la bielle porte la fourchette, si la douille est à clavette, et la tête, si la douille est à vis.

Quand les pièces à réunir sont une *bielle* et un *levier*, la bielle porte toujours la fourchette, à moins de cas particuliers.

Quand les pièces à réunir sont une *douille* et un *levier*, le levier porte la fourchette, si la douille est à clavette, et la tête, si la douille est à vis.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dimensions proportionnelles.

Les principales dimensions proportionnelles des charnières sont les suivantes, savoir :

Le diamètre du goujon étant 1, celui de l'origine du corps de la bielle est 1 ; l'épaisseur du fer autour du goujon est égale à 0,6, et les épaisseurs des têtes 1,2 pour la tête, et deux fois 0,75 pour la fourchette.

Le carré de jonction entre la tête et le corps de la bielle a, dans la fourchette, 1,2 pour côté, tandis que dans la tête il n'a que 1,2 sur 1,1. Cette diminution dans l'une des dimensions est occasionnée par le plus d'avantage qu'offre, pour la construction, la facilité, qui en résulte, de donner un coup de tour à la tête, ce qui ne pourrait avoir lieu, si on laissait 1,2 dans les deux sens.

Les figures indiquent suffisamment les autres dimensions proportionnelles.

2° CHARNIÈRES A AXE.

Les charnières à axe, spécialement appliquées aux assemblages de bielles dont le travail est de quelque importance, sont tantôt à *tête* et *fourchette*, comme les précédentes, tantôt à *deux têtes* seulement.

Quand ces charnières sont à tête et fourchette, il se présente deux cas, suivant celle de ces deux parties que porte la bielle.

Si la bielle porte la fourchette, l'axe est fixe dans la tête dont est munie l'autre pièce, et présente à la bielle deux tourillons dont un de chaque côté de la tête.

Si la bielle porte la tête, l'axe est fixe dans les deux parties de la fourchette dont est munie l'autre pièce, et présente à la bielle un seul tourillon placé en son milieu.

Dans les deux cas, le mode d'assemblage de chaque tourillon de l'axe avec l'extrémité de la bielle est le même, et se fait au moyen d'une *chape mobile*.

Quand ces charnières sont à deux têtes, l'axe est toujours fixe dans la tête de la pièce qui s'assemble avec la bielle, et présente à cette dernière un seul tourillon, dont l'assemblage avec son extrémité se fait au moyen d'une *chape fixe*.

CHAPE MOBILE.—La chape mobile (pl. 1, fig. 37, 38, 39, 40, 41) se compose de trois parties, savoir : la chape A, les coussinets B B′, les clavettes C C′.

Les coussinets consistent en un cylindre creux, séparé en deux parties par deux sections parallèles, et espacées l'une de l'autre d'une légère quantité appelée *jeu*. Ils sont destinés à rendre le frottement de l'assemblage aussi doux que possible, et à s'user de préférence au fer composant le tourillon qu'ils enveloppent ; c'est pour leur permettre de se rapprocher, au fur et à mesure qu'ils s'usent, qu'on laisse entre eux un certain jeu.

La chape est destinée à maintenir les coussinets en place et à les relier à la bielle. A cet effet, les coussinets sont munis de saillies extérieures appelées *joues*, qui les empêchent de sortir de la chape une fois qu'ils y sont entrés ; en outre, cette dernière est munie de deux clavettes, dont l'une, C, porte le nom de *clavette de serrage*, et l'autre, C′, porte celui de *contre-clavette*.

Les mortaises pratiquées dans la chape et dans l'extrémité de la bielle, qui la reçoit, possèdent un espace de serrage égal au jeu des coussinets. Pour opérer le serrage il suffit de chasser à coups de marteau la clavette C, qui, ainsi que la contre-clavette C′, a une inclinaison de contact de $^1/_{15}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les coussinets affectent trois contours extérieurs principaux, suivant les constructeurs, savoir: 1° le contour *ogival;* 2° le contour *octogonal;* 3° le contour *carré.*

Le contour ogival (pl. 1, fig. 37 et 38), employé tantôt pour le coussinet supérieur B seulement, tantôt pour les deux, présente le léger inconvénient suivant, qui fait qu'on l'abandonne de plus en plus tous les jours. Quand les coussinets sont serrés sur l'axe, si on met la machine en mouvement, ils tendent à se déplacer et à tourner avec l'axe dans leur chape. Pour éviter cela, on les munit, à la partie supérieure, de petites oreilles qui vont se loger dans des cases ménagées à cet effet à l'intérieur de la chape. Ces oreilles remplissent assez bien le but que l'on en attend, mais il devient alors impossible de tourner l'extérieur des coussinets; il faut les finir à la lime, ce qui est long et susceptible de peu d'exactitude. Le contour octogonal (pl. 2, fig. 1 et 2) obvie en partie au défaut du contour ogival sans augmentation notable de matière; mais il est des cas où cette disposition ne suffit pas encore. De plus, les chapes à contour octogonal ne sont pas d'un aspect aussi agréable que les précédentes.

Le contour carré (pl. 1, fig. 39, 40 et 41) est sans contredit le meilleur des trois. Il résiste à tous les cas qui peuvent se présenter, et n'exige pas plus de matière que les autres, attendu qu'il permet des évidements intérieurs. D'abord exclusivement employé, dans l'origine de la construction, il avait été remplacé par les deux autres, dont le peu de stabilité se fit principalement sentir dans les locomotives; il fut alors repris, et aujourd'hui il est préféré par tous les ingénieurs.

Nous ne nous étendrons pas sur les autres formes et les dimensions que l'on donne aux coussinets, chapes mobiles et clavettes; les figures en disent assez sur ces deux points. Nous ferons seulement observer que l'origine du corps rond de la bielle a, comme dans les charnières simples, le même diamètre que le tourillon de l'axe.

Chape fixe. — La chape fixe (pl. 2, fig. 3 et 4), que l'on nomme aussi *tête fermée*, se compose, comme la précédente, de trois parties; la chape est une tête de charnière garnie intérieurement de coussinets serrés par une seule clavette.

Elle diffère essentiellement de la chape mobile par le serrage, en ce sens que l'usure des coussinets produit l'allongement de la bielle, tandis que dans l'autre cette usure produit le raccourcissement.

Ces deux résultats ne valent pas mieux l'un que l'autre, attendu qu'il est certaines pièces des machines, les parallélogrammes, par exemple, qui ne peuvent que perdre de leur exactitude en subissant des variations dans leurs dimensions. On prévient en partie ce défaut, en intercalant de petites plaques de tôle mince entre les coussinets et leurs chapes; mais c'est là un procédé vicieux. Ce que l'on peut faire de mieux, lorsque l'exactitude constante est de rigueur, c'est de munir la partie supérieure de la chape fixe d'une ou deux vis agissant directement sur le coussinet ou sur une pièce rapportée à cet effet, et empêchées de se desserrer par deux écrous extérieurs. Pour les chapes mobiles on a imaginé plusieurs dispositions du même genre, seulement plus difficiles à exécuter, attendu que la vis est à l'intérieur.

La forme des têtes fermées varie beaucoup suivant la nature du travail qu'elles ont à effectuer. Pour bielles de pompes, guides de parallélogrammes, etc., la tête de la figure est convenable; pour bielles de locomotives on emploie la chape fixe carrée, qui a succédé à la chape mobile de même section, sans doute parce qu'elle ne présentait pas assez de garanties de stabilité.

La fig. 5 représente une chape fixe ouverte; c'est une disposition intermédiaire entre la chape mobile et la chape fixe; elle présente, sur les précédentes, cette particularité que, possédant une troisième clavette C″ de l'autre côté des coussinets, le serrage peut se faire sans changer la longueur de la bielle.

Les clavettes, bien que préférables à tout autre appareil pour opérer le serrage, ne sont pas

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sans inconvénients. Leur principal est de se desserrer; puis, si on n'y prend garde, de tomber. On a imaginé plusieurs dispositions pour éviter ce dernier effet, qui peut avoir quelquefois des conséquences très-graves. Une d'elles, qui est assez fréquemment employée, consiste à munir (fig. 6) la contre-clavette d'une douille dans laquelle passe une partie taraudée, rapportée à l'extrémité de la clavette, et serrée à volonté par deux écrous.

Une autre disposition consiste (fig. 7) à tarauder une vis en acier, terminée par une pointe dans le plat de l'extrémité de la bielle au-dessus de la clavette.

Une troisième, plus simple que les deux premières, consiste (pl. 1, fig. 41) à percer une série de trous successifs dans la clavette, puis à passer une goupille à deux branches dans celui de ces trous qui est le plus près de la chape en dehors. Les branches de la goupille une fois écartées, la clavette ne peut plus bouger.

Supports.

Les supports sont les appuis des arbres sur les pièces fixes; il en existe deux classes principales; savoir : les supports d'arbres *horizontaux*, et les supports d'arbres *verticaux*.

1° SUPPORTS D'ARBRES HORIZONTAUX.

Parmi ces supports on distingue les *paliers* et les *chaises*. Les paliers sont les supports d'arbres situés au-dessus du plan de joint de l'assemblage avec la pièce fixe. Les chaises sont les supports d'arbres situés au-dessous de ce plan.

Paliers. — Les paliers (pl. 2, fig. 8, 9, 10, 11, 12) se composent de trois parties, savoir : le *corps*, le *chapeau* et le *patin*.

Le *corps* est la partie qui porte les coussinets; le *chapeau* est la partie qui les maintient en place; le *patin* est la partie où se fait l'assemblage avec la pièce fixe.

Le *corps* A des paliers consiste généralement en une masse de fonte enveloppant l'espace occupé par les coussinets, et se reliant au patin, soit directement, soit par l'intermédiaire de soutiens affectant diverses formes, suivant la hauteur qui existe entre le plan de joint formant la base, et l'axe de l'arbre.

Le *chapeau* B s'assemble généralement avec le corps au moyen de boulons et écrous; les boulons sont tantôt à tête, tantôt à clavette, suivant la difficulté plus ou moins grande que présente leur remplacement, quand, par suite d'usure ou de cassure, ils ne peuvent plus servir.

Le *patin* C consiste en une plaque rectangulaire suffisamment épaisse, et munie, à sa base, de portées rabotées correspondant à d'autres également rabotées, que l'on ménage sur la pièce fixe. L'assemblage se fait au moyen de boulons et écrous, tantôt avec addition de *chevilles de précision*, tantôt avec addition de fers extérieurs, buttant contre des oreilles ménagées dans la pièce fixe.

Les coussinets des supports affectent les trois formes des coussinets pour chapes de bielles. Au-dessous de 100 millimètres même, ce sont les mêmes dimensions proportionnelles dans les deux cas.

Quand les coussinets sont à contour carré (fig. 10, 11), les deux coussinets sont entièrement maintenus en place par les faces latérales intérieures du corps; le chapeau consiste alors en une simple plaque percée de deux trous de boulons à ses extrémités, destinée à opérer le serrage.

Quand les coussinets sont à contour octogonal (fig. 25, A), il n'en est plus de même; le coussinet supérieur n'est qu'en partie maintenu par le corps; il faut alors munir le chapeau de petites

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

saillies prismatiques triangulaires, destinées à remplir le vide laissé par la suppression de deux parties du carré.

Quand les coussinets sont à contour ogival (fig. 8), le coussinet supérieur est tout entier maintenu en place par le chapeau. Ce dernier doit alors être muni de saillies remplissant exactement tout le vide laissé entre les faces latérales intérieures du corps et le contour extérieur du coussinet.

Dans tous les cas, il est convenable de faire monter le corps au moins à la hauteur du plan horizontal tangent à la partie supérieure du tourillon. Quelquefois, on préfère couper le corps au niveau de l'axe de l'arbre et faire descendre le chapeau ; cette disposition est très-mauvaise par la raison que le chapeau n'étant maintenu en place par rien, car les boulons ne sont bons qu'au serrage, ne résiste pas aux efforts que fait l'arbre en mouvement pour le déplacer, et danse avec le coussinet qu'il est chargé de maintenir, d'où résultent, d'une part, une prompte détérioration de ce dernier; d'autre part, une très-faible stabilité dans le système.

Quand les arbres sont d'un très-fort diamètre, on emploie quelquefois, pour économiser le bronze, des coussinets en quatre parties. Les fig. 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 représentent en détails un support de ce genre établi dans la forge de *Guérigny* pour supporter l'arbre du volant, savoir :

Fig. 13, 14, 15, 16, plan, coupe et élévations du support entier.

Fig. 17, 18, vues du chapeau en dessus ou en dessous.

Fig. 19, détails des coussinets.

Chaises. — Les chaises (fig. 20) se composent, comme les paliers, d'un corps, un chapeau et un patin. Les formes du corps varient beaucoup suivant les constructeurs et les positions relatives de l'arbre et des plafonds ou poutres qui le supportent. Son assemblage avec le chapeau diffère de celui employé dans les paliers; il se fait au moyen d'une clavette à section parallélogrammique.

2° SUPPORTS D'ARBRES VERTICAUX.

Crapaudines. — Les crapaudines (fig. 21) consistent en une capsule en fonte A appelée *patin*, dans laquelle se loge l'extrémité d'un tourillon en acier B, rapporté à l'extrémité inférieure d'un arbre vertical C. L'intérieur de la capsule est garni de deux pièces destinées à rendre l'usure moins prompte; ces deux pièces sont : 1° un cylindre annulaire en acier appelé *boîte;* 2° une lentille, également en acier, appelée *grain* ou *culot*. La crapaudine ainsi constituée se scelle dans une pierre, soit avec du soufre, soit avec du plomb.

Dans les moulins à sable, on emploie avec avantage la crapaudine de la fig. 22. A est un *teton* en acier et même quelquefois en fonte dure; B est l'arbre.

Quand les arbres, supportés par les crapaudines, sont d'une certaine importance et exigent de la précision, on emploie des crapaudines dont les boîtes sont mobiles au moyen de vis (fig. 23, 24, 25, 26, 27).

Comme ces pièces usent beaucoup, il peut arriver que, à certains moments, on ait besoin de rehausser l'arbre qu'elles supportent, pour éviter le trop grand frottement entre les roues d'un engrenage conique. On munit alors la crapaudine de coins en fer A (fig. 23, 24), qu'il suffit de chasser de temps en temps, pour conserver à l'arbre sa position naturelle.

Quelle que soit la manière dont on construit les crapaudines, on n'obtient jamais que des appareils défectueux, non par la manière dont ils fonctionnent, mais par la promptitude avec la-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quelle l'une des deux parties de l'assemblage se détruit, tantôt le tourillon, tantôt la boîte, quelquefois même les deux ensemble.

Le meilleur système de crapaudine, à notre avis, est celui dans lequel le rôle de la boîte est rempli par un palier ordinaire soutenant l'arbre contre un mur vertical voisin, à une petite hauteur au-dessus du tourillon. Dans ce cas, la boîte peut et doit être d'un diamètre de beaucoup supérieur à celui du tourillon ; le grain seul de la crapaudine fonctionne, il sert à soutenir l'arbre. Les déplacements de l'arbre sont empêchés par deux ou plusieurs paliers situés de distance en distance. Les tourillons qui se logent dans ces paliers sont des parties cylindriques sans collets, pouvant monter et descendre dans leurs coussinets. Toutes les fois que nous avons eu recours à cette disposition, nous avons eu lieu de nous en féliciter, en cessant d'entendre constamment parler de crapaudines à réparer.

Manchons.

Les manchons sont les pièces d'assemblage de deux arbres situés sur le prolongement l'un de l'autre. On les divise en deux classes, savoir : les manchons *fixes* et les manchons à *embrayages*.

Les premiers s'emploient pour assemblage de deux arbres tournant toujours ensemble. Les seconds s'emploient pour arbre dont les communications sont intermittentes.

1° Manchons fixes.—On distingue deux espèces de manchons fixes : les manchons fixes d'une seule pièce ; les manchons fixes de deux pièces. Les premiers consistent en un anneau, soit rond avec prisonnier (fig. 28, 29), soit carré (fig. 30, 31), suivant la section de l'arbre au point d'assemblage.

Les manchons ne se calent pas ; alors, pour les empêcher de sortir de la position intermédiaire qu'il faut qu'ils aient, on les munit d'une vis qui, se plaçant entre les deux prisonniers pour le manchon rond, ou tenant une clavette pour le manchon carré, rend la position de ce dernier invariable.

Les seconds consistent en deux demi-manchons d'une seule pièce, assemblés en boulons (fig. 32, 33, 34, 35). Ils ne valent pas à beaucoup près les premiers, à cause des boulons qui se desserrent petit à petit; aussi ne s'emploient-ils que lorsqu'ils sont indispensables, c'est-à-dire quand, pris entre deux supports très-rapprochés, ils ne peuvent être désembrayés par un reculement soit d'un côté, soit de l'autre.

Ces manchons n'exigent pas, comme les précédents, une vis pour être maintenus en place. Comme ils s'enlèvent en deux parties, à l'instar des coussinets, il suffit de laisser aux arbres un collet de chaque côté pour les maintenir en place.

2° Manchons a embrayages. — Ils se composent toujours de deux parties (fig. 36, 37, 38, 39, 40), dont l'une, A, fixe sur l'un des deux arbres, l'autre B, mobile sur l'autre arbre, parallèlement à l'axe, au moyen d'une fourchette à levier, du genre de celle que représente la figure. Ces deux parties sont armées de dents qui, embrayant les unes sur les autres, font que, si l'un des arbres tourne, l'autre tourne aussi.

On distingue deux manières de construire les dents d'embrayage, suivant que l'arbre de commande tourne toujours dans le même sens, ou indifféremment dans l'un et l'autre sens.

Quand l'arbre de commande tourne toujours dans le même sens, on emploie les dents de la fig. 36 (pl. 2); quand, au contraire, il tourne dans les deux sens indifféremment, il faut employer la disposition de la fig. 8 (pl. 5).

Quel que soit le mode d'embrayage employé, il est bon de ne jamais embrayer en marchant, si l'on veut que l'appareil dure longtemps; à moins que la vitesse de rotation soit très-faible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE IV.

PIÈCES GÉNÉRALES DE TRANSFORMATIONS DE MOUVEMENTS.

Tiges.

Les tiges sont généralement des pièces cylindriques en fer forgé, tantôt destinées à transmettre le mouvement d'un piston à vapeur, tantôt destinées à mettre en mouvement un piston de pompe. A cet effet, elles sont toujours terminées (pl. 3, fig. 1) par deux têtes, dont l'une conique, inférieure, se loge dans une douille de piston, l'autre cylindrique, supérieure, se loge dans une douille ordinaire.

Les tiges ont à résister tantôt à la traction seulement, tantôt à la traction et à la pression. Dans le second cas elles doivent être d'un diamètre beaucoup plus fort que dans le premier. Pour calculer leur diamètre on a la formule de *Tredgold*, relative aux pièces soumises à l'écrasement,

$$P = \frac{m\,a\,b^3}{n\,b^2 + k\,l^2}$$

qui, exprimée en mesures françaises, devient, pour le fer (page 00) :

$$P = \frac{267\,d^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}000\,34\,l^2}$$

P étant la charge réelle exprimée en kilogrammes ; d, le diamètre, et l, la longueur de la tige, exprimés en centimètres.

De plus, on a trouvé par expérience que le diamètre d'une tige de piston à vapeur de machine à basse pression doit être égal au $^1/_{10}$ du diamètre de ce piston. Si nous comparons la formule de Tredgold avec ce résultat, nous trouvons que, 0,785 D^2 étant la surface d'un piston à basse pression en centimètres carrés, et d, le diamètre de la tige en centimètres :

La pression de la vapeur sur la surface est $1^k{,}032 \times 0{,}785\ D^2$.

La longueur d'une tige de piston à basse pression est égale à trois fois le diamètre de ce piston, donc : 8 D.

On a, d'après la formule ci-dessus :

$$0{,}811\ D^2 = \frac{0{,}0267\ D^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}000\,34 \times 9\ D^2}.$$

Si la formule est d'accord avec le résultat pratique, la valeur $d = {}^1/_{10}$ D substituée dans cette équation doit la satisfaire ; or, on a, pour $d = {}^1/_{10}$ D :

$$0{,}811\ D^2 = \frac{0{,}0267\ D^4}{0{,}124 D^2 + 0{,}00306\ D^2};$$

divisant haut et bas par D^2, nous obtenons :

$$0{,}111\ D^2 = \frac{0{,}00267\ D^2}{0{,}0124 + 0{,}00306} = 1{,}7\ D^2,$$

ou :

$$0{,}811 = 1{,}7.$$

Nous déduisons de là que la valeur affectée généralement au diamètre d de la tige du piston à basse

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pression est supérieure à celle que donnerait la formule de Tredgold. Cela tient à ce que la tige du piston est mobile, tandis que la formule est pour des pièces fixes.

Si les tiges n'ont à résister qu'à la traction, on calcule leur section au moyen de la formule :

$$S = \frac{3P}{4300} = \frac{P}{1433};$$

Dans laquelle S représente la section en centimètres carrés, P la charge à supporter en kilogr.; 4300 la charge moyenne, par centimètre carré, correspondant à la rupture; si on remplace S par $0{,}785\ d^2$, on trouve :

$$d^2 = \frac{P}{1433 \times 0{,}785} = \frac{P}{1112{,}5},$$

et $d = \frac{\sqrt{P}}{33}$ en centimètres.

Si la tige était en bronze, il faudrait remplacer, dans la formule, le nombre 4300 par. .	2550
Si la tige était en acier de cémentation, par.	2790
Si la tige était en fonte grise, par.	1420

Guides.

Les guides sont des appareils destinés à maintenir rectiligne le mouvement longitudinal d'une tige.

On distingue plusieurs espèces de guides suivant l'importance de la tige qu'il faut maintenir dans la ligne de son mouvement.

Pour tiges de tiroirs on emploie le guide représenté dans la fig. 2 (pl. 3). C'est tout simplement une pièce de cuivre percée d'un trou dont le diamètre est égal à celui de la tige à guider.

Pour tiges de soupapes, l'appareil est en fonte et muni d'un petit manchon en cuivre, dans lequel se meut la tige, pouvant être remplacé facilement (fig. 3).

Pour tiges de pistons à vapeur, la forme des guides varie singulièrement suivant la disposition et la puissance des machines.

Pour machines horizontales au-dessous de 10 chevaux, on emploie un support ordinaire à deux coussinets (fig. 4, 5).

A 10 chevaux et au-dessus, on emploie deux barres parallèles et une traverse (fig. 6, 7).

Dans les locomotives, on se sert avec avantage des glissoirs et glissières (fig. 8, 9, 10, 11).

Dans les machines à cylindre vertical, sans balancier, on se sert d'un ou deux galets (fig. 12, 13) mobiles dans les coulisses. Quelquefois, on préfère les glissoirs et glissières aux galets, parce que l'effet de ces derniers, sur les *joues* des coulisses, est le même que celui des glissoirs, s'ils n'ont pas un jeu suffisant pour pouvoir ne toucher que d'un côté.

On emploie encore le parallélogramme simple de *Watt* (fig. 15, 16, 17) ou de celui d'*Olivier Évans* (fig. 18).

Le premier, qui est le plus employé, ne gouverne pas la tige rigoureusement en ligne droite; il fait décrire à son extrémité une courbe (fig. 19) qui se rapproche tellement de la droite que, en pratique, la différence est insensible.

Le parallélogramme d'Olivier Évans guide la tige parfaitement en ligne droite, mais il nécessite que l'axe principal du balancier, outre un mouvement circulaire alternatif sur lui-même, puisse en prendre un rectiligne alternatif horizontal. Il faut alors placer cet axe sur un support mobile,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ce qui nuit à la solidité de la machine tout en la compliquant inutilement; aussi ce parallélogramme est-il peu employé.

Parallélogramme de Watt. — Ce guide est basé sur le principe suivant, savoir : soient A C, B D (fig. 20) deux droites égales et parallèles, pouvant tourner chacune autour de l'un des deux points fixes A et B, sommets opposés du parallélogramme A C B D, que l'on obtiendrait en joignant A D et B C. Soient, de plus, menées les diagonales A B, C D de ce parallélogramme, dont l'une A B imaginaire, l'autre C D réelle et assemblée à charnière avec les règles A C, B D aux points C et D.

Quelle que soit la courbe décrite par le point E, *d'intersection des diagonales* A B, C D, *pendant le mouvement des deux règles* A C, B D; *tout point, tel que* F, *situé sur* A B *et formant le sommet opposé à* C *ou à* D *d'un autre parallélogramme, ayant pour côtés adjacents* D C *et* F H, *décrit une courbe semblable à la courbe décrite par le point* E.

Pour démontrer ce principe, il suffit de prouver que, si F est sommet opposé à D :

1° Les trois points F, E, B restent en ligne droite pendant le mouvement;

2° Les triangles formés par les positions successives de la droite F E B sont semblables.

Le premier fait se démontre en remarquant que, quelle que soit la position du point F, si par ce point et le point B on mène une droite, cette droite passe toujours par le point E; car G F et D C étant parallèles, on a :

$$BG : BD :: GF : DE.$$

Dans toute autre position, on aurait :

$$BG : BD :: GF : x.$$

Laquelle inconnue ne peut être autre que D E, les trois autres termes n'ayant pas changé.

La démonstration du second fait est la conséquence de celle du premier. En effet, quelle que soit la position du point F, F G B est toujours un triangle semblable à D E B, d'où :

$$\frac{GB}{DB} = \frac{FB}{EB} = \frac{F'B}{E'B} = \frac{F''B}{E''B}, \text{ etc.}$$

Les côtés des triangles successifs étant proportionnels, les triangles sont semblables, et on a :

$$\frac{FF'}{EE'} = \frac{F'F''}{E'E''} = \frac{F''F'''}{E''E'''}, \text{ etc.}$$

Quand F est opposé à C, la démonstration est la même; seulement la courbe décrite par le point F, au lieu d'être plus grande, est plus petite que celle décrite par le point E.

Dans le premier cas, on avait :

$$F'F'' : E'E'' :: FB : EB.$$

Dans le second cas, on a :

$$F'F'' : E'E'' :: FA : EA.$$

En pratique, on est dans l'usage de faire $DG = DB = AC$, auquel cas le point F tombe en A quand les leviers A C, B D sont horizontaux (fig. 15).

Le parallélogramme de Watt se compose de cinq parties principales, savoir :

Deux grandes chapes A, deux chapes de pompe à air B, deux guides C, deux contre-guides D, une lunette E.

Les *grandes chapes* se construisent d'après les mêmes principes que les chapes de bielles. Elles

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

n'en diffèrent que par leurs dimensions, mais les formes et épaisseurs principales sont les mêmes. Entre les deux coussinets intermédiaires est un remplissage tantôt en fonte, tantôt en cuivre, au goût des constructeurs.

Les *chapes de pompes à air* diffèrent des grandes chapes en ce qu'elles portent trois axes, dont un, celui de la lunette, n'a pas besoin de coussinets. A cet effet, elles affectent la même forme que les précédentes, seulement renversée, et ont la tête munie d'un prolongement, en forme de levier, venant recevoir l'axe de la pompe à air dans une tête ronde située à l'extrémité.

Les *guides* sont de petites bielles terminées par des têtes fermées (pl. 2, fig. 3 et 4). Ils s'assemblent, d'une part, avec les extrémités de la lunette, d'autre part avec les *porte-guides*, pièces fixes munies de tourillons appelés *boutons* des *porte-guides*.

Les *contre-guides* sont des bielles terminées, d'une part, par une embase et un filet de vis s'assemblant à écrous avec la lunette (fig. 15 et 16); d'autre part, par une grosse tête fermée (fig. 17), s'assemblant avec l'axe de la tige du vapeur.

La *lunette* (fig. 16) est un axe au milieu duquel est ménagé un vide au travers duquel passe la tige de la pompe à air; de là le nom de lunette.

Parallélogramme d'Olivier Évans. — Ce guide est basé sur le principe suivant, savoir : soit A B (fig. 21) une ligne droite sur laquelle nous décrivons une circonférence. Imaginons une barre B′ D, dont la longueur est égale à A B, pouvant tourner autour de son extrémité B comme centre, laquelle extrémité peut se mouvoir horizontalement sur la ligne A B.

Imaginons également une barre A C′, dont la longueur est égale à un demi A B, pouvant tourner autour d'un point fixe A et assemblé à charnière avec le milieu C′ de B′ D; joignons A D.

Quelle que soit la position du point C′ *sur l'arc de cercle* C C′, *l'angle* D A B′ *est toujours droit.*

En effet, les trois points D, A, B′, étant situés à égale distance du point C′, appartiennent à une circonférence décrite du point C′ comme centre, avec C′ B′ pour rayon. Les deux points B′ et D étant les extrémités d'un même diamètre, l'angle inscrit D A B′ est droit.

Le point D, se trouvant constamment sur la perpendiculaire A D, élevée sur A B, se meut en ligne droite.

Le parallélogramme d'Olivier Évans (fig. 18) se compose uniquement de deux guides A, dont l'une des extrémités *a* s'assemble avec un bouton fixé à un porte-guide, qui consiste tantôt en une pièce horizontale se logeant dans les murs extrêmes du bâtiment de la machine, tantôt en une pièce verticale D, maintenue fixe par un arc-boutant D′ formant triangle. L'autre extrémité *a′* s'assemble avec le milieu du balancier B, dont la longueur, depuis son centre d'oscillation *b* jusqu'à l'extrémité, est égale à deux fois celle du guide A. Mais, si la construction du parallélogramme est si simple, il n'en est pas de même du support du balancier, qui doit permettre à l'axe *b* de ce dernier un mouvement de va-et-vient horizontal.

Quand les porte-guides sont des pièces horizontales, on emploie avec avantage deux glissoirs se mouvant dans deux glissières supportées par ces pièces; mais, quand les porte-guides sont verticaux, il faut avoir recours à un autre moyen. Dans ce cas, observant que le mouvement rectiligne alternatif du point *b* est très-petit, on remplace les glissoirs et glissières par deux supports situés aux extrémités d'une fourchette de bielle C, oscillant sur un axe *c*, situé à sa partie inférieure, disposition admissible pour machines dont la force ne dépasse pas 12 chevaux, mais pas au delà; aussi ce parallélogramme est-il fort peu employé aujourd'hui, le balancier ne figurant que dans les machines dont la force dépasse cette limite.

D'un autre côté, le parallélogramme d'Olivier Évans ne peut servir à guider en ligne droite que la tige T du piston à vapeur; les axes des autres tiges, telles que *t*, *t′*, *t″*, décrivent des courbes peu éloignées de la droite, il est vrai, mais suffisamment prononcées pour nécessiter l'emploi de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

douilles à charnières aux points de jonction inférieurs. Il suffit, pour se convaincre de ce fait, de jeter les yeux sur la fig. 21.

Leviers.

Nous comprenons sous la dénomination générale de *leviers* diverses pièces composées d'un *moyeu* auquel aboutissent un ou plusieurs *bras* appelés *branches*, terminés, chacun, par une *tête*.

Les leviers sont tous doués d'un mouvement circulaire autour de l'axe du moyeu, soit continu, soit alternatif.

Quand ils sont à une seule branche, ils servent à transmettre le mouvement de rotation de l'arbre, assemblé avec le moyeu, à une autre pièce assemblée avec la tête, ou réciproquement.

Quand ils sont à deux branches ou plus, ils servent à transmettre le mouvement d'une pièce, assemblée avec l'une des têtes, à une ou plusieurs autres pièces assemblées avec les autres têtes.

De là deux genres de leviers, savoir :

1° Les leviers dans lesquels la résistance de l'arbre du moyeu doit être suffisante pour vaincre l'effort de torsion auquel il est soumis ;

2° Les leviers dans lesquels la résistance de l'arbre du moyeu doit être suffisante pour supporter une charge égale à la résultante des diverses pressions exercées sur les têtes.

On distingue, dans les arts, trois espèces de leviers, savoir : 1° les leviers ordinaires, 2° les balanciers, 3° les manivelles.

1° LEVIERS ORDINAIRES.

Les *leviers ordinaires* sont tantôt à une seule branche, tantôt à plusieurs branches, et dérivent, par ce motif, soit du premier genre, soit du second.

Les *balanciers* ont toujours au moins deux branches, et, par cette raison, dérivent toujours du second genre.

Les *manivelles* sont toujours à une seule branche, et, par cette raison, dérivent toujours du premier genre.

Les leviers ordinaires (pl. 3, fig. 22 et 23) sont généralement en fer. Quel que soit le nombre de leurs branches, ils ne sont jamais doués que d'un mouvement circulaire alternatif.

Les diamètres des trous du moyeu ou de la tête étant connus, il est facile de déterminer les autres dimensions au moyen des figures.

Les valeurs relatives de ces diamètres se déterminent par le calcul et varient suivant que la transmission du mouvement a lieu d'une tête à une autre tête, ou de l'arbre aux têtes; en d'autres termes, suivant que l'arbre doit résister à la pression ou à la torsion. Comme ces deux cas rentrent, l'un dans le cas du balancier, l'autre dans celui de la manivelle, nous renvoyons à l'étude de ces deux pièces pour la détermination de ces valeurs relatives des diamètres intérieurs du moyeu et de la tête du levier, suivant la manière dont il se comporte dans les machines où on en fait usage.

2° BALANCIERS.

Les balanciers (pl. 3, fig. 24, 25, 26, 27 et 28) sont généralement en fonte ; ils possèdent tantôt deux, tantôt trois branches, suivant le mode de transmission de mouvement auquel on les applique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les balanciers à deux branches sont tantôt d'une seule pièce, tantôt de deux pièces appelées *flasques*. Ceux à trois branches sont plus généralement à deux flasques, afin d'éviter l'emploi des fourchettes dans les assemblages avec les bielles.

Balanciers à une flasque.—Ces balanciers ne s'emploient généralement que pour machines dont la force est au-dessous de 100 chevaux; cela tient à ce que, dans beaucoup d'usines, on n'a pas de fourneaux assez grands pour couler des balanciers de cette force en une seule flasque. On pourrait croire que la question des transports est pour quelque chose dans l'emploi des balanciers à deux flasques; mais il n'en est rien, attendu que, si on veut qu'un balancier à deux flasques arrive sain et sauf à destination, il faut avoir soin de l'assembler avant de l'expédier, même quand les flasques doivent voyager verticales. Il résulte de là qu'il n'y a pas de raison sérieuse pour ne pas faire tous les balanciers à une flasque.

Parmi les balanciers à une flasque on distingue:

Les balanciers à têtes plates;

Les balanciers à boules.

Les balanciers à têtes plates (pl. 4, fig. 1, 2, 3, 4) consistent en une plaque de fonte aussi mince que possible, munie, de distance en distance, de renflements dans lesquels sont pratiqués les trous où se logent les axes. Le contour extérieur de la plaque représente deux paraboles dont les foyers sont très-rapprochés des sommets, lesquels sont situés en regard l'un de l'autre au milieu du balancier; des nervures de formes variées relient ensemble les divers renflements de part et d'autre, et, de plus, règnent tout autour de la flasque de manière à lui donner une certaine résistance à la rupture transversale.

Les balanciers à boules diffèrent des précédents en ce que les tourillons extrêmes sont mobiles autour d'un axe (pl. 3, fig. 24, 25, 26, 27) formant l'extrémité du balancier.

Cette disposition a pour but d'éviter la rupture de l'une des pièces d'assemblage, dans le cas où le plan du mouvement du balancier n'est pas exactement le même que celui des tiges ou bielles avec lesquelles il s'assemble.

Il existe plusieurs modes d'assemblage des tourillons extrêmes avec le balancier à boules; dans tous ils font saillie sur un manchon en fer forgé avec eux.

Dans les figures 24, 25, 26, 27 (pl. 3), le manchon est maintenu en place par une virole et un goujon en fer.

Les figures 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 (pl. 4) représentent un détail d'emmanchement à vis de serrage.

La fig. 12 représente un emmanchement à clavette employé dans la machine de Saint-Ouen.

Les figures 13, 14, 15 et 16 représentent un emmanchement dit *à baïonnette*.

Enfin les figures 17, 18, 19 et 20 représentent un emmanchement à axe mobile et clavettes qu'employait M. Edwards, à Chaillot.

De tous ces emmanchements, celui des figures 24, 25, 26, 27 (pl. 3), et, après lui, celui de la figure 12 (pl. 4), nous paraissent les meilleurs et les plus économiques.

Balanciers à deux flasques. — Ces balanciers (pl. 4, fig. 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28) sont tous à têtes plâtes; les axes sont tantôt à un seul, tantôt à deux tourillons, suivant que l'assemblage a lieu avec une bielle ou un parallélogramme.

Les flasques sont reliées entre elles au moyen de boulons carrés à deux écrous et d'entretoises en fonte A; les trous des boulons dans les flasques étant ronds et du même diamètre que les parties taraudées, il en résulte que l'un des deux écrous peut se desserrer et quitter le boulon sans que l'autre en fasse autant, et expose ainsi l'entretoise à tomber sur la tête de quelqu'un.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRACÉ DU BALANCIER.

Soient A B (pl. 4, fig. 1) la longueur du balancier ; C D, sa hauteur au milieu. Du centre du moyen E, avec E C pour rayon, nous décrivons une demi-circonférence, puis nous partageons A B en six parties égales par les verticales *a*, *b*, *c*, *d*, *e*. Du centre *g* de la tête extrême du balancier, nous prenons $g\,f = 1,2$ (le diamètre du tourillon extrême étant 1), et par le point *f* nous menons *ff'* parallèle à A B ; nous partageons ensuite *f'* D en six parties égales et obtenons les points de division *a'*, *b'*, *c'*, *d'*, *e'*. Par ces points nous menons des parallèles *aa'*, *bb'*, *cc'*, *dd'*, *ee'* à *ff'* et joignons les points de rencontre des parallèles avec les droites *a*, *b*, *c*, *d*, *e* par des droites, ce qui nous donne la courbe *f a b c d e* D. Nous faisons la même opération en dessous et de l'autre côté.

CALCULS DU BALANCIER.

Le balancier est doué d'un mouvement circulaire alternatif.

Il est supporté en son milieu par un axe.

Dans les machines à vapeur, il reçoit son mouvement de la tige du piston par un autre axe situé à l'une de ses extrémités et communique le mouvement de la bielle par un troisième axe situé à l'autre extrémité.

Il possède, en outre, aux deux quarts de sa longueur, deux axes servant à mouvoir, l'un la pompe à air, l'autre les pompes d'alimentation.

Sa longueur est égale à trois fois la course du piston, donc six fois le diamètre du cylindre sans détente à condensation, comme nous le verrons plus loin.

Diamètre des tourillons des axes. — Les diamètres des tourillons des axes du balancier, pour machines à vapeur, se déterminent d'après les considérations suivantes :

Le diamètre *d* de la tige du piston étant égal au dixième du diamètre D du cylindre sans détente à condensation, la tige du piston supporte une charge de pression et de traction alternatives, égale à $103^k,3$, net 105 kilogrammes par centimètre carré de section. La charge totale supportée par la tige est représentée par la formule :

$$105 \times 0,786\, d^2 = 82,5\, d^2. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

en kilogrammes, *d* étant exprimé en centimètres.

Tourillons des axes extrêmes. — Soit δ le diamètre des tourillons des axes extrêmes du balancier, si on le calcule par la formule suivante de Robertson :

$$\delta = 3,2 \left(\frac{9}{14}\, Q\right)^{1/3} ;$$

Dans laquelle Q est la charge totale supportée par l'axe en quintaux métriques (100 kil.), on déduit de l'équation (1). . . . . $Q = 0,825\, d^2$;

d'où : $$\delta = 3,2 \left(\frac{9}{14}\, 0,825\, d^2\right)^{1/3} = 3,2\, (0,53\, d^2)^{1/3} ;$$

et, enfin : $$\delta = 2,6\, d^{2/3}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Si, au contraire, on le calcule par la formule :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$P\,l = \frac{R\,\pi\,r^3}{4} = \frac{R\,\pi\,\delta^3}{32},$$

relative aux pièces rondes encastrées par une extrémité et dans laquelle on a :

P, charge quintuplée $= 0{,}5 \times 82{,}5\,d^2 \times 5 = 206{,}25\,d^2$;
0,5, parce qu'il y a deux tourillons ;
l, longueur extérieure de l'axe $= 2{,}5\,\delta$ environ ;
R, coefficient pour le fer $= 6000$;
$\pi = 3.1415926$.

On obtient :

1° $$2{,}5\,\delta \times 206{,}25\,d^2 = \frac{6000 \times 3{,}1416\,\delta^2}{32} ;$$

2° $$\delta^2 = \frac{16500\,d^2}{18850} = 0{,}875\,d^2 ;$$

3° $$\delta = 0{,}939\,d. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Pour déterminer laquelle des deux formules (2) et (3) est la meilleure, posons :

$$2{,}6\,d^{2}/_{3} = 0{,}936\,d.$$

Nous en déduisons :

1° $$17{,}6\,d^2 = 0{,}82\,d^3 ,$$

2° $$d = \frac{17{,}6}{0{,}82} = 21^{c.m.},5.$$

Pour $d = 21^{c.m.},5$, les deux formules donnent, pour δ, une même valeur, qui est :

$$\delta = 20^{c.m.},15.$$

Faisant $d = 1$ centimètre, on a :

1° Par la formule (2) : $\delta = 2^{c.m.},6.$
2° Par la formule (3) : $\delta = 0{,}935.$

Nous en déduisons que, au-dessous de $d = 21^{c.m.},5$, les valeurs de δ données par la formule (2) sont plus fortes que celles données par la formule (3).

Remarquant que :

1° La formule (2) est pratique, et convient particulièrement aux petits diamètres, en ce sens qu'elle a égard, en les renforçant, aux défectuosités du métal qui, chez ces derniers, se manifestent plus promptement que chez les gros, mais que les dimensions qu'elle donne pour ces diamètres sont trop considérables, comme l'expérience le prouve.

2° Si, dans la formule (2), on remplace le coefficient 2,6 par 2,00, les résultats que l'on obtient sont tout à fait conformes à ceux que l'expérience a consacrés.

3° La formule (2), employée pour les gros diamètres, donne des valeurs de δ inférieures à celles que donne la formule (3), qui est théorique, et fait supporter les mêmes charges aux mêmes sections.

Par ces motifs, nous proposons l'adoption de la formule :

$$\delta = 2\,d^{2}/_{3}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Seulement, quand il s'agit des diamètres des tourillons extrêmes du balancier, jusqu'à la valeur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de d pour laquelle les deux formules (3) et (4) en donnent une même pour δ, et que nous trouvons en posant, comme plus haut :

$$2\,d^3 = d.$$

En remplaçant le coefficient 0,935 de la formule (3) par 1, et d'où nous tirons :

$$d = 8 \text{ centimètres.}$$

On a ainsi, pour $d < 8$ centimètres, $\delta = 2\,d^{2}/_{3}$,

et pour $d > 8$ centimètres : $\delta = d$.

On déduit de là le tableau suivant, en ayant soin de remplacer les nombres, qui ne sont pas dans la série des diamètres adoptés, par ceux de ces derniers qui en approchent le plus :

Tableau des diamètres des tourillons extrêmes des balanciers au-dessous de huit *centimètres.*

DIAMÈTRES DES CYLINDRES sans détente à condensation, D.	DIAMÈTRES DES TIGES des pistons, *d*.	DIAMÈTRES des TOURILLONS EXTRÊMES, δ.	DIAMÈTRES DES CYLINDRES sans détente à condensation, D.	DIAMÈTRES DES TIGES des pistons, *d*.	DIAMÈTRES des TOURILLONS EXTRÊMES, δ.
m.	mm.	mm.	m.	mm.	mm.
0,15	5	12 pour 13,6	0,45	45	55 pour 54,6
0,10	10	20 — 20,0	0,50	50	60 — 58,5
0,15	15	25 — 26,2	0,55	55	65 — 62,4
0,20	20	30 — 31,8	0,60	60	65 — 66,0
0,25	25	35 — 36,8	0,65	65	70 — 69,6
0,30	30	40 — 41,6	0,70	70	75 — 72,3
0,35	35	45 — 46,1	0,75	75	75 — 76,6
0,40	40	50 — 50,4	0,80	80	80 — 80,0

Tourillons de l'axe du milieu. — En ce qui concerne le diamètre du tourillon de l'axe qui supporte le balancier, la charge sur cet axe se compose de :

1° La charge sur l'axe du cylindre à vapeur ;

2° La charge sur l'axe de la bielle ;

3° La charge sur les axes des pompes ;

4° Le poids du balancier.

Les deux premières charges sont égales, chacune, à la charge supportée par la tige du piston à vapeur. Si on évalue à une fois cette même charge les deux dernières charges du balancier, il en résulte que l'axe du milieu doit supporter uue charge égale à trois fois celle que supportent les axes extrêmes. On a alors les formules :

1° Tourillons des axes extrêmes, en fer : $\delta = 3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{1/3}$;

2° Tourillons de l'axe du milieu, en fer : $\delta = 3{,}2\left(\frac{9}{14}3Q\right)^{1/3}$.

D'où : $$\frac{\delta}{\delta'} = \sqrt[3]{{}^{9}/_{14}} \Big/ {}^{27}/_{14} = \sqrt[3]{\frac{9}{27}} = \frac{1}{\sqrt[3]{3}};$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Et : $\delta' = 1{,}441\ \delta$.

En nombres ronds : $\delta' = 1{,}4\ \delta$ fort. . . . . (6)

Tourillons des axes des pompes.—En ce qui concerne les tourillons des axes des pompes, il est d'usage de leur donner pour diamètre la moitié de celui du gros axe. On a donc :

$$\delta'' = 0{,}5\ \delta = 0{,}7\ \delta. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

REMARQUE. — Dans la figure 1 (pl. 4), nous avons représenté le diamètre δ par $^4/_3$ et le diamètre δ'' par $^2/_3$. Ces dernières dimensions, bien que moindres que celles trouvées par les formules, sont bonnes pour machines dont la force dépasse 50 chevaux.

Dimensions du balancier. — Les dimensions des autres parties du balancier se déterminent de la manière suivante :

Largeur et épaisseur. — En ce qui concerne l'épaisseur et la largeur *maxima* du balancier, on a la formule :

$$5\ P\ l = \frac{R\ a\ b^2}{6}.$$

Dans laquelle :

$5\ P = 5 \times 82{,}5\ d^2$ [équation (1)] (page 110),
$l = 3\ D = 30\ d$,
$R = 2800$, pour la fonte,
$a = 0{,}5\ d$, épaisseur arbitraire, déterminée par expérience,
$b =$ largeur inconnue.

On en déduit :

1° $$5 \times 82{,}5\ d^2 \times 30\ d = \frac{2800 \times 0{,}5\ d \times b^2}{6};$$

2° $$b^2 = \frac{900 \times 82{,}5\ d^2}{2800 \times 0{,}5};$$

3° $$b = 7{,}27\ d = \frac{2{,}27\ l}{30} = \frac{1}{4{,}13}\ l.$$

En nombres ronds : $b = {}^1/_4\ l = {}^1/_8\ 2\ l$. . . . . (7)
C'est-à-dire $^1/_8$ de la longueur.

Les trois dimensions du balancier exprimées en fonctions de D et d sont donc :

DIMENSIONS	en fonctions du diamètre du cylindre D.	en fonctions du diamètre de la tige du piston d.
Longueur.	6,00	60,0
Largeur.	0,75	7,5
Épaisseur.	0,05	0,5

Moyeux des axes. — Le diamètre intérieur des moyeux, qui est le diamètre du corps des axes, est égal à 1,2 fois le diamètre des tourillons de ces axes. L'épaisseur de la fonte autour est égale au diamètre du tourillon ; le diamètre extérieur des moyeux est donc égal à :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$1{,}2 + 1 + 1 = 3{,}2$ fois le diamètre des tourillons de leur axe.

L'épaisseur des moyeux est au moins égale à deux fois le diamètre du tourillon correspondant. Comme il est nécessaire que les moyeux des axes des pompes fassent saillie sur les nervures, on donne à ces derniers les mêmes épaisseurs qu'aux moyeux extrêmes. En voici, du reste, le tableau :

ÉPAISSEURS DES MOYEUX		
des axes extrêmes.	des axes des pompes.	de l'axe du milieu.
2,4 d ou 2 δ.	2,4 d ou 2 δ.	2 δ.

Nervures. — L'épaisseur totale des nervures, perpendiculairement à la surface du balancier, ne doit pas dépasser 2 d, y compris l'épaisseur de ce dernier. Dans la fig. 2, elle est égale à 1,5 δ, correspondant à 1,8 d, pour les cas où on a $\delta = 1{,}2\ d$.

En résumé, si on désigne par :

D, le diamètre du cylindre à vapeur sans détente ni condensation;

d, le diamètre de la tige du piston à vapeur;

δ, le diamètre des tourillons extérieurs du balancier;

δ', le diamètre des tourillons du milieu du balancier;

δ'', le diamètre des tourillons des pompes situés au $^1/_4$ de la longueur;

On a :

$d = {}^1/_{10}$ D;

$\delta = 2\ d\ {}^2/_3$ jusqu'à $d = 8$ centimètres;

$\delta = d$ depuis $d = 8$ centimètres;

$\delta' = 1.4\ \delta$ fort;

$\delta'' = 0.7\ \delta$ fort.

Largeur du balancier.	7,5 d.
Épaisseur du balancier.	0,5 d.
Épaisseur des moyeux :	
1° Des tourillons δ.	2,4 d.
2° Des tourillons δ'.	2,8 d.
3° Des tourillons δ''.	2,4 d.
Épaisseur maxima des nervures.	2 d.

3° MANIVELLES.

Les manivelles sont tantôt en *fonte*, tantôt en *fer*. Dans les machines à vapeur, elles exercent, sur l'arbre qui les porte, un effort de torsion qu'elles reçoivent de la bielle par l'intermédiaire d'une pièce appelée *bouton* de la manivelle, qui décrit une circonférence plus ou moins grande autour de l'axe de rotation.

D'après la définition du mode d'action des manivelles, on voit que le plan du mouvement du bouton doit être perpendiculaire à l'axe. A cet effet, elles se composent (pl. 4, fig. 36, 37, 38,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

39, 40) d'une plate-forme en fonte ou en fer A, terminée, d'une part, par un moyeu B, destiné à recevoir l'extrémité de l'arbre, avec lequel elles s'assemblent, et, d'autre part, par une tête C, destinée à recevoir le bouton, qui est toujours en fer.

Les fig. 36 et 37 représentent une manivelle en fer; les fig. 38 et 39 représentent une manivelle en fonte, toutes deux pour un même arbre et en dimensions proportionnelles.

La fig. 40 représente un bouton de manivelle également en dimensions proportionnelles.

Les manivelles en fer forgé présentent, sur celles en fonte, l'avantage de tenir moins de place et de ne pas se rompre sous l'influence d'un choc; mais elles coûtent beaucoup plus cher.

Quelque soin que l'on apporte dans le montage d'une machine pour mettre l'axe de l'arbre moteur perpendiculaire au plan du mouvement de la machine, il est rare qu'il n'y ait pas toujours un peu de gauche, soit parce que le monteur s'est trompé, soit parce qu'il y a toujours des tassements, au bout de quelque temps, dans les maçonneries fraîches.

Il en résulte que plusieurs constructeurs donnent aux boutons de leurs manivelles la forme sphérique ou légèrement ovale, au lieu de celle cylindrique que nous avons indiquée.

Sans nous déclarer positivement contre ces dispositions, qui peuvent avoir pour conséquence l'affaiblissement du bouton, si on ne le fait pas d'une grosseur proportionnée, nous préférons le bouton cylindrique par la raison suivante :

Lorsqu'il y a du gauche dans l'arbre, par rapport au plan du mouvement, ce n'est pas seulement sur le bouton de la manivelle que ce gauche influe, c'est encore sur la fourchette de la bielle et les tourillons du balancier. En effet, si le bouton sort du plan du mouvement, quand la manivelle est verticale, la bielle s'incline sur ce plan, et la fourchette tire d'un côté et pousse de l'autre le tourillon extrême du balancier. Si, au contraire, le bouton sort du plan du mouvement, quand la manivelle est horizontale, la fourchette de la bielle agit horizontalement sur le tourillon du balancier, comme elle avait agi verticalement dans le premier cas.

Il faut donc non-seulement un bouton de manivelle sphérique pour éviter l'influence du gauche, mais encore une bielle articulée et un balancier à boule, toutes pièces qui coûtent fort cher.

Pour ces diverses raisons, nous préférons conserver à ces pièces leurs formes primitives, et rendre les supports de l'arbre moteur solidaires de la machine, ce que nous obtenons facilement en montant le tout sur une seule et même plaque de fondation.

La longueur de la manivelle est égale au diamètre du cylindre sans détente à condensation.

Dimensions du bouton. — Le diamètre du bouton se détermine de la manière suivante :

La charge à laquelle il est soumis est double de celle à laquelle est soumis chacun des tourillons de l'axe extrême du balancier; il suffit donc de poser :

1° Tourillon du balancier : $$\delta = 3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{1/3};$$

2° Bouton de la manivelle : $$\delta''' = 3{,}2\left(\frac{18}{14}\,Q\right)^{1/3};$$

d'où : $$\delta : \delta''' :: 1 : 2^{1/3};$$

et $$\delta''' = \delta\sqrt{2} = 1{,}26\,\delta = \begin{cases} 2{,}52\,d^{2/3} \text{ jusqu'à } d = 8 \text{ centimètres.} \\ 1{,}26\,d, \text{ au-dessus de } d = 8 \text{ centimètres.} \end{cases}$$

Quant à la longueur du bouton, elle varie suivant la nature du métal de la bielle.

Quand la bielle est en fonte, la longueur du bouton est $1{,}5\,\delta'''$, à cause de la tête qui a besoin d'une certaine force.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quand la bielle est en fer, le tourillon de la manivelle, se logeant dans une chape à coussinets ordinaires, n'a que $1{,}2\,\delta'''$ de long.

Pour déterminer le diamètre du trou du moyeu, qui doit être au moins égal à celui des tourillons de l'arbre du volant, nous remarquons que cet arbre est exposé à la torsion, tandis que le bouton n'est exposé qu'à l'effort de traction transversale. Nous allons examiner les deux cas d'un arbre du volant en fer et d'un arbre du volant en fonte.

1° *Diamètre intérieur du moyeu pour arbre du volant en fer.* — On a, pour déterminer le diamètre du tourillon de l'arbre, la formule de Robertson :

$$\Delta^3 = 2{,}3\frac{A}{n} \times \frac{9}{14},$$

dans laquelle Δ représente le diamètre cherché, A la quantité d'action à transmettre par minute en kilogrammètres, et n le nombre de tours de l'arbre par minute.

Si R est le rayon de la manivelle, et Q la charge sur le bouton, rapportée tangentiellement à la circonférence, on a :

Travail transmis par minute $A = 2\pi R n Q$, π étant le rapport de la circonférence au diamètre $= 3{,}1415926$.

Pour déterminer le diamètre du bouton, on a la formule :

$$\delta''' = 3{,}2\left(\frac{18}{14}\,Q\right)^{1/3},$$

dans laquelle Q est la charge totale sur le bouton.

On en déduit : $$\delta'''^3 = 32{,}8\frac{18}{14}Q,$$

et : $$Q = \frac{14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 18};$$

d'autre part, on a : $$Q = \frac{A}{2\pi R n},$$

car A, quantité d'action transmise par minute, est égal à Q multiplié par le chemin parcouru $2\pi R n$ dans le même temps.

On en déduit : $$\frac{14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 18} = \frac{A}{2\pi R n},$$

et : $$A = \frac{2\pi R n \times 14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 18},$$

remplaçant A par cette valeur l'expression :

$$\Delta^3 = 2{,}3\frac{A}{n} \times \frac{9}{14};$$

nous obtenons : $$\Delta^3 = 2{,}3\frac{2\pi R \times 14\,\delta'''^3}{32.8 \times 18} \times \frac{9}{14},$$

$$= \frac{2{,}3 \times 2\pi R\,\delta'''^3}{65{,}6} = 0{,}22\,R\,\delta'''^3,$$

et : $$\Delta = 0{,}6\,\delta''' \sqrt[3]{R}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

formule dans laquelle D, δ''' et R sont exprimés en centimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le nombre de tours n ayant disparu, on voit par là que le rapport entre Δ et f''' est le même, quelle que soit la vitesse.

2° *Diamètre intérieur du moyeu pour arbre du volant en fonte.* — Dans ce cas, il n'y a de changement que dans la formule donnant Δ qui devient ;

$$\Delta = 2{,}3\,\frac{A}{n};$$

on a comme précédemment : $A = 2\pi R\, n\, Q$,

puis
$$A = \frac{2\pi R\, n \times 14\, f'''^3}{32{,}8 \times 18};$$

alors Δ^3 devient :
$$\Delta^3 = 2{,}3\,\frac{2\pi R\, n \times 14\, f'''^3}{32{,}8 \times 18},$$
$$= 0{,}3425\, R\, f'''^3;$$

d'où on déduit :
$$\Delta = 0{,}7\, f'''\, \sqrt[3]{R}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

RAYONS de la MANIVELLE.	DIAMÈTRES du BOUTON.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS DES MOYEUX POUR ARBRES en fer.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS DES MOYEUX POUR ARBRES en fonte.	RAYONS de la MANIVELLE.	DIAMÈTRES du BOUTON.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS DES MOYEUX POUR ARBRES en fer.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS DES MOYEUX POUR ARBRES en fonte.
c.m.	nombres abstr.	nombres abstr.	nombres abstr.	c.m.	nombres abstr.	nombres abstr.	nombres abstr.
5	1	1,03	1,20	80	1	2,58	3,02
10	1	1,30	1,52	85	1	2,64	3,08
15	1	1,48	1,73	90	1	2,63	3,14
20	1	1,63	1,90	95	1	2,75	3,21
25	1	1,75	2,04	100	1	2,78	3,25
30	1	1,86	2,17	110	1	2,87	3,35
35	1	1,97	2,30	120	1	2,95	3,45
40	1	2,05	2,39	130	1	3,00	3,50
45	1	2,14	2,50	140	1	3,11	3,64
50	1	2,21	2,59	150	1	3,20	3,74
55	1	2,28	2,67	160	1	3,26	3,82
60	1	2,35	2,75	170	1	3,33	3,89
65	1	2,41	2,82	180	1	3,40	3,97
70	1	2,47	2,89	190	1	3,45	4,04
75	1	2,54	2,96	200	1	3,50	4,09

La largeur et l'épaisseur de la manivelle peuvent se calculer comme celles du balancier ; mais on arrive à un résultat trop faible, attendu que la manivelle est sujette à des vibrations qui tendent constamment à la rompre et nécessitent une augmentation de force que la pratique seule indique. Nous renvoyons, en conséquence, aux figures pour la détermination de ces dimensions par rapport au diamètre intérieur du moyeu.

Bielles.

Les bielles sont des verges inflexibles, dont les extrémités sont généralement douées de mou-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vements différents, ce qui rend oscillatoire le mouvement du corps ; elles sont, de plus, successivement soumises aux deux efforts de *traction* et d'*écrasement*, dans le sens de leur longueur.

Suivant l'espèce de machine dans laquelle elles doivent figurer, les bielles affectent plusieurs formes différentes ; en outre, elles se construisent tantôt en fonte, tantôt en fer.

Aujourd'hui les bielles en fonte ne sont presque plus employées que pour les machines fixes à balancier ; dans tous les autres cas, elles sont en fer.

Bielles en fonte. — Les bielles en fonte (pl. 4, fig. 29, 30, 31) sont généralement à fourchette ; quelquefois, quand le balancier est à deux flasques, on préfère, si la chose est possible, les faire à deux têtes, mais cela est rare.

L'assemblage de la fourchette, avec les tourillons de l'axe extrême du balancier, se fait au moyen de chapes, coussinets et clavettes.

Le corps de la bielle, au lieu d'être complétement rond, comme dans les bielles en fer, a pour section la figure 31. Quatre nervures, décroissant paraboliquement depuis le milieu jusqu'aux extrémités, ont pour but de rendre nul le fouettement qui résulterait infailliblement du mouvement oscillatoire de cette pièce, si elle était cylindrique et d'un diamètre moindre, quoique pleine.

La tête de la bielle se fait quelquefois à chape et coussinets rapportés; mais, le plus souvent, elle se coule avec le corps même. Elle porte un évidement suffisamment grand pour loger les coussinets et permettre leur enlèvement facile; elle se relie au corps par une partie légèrement conique, à section circulaire ou ovale, comme l'on veut. Cette partie est d'une longueur assez grande pour que la manivelle passe au-dessous de la baguette qui indique l'origine du corps.

La bielle étant souvent exposée à un effort de torsion, par suite du déplacement ou de la mauvaise pose des supports de l'arbre du volant, M. Edwards, l'habile ingénieur de l'ancien établissement de Chaillot, construisait sa bielle en deux parties, la fourchette et le corps, reliées entre elles par un boulon en fer, qui permettait au corps de tourner sur lui-même pendant le mouvement de la machine (fig. 32, 33, 34, 35).

Sans nous prononcer positivement contre cette disposition coûteuse, nous pensons qu'il est préférable, pour la solidité de l'ensemble, de faire en sorte qu'il n'y ait pas à craindre l'effort de torsion dont elle a pour but de détruire l'effet, ce qu'on obtient en donnant de l'unité au système, c'est-à-dire en rendant toutes les pièces fixes solidaires les unes des autres, comme, par exemple, en montant le tout sur une même plaque de fondation.

Bielles en fer. Les bielles en fer sont tantôt à deux têtes, tantôt à une tête et une fourchette, comme les bielles en fonte.

Les *bielles à deux têtes* (pl. 5, fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7) conviennent particulièrement pour les transformations de mouvements où l'arbre et, conséquemment, la manivelle sont exposés à se déplacer et à sortir, l'un de son axe, l'autre de son plan de rotation, soit par suite d'usure inégale des coussinets, soit par suite de mouvement dans les fondations.

La bielle des fig. 1, 2, 3 est celle que nous avons adoptée pour les machines à voyageurs du chemin de fer de Paris à Lyon, non pas que, dans les locomotives, la bielle à deux têtes soit indispensable, l'expérience prouve le contraire tous les jours, mais parce que l'emplacement des pompes nécessitait cette disposition. Elle présente cela de particulier que, pour avoir des coussinets à la petite tête, sans employer les clavettes, ce que ne permettent pas les glissières, nous y avons opéré le serrage par une vis A et un coin B. Auparavant, on se contentait de percer un trou rond dans la petite tête qui fonctionnait alors comme la partie mâle d'une charnière ; quelquefois on y ajoutait une rondelle en bronze ou en acier ; mais cela prenait toujours du jeu. Maintenant on emploie presque partout la disposition de la fig. 1, et on s'en trouve bien.

Les *bielles à fourchette* ou à *fourche* (fig. 4, 5, 6) conviennent particulièrement dans les transfor-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mations de mouvement bien établies et solides. Elles sont plus compliquées de construction que les bielles à deux têtes, mais elles simplifient beaucoup la suspension des glissières.

La bielle des fig. 4, 5, 6 est celle des locomotives, système Stephenson, telle que la construit la maison Cail, de Paris. Là les clavettes sont sans inconvénient du côté des fourches, parce qu'elles sont situées de chaque côté des glissières, et non dans l'intérieur.

Dans les machines à balancier pour bateaux, la bielle principale se compose de deux parties, savoir : une traverse à deux têtes, assemblées chacune avec l'extrémité d'un des balanciers, et un corps terminé, d'une part, par une tête ordinaire à chape, coussinets et clavettes, qui s'assemble avec le bouton des manivelles motrices ; d'autre part, par une partie cylindrique avec embase qui va se loger dans une douille pratiquée au milieu de la traverse (fig. 7).

Cette disposition nous a toujours paru mauvaise, attendu qu'il existe un endroit où la bielle peut casser, à savoir, la partie inférieure du corps. Nous pensons qu'on arriverait à éviter cette chance de casse en reliant les extrémités du balancier par un même axe assemblé, en son milieu à la bielle par une tête ordinaire.

Dimensions proportionnelles.

1° *Bielles en fonte.* Les figures 29, 30, 31 (pl. 4) donnent les dimensions proportionnelles qui nous ont paru les plus convenables, le diamètre de la tige du piston à vapeur étant 1. Les diamètres des tourillons de la fourchette et de la tête sont supposés, le premier égal à 1.2 et le second égal à 1.44, c'est-à-dire 1.2 de 1.2. La largeur de la tête est une fois et demie 1.44 ou 2.16.

2° *Bielles en fer.* Comme nous l'avons déjà indiqué en parlant des chapes, quand ces bielles sont rondes, les diamètres des origines de la partie ronde sont, au plus, égaux à celui des tourillons de la fourchette. Le diamètre, au milieu, est le plus difficile à déterminer, parce qu'il doit nécessairement varier suivant la longueur de la pièce. Le meilleur moyen de le déterminer avec une approximation suffisante, c'est d'adopter une inclinaison, bien que la courbe génératrice de la surface du corps d'une bielle soit une parabole et non deux droites inclinées à l'axe.

Pour bielles de petit diamètre, l'inclinaison, mesurée au milieu, peut être de cinq millimètres par mètre, ce qui donne pour diamètre, au milieu du corps, un centimètre de plus qu'aux extrémités, quand le corps a deux mètres de long. Pour forts diamètres, cette inclinaison peut être légèrement augmentée.

Les bielles sont, de toutes les pièces de machines, celles qui doivent le plus être étudiées au point de vue de l'élégance et de la légèreté ; il n'y a pas, par conséquent, de règles à prescrire pour ces pièces, comme pour les autres ; les dimensions proportionnelles que nous en donnons sont plus spécialement destinées à guider, dans le choix de celles que l'on doit adopter, qu'à les déterminer d'une manière rigoureuse.

Arbres et axes.

Les arbres et les axes sont des pièces qui, bien que différentes, offrent tant d'analogie, dans certains cas, qu'il est impossible de définir les uns sans les autres.

Ce sont, en général, des pièces en *fonte* ou en *fer* composées de trois parties, savoir :

1° Le *corps*, consistant en un cylindre ou un prisme régulier dont la longueur est égale au moins à six fois son diamètre ;

2° Les *tourillons*, consistant en plusieurs cylindres de diamètre inférieur à celui du corps et d'une longueur dépassant peu leur diamètre ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Les *portées*, consistant en plusieurs cylindres ou prismes réguliers d'un diamètre supérieur à celui du corps et d'une longueur variable.

Les tourillons sont les points d'assemblages des arbres ou axes avec les coussinets. Les portées sont les points d'assemblages de ces pièces avec les moyeux.

Les arbres ont toujours au moins *deux* tourillons situés près des extrémités. Les axes n'en ont jamais plus de deux situés aux extrémités tout à fait, et quelquefois n'en ont qu'un seul, auquel cas ils portent le nom de *boutons*.

Les arbres ont au moins deux portées correspondant à deux assemblages de pièces distinctes dont l'une est motrice de l'autre par l'intermédiaire de l'arbre; les axes, au contraire, n'ont jamais qu'une portée pour deux tourillons ou deux portées pour un tourillon. Il résulte de là que les arbres sont soumis à *l'effort de torsion*, tandis que les axes ne le sont jamais.

Les arbres sont maintenus en place par leurs tourillons; les axes le sont par leur portée.

Les tourillons des arbres ne s'assemblent qu'avec des coussinets fixes; ceux des axes s'assemblent avec des coussinets soit fixes, soit mobiles, suivant l'état mécanique du moyeu qui contient la portée.

Les arbres sont toujours doués d'un mouvement circulaire, soit continu, soit alternatif, autour de leur axe mathématique; les axes affectent toute espèce de mouvement.

1° *Corps des arbres et axes.* — Le corps des arbres est tantôt plein, tantôt creux; celui des axes est toujours plein. L'emploi des corps creux pour arbres provient de ce que, à aire égale, les sections annulaires résistent plus à la flexion et à la torsion que les sections circulaires pleines.

Quand les supports des arbres sont très-rapprochés, on donne au corps soit une section circulaire de même diamètre que celle des tourillons, soit une section polygonale circonscrite à celle de ces derniers.

Quand les supports sont très-éloignés, comme cela a lieu dans les roues hydrauliques, par exemple, on remplace les formes cylindriques ou prismatiques par une forme parabolique, dont la section se calcule au moyen des formules relatives à la flexion entre deux points d'appui, savoir :

$$P\frac{a\,(l-a)}{l}=\frac{R\,\pi\,r^2}{4}.$$

Si l'arbre est en fonte, on peut substituer à la forme parabolique pleine des nervures suffisantes qui exigent toujours une moindre dépense de fonte; dans ce cas, on remplace le second membre de l'équation ci-dessus, relatif aux sections circulaires, par celui relatif aux sections rectangulaires :

$$\frac{R\,a\,b^2}{6},$$

a étant l'épaisseur d'une nervure et b la hauteur totale de deux nervures opposées, y compris celle du corps.

Le corps des axes, étant le plus souvent très-court, se compose généralement de deux troncs de cônes opposés aboutissant chacun, d'une part au tourillon adjacent, de l'autre à l'origine correspondante de la portée (pl. 5, fig. 9).

2° *Tourillons.* — Les tourillons sont toujours pleins et munis d'un ou deux *collets* A et B (fig. 10 et 11), dont le but est de les maintenir dans les coussinets. Quand ils n'ont qu'un collet, c'est celui de l'extrémité B qui est supprimé.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons dit que les arbres résistent à la torsion et à la flexion, tandis que les axes ne résistent qu'à la flexion.

En ce qui concerne la torsion, il est d'usage de déterminer les dimensions des arbres d'après celles que l'on obtient pour les tourillons.

En ce qui concerne la flexion, cette règle n'est admise que quand la longueur ne dépasse pas douze fois le diamètre.

Nous avons donné les formules de *Robertson* relatives aux arbres ou axes exposés à l'effort de torsion. Quand ces pièces ont à résister à la flexion, on calcule les diamètres des tourillons au moyen des formules suivantes, dues également à Robertson.

$$\text{Pour la fonte. . . } d = 3{,}2\ Q^{1/3}.$$

$$\text{Pour le fer. . . . } d' = 3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{1/3} = 2{,}76\ Q^{1/3}.$$

Plus $^1/_8$ en sus pour l'usé. Dans ces formules on a :

d, d', diamètre des tourillons, en centimètres.

P, charge réelle sur les deux tourillons de l'arbre en quintaux métriques (100 kil.).

Quand la charge n'est pas également répartie sur les deux tourillons, Q exprime le double de la charge sur chacun d'eux. Ainsi, si la charge est de 20 quintaux métriques, et si l'un des tourillons en supporte 7 et l'autre 13, on a, pour le premier, $Q = 14$, et pour le second, $Q = 26$.

Les valeurs de d et d' que l'on obtient au moyen de ces formules sont convenables quand la force des machines ne dépasse pas 20 chevaux; au delà elles sont trop fortes.

Les dimensions proportionnelles des tourillons sont les mêmes, du moins à notre avis, pour arbres et pour axes, et indiquées dans les figures 10 et 11. De cette manière, les mêmes modèles de coussinets peuvent servir pour chapes de bielles et supports. Quand les arbres sont en *bois* ou fonte creuse, les tourillons sont rapportés; les figures 12, 12 *bis* et 13 représentent deux dispositions de tourillons en *fer* destinés à être rapportés dans des arbres en bois.

Les figures 14, 15, 16, 17 et 18 représentent trois dispositions de tourillons en fonte également rapportés dans des arbres en bois; la figure 17 indique le mode d'assemblage employé pour ces différents cas; l'arbre est terminé en cône, et, quand la base du tourillon est logée dans l'intérieur, on serre le tout par des frettes en fer.

Les figures 19, 20 et 21 représentent un assemblage de tourillon en fonte avec arbre creux en fonte. Quand le tourillon pour arbre en fonte est en fer, on lui donne la forme d'un *bouton* (fig. 22) et on l'assemble avec l'arbre comme les portées avec les moyeux, c'est-à-dire au moyen de deux parties cylindriques égales, l'une convexe, l'autre concave, munies d'un prisonnier et d'une cale demi-ronde, ou de quatre clavettes.

3° *Portées.* — Autrefois les portées des arbres étaient toutes prismatiques; cela provenait de ce que, par suite de l'insuffisance des machines à aléser, on était obligé de caler les moyeux sur leurs arbres et les axes dans leurs moyeux. Aujourd'hui il n'en est plus ainsi, et toutes les portées se font cylindriques d'un diamètre égal à celui alésé des moyeux. Nous renvoyons, pour les détails de l'assemblage des portées avec les moyeux, à ce que nous avons dit sur ces dernières pièces.

Arbres coudés.

Lorsqu'il faut transmettre le mouvement à un arbre au moyen d'une bielle se mouvant dans un plan qui coupe cet arbre en un point quelconque de sa longueur, il est alors nécessaire de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

munir l'arbre d'un *coude* se comportant, par rapport à la bielle, absolument comme une manivelle.

Les formes que l'on donne aux coudes varient suivant les circonstances dans lesquelles les arbres se trouvent.

Quand les arbres sont en fonte, les coudes peuvent affecter toutes les formes que l'on désire ; aussi, dans ce cas, les fait-on généralement droits (pl. 5, fig. 8).

Quand les arbres sont en fer et munis de deux tourillons extrêmes seulement, on leur donne la forme des figures 23 et 24 qui permet de ne pas interrompre les fibres du métal. Quelquefois cependant on ne peut avoir recours à cette disposition ; dans les locomotives, par exemple, on est obligé de donner aux essieux coudés la forme des figures 25 et 26. Si les arbres en fer sont munis de quatre tourillons, permettant aux deux portions du corps, de chaque côté du coude, de se mouvoir isolément dans l'axe mathématique du mouvement, comme cela a lieu dans les machines de bateaux, on fait alors usage du coude à deux manivelles rapportées (fig. 27, 28 et 29). Cette disposition a beaucoup d'analogie avec celle de la manivelle seule ; néanmoins elle mérite d'être citée comme étant employée avec beaucoup d'avantage. Dans la figure 28 on voit que le bouton qui s'assemble avec la bielle est fixe dans l'une des manivelles et assemblé à chape (fig. 29) avec le bouton de l'autre. Cela n'est pas indispensable, attendu que l'on arrive au même but avec un seul bouton auquel on donne une longueur suffisante pour qu'il traverse complétement l'autre tête de manivelle, laquelle est, dans ce cas, alésée cylindriquement.

En général on évite, autant que possible, les arbres coudés dans les machines, tant à cause de leur fragilité que de la difficulté qu'ils présentent dans l'exécution, quand ils sont en fer. Il est cependant des cas où on ne peut pas s'en passer, par exemple les locomotives à cylindres intérieurs et les bateaux à vapeur. L'art du forgeron consiste alors à faire suivre au nerf du fer les sinuosités des coudes de manière qu'il ne soit interrompu en aucune de ses parties. MM. Petin et Gaudet, de Rive-de-Gier, sont parvenus à obtenir ce résultat d'une manière très-remarquable, non-seulement pour les essieux coudés des locomotives, mais même pour les arbres d'hélices de la plus forte dimension. Leur procédé, assez analogue à celui que l'on emploie pour confectionner les casseroles en fer battu, consiste à battre successivement l'arbre à couder entre deux séries d'étampes et de matrices, primitivement presque planes et dont les dimensions vont en croissant jusqu'à la dernière, qui affecte exactement les dimensions que doit posséder le coude fini.

Excentriques.

Les excentriques sont des pièces destinées à transformer le mouvement circulaire continu d'un arbre en un autre rectiligne ou circulaire alternatif.

On distingue plusieurs sortes d'excentriques, suivant que le mouvement à transmettre est *régulier*, *intermittent* ou *varié*.

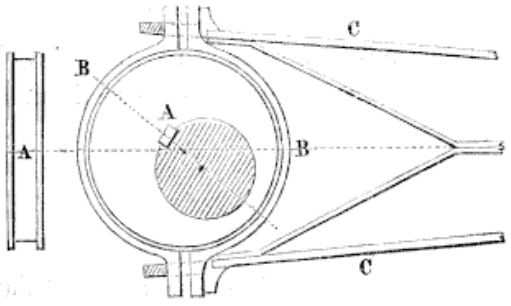


Fig. A.

Les excentriques, à transmission de mouvement *régulier*, consistent généralement (fig. A) en un disque circulaire A, d'une ou deux pièces, suivant les cas, contenant, à sa circonférence, une *gorge* plate dans laquelle se loge un *collier* en deux parties B, qui communique avec une barre C, dite *barre d'excentrique*, au moyen de laquelle a lieu la transmission du mouvement. Ce disque est percé d'un trou alésé d'un diamètre égal à celui de l'arbre sur lequel il doit être ajusté ; la position de ce trou

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

se détermine d'après la course que doit avoir la partie douée du mouvement alternatif; cette course est double de la distance des axes de l'arbre et de l'excentrique, comme il est facile de s'en convaincre en remarquant que, pendant le mouvement circulaire continu de l'arbre, l'axe de l'excentrique décrit une circonférence autour de l'axe de ce dernier, ce qui donne pour diamètre de cette circonférence deux fois la distance des axes.

Quand l'arbre est droit, il est toujours possible de faire l'excentrique d'un seul morceau (fig. A); pour cela, il faut avoir soin de donner à sa portée, sur l'arbre, un diamètre au moins égal à ceux des portées des autres pièces.

Quand l'arbre est muni de deux coudes, comme les essieux des anciennes locomotives, il est de toute nécessité de faire en deux pièces les excentriques qui doivent être montés entre les deux coudes. Dans ce cas, on leur donne la forme de la figure B, dans laquelle la réunion des deux pièces se fait, au moyen de deux boulons à clavettes ou à deux écrous.

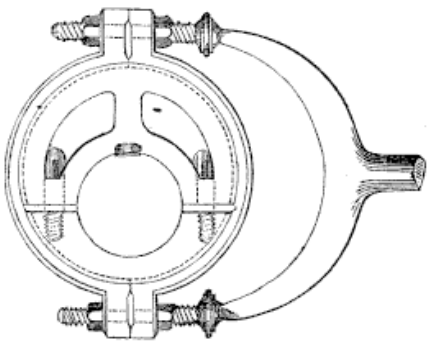


Fig. B.

Les excentriques se construisent généralement en fonte. Les colliers sont tantôt en cuivre jaune, tantôt en fer; ceux en cuivre jaune sont, à notre avis, les plus convenables pour tous les cas, si on a soin de leur donner une épaisseur suffisante. Souvent, pour économiser le métal, sans diminuer leur résistance, on les munit de nervures qui permettent de les faire moins épais; par ce moyen, non-seulement on économise la matière, mais encore on diminue le poids, ce qui est à considérer dans certaines machines, notamment les locomotives.

Les excentriques circulaires s'emploient, dans les machines à vapeur, à mouvoir les tiroirs de distribution et les pistons de pompes; ils présentent, sur la manivelle, le grand avantage de ne pas nécessiter des guides et des bielles dont les articulations se détériorent vite; mais, en revanche, ils exercent, dans leurs colliers, un frottement assez notable pour qu'il ne soit pas possible de les utiliser avec avantage dans le cas de grandes forces à transmettre.

Bien que le mouvement des excentriques circulaires soit régulier, c'est-à-dire sans interruptions, ils ne peuvent être admis lorsqu'il s'agit de faire avancer ou reculer une pièce de quantités égales pour des arcs de cercles décrits égaux. Dans ce cas, il faut faire usage des excentriques en cœur (fig. C), dont le tracé extérieur s'obtient de la manière suivante :

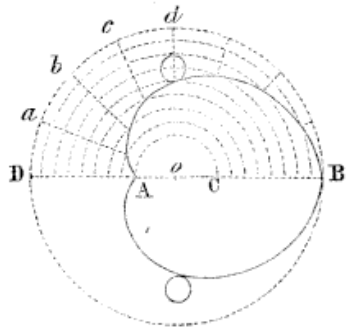


Fig. C.

Soient AB la course de la pièce douée du mouvement alternatif, et AC l'épaisseur du moyeu; du point O, milieu de AC, comme centre, on mène les rayons O*a*, O*b*, O*c*, etc., partageant en 8 parties égales l'angle total de 180° contenu au-dessus de la ligne DB; du même point O, comme centre, avec OC, plus $^1/_8$ de CB pour rayon, on décrit une circonférence qui rencontre O*a* en un point que l'on marque; puis du même point O, comme centre avec OC plus $^2/_8$ de CB pour rayon, on en décrit une seconde qui rencontre O*b* en un second point, et ainsi de suite, jusqu'à la fin; on relie les points obtenus par une courbe, et on en fait autant de l'autre côté de AB. Il est évident

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que, pour chaque portion de tour de l'arbre égale à $^1/_8$ de deux droits, la pièce douée du mouvement alternatif avance de $^1/_8$ de AB, ce à quoi on voulait arriver.

Les excentriques, à transmission de mouvement *intermittent*, consistent généralement (fig. D) en un triangle équilatéral circulaire, dont les côtés ont pour centres les sommets opposés et tournent autour d'un de ces sommets comme axe. Ces excentriques diffèrent principalement des excentriques circulaires en ce qu'ils n'admettent pas le collier ; ils sont placés dans une cage qui a pour largeur le rayon de chacun des côtés et pour hauteur deux fois ce même rayon au moins. Tel que le représente la figure, l'excentrique se trouve situé sur un disque adapté à l'extrémité d'un arbre. Quand les excentriques sont situés sur la longueur de l'arbre même, on leur fait subir, dans le tracé, une modification dont le but est d'éviter d'entailler cette pièce. Cette modification est représentée dans la figure E, qui diffère de la figure D en ce que, pour l'obtenir, au lieu de construire un triangle équilatéral dont les trois sommets servent de centres aux trois côtés, on commence par ménager un *moyeu* A d'une épaisseur convenable pour permettre le montage de l'excentrique sur la portée de l'arbre. Cela fait, du centre *b* de ce moyeu, avec un rayon égal au sien, augmenté de la course, on décrit l'arc B; d'un point quelconque *c* de cet arc, avec un rayon égal à la course, plus le diamètre du moyeu, on décrit un autre arc C qui rencontre B en *a* et se termine tangentiellement au moyeu. Du point *a* comme centre, avec le même rayon, on décrit encore un arc de cercle qui rencontre B en *c* et se termine tangentiellement au moyeu aussi. De cette manière, on n'entaille pas l'arbre, et chaque pièce peut être confectionnée isolément.

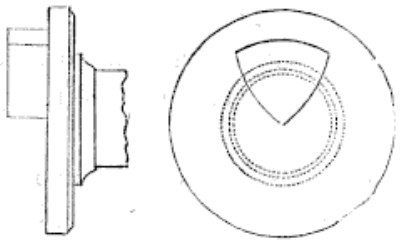


Fig. D.

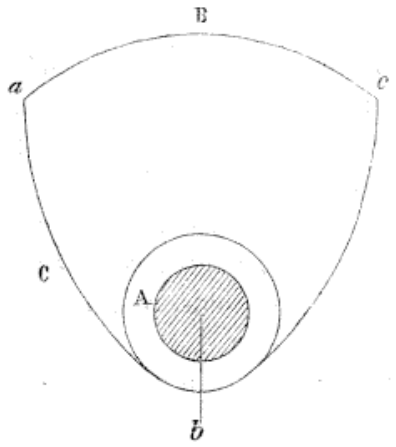


Fig. E.

Les cages des excentriques triangulaires se construisent de différentes manières, sur lesquelles nous aurons occasion de revenir plus tard; elles ont l'inconvénient d'exiger deux guides, le mouvement rectiligne alternatif étant indispensable pour elles, qui n'embrassent pas l'excentrique.

Nous verrons plus loin que, dans les machines à vapeur, les excentriques triangulaires présentent peu d'avantages comparativement aux premiers et ne sont pas, comme eux, admissibles pour toutes les vitesses.

Les excentriques à transmission de mouvements *variés* affectent toutes les formes possibles ; ils sont tantôt, comme les précédents, placés dans des cages, tantôt compris entre deux galets qui leur permettent d'affecter toutes sortes de sinuosités, au fond desquelles ces derniers pénètrent mieux que des faces planes ou légèrement convexes.

On emploie beaucoup de ces excentriques, aujourd'hui, dans les machines à vapeur, pour effectuer la détente au moyen d'un seul tiroir; ce que l'on cherche alors dans ces appareils, c'est, tout en leur donnant la forme nécessaire au degré de détente que l'on veut obtenir, d'avoir toutes les normales égales entre elles, c'est-à-dire de faire toucher les deux galets à la fois, pendant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

toute la rotation de l'excentrique. Nous reviendrons aussi plus loin sur ces excentriques en parlant des mouvements des distributeurs.

Poulies et courroies.

Les poulies sont des roues, généralement en fonte, sur lesquelles sont enroulées tantôt des *chaînes*, tantôt des *cordes*, tantôt des *courroies;* elles se composent de trois parties, savoir : le *moyeu*, les *bras*, la *jante*.

Le moyeu sert à monter les poulies sur les arbres; les bras servent à relier la jante au moyeu; la jante sert à porter la corde qui embrasse la poulie.

Quand les poulies sont destinées à recevoir des chaînes ou des cordes, leur jante est à *gorge;* quand, au contraire, elles sont destinées à recevoir des courroies, leur jante est *plate*.

Les poulies à gorge diffèrent généralement des poulies plates par le travail qu'ont à effectuer les bras et le moyeu.

Dans les poulies à gorge, la transmission du mouvement a généralement lieu d'un bout de la corde à l'autre; alors les bras n'ont qu'à supporter les tractions qu'exercent la puissance et la résistance de chaque côté de la jante.

Dans les poulies plates, au contraire, la transmission du mouvement a le plus souvent lieu de l'arbre à la courroie ou réciproquement; alors les bras ont à résister à l'effort de flexion qu'exercent sur leurs extrémités la puissance et la résistance.

Les premières offrent fort peu d'intérêt; aussi n'en parlerons-nous pas plus longtemps. Les seconds, au contraire, jouent, ainsi que les courroies, un rôle trop important en mécanique pour que nous n'en disions pas tout ce qu'il y a à en dire.

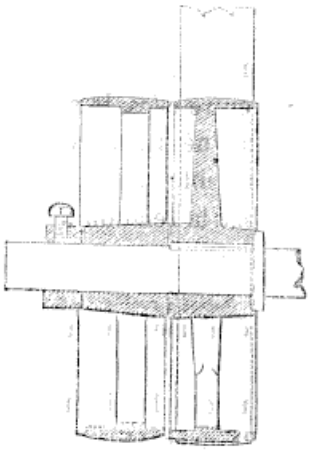


Fig. A.

Les poulies plates sont tantôt *fixes*, tantôt *folles* (fig. A et B), sur les arbres qui les portent. Les poulies folles sont celles qui n'ont ni prisonnier ni clavette de serrage pour être empêchées de tourner sur leur arbre.

La largeur des jantes des poulies est égale à celle des courroies qu'elles doivent recevoir; elle se calcule, d'après la résistance des courroies, au moyen de la forme suivante :

$$l = \frac{128\,F}{D\,n\,e}$$

Dans laquelle on représente par :

l, la largeur en centimètres;
F, le travail transmis en chevaux;
D, le diamètre de la poulie, en mètres;
n, le nombre de tours par minute;
e, l'épaisseur de la courroie, en centimètres.

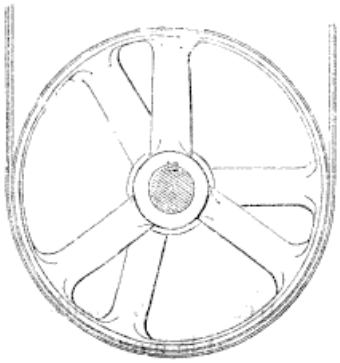


Fig. B.

Si, par exemple, on a :

$$F = 16 \text{ chevaux}, \quad D = 1^{m},20, \quad n = 60 \text{ tours}, \quad e = 0^{c.m.},40.$$

$$\text{Il vient : } l = \frac{1,20 \times 60 \times 0,1}{128 \times 16} = 71^{c.m.},2.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le nombre des bras des poulies varie entre trois et six, et quelquefois plus. La résistance qu'ils ont à vaincre chacun est d'autant moindre que leur nombre est plus considérable. Nous renvoyons aux roues d'engrenage pour la détermination de leurs dimensions, eu égard à un effort à vaincre déterminé.

Les bras sont tantôt droits, tantôt en S ; leur section est tantôt une croix, tantôt un ovale dont le plus grand diamètre est dans le plan du mouvement de rotation. Les bras droits présentent, à la fonderie, l'inconvénient de se casser par le retrait de la fonte ; il arrive, à cause de cela, que l'on fait venir les moyeux des poulies en trois morceaux, de manière à permettre le retrait des bras du côté de la jante; il faut alors garnir les vides laissés entre les portions du moyeu et fermer le tout par des frettes en fer posées à chaud, travail long et coûteux qui ne vaut jamais le moyeu d'un seul morceau.

Les bras en S ont été imaginés pour éluder l'inconvénient des bras droits ; en effet, la longueur de ces bras étant plus grande que la distance qui existe entre la jante et le moyeu, il en résulte que le retrait se fait par un simple déplacement du moyeu tournant sur lui-même.

La figure C ci-contre représente un système de poulie à plusieurs diamètres fort employé dans les *tourneries*, et dans l'appareil de transmission de mouvement au modérateur des machines à vapeur. Ces poulies, qui sont toujours accouplées deux à deux, et de telle manière que le plus grand diamètre de l'un corresponde avec le plus petit de l'autre, doivent satisfaire à la condition que, quelles que soient les deux circonférences correspondantes embrassées par la courroie, la longueur de cette dernière reste constante.

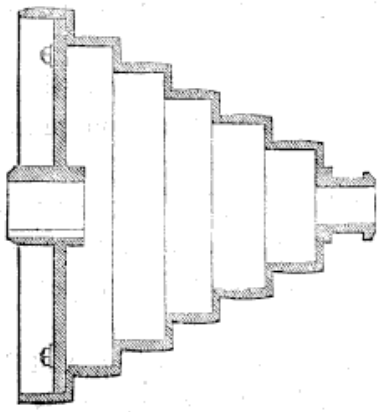


Fig. C.

On satisfait à cette condition en remarquant que, si les décroissances des diamètres sont égales entre elles, la somme de ceux des circonférences, également éloignées des extrémités, doit être constante ; si donc on représente par D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6 les six diamètres de la poulie, ils doivent être liés entre eux par la relation :

$$D_1 + D_6 = D_2 + D_5 = D_3 + D_4.$$

Ce que l'on obtient en coupant un cône par six plans parallèles et également espacés entre eux.

En effet, si h représente la distance du sommet au premier plan sécant et a la distance entre deux plans consécutifs, on a, pour rapports des diamètres des sections, la proportion :

$$D_1 : D_2 : D_3 : D_4 : D_5 : D_6 :: h + 5a : h + 4a : h + 3a : h + 2a : h + a : h ;$$

Or on a :

$$h + 5a + h \quad a = 2h + 5a,$$

$$h + 4a + h + a = 2h + 5a,$$

$$h + 3a + h + 2a = 2h + 5a ;$$

donc :

$$D_1 + D_6 = D_6 + D_5 = D_4 + D_3.$$

ENGRENAGES.

Envisagés sous le point de vue général, les engrenages sont les armatures dont on munit, pour empêcher le glissement, les surfaces destinées à se transmettre mutuellement le mouvement par contact.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A cet effet, ils consistent en une série de saillies égales entre elles appelées *dents,* suffisamment espacées les unes des autres, dans les deux pièces en contact, pour pouvoir se loger mutuellement dans les interstices.

On considère dans les machines trois classes principales de surfaces auxquelles on applique ce genre de transmission du mouvement, savoir :

1° Les surfaces *planes ;* 2° les surfaces *cylindriques ;* 3° les surfaces *coniques.*

Les surfaces *planes,* munies de dents, portent le nom de *crémaillères.*

Les surfaces *cylindriques,* munies de dents, portent le nom d'*engrenages cylindriques.*

Les surfaces *coniques,* munies de dents, portent le nom d'*engrenages coniques.*

Dans les trois cas, les dents sont engendrées par une droite se mouvant sur une courbe directrice dont nous déterminerons plus loin le tracé. Quelle que soit la surface capable de cette courbe directrice, cette surface est normale, à la fois, et à la surface sur laquelle reposent les dents, et à la droite génératrice de ces dernières.

Les *crémaillères* n'engrènent jamais entre elles.

Les *engrenages cylindriques* engrènent soit entre eux, soit avec les crémaillères.

Les *engrenages coniques* n'engrènent qu'entre eux.

Il résulte de là que les dents pour crémaillères et engrenages cylindriques doivent être les mêmes, ce qui fait qu'il n'existe réellement que deux classes principales d'engrenages, savoir : les engrenages *cylindriques* et les engrenages *coniques.*

Les engrenages cylindriques, engrenant avec crémaillères, sont employés à transformer le mouvement circulaire d'un arbre en un autre rectiligne.

Les engrenages cylindriques, engrenant entre eux, sont employés à transformer le mouvement circulaire d'un arbre en celui circulaire d'un autre arbre parallèle.

Les engrenages coniques, engrenant entre eux, sont employés à transformer le mouvement circulaire d'un arbre en celui circulaire d'un autre arbre, concourant en un même point avec le premier.

§ I. — Engrenages cylindriques.

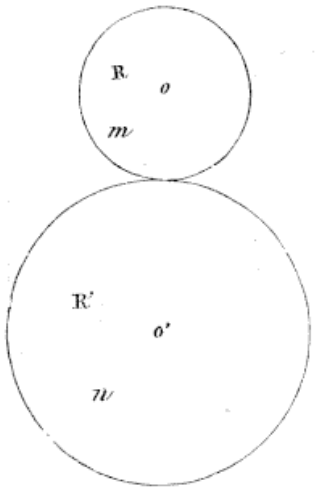


Fig. A.

Soient o et o' (fig. A) les axes des deux arbres, perpendiculaires au plan du tableau, dont les vitesses de rotation doivent être entre elles comme $m : n$. On a, d'après les règles de la statique, en désignant par R et R′ les rayons de roues d'engrenage :

$$R : R' :: n : m. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

d'où : $R + R' : R :: m + n : n$

et $$R = \frac{n}{m+n}(R + R')$$

Affectant à $+ R'$ une valeur au plus égale à $o\,o'$, distance des centres, on obtient une valeur pour R et, de la proportion (1), une autre valeur pour R′.

Connaissant les rayons des roues, il n'y a plus qu'à déterminer les dents, c'est-à-dire la courbe directrice de chacune d'elles.

Pour déterminer cette courbe, nous remarquons que, les arbres étant parallèles, si on coupe

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les roues cylindriques par un plan perpendiculaire à leurs axes, les deux circonférences d'intersection des surfaces par ce plan restent constamment tangentes pendant la rotation des arbres. La courbe directrice des dents n'est donc autre que celle que l'on détermine pour ces deux circonférences.

Or cette courbe est plane; la surface des dents des engrenages plans et cylindriques est donc plane aussi.

Il existe deux courbes qui satisfont également aux conditions que doivent remplir les dents pendant le mouvement de rotation des roues en contact, savoir :

L'épicycloïde et la développante de cercle.

L'*épicycloïde*, exclusivement employée autrefois et fort répandue encore aujourd'hui, sera, tôt ou tard, abandonnée.

La *développante de cercle*, au contraire, fort peu employée aujourd'hui, le sera exclusivement quand les mécaniciens seront familiarisés avec ses avantages.

Nous dirons plus loin quels sont les motifs qui nous font émettre cette opinion sur ces deux espèces d'engrenages; en attendant, nous croyons inutile de donner la théorie, d'ailleurs connue, des premiers, préférant développer plus complétement celle des secondes, qui est généralement peu connue, et dont l'application pratique n'a pas été indiquée jusqu'ici d'une manière suffisamment claire pour entrer dans les usages des ateliers.

Théorie des engrenages à développante de cercle.

On donne le nom de *développante* de cercle à la courbe décrite par le point A (fig. B) d'une circonférence, lorsqu'il s'éloigne de cette circonférence en restant toujours situé sur une tangente dont la longueur, entre le point de contact et le point mobile, est égale à celle de l'arc compris entre le point de départ et ce même point de contact.

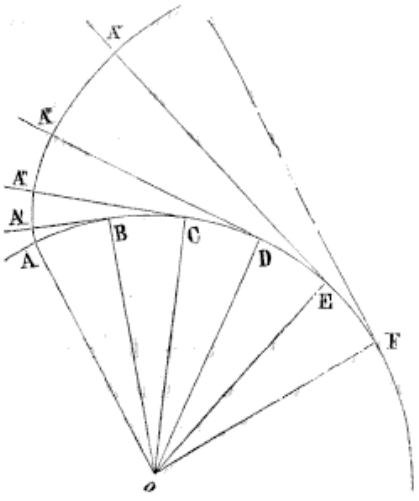


Fig. B.

Ainsi, si des points de contact B, C, D, E, etc., des tangentes B A', C A'', D A''', etc., on prend, sur ces tangentes, des longueurs successivement égales aux arcs B A, C A, D A, etc., on obtient une série de points A, A', A'', A''', etc., qui, reliés entre eux par une courbe, donnent une développante de cercle. En pratique, on décrit cette courbe plus exactement et plus promptement, au moyen d'une pointe fixée à l'extrémité d'un fil enroulé sur un cylindre.

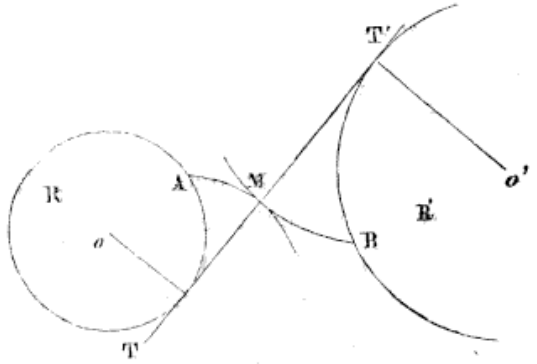


Fig. C.

Soient (fig. C) o et o', comme précédemment, les axes de deux arbres parallèles; R et R' les rayons des roues montées sur ces arbres, et leur communiquant des vitesses qui sont entre elles comme $m : n$.

Des points o o', comme centres, avec R et R' pour rayons, nous décrivons deux circonférences. Soit T T' une tangente commune à ces deux circonférences. Tout point M pris sur T T' entre T et T peut, d'après la définition de la développante, ap-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

partenir, soit à une développante de la circonférence o, soit à une développante de la circonférence o'.

Traçons ces deux développantes au moyen de ce point et des deux portions M T, M T' de la tangente T T' par la méthode pratique que nous avons exposée plus haut. Nous obtenons les deux arcs M A, M B.

La tangente T T' aux circonférences o et o' est normale à la fois aux deux arcs de développantes M A et M B ; ces deux arcs ont alors une tangente commune et sont, conséquemment, tangents entre eux.

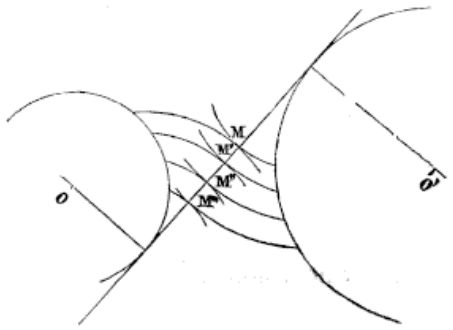


Fig. D.

Si on suppose que les circonférences tournent de telle sorte que les deux arcs de développantes se touchent toujours, ces deux arcs continuent à être tangents l'un à l'autre ; seulement le point de contact varie de position sur la droite T T' et devient successivement M, M', M'', etc. (fig. D), car chacun des points M, M' M'', etc., peut être considéré comme le générateur de deux développantes tangentes, comme précédemment.

Il résulte de là que, si on munit les deux roues de dents à courbe de ce genre (fig. E), suffisamment espacées pour que, quand deux d'entre elles cessent de se toucher, il y en ait déjà deux autres d'engagées, les actions des deux roues l'une sur l'autre sont constamment dirigées suivant la tangente T T' aux deux circonférences *primitives*, et que, si les actions sont constantes, les pressions exercées sont constantes, pour chaque dent, depuis le commencement jusqu'à la fin du contact. C'est ce résultat qui constitue le grand avantage des engrenages à développantes de cercles.

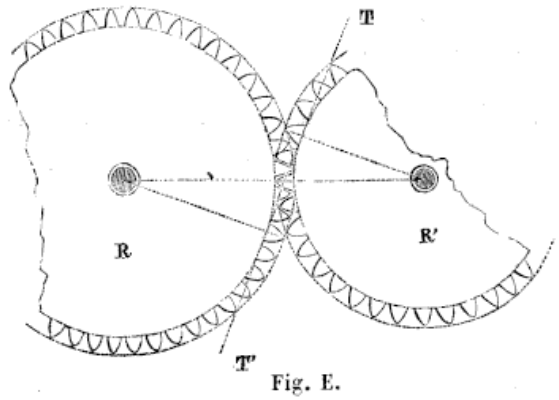


Fig. E.

Dans les engrenages à épicycloïde on remarquait les inconvénients suivants, savoir :

1° Le tracé des dents d'une roue dépendait du diamètre de l'autre roue, avec laquelle elle devait engrener.

2° La distance du centre de rotation était invariable.

3° Les bras de levier de la puissance et de la résistance, au point de contact sur les dents, variaient depuis le commencement jusqu'à la fin du contact. Il en résultait que les roues s'usaient inégalement, subissant un frottement plus fort à l'origine du contact de la partie courbe qu'à la fin.

Avec les engrenages à développantes on réalise les avantages suivants :

1° La forme des dents d'une roue dépendant du diamètre de cette roue, cette dernière peut engrener avec toute autre roue dont les dents sont à développante, pourvu que ces dents soient également espacées dans les deux roues, les diamètres étant quelconques.

2° On peut rapprocher ou éloigner à volonté les arbres, sans que les roues cessent d'engrener régulièrement ; la figure C le prouve suffisamment.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° La pression sur les dents étant constante, leur usure est égale partout et n'a d'autre inconvénient que de les amincir, sans leur faire perdre leur forme.

De ces trois avantages le premier est, sans contredit, le plus important pour les constructeurs, en ce sens qu'il leur procure une économie de modèles très-notable.

Les deux autres le sont particulièrement pour les propriétaires de machines dans lesquelles sont employés ces appareils.

Si les engrenages à développantes, avec les avantages qu'ils présentent, n'ont pas été plus promptement adoptés, cela tient à certaines difficultés d'exécution sur lesquelles nous allons donner des éclaircissements.

Dimensions des dents.

Soient b, l'épaisseur moyenne des dents ;

l, leur hauteur ;

a, la largeur de la roue occupée par elles.

On admet, en pratique, les rapports suivants entre ces trois dimensions :

$$l = 1{,}2\,b \quad a = 4{,}5\,b.$$

Pour calculer b, on remarque que, la dent étant une pièce encastrée par une extrémité, la formule à employer est la suivante, savoir :

$$\mathrm{P}\,l = \frac{\mathrm{R}\,a\,b^2}{6}, \text{ d'où on tire : } b^2 = \frac{6\,\mathrm{P}\,l}{\mathrm{R}\,a}.$$

Mais, comme il y a dans les engrenages des chocs que l'on ne rencontre pas ailleurs, cette formule donne des résultats trop faibles ; c'est pourquoi on opère de la manière suivante ; on pose pour une autre dent soumise à un autre effort

$$b'^2 = \frac{6\,\mathrm{P}'\,l'}{\mathrm{R}\,a'}.$$

On déduit de ces formules

$$b^2 : b'^2 :: \frac{\mathrm{P}\,l}{a} : \frac{\mathrm{P}'\,l'}{a'},$$

d'où :

$$\mathrm{P}\,l = \frac{\mathrm{P}'\,l'}{a'\,b'^2}\,a\,b^2.$$

Déterminant la valeur de $\frac{\mathrm{P}'\,l'}{a'\,b'^2}$ par expérience, on a trouvé que, pour :

$$b' = 0^{\mathrm{m}},03, \quad a' = 0^{\mathrm{m}},14, \quad l' = 0^{\mathrm{m}},03, \quad \mathrm{P}' = 1000 \text{ kil.},$$

la dent présente le plus de résistance possible, sans détérioration, 1,000 kilogrammes étant la limite supérieure des valeurs de P'.

Remplaçant les quantités a', b', P', l' par ces valeurs dans l'expression $\frac{\mathrm{P}'\,l'}{a'\,b'^2}$, on obtient, en exprimant a', b' et l' en centimètres :

$$\mathrm{P}\,l = \frac{1000 \times 3}{14 \times 9}\,a\,b^2 = 24\,a\,b^2.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Résolvant par rapport à b^2 et remplaçant a et l par leurs valeurs en fonction de cette quantité, on obtient enfin

$$b^2 = \frac{P \times 1.2\ b}{24 \times 4.5\ b} = \frac{P}{90}.$$

On a trouvé que l'on pouvait, sans inconvénient, augmenter de $^1/_9$ le dénominateur de l'expression $\frac{P}{90}$, c'est pourquoi on emploie généralement la formule suivante :

$$b^2 = \frac{P}{100},$$

d'où on tire : $\quad b = 0.1\sqrt{P}, \quad l = 0.12\sqrt{P}, \quad a = 0.45\sqrt{P}.$

Ayant ainsi déterminé les trois dimensions des dents dont on veut munir une roue destinée à effectuer un travail donné, il arrive quelquefois, lorsqu'on fait l'épure de cette roue pour trouver l'espacement des dents et leur forme, que les deux courbes directrices se rencontrent à une hauteur plus petite que $1.2\,b$; il résulte de là que non-seulement les dents n'ont pas la hauteur convenable, mais encore elles se terminent en pointe, ce qui les affaiblit beaucoup et les expose à se détériorer promptement.

Or c'est précisément ce résultat qui, dans la plupart des cas, a contraint les mécaniciens, même les plus partisans des dents à développantes, d'abandonner ces dernières pour recourir à l'ancienne méthode. Il est donc de la plus haute importance d'étudier à fond cette question, si l'on tient à pouvoir se prononcer d'une manière positive sur ce genre de dents; c'est ce que nous avons fait, et nous allons exposer sommairement le résultat de notre travail.

DÉTERMINATION DE LA VALEUR MAXIMA DE b.

Soient (fig. F) o le centre et R le rayon d'une roue, ab, ac, ad, ae, etc., les épaisseurs diverses que peuvent avoir les dents de cette roue, suivant les résistances à vaincre.

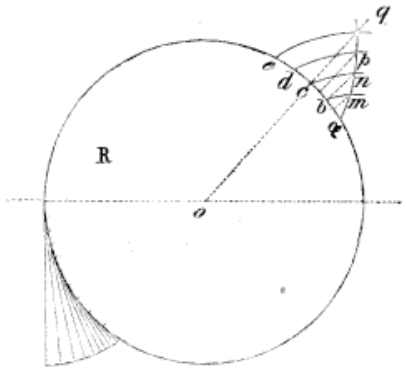


Fig. F.

Soient en outre : $ac = 2\,ab$, $ad = 3\,ab$, $ae = 4\,ab$, etc.

Décrivons l'arc de développante $a\,q$, passant par le point a et les divers arcs, également de développantes, passant par les points b, c, d, e, etc., et dirigés en sens contraire de aq, de manière à fermer les dents; ces arcs coupent le premier aux points m, n, p, q, etc.

Ayant mené à ces points les normales om, on, op, oq, etc., et mesuré aussi exactement que possible les hauteurs mm, nn, pp, qq, etc., au-dessus de la circonférence, nous avons trouvé :

1° Dent abm. . . . . $mm' = 1.250\ ab = {}^5/_4\ ab$;
2° Dent acn. . . . . $nn' = 1.125\ ac = {}^9/_8\ ac$;
3° Dent adp. . . . . $pp' = 1.000\ ad = {}^{12}/_{12}\ ad$;
4° Dent aeq. . . . . $qq' = 0.950\ ae = {}^{15}/_{16}\ ae$.

Il résulte de là que plus l'épaisseur de la dent est considérable, plus la hauteur est petite par rapport à cette épaisseur.

Admettant que, pour avoir $l = 1.2\,b$, avec une épaisseur suffisante à l'extrémité, il faut que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'on ait $l' = 1.5\,b$, l' étant la hauteur du point de rencontre des deux courbes au-dessus de la circonférence, nous concluons des résultats ci-dessus que, s'il est indispensable d'avoir $l' = 1.5\,b$, les diamètres des roues d'engrenages ne peuvent convenir à toutes les épaisseurs de dents données, b.

Alors se présente naturellement à résoudre le problème suivant, savoir :

Trouver le rapport qui doit exister entre le rayon R *d'une roue d'engrenage et l'épaisseur* b *des dents pour que la hauteur* l' *du point de rencontre des deux courbes soit égale à* **1.5 b.**

Sans exposer ici la série de calculs qu'il nous a fallu faire pour arriver à la solution de ce problème, nous dirons seulement que nous avons trouvé que, pour avoir l' égal à au moins $1.5\,b$, il fallait que b fût égal au $^1/_{12}$ du rayon R.

Nous avons déduit de ce résultat le tableau suivant :

Tableau des dimensions à donner aux dents des roues d'engrenages à développante de cercle, suivant les diamètres de ces roues.

DIAMÈTRES DES ROUES en mètres.	ÉPAISSEURS DES DENTS en centimètres, b.	HAUTEURS DES DENTS en centimètres, l.	LONGUEURS DES DENTS en centimètres, a.
0,10	0,42	0,50	1,90
0,20	0,84	1,00	3,80
0,30	1,25	1,50	5,60
0,40	1,67	2,00	7,50
0,50	2,10	2,50	9,45
0,60	2,50	3,00	11,25
0,70	2,92	3,50	13,20
0,80	3,34	4,00	15,00
0,90	3,75	4,50	16,90
1,00	4,17	5,00	18,80
1,20	5,00	6,00	22,50
1,40	5,82	7,00	26,40
1,60	6,66	8,00	30,00
1,80	7,50	9,00	33,80
2,00	8,32	10,00	37,60

Lorsque les épaisseurs des dents doivent dépasser celles de ce tableau pour les diamètres correspondants, il est alors nécessaire d'avoir recours aux engrenages à épicycloïdes.

Nombre des dents.

Une difficulté que l'on éprouve encore dans le tracé des engrenages à développantes, c'est de déterminer le nombre des dents que devra avoir la roue. Il n'est pas, en effet, possible de déterminer ce nombre d'après les mêmes considérations que pour les engrenages à épicycloïdes, c'est-à-dire en donnant au vide une largeur égale aux $^{13}/_{12}$ du plein. La dent allant en diminuant depuis son origine jusqu'à son extrémité, le vide à la base doit être infiniment moindre que le plein.

Pour $b = {}^1/_{12}\,\mathrm{R}$, $l = 1.2\,b$, l'épaisseur de la dent, à son extrémité, est égale à environ $^1/_3\,b$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Eh bien, pour roues engrenant à fond, il faut, si on veut éviter les chocs, qui ne doivent jamais avoir lieu, faire ce vide égal à au moins $^1/_2\,b$, c'est-à-dire à environ $^2/_3$ de b.

En admettant le chiffre $^2/_3\,b$, on trouve que le *pas*, qui se compose d'un vide, plus un plein, est égal à $b + {}^2/_3\,b = {}^5/_3\,b = 1{,}66\,b$, ce qui donne pour nombre des dents, en remplaçant b par $^1/_{12}$ R :

$$\frac{2\,\pi\,\mathrm{R}}{1.666\,\dfrac{\mathrm{R}}{12}} = 45.$$

D'où nous concluons que toute roue d'engrenage à développante, qui n'a pas au moins 45 dents, n'est pas dans des conditions normales.

CRÉMAILLÈRES.

Les crémaillères étant des surfaces planes, leurs dents ne peuvent avoir pour courbe directrice une développante de cercle. On remplace cette dernière par un arc de cercle dont le centre et le rayon se déterminent d'après la distance qui existe entre l'origine arbitraire du contact des dents et la circonférence, base des dents de la roue. La condition la plus importante à remplir, c'est d'avoir le centre de cet arc de cercle situé sur la tangente à la roue passant par le premier point de contact, attendu que, pendant le mouvement, le point de contact est toujours sur la tangente à la roue menée par le centre de l'arc de cercle, propriété découlant du tracé même de la développante.

§ II. — Engrenages coniques.

Soient o A, o B (fig. G), les axes de deux arbres concourant en un même point o, et animés de vitesses de rotation qui sont entre elles comme $m : n$. Du point o nous menons les droites oC, o D, de manière que les angles A o C, B o D soient entre eux comme $n : m$, considérant alors o E et o D comme génératrices de deux cônes de révolution, dont oA, o B sont les axes : si ces deux cônes sont munis de dents égales, en nombres proportionnels aux angles AoC, BoD, c'est-à-dire comme $n : m$, et engrènent ensemble, leurs vitesses de rotation sont entre elles en raison inverse des nombres de dents, c'est-à-dire comme $m : n$.

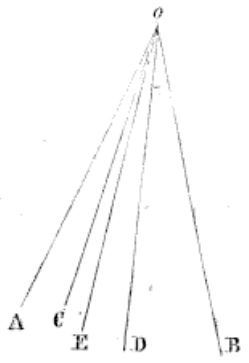


Fig. G.

Lorsqu'au lieu de deux droites oC, oD on n'en mène qu'une seule oE, partageant l'angle A o B en deux parties proportionnelles à n et m, les deux cônes sont tangents; c'est le cas des engrenages à épicycloïdes, tandis que le premier est le cas des engrenages à développantes.

Il est évident que, dans les engrenages coniques, tous les points des deux surfaces en contact, étant à une distance déterminée du sommet ou centre, peuvent être considérés comme se mouvant chacun sur une sphère, et décrivant, dans leur mouvement, une circonférence de petit cercle. La développante de cette circonférence est engendrée par son point de rencontre avec la génératrice de contact du plan tangent au cône. Or ce point, en s'éloignant avec le plan tangent, reste toujours situé, comme il est facile de le démontrer sur la sphère qui a pour rayon la distance du sommet o à sa première position. Il en résulte que la courbe directrice des engrenages coniques à développante est située sur une sphère ; on la nomme développante sphérique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous n'entrerons pas dans les détails de ces engrenages, qui, par suite de la difficulté pratique qu'ils présentent pour être tracés rigoureusement, ne le sont jamais qu'approximativement au moyen d'arcs de cercles. Il y aurait d'ailleurs beaucoup trop à en dire, et cela nous ferait sortir de notre sujet ; nous préférons renvoyer le lecteur à l'excellent ouvrage de M. Théodore Olivier, sur les engrenages.

Dimensions des jantes et bras des roues d'engrenages cylindriques et coniques.

1° *Jantes.* — L'épaisseur des jantes des roues d'engrenages est généralement égale à la hauteur l des dents. Quand les roues sont exposées à des chocs violents, on fait saillir la jante de chaque côté des dents en dehors de la roue, de telle sorte que ces dernières soient à demi noyées.

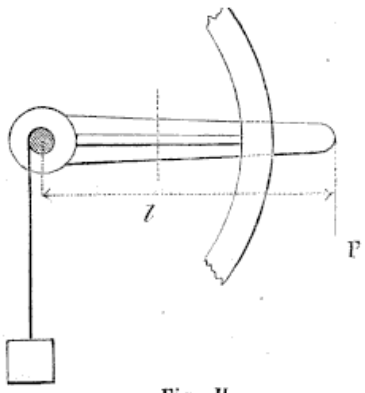


Fig. H.

2° *Bras.* — Le nombre des bras des roues d'engrenages varie entre trois et huit; on détermine leurs dimensions de la manière suivante :

Soit P (fig. H) l'effort tangent à la roue, si le nombre des bras est n et leur longueur l, on a, pour déterminer leur section à l'origine du côté du moyeu, la formule suivante, savoir :

$$\frac{P\,l}{n} = \frac{R\,a\,b^2}{6}.$$

Mais les valeurs que l'on obtient ainsi pour a et b, en se donnant l'une de ces deux quantités, sont trop faibles, non pour résister à la charge, mais pour résister au retrait dans la fonderie.

Il a fallu avoir recours à l'expérience pour déterminer ces dimensions, et on est arrivé aux résultats suivants.

Fig. I.

1° La section des bras, par un plan perpendiculaire à la longueur, doit être une croix (fig. I) composée de deux nervures, l'une longitudinale, pour résister à l'effort de flexion, l'autre transversale, pour résister aux efforts des vibrations.

2° Le rayon de la circonférence étant d'un mètre, et le nombre des bras étant de six, on a le tableau suivant :

EFFORT TANGENT à la roue.	DIMENSIONS AU MILIEU DES BRAS.		EFFORT TANGENT à la roue.	DIMENSIONS AU MILIEU DES BRAS.	
	Largeur moyenne des bras.	Épaisseur totale des quatre nervures.		Largeur moyenne des bras.	Épaisseur totale des quatre nervures.
kilogrammes.	cent. mèt.	cent. mèt.	kilogrammes.	cent. mèt.	cent. mèt.
10	4,20	1,21	1100	14,50	10,67
40	6,00	2,00	1210	15,50	11,64
80	8,00	3,00	1500	16,00	12,60
158	8,50	3,90	1750	16,50	13,68
244	9,70	4,85	2200	17,00	16,50
336	10,67	6,30	2300	17,50	16,50
430	11,64	6,80	2660	18,00	17,00
580	12,12	8,25	2840	18,50	17,95
730	13,08	8,73	3220	19,00	19,00
870	13,80	9,70	3500	19,50	19,40

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° La largeur des bras au milieu étant 1, celle de l'extrémité du côté du moyeu est $^6/_5$, et celle à l'extrémité du côté de la jante est $^4/_5$.

4° Si le diamètre des roues est autre que deux mètres, on détermine les dimensions des nervures en posant :

$$P\,l = \frac{R\,a\,b^2}{6}, \text{ d'où. . . . } b^2 = \frac{6\,P\,l}{R\,a},$$

$$P\,l' = \frac{R\,a\,b'^2}{6}, \text{ d'où. . . . } b'^2 = \frac{6\,P\,l'}{R\,a};$$

on en déduit : $$\frac{b^2}{b'^2} = \frac{l}{l'}, \text{ et } b' = b\sqrt{\frac{l'}{l}}.$$

Or on a : $$l = 1^m, \quad \text{donc : } b' = b\sqrt{l'}.$$

5° Si le nombre des bras est autre que six, on calcule b par la formule ordinaire, et on prend une moyenne.

Des divers systèmes de roues d'engrenages.

Les roues d'engrenages sont tantôt à dents de fonte, tantôt à dents en bois. Quand la transmission du mouvement est régulière, il n'y a aucun inconvénient à faire engrener ensemble deux roues à dents de fonte; quand, au contraire, il y a des chocs fréquents, il est préférable d'employer les roues à dents en bois.

Les dents en fonte sont coulées avec la jante; les dents en bois, au contraire, sont rapportées; elles se terminent par une queue entrant dans une mortaise ménagée dans la jante. De tous les modes d'assemblage de cette queue avec la jante, le meilleur, à notre avis, est celui des fig. 1 et 2 (pl. 6), qui représente la queue traversée longitudinalement par une tige en fer faisant saillie des deux côtés et aussi près que possible de la face intérieure de la jante.

Quand les dents en bois sont un peu longues, on les fait en deux morceaux, comme dans les fig. 1, 2, 3 et 4, relatives, les premières, aux roues cylindriques, les secondes, aux roues coniques.

Les roues d'engrenages sont tantôt d'une seule pièce, tantôt de plusieurs pièces. Les roues de plusieurs pièces sont ou composées de deux ou trois parties symétriques, ou à jante indépendante.

Les fig. 1 et 3 représentent une roue à dents de bois composée de deux parties symétriques.

Les fig. 3 et 4, 5 et 6 représentent des roues à jante indépendante d'une seule pièce : dans la première, l'assemblage des bras avec la jante a lieu au moyen de boulons; dans la seconde, cet assemblage a lieu au moyen de coins et cales en fer et en bois intercalés. Cette dernière roue, qui est employée dans une forge, a les dents à demi noyées dans la jante.

Les fig. 7, 8 et 9 représentent une roue à jante indépendante, comme les précédentes, qui en diffère cependant en ce que la jante est composée de plusieurs parties assemblées deux à deux dans les extrémités des bras.

Les fig. 10, 11, 12, 13 et 14 représentent une roue qui, comme la précédente, est à jante indépendante et de plusieurs morceaux; mais elle diffère essentiellement de toutes les autres par les bras et le moyeu, qui sont également indépendants. En outre, son moyeu est disposé de manière à établir la communication entre un arbre en bois et un arbre en fer; l'arbre en bois est logé dans la partie cylindrique A B, et l'arbre en fer dans le carré C (fig. 10 et 13).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les roues d'engrenages constituent la portion la plus dispendieuse du matériel de l'atelier des modeleurs; en réduire le nombre autant que possible, tel est le but que doit se proposer le constructeur dans son propre intérêt. Or il n'y a de moyen pour lui d'arriver à ce résultat qu'en leur appliquant le système de la décomposition en séries. Nous avons vu que, pour engrenages cylindriques à développante de cercle, il suffit que le pas soit le même dans toutes les roues pour qu'elles engrènent entre elles; il n'en est malheureusement pas de même pour les engrenages coniques, qui ne peuvent s'accoupler qu'autant que les sections faites par des plans perpendiculaires aux axes et à des hauteurs égales ont pour périmètres des circonférences de *petits* cercles appartenant à une même sphère.

Laissant de côté et ceux des engrenages cylindriques qui n'admettent pas l'emploi de la développante du cercle, et les engrenages coniques, nous proposons, pour les engrenages cylindriques à développante de cercle, la série suivante de rapports entre les vitesses des arbres communiquant entre eux par des engrenages, savoir :

$$\div\div 1 : 1 : 2 : 3 : 4 : 5,$$

donnant :

1 à 1, 1 à 2, 1 à 3, 1 à 4, 1 à 5, 2 à 3, 2 à 5, 3 à 4, 3 à 5,

c'est-à-dire les neuf principales combinaisons de vitesse.

Pour obtenir ces rapports dans les vitesses, il faut avoir les rapports inverses dans les diamètres.

Observant que le travail que l'on fait supporter aux roues d'engrenages est assez généralement proportionnel à leur diamètre, et que les épaisseurs des dents varient suivant ce travail, nous supposerons les cinq diamètres *minima* suivants, savoir :

$0^m.10$, $0^m.20$, $0^m.30$, $0^m.40$, $0^m,50$.

Donnant aux dents de chacune des roues construites sur ces diamètres l'épaisseur maxima qu'elle peut avoir, c'est-à-dire $^1/_{24}$ du diamètre correspondant, nous formerons le tableau suivant :

Tableau des roues d'engrenages cylindriques, à développantes de cercle, satisfaisant à la presque totalité des cas qui peuvent se présenter dans un atelier de construction.

ÉPAISSEURS DES DENTS en centimètres.	DIAMÈTRES, EN MÈTRES, DES ROUES ET PIGNONS POUR RAPPORTS.				
	1	2	3	4	5
c. m.	m.	m.	m.	m.	m.
0,42	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
0,84	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
1,25	0,30	0,60	0,90	1,20	1,50
1,67	0,40	0,80	1,20	1,60	2,00
2,10	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
Si cette série paraît insuffisante à cause du peu d'épaisseur des dents, on peut la continuer par la suivante, dans laquelle les rapports éloignés disparaissent nécessairement.					
2,50	0,60	1,20	1,80	2,40	3,00
2,92	0,70	1,40	2,10	2,80	»
3,34	0,80	1,60	2,40	»	»
3,75	0,90	1,80	»	»	»
4,17	1,00	»	»	»	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOTAL : quarante modèles.

Il est bien entendu que ces modèles ne s'exécutent qu'au fur et à mesure des besoins. En outre, il faut faire en sorte que les roues supplémentaires, c'est-à-dire exigeant d'autres diamètres que ceux spécifiés dans le tableau, ou d'autres épaisseurs de dents que celles affectées à leurs diamètres, puissent toujours engrener avec une de celles comprises dans la série, de manière à procurer l'économie d'un modèle.

Si nous récapitulons les nombres de dentures différentes que l'on obtient ainsi pour des diamètres égaux, nous trouvons qu'il y a :

		Report. . 25			
1	modèle de roue	de $0^m,10$	1	modèle de roue	de $1^m,40$
2	*id.*	de $0^m,20$	2	*id.*	de $1^m,50$
2	*id.*	de $0^m,30$	2	*id.*	de $1^m,60$
3	*id.*	de $0^m,40$	2	*id.*	de $1^m,80$
2	*id.*	de $0^m,50$	2	*id.*	de $2^m,00$
3	*id.*	de $0^m,60$	1	*id.*	de $2^m,10$
1	*id.*	de $0^m,70$	2	*id.*	de $2^m,40$
3	*id.*	de $0^m,80$	1	*id.*	de $2^m,50$
2	*id.*	de $0^m,90$	1	*id.*	de $2^m,80$
3	*id.*	de $1^m,00$	1	*id.*	de $3^m,00$
3	*id.*	de $1^m,20$	40		
A reporter. 25					

TITRE II.

PIÈCES SPÉCIALES DES MACHINES A VAPEUR.

CARACTÈRE PARTICULIER DES MACHINES A VAPEUR ET DÉFINITION DES PIÈCES SPÉCIALES.

Parmi les nombreux moyens qui ont été proposés ou appliqués pour utiliser la force motrice de la vapeur d'eau, il en est un qui, jusqu'ici, a exclusivement prévalu et est généralement employé, savoir : *l'action alternative de cette vapeur sur les faces opposées d'un piston se mouvant dans un cylindre.*

Dans ce cas, le travail d'une machine à vapeur comprend, au maximum, six opérations distinctes, savoir :

1° La *vaporisation* de l'eau ;

2° La *distribution* alternative de la vapeur dans le cylindre ;

3° La mise en mouvement du piston, dite *travail moteur ;*

4° La *transmission du mouvement* aux machines-outils ;

5° La *condensation* de la vapeur utilisée ;

6° L'*alimentation* de l'appareil de vaporisation.

Chacune de ces opérations constitue le travail propre de l'une des parties dont se compose la machine complète.

Or, selon la disposition de cette dernière, les dispositions, formes et dimensions des parties

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

constituantes varient ; il n'y a d'invariables que les pièces générales et certaines autres pièces qui, bien que répandues dans beaucoup de machines, ne peuvent être classées dans la même catégorie que les premières. Ce sont ces pièces que nous appelons *spéciales*, et nous nous proposons de les étudier ici, *sous les formes qu'elles affectent plus particulièrement* quand elles figurent dans les machines à vapeur.

Passant donc successivement en revue les diverses parties d'une machine à vapeur ci-dessus mentionnées, nous y trouvons les pièces spéciales suivantes, savoir :

1° Dans l'appareil de vaporisation :

Pour le fourneau : les *barreaux de grille*, le *tisart* et le *registre ;*

Pour la chaudière : les *tuyaux*, les *robinets*, les *soupapes*, les *appareils de sûreté ;*

2° Dans l'appareil de distribution : le *distributeur*, le *mouvement du distributeur*, le *modérateur* de la distribution ;

3° Dans l'appareil de mise en mouvement du piston : le *cylindre*, le *piston* et sa *tige ;*

4° Dans l'appareil de transmission du mouvement : le *régulateur ;*

5° Dans l'appareil de condensation : le *corps de pompe à air*, le *piston*, les *clapets ;*

6° Dans l'appareil d'alimentation : les *corps de pompes*, les *pistons*, les *soupapes*, les *tuyaux*.

Toutes ces pièces, dont plusieurs sont répétées, peuvent se classer en dix groupes distincts, savoir : 1° les barreaux de grille, tisarts, registres ; — 2° les tuyaux ; — 3° les obturateurs ; — 4° les appareils de sûreté ; — 5° les distributeurs ; — 6° les mouvements des distributeurs ; — 7° les modérateurs de la distribution ; — 8° les cylindres et corps de pompes ; — 9° les pistons ; — 10° les régulateurs.

C'est dans cet ordre que nous allons les passer successivement en revue.

CHAPITRE V.

BARREAUX DE GRILLE, TISARTS ET REGISTRES.

Les barreaux de grille, tisarts et registres constituent ce qu'on nomme la *garniture du fourneau*.

La *grille* est la paroi inférieure et à claire-voie du foyer dans lequel a lieu la combustion.

Le *tisart* est la paroi postérieure dudit foyer par laquelle se font le renouvellement du combustible sur la grille, le décrassage de cette dernière et le nettoyage du cendrier.

Le *registre* est une cloison mobile destinée à modérer ou anéantir le tirage de la cheminée.

§ 1. — Barreaux de grille.

Quand on ne s'impose pas la nécessité de brûler les fumées, les barreaux de grille consistent en une série de barres en fer ou en fonte placées parallèlement, les unes par rapport aux autres, et suffisamment espacées pour que la quantité d'air nécessaire à la combustion pénètre facilement dans le foyer, mais pas assez pour que le menu du combustible passe au travers avant d'être intégralement brûlé.

On voit de suite qu'il doit y avoir plusieurs dispositions de barreaux de grille, suivant les diverses natures de combustible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans le foyer à houille, chauffant des chaudières, on emploie des barreaux en fonte dont la forme la plus générale est représentée dans les figures 1, 2 et 3 de la planche VII. Ces barreaux sont portés sur des chenets A et B également en fonte.

Afin de rendre parfaitement régulier partout l'espacement ménagé pour le passage de l'air entre les barreaux, on laisse venir à la fonte, à chacune des extrémités, des saillies prismatiques égales à la moitié du vide qui doit exister entre eux ; quand ils sont très-longs, on en fait même venir au milieu, comme dans les figures 1 et 2.

La figure 3 donne une coupe du barreau de grille près de la saillie du milieu ; l'inclinaison et le retrait que l'on donne à chacune des faces latérales ne sont pas seulement destinés à en rendre le moulage facile, ils ont aussi pour but, tout en divisant mieux l'air, de rendre impossible le séjour entre les barreaux des scories qui tombent de la grille.

La largeur du vide qui existe entre les barreaux n'est pas arbitraire ; en principe, elle doit être maxima, pour laisser bien pénétrer l'air dans le combustible. Quand le combustible est de la gaillette, l'espacement des barreaux peut être grand ; quand, au contraire, le combustible est du charbon menu, il faut serrer beaucoup.

Les largeurs le plus généralement admises pour les barreaux en fonte sont les suivantes, savoir :

Plein.	4 centimètres.
Vide.	1 centimètre.

Quant aux longueurs, elles varient ; il y a des barreaux de 60, de 80 et de 100 centimètres.

Dans les foyers à coke, l'espacement des barreaux est beaucoup plus grand que dans les foyers à houille, surtout si ce combustible est brûlé en gros fragments, comme dans les locomotives ; de plus, leur épaisseur est aussi petite que possible, et à cet effet ils sont toujours en fer. Autrefois on employait, pour les confectionner, des barres plates légèrement amincies en lames de couteaux ; ces barres avaient de 15 à 20 millimètres d'épaisseur dans le haut, se courbaient facilement sous l'influence de la température, et ne duraient pas longtemps. Depuis quelques années, l'usine de Montataire fabrique des fers à barreaux spéciaux pour foyers à coke et notamment locomotives. Les fers à barreaux (fig. A) présentent, sur les fers plats, l'avantage de posséder en haut de la section un renflement qui leur permet de résister à la flexion transversale que la dilatation tend toujours à leur faire prendre. Ces barreaux ont, à la volonté de l'acheteur, 26, 28 ou 30 millimètres d'épaisseur à la grille. On se charge aussi, dans cette usine, de les livrer à longueurs fixes, munis des portées et renflements extrêmes servant à les poser sur les chenets et à régulariser leurs écartements. Ces portées et renflements se font à chaud dans une matrice à l'aide du marteau-pilon.

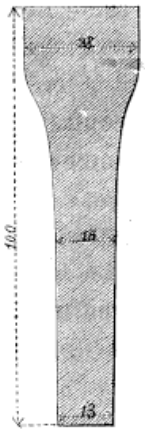


Fig. A.

§ II. — Tisarts.

Les *tisarts* se composent de trois parties principales, savoir : le *châssis*, la *porte* et la *plaque du foyer*.

Le châssis est une grande plaque en fonte servant à fermer le foyer extérieurement et à soutenir la porte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La porte est tantôt à un battant (fig. 4 et 5), tantôt à deux battants (fig. 6, 7 et 8).

La plaque du foyer (fig. 9) est destinée à fermer l'espace ménagé entre la porte et la grille. Cet espace a pour but :

1° D'éloigner le combustible de la porte et l'empêcher ainsi de la brûler ;

2° De ne faire commencer la grille que là où la chaleur développée par la combustion est utilisée. Or il existe toujours, à l'origine du foyer, précisément au-dessus de la plaque, une voûte B, en brique, destinée à supporter les maçonneries supérieures ; cette voûte, loin de gagner à être chauffée, ne peut que se détériorer ; la plaque du foyer est donc une pièce indispensable.

Quelquefois on fait le châssis et la plaque du foyer d'un seul morceau (fig. 10, 11, 12) ; cette disposition a pour but de poser le châssis sans boulons. Au lieu d'une plaque de foyer on a un ajutage complet qui s'introduit dans le trou menagé entre les briques de la paroi antérieure du fourneau.

Les portes à un battant ont de 30 à 35 centimètres de large sur 25 de haut ; celles à deux battants ont de 45 à 50 de large sur 25 de haut également.

Les plaques de foyer sont de la largeur de la voûte, c'est-à-dire de 25 à 50 centimètres suivant les dimensions des fourneaux.

§ III. — Registres.

Les *registres* sont les appareils destinés à modérer le tirage des cheminées ; ils consistent généralement en un disque de tôle mobile, soit dans une coulisse, soit autour d'un axe, comme les clefs des poêles.

Les figures 13 et 14 représentent une disposition de registre à coulisse très-employée pour machines à vapeur.

Les figures 15 et 16 représentent une disposition de registre moins employée, quoique infiniment plus efficace que la précédente.

Dans les deux cas, l'appareil se compose de deux parties, un registre et son cadre.

Dans le premier, le registre, étant équilibré par un contre-poids, se manœuvre avec la plus grande facilité ; mais, ne frottant complétement ni d'un côté ni de l'autre, il ne ferme jamais hermétiquement, ce qui souvent est indispensable. Dans le second, au contraire, le registre exerce un frottement assez fort dans sa coulisse, est dur, il est vrai, à manœuvrer, mais fonctionne parfaitement comme obturateur.

Les figures 17 et 18 représentent une disposition de registre à clef. On ne peut pas dire qu'elle est moins bonne que les précédentes, mais elle est plus difficile à établir et à conserver en bon état ; car il faut remarquer que le mouvement des briques, par suite du retrait ou du tassement, peut arrêter la clef, inconvénient que ne redoute pas le registre à coulisse. Cette disposition convient particulièrement pour les ventilateurs.

On emploie pour four à réverbère, ne chauffant pas de chaudières à flamme perdue, le système de registre représenté dans la figure 19. Cela tient à ce que la température étant très-élevée dans les cheminées de ces fours, les registres seraient promptement brûlés, s'ils étaient à l'intérieur.

Nous reviendrons sur les pièces spéciales des fourneaux de chaudières quand nous traiterons de la combustion.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE VI.

TUYAUX.

Les tuyaux sont des appareils destinés à la conduite des eaux, des gaz et des vapeurs ; ils se construisent en toutes sortes de substances telles que *pierres, poteries, verres, métaux, bois, caoutchouc, gutta-percha, etc.* De ces diverses substances, les métaux seuls ont été employés jusqu'ici, à peu près exclusivement, pour les tuyaux de machines à vapeur.

Ceux d'entre les métaux qui sont le plus généralement admis pour ce genre de pièces sont les suivants, savoir : le *fer*, le *plomb*, le *cuivre* et la *fonte de fer*.

Les tuyaux en fer, en plomb et en cuivre font l'objet de fabrications spéciales ; nous n'en parlerons pas ici. Les tuyaux en fonte, au contraire, bien que faisant, dans certains cas, l'objet d'une industrie spéciale, par ce fait seul qu'ils se fabriquent dans la fonderie de fer, sont du domaine de l'atelier de construction de machines ; par ce motif, nous nous en occuperons exclusivement.

Les tuyaux en fonte sont des cylindres creux, de longueurs variables, assemblés bout à bout, à joints étanches, et formant ainsi, par leur réunion, une conduite plus ou moins longue, suivant les besoins.

On distingue deux genres de tuyaux, suivant le mode adopté pour leur assemblage : 1° les tuyaux à brides ; 2° les tuyaux à emboîtures.

Les *tuyaux à brides* (pl. 8, fig. 7, 8, 9) sont terminés, de part et d'autre, par deux rondelles annulaires venues à la fonte et s'assemblant par juxtaposition au moyen de boulons. La fig. 9 donne, sur une plus grande échelle que les précédentes, une coupe dans la bride exécutée en dimensions proportionnelles, l'épaisseur du tuyau étant 1.

Telle que nous l'avons représentée, la bride est munie d'une portée circulaire qui se dresse sur le tour ou l'alésoir, de manière à ce que le joint soit rendu étanche par le seul rapprochement des deux brides à assembler. Cette disposition n'est généralement pas adoptée, à cause de la dépense trop élevée qu'elle nécessite ; disons cependant qu'il est certains cas où elle est préférable à toute autre, et que la différence du prix de revient de l'assemblage, sur une grande quantité, doit être minime pour le mécanicien qui sait bien s'organiser.

D'ordinaire, on assemble les tuyaux bruts à brides plates et on rend le joint étanche par l'interposition de feuilles de plomb garnies de mastic rouge et quelquefois d'étoupes ; ces substances élastiques, soumises au serrage des boulons, s'infiltrent dans les porosités de la fonte et ferment très-bien. Depuis quelques années, on emploie aussi avec succès le caoutchouc pour faire les joints plats.

De distance en distance les tuyaux sont munis de nervures annulaires dont le but est, tout en les consolidant, de leur communiquer une certaine résistance aux influences du retrait après la coulée.

Les tuyaux à brides sont, sans contredit, les plus simples et les meilleurs de tous les tuyaux ; mais ils ne peuvent être exclusivement employés, par la raison qu'ils ne permettent à la conduite de subir aucune influence de dilatation sans s'allonger, circonstance qu'il faut éviter, parce qu'elle entraîne toujours avec elle la rupture d'un ou plusieurs tuyaux.

Pour éviter l'influence de la dilatation des tuyaux par les variations de température, on fait usage, dans les conduits où cette influence se fait particulièrement sentir, des *tuyaux* dits *à emboîtures*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les tuyaux à emboîtures (fig. 10, 11, 12, 13, 14) s'assemblent à douille; l'une des extrémités A (fig. 10) porte l'entrée, l'autre B (fig. 12) porte la douille ou emboîture. Un jeu de quelques millimètres, laissé entre l'extrémité de l'entrée et le fond de l'emboîture, permet à chaque tuyau de s'allonger ou se raccourcir sans déranger en rien ses voisins.

Le mode d'assemblage de l'entrée avec l'emboîture varie. Celui des fig. 10, 11, 12, 13, que nous proposons, consiste dans l'alésage et le tournage des deux parties à assembler; dans ce cas, les infiltrations qui pourraient avoir lieu entre les deux surfaces de joint sont empêchées par une garniture en chanvre goudronné préalablement logée dans un évidement annulaire dont est munie l'entrée. Cet assemblage doit être cher, mais il rend la pose et le démontage de la conduite très-faciles. Celui de la fig. 14, le plus généralement adopté, consiste en une garniture de chanvre que l'on refoule dans l'intervalle qui existe entre l'emboîture et l'entrée, préalablement munie d'un bourrelet à son extrémité, pour l'arrêter. Ce chanvre est recouvert tantôt de plomb, tantôt de mastic de fonte.

Quelquefois on fait les joints tout en mastic de fonte, mais alors c'est pour ne jamais les défaire, attendu que le mastic de fonte durcit et fait corps avec les pièces; cela est d'autant plus mauvais qu'alors toute dilatation devient impossible.

Les tuyaux à emboîtures s'emploient tantôt exclusivement, tantôt seulement comme accessoires dans les conduites en tuyaux à brides pour lutter contre les influences de la dilatation. Dans le premier cas, il faut avoir soin de ménager des assemblages à brides de distance en distance, pour pouvoir changer les tuyaux, attendu que les emboîtures ne permettent pas cela, comme il est facile de le remarquer. Dans le second cas, on en met un à peu près tous les 20 mètres.

Lorsque l'on fait communiquer ensemble plusieurs chaudières à vapeur voisines au moyen de tuyaux en fonte, le tuyau à emboîture ordinaire ne suffit pas pour annuler complétement l'influence de la dilatation, et il finit toujours par laisser sortir sa garniture; le tuyau à emboîtures alésées et tournées réussirait peut-être, mais il faudrait, pour cela, que l'ajustement fût parfait, et il en coûterait trop cher; on préfère alors employer l'emboîture à stuffing-box, représentée dans les fig. 15 et 16. L'entrée est tournée; l'emboîture est alésée à deux diamètres et reçoit un chapeau à trois ou quatre boulons alésé et tourné, servant à serrer une garniture en chanvre, absolument comme les stuffing-boxes ordinaires; cet assemblage est parfait.

Les tuyaux, tels que nous venons de les définir, conviennent parfaitement toutes les fois que les conduites sont droites; mais, quand elles affectent différentes directions, ces pièces ne suffisent plus; on emploie alors des *coudes*, soit à brides, soit à emboîtures, soit à bride et emboîture, suivant les cas. Ces coudes ne diffèrent en rien pour la construction des tuyaux droits; seulement leur axe est un arc de cercle plus ou moins grand. On distingue les coudes *droits* et les coudes *obliques*: les premiers ont pour axe un quart de circonférence; les seconds ont pour axe une portion de circonférence plus grande ou plus petite, mais généralement plus petite.

Enfin il arrive souvent que, dans la pose d'une conduite, deux tuyaux viennent se rencontrer, soit en se dépassant, soit à une distance trop forte pour qu'il y ait possibilité de faire le joint, et trop faible pour que l'on en ajoute un autre. On fait alors usage de pièces appelées *raccords*, lesquelles consistent en un tuyau aussi court que possible, terminé, d'une part, par une emboîture, et de l'autre, tantôt par une bride, tantôt par une entrée d'emboîture, suivant que les tuyaux de la conduite sont à brides ou à emboîtures.

Pour passer un raccord, on coupe l'un des deux tuyaux qui ne peuvent se joindre, et on fourre son extrémité dans l'emboîture du raccord; l'autre extrémité s'assemble, comme à l'ordinaire, avec l'autre tuyau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans les conduites soumises aux vibrations comme les tuyaux de jonction des locomotives avec les tenders, les tuyaux de vapeur de marteaux-pilons, on emploie avec avantage les raccords en caoutchouc.

Épaisseur des tuyaux en fonte.

Il est deux formules au moyen desquelles on peut calculer l'épaisseur des tuyaux, suivant qu'ils sont destinés à conduire de l'eau ou de la vapeur. Dans le cas de conduite d'eaux, la formule la meilleure est, sans contredit, celle qui est adoptée pour le service de la ville de Paris, où il s'en fait une si grande consommation ; cette formule est :

$$e = 0{,}2\,D + 0{,}01,$$

e étant l'épaisseur et D le diamètre intérieur en mètres ou fractions décimales du mètre.

Cette épaisseur est calculée pour une résistance de dix atmosphères.

Dans le cas de conduites de vapeur, la formule que l'on peut employer est la suivante, imposée, pour les appareils à vapeur en fonte, par l'ordonnance royale du 22 mai 1843, savoir :

$$e' = 5 \times 0{,}001\,(1{,}8\,D\,(n-1) + 3),$$

e' et D étant exprimés en mètres ; n représentant le numéro du timbre, c'est-à-dire la pression totale intérieure.

Si nous comparons cette formule à la précédente, en remarquant que dix atmosphères à froid correspondent, pour la fonte, à trois atmosphères à chaud, nous avons :

$$\frac{e}{e'} = \frac{0.02\ D + 0{,}01}{0.018D + 0{,}015},$$

résultats à peu près identiques, d'où il faut conclure, non pas que la première formule peut servir pour tuyaux à vapeur, attendu qu'elle ne satisfait qu'à un seul cas, mais bien que la seconde formule est bonne et peut être employée pour tous les cas de tuyaux à vapeur.

Décomposition des tuyaux en séries.

Les tuyaux sont du nombre des pièces pour lesquelles il est de la plus haute importance d'avoir des dimensions déterminées, tant à cause de la quantité de modèles différents, que comporte un même diamètre de conduite, que par suite du fréquent usage que l'on en fait.

Dans un tuyau, il y a deux dimensions principales, savoir : la *longueur*, le *diamètre*.

Les longueurs varient peu pour un même diamètre, elles varient même peu pour des diamètres différents ; du temps des anciennes mesures, elles étaient généralement les suivantes, savoir :

4 pieds, 6 pieds, 8 pieds, 10 pieds.

Il serait bien difficile aujourd'hui de modifier ces longueurs qui, d'ailleurs, sont bonnes ; la seule que l'on puisse faire, quant à présent, c'est de remplacer les pieds par leurs valeurs métriques les plus approchées, en nombres ronds, savoir :

$1^m,30$, $2^m,00$, $2^m,60$, $3^m,25$.

Tous les diamètres ne comportent nécessairement pas les quatre longueurs ; les petits vont jusqu'à $2^m,00$, les gros, au contraire, ne vont pas au-dessous ; il en est même qui ne comportent jamais cette longueur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Du temps des anciennes mesures, les diamètres des tuyaux variaient de pouce en pouce, pour la fonte, de la manière suivante, savoir :

1 pouce, 2 pouces, 3 pouces, etc... 12 pouces, 13 pouces, 14 pouces, 15 pouces, rarement plus forts.

Il serait difficile de conserver à peu près, comme pour les longueurs, ces diverses dimensions, attendu que les diamètres des parties cylindriques creuses ont été rigoureusement fixés plus haut. Ce que l'on peut faire seulement, c'est d'établir, entre les diamètres successifs, des différences à peu près égales à celles qui existaient autrefois ; on obtient le tableau suivant, savoir :

Série des tuyaux ou tableau de leurs dimensions principales.

DIAMÈTRES en millimètres.	LONGUEURS EN MÈTRES.	DIAMÈTRES en millimètres.	LONGUEURS EN MÈTRES.
25	1,30 et 2,00	350	2,00 et 2,60
50	1,30 et 2,00	400	2,60 et 3,25
75	1,30 et 2,00	450	2,60 et 3,25
100	1,30 et 2,00	500	2,60 et 3,25
130	1,30 et 2,00	600	2,60 et 3,25
160	1,30 et 2,00	700	3,25 et 4,00
190	2,00 et 2,60	800	3,25 et 4,00
220	2,00 et 2,60	900	3,25 et 4,00
260	2,00 et 2,60	1000	3,25 et 4,00
300	2,00 et 4,60		

CHAPITRE VII.

OBTURATEURS.

Les obturateurs sont des appareils propres à établir ou interrompre la communication entre deux ou plusieurs portions contiguës d'une conduite. Ils sont de trois espèces, savoir : — les ROBINETS, — les SOUPAPES, — les CLAPETS, et se composent toujours de deux parties, dont l'une est fixe et l'autre mobile. Ces appareils se distinguent entre eux non-seulement par leurs formes, mais encore par la manière dont ils se meuvent ; on peut les définir ainsi :

Les *robinets* sont coniques et ont leur partie mobile douée d'un mouvement circulaire autour de l'axe, soit continu, soit alternatif, à volonté.

Les *soupapes* sont rondes et ont leur partie mobile douée d'un mouvement rectiligne alternatif suivant la direction de l'axe.

Les *clapets* sont plats et doués d'un mouvement circulaire alternatif par rapport à un axe mené tangentiellement à la courbe circonscrite au périmètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ I. — Robinets.

Les robinets (pl. 8, fig. 17, 18) consistent en deux cylindres, légèrement coniques et de même diamètre, dont l'un est concave et l'autre convexe. Ces cylindres, placés l'un dans l'autre, sont percés simultanément d'un trou dont la largeur est moindre que le quart de la circonférence de contact.

Le cylindre extérieur, qui est toujours la partie fixe, porte le nom de *boisseau*.

Le cylindre intérieur, qui est la partie mobile, porte le nom de *clef*.

Le boisseau s'embranche sur les conduites au moyen de tubulures à brides.

La clef est mise en mouvement par une *poignée*, tantôt coulée avec, tantôt indépendante et s'assemblant à tête carrée.

Des trois espèces d'obturateurs, les robinets seuls sont propres à relier entre elles plus de deux portions de conduite.

On nomme *robinet à deux eaux* celui qui a deux tubulaires; *à trois eaux*, celui qui en a trois, et ainsi de suite. Les figures 19, 20, 21, 22 représentent deux cas différents du robinet à trois eaux : dans le premier (fig. 19, 20), il ne peut jamais y avoir que deux portions de la conduite en communication à la fois; dans le second (fig. 21, 22), les trois portions peuvent communiquer ensemble simultanément.

Les trois robinets que nous avons indiqués sont ceux que l'on emploie le plus généralement pour conduites d'eaux de petits diamètres. Quand le diamètre est fort, on substitue, au robinet à clef pleine et poignée, le robinet à clef évidée et engrenages représenté dans les figures 25 et 26. Cette disposition a l'avantage d'économiser la matière et de rendre extrêmement facile la manœuvre de la clef, dont l'axe est, d'ailleurs, terminé par deux vis destinées à l'empêcher de gripper contre le boisseau, par suite d'un contact trop parfait.

§ II. — Soupapes.

La fermeture au moyen des soupapes consiste dans le contact de deux surfaces annulaires, tantôt planes (pl. 8, fig. 1 *bis*), tantôt coniques (fig. 1 *ter*), dont l'une est concave et l'autre convexe.

Dans les deux cas, les surfaces en contact se terminent, intérieurement, l'une par un plan A, l'autre par un cylindre B, perpendiculaires entre eux et conduits suivant la circonférence intérieure C, directrice.

Tantôt c'est la partie plane des soupapes qui est mobile, tantôt c'est la partie fixe; dans les deux cas, la partie fixe porte le nom de *base*, et la partie mobile celui de *chapeau*.

Les soupapes à chapeau plat se distinguent des soupapes à chapeau cylindrique par la résistance qu'elles opposent à la levée, par suite de la différence de pression qui existe entre les milieux qu'elles sont destinées à isoler l'un de l'autre.

Les surfaces annulaires planes ne s'emploient guère que pour chapeaux plats.

Les surfaces annulaires coniques s'emploient pour chapeaux plats et pour chapeaux cylindriques. Pour chapeaux plats, la partie concave est toujours après la base, et la partie convexe après le chapeau. Pour chapeaux cylindriques, la partie concave est tantôt après l'un, tantôt après l'autre, à volonté.

Les figures 23 et 24 représentent deux soupapes à chapeau plat, telles qu'on les emploie assez habituellement pour relier deux portions d'une conduite. C'est généralement pour la vapeur que l'on a recours à ce genre d'obturateur, les robinets étant préférés pour l'eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans la figure 23, la soupape est soulevée par un levier ou à la main, suivant la quantité dont diffèrent les pressions dans les deux portions de la conduite. Dans la figure 24, la soupape est soulevée par une vis à manivelle; cette disposition s'applique particulièrement dans le cas où la différence des pressions est forte.

On nomme *chapelle* la boîte dans laquelle est placée la soupape. Cette boîte communique toujours avec la portion de la conduite dans laquelle la pression est le plus forte, afin que, la soupape étant fermée, la conséquence de cette pression soit de la maintenir fermée et non de l'ouvrir.

Les soupapes à chapeau cylindrique n'ont pas à supporter de pression, mais elles exigent deux surfaces de fermeture. Les figures 3, 4 et 5 (pl. 11) représentent trois systèmes différents de seconde fermeture, savoir :

Figure 3, soupape dite *à garniture extérieure;*

Figure 4, soupape dite *à garniture intérieure;*

Figure 5, soupape dite *à lanterne.*

Dans la première, le chapeau se meut dans une boîte à étoupe, faisant corps avec la chapelle et serrée par un cercle et des vis non figurés dans le dessin, mais placés à distance suffisante les uns des autres.

Dans la seconde, la base est surmontée d'un cylindre creux le long duquel se meut, avec le chapeau, un stuffing-box ménagé dans ce dernier.

Dans la troisième, la fermeture supérieure est la même que celle inférieure, seulement la surface annulaire de contact est plus petite et a pour circonférence extérieure la circonférence intérieure de l'autre.

§ III. — Clapets.

Les clapets (pl. 8, fig. 31 et 32) ne sont autre chose que des soupapes dont l'axe a été déplacé. Comme, d'après leur disposition, leur contour peut être quelconque, ils sont préférés à ces dernières toutes les fois qu'il y a avantage à donner à l'obturateur une surface non circulaire ; en outre, ils sont moins sujets à se déranger, mais ils exigent une plus grande chapelle, ce qu'il n'est pas toujours facile de faire tenir dans un espace donné.

Les figures indiquent suffisamment le mode de mise en mouvement adopté pour les clapets qui fonctionnent comme obturateurs dans les conduites d'eau. Pour la vapeur il est rare que l'on fasse usage de ces appareils ; pour l'air, au contraire, ils sont presque exclusivement adoptés : seulement alors ils sont en cuir et tôle, comme nous le verrons plus loin (machines soufflantes).

Les figures 27, 28, 29, 30 représentent un système de vanne très-employé comme obturateur dans les conduites d'eau et même de gaz.

CHAPITRE VIII.

APPAREILS DE SURETÉ.

Il existe un nombre très-considérable d'appareils dont le but est d'appeler l'attention des chauffeurs sur leurs chaudières, quand ces dernières se trouvent dans des conditions anormales, c'est-à-dire susceptibles de donner lieu à une explosion. Passer tous ces appareils en revue serait, à notre avis, sortir du cadre que nous nous sommes tracé et rentrer dans le domaine de l'historique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un certain nombre d'appareils de sûreté ont été prescrits par l'ordonnance royale du 22 mai 1843 ; ces appareils, étant seuls exigés, sont seuls construits par les mécaniciens ; nous croyons, pour cette raison, devoir borner notre travail, sur ce chapitre, à leur examen, et nous allons les passer successivement en revue.

Les appareils de sûreté des chaudières à vapeur sont de deux espèces principales, savoir :

1° Les indicateurs du niveau de l'eau dans la chaudière ;

2° Les indicateurs de la pression de la vapeur dans la chaudière.

Chacune de ces espèces d'appareils se divise en deux catégories, savoir :

Les appareils de sûreté à fonctionnement continu ;

Les appareils de sûreté à fonctionnement intermittent.

Les appareils à fonctionnement continu sont ceux qui font connaître, à chaque instant, quels sont le niveau de l'eau et la pression de la vapeur. Si ces appareils n'étaient pas susceptibles de se déranger, et si on pouvait toujours compter sur l'attention des chauffeurs, ils seraient bien suffisants ; mais il n'en est pas ainsi, et il a été nécessaire de leur adjoindre des appareils à fonctionnement intermittent, c'est-à-dire qui ne fonctionnent que quand le niveau de l'eau et la pression intérieure de la vapeur sont dans des conditions anormales et présentent du danger.

Autant les premiers doivent fonctionner silencieusement, afin de ne causer d'inquiétude à personne, autant il importe que les seconds soient bruyants et insupportables.

Les appareils à fonctionnement continu sont :

Pour indiquer le niveau de l'eau dans la chaudière, les *indicateurs en verre*, les *flotteurs* et les *robinets vérificateurs ;*

Pour indiquer la pression de la vapeur dans la chaudière, les *manomètres.*

Les appareils à fonctionnement intermittent sont :

Pour le niveau de l'eau, les *flotteurs d'alarme ;*

Pour la pression de la vapeur, les *soupapes de sûreté.*

§ 1. — Indicateurs en verre.

Les indicateurs en verre (pl. 9, fig. 6 et 7) sont, sans contredit, les appareils les plus exacts pour faire connaître, à chaque instant, le niveau exact de l'eau dans les chaudières ; mais ils présentent plusieurs inconvénients qui font que les industriels ne les emploient qu'à leur corps défendant, savoir : 1° les verres se cassent fréquemment et se garnissent intérieurement de tartre, qui empêche de voir le niveau de l'eau ; 2° il n'est pas toujours facile de les adapter aux chaudières, et, quand les tuyaux de raccordement sont un peu longs, ils s'encrassent aussi, et les joints ont souvent besoin d'être refaits.

La casse des verres a lieu quelquefois par des chocs de ringards provenant de l'inadvertance des ouvriers ; mais, le plus souvent, elle a lieu spontanément soit sous l'influence d'un courant d'air produisant un refroidissement subit, soit sous l'influence de la dilatation inégale entre les parties qui les composent. On évite, en grande partie, les casses provenant de la variation dans la température en employant du verre vert bien recuit ; quant à l'autre cause, elle ne peut être évitée que par la perfection apportée dans la construction de l'appareil.

Afin d'arrêter la projection d'eau bouillante et de vapeur qui résulte de la casse des tubes en verre, on a soin de munir les tubulures auxquelles ils s'adaptent de robinets dont les clefs communiquent entre elles et se ferment au moyen d'une tringle placée à distance.

Pour empêcher le tartre de séjourner dans les tubes en verre, on adapte, à la partie inférieure, un robinet purgeur que l'on a soin d'ouvrir de temps en temps.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans les locomotives on réunit le tube indicateur et les robinets vérificateurs, de manière à n'en faire qu'un seul appareil.

Dans les usines chômant les dimanches et fêtes, il convient, lorsque le travail du samedi cesse, non pas de jeter le feu et lâcher la vapeur, mais simplement de charger fortement la grille et de fermer le registre de la cheminée. Cette manière de procéder, qui permet, le lundi matin, de mettre la chaudière en vapeur en moins d'une heure, a pour inconvénient de tenir l'eau en légère ébullition pendant vingt-quatre ou trente-six heures, et, conséquemment, d'en faire partir une certaine quantité, à l'état de vapeur, par les soupapes, les fuites et les surfaces de condensation des tuyaux. Comme cette perte d'eau a pour résultat de faire baisser le niveau dans la chaudière, on y obvie en alimentant fortement cette dernière quelques instants avant d'arrêter. L'expérience indique jusqu'à quelle hauteur il faut élever le niveau de l'eau le samedi soir pour le trouver normal le lundi matin. En général, il faut remplir complétement la chaudière.

Mais, pour être certain que l'on remplit complétement la chaudière, il faut avoir un moyen de constater qu'elle est pleine. A cet effet, lorsqu'on fait usage du niveau indicateur en verre pour chaudières placées dans ces conditions, au lieu de lui donner la longueur suffisante pour indiquer le niveau à $0^m,10$ au-dessous du niveau normal, ce qui a lieu généralement, on fait communiquer sa tubulure supérieure avec le sommet de la chaudière; et on prolonge assez la partie supérieure du verre pour qu'il indique le niveau maximum que peut atteindre l'eau.

Nous insistons sur ce point parce qu'il est généralement une cause d'école pour les industriels, attendu que, les autres appareils indicateurs du niveau de l'eau ne fonctionnant qu'entre des limites fort restreintes, il faut toujours en venir à l'emploi du tube indicateur en verre, disposé comme nous venons de le dire, partout où les chaudières fonctionnent d'une manière intermittente.

§ II. — Flotteurs.

Les flotteurs (pl. 9, fig. 5) consistent en une pierre plate suspendue, à son centre de gravité, à une tige en cuivre rouge qui traverse un stuffing-box fixé à la chaudière, et est fixée à l'une des extrémités d'un balancier, dont l'autre extrémité porte un contre-poids. La pierre est équilibrée de manière que, quand le balancier est horizontal, elle plonge de la moitié de son épaisseur dans l'eau ayant son niveau normal. Par suite du principe physique qui dit :

« Un corps plongé dans le liquide perd, en poids, le poids d'un égal volume du liquide dé-
« placé. »

Quand le niveau de l'eau monte, la pierre plonge de plus de la moitié de son épaisseur, perd une partie du poids que représente son volume, situé hors de l'eau, et alors est entraînée par le contre-poids extérieur, jusqu'à ce que l'équilibre soit rétabli; le balancier incline alors du côté du contre-poids; quand, au contraire, le niveau baisse, l'inverse a lieu, la pierre devient plus lourde et entraîne le contre-poids; le balancier incline alors du côté du stuffing-box.

De tous les appareils indicateurs du niveau de l'eau, le flotteur ordinaire est le plus employé. Son principal inconvénient est de ne pas toujours jouer très-librement dans le stuffing-box; c'est pourquoi il convient de donner un poids assez grand à la pierre. La pierre présente aussi l'inconvénient de se déliter et de se fendre; pour l'empêcher de se détacher du point de suspension en morceaux plus ou moins gros, on l'entoure d'un cercle de fer.

Le balancier, quand il est long, nécessite l'emploi d'un support placé à une certaine distance du stuffing-box, et le percement, dans la chaudière, de quatre trous toujours nuisibles. Il convient, autant que possible, de faire en sorte que le stuffing-box et le support du balancier ne nécessitent qu'un seul trou; à cet effet, on met le balancier plus court, ou on le remplace par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une poulie, dans la gorge supérieure de laquelle passe une chaîne aboutissant, d'une part, à la tige de suspension de la pierre, et, de l'autre, au contre-poids. Dans ce dernier cas, le contre-poids est toujours égal au poids de la pierre à demi plongée, tandis que, avec un balancier, si on donne aux bras de levier des dimensions différentes, on peut réduire de beaucoup le contre-poids.

§ III. — Robinets vérificateurs.

Les ROBINETS VÉRIFICATEURS sont de deux espèces, savoir : les robinets pour faces latérales et les robinets pour partie supérieure des chaudières.

Les premiers sont le plus souvent des robinets ordinaires de la forme représentée dans les figures 8 et 9 (pl. 9).

En Angleterre, on leur substitue fréquemment la petite soupape représentée dans les figures 10 et 11. Pour les locomotives, on emploie beaucoup la disposition de robinets et tube indicateur en verre représentée dans la figure 12.

Les seconds sont aussi des robinets ordinaires, tantôt réunis, tantôt séparés et adaptés chacun à un tube plongeant d'une certaine quantité dans la chaudière.

Quand il y a deux robinets seulement, l'un des tubes se termine à 5 centimètres au-dessus du niveau normal de l'eau, l'autre se termine à 5 centimètres au-dessous.

Quand il y a trois robinets, le troisième tube se termine au niveau de l'eau.

Les figures 13 et 14 représentent une disposition de trois robinets vérificateurs réunis, imaginée par M. Bourdon, de Paris, pour chaudières cylindriques horizontales.

§ IV. — Manomètres.

Les manomètres sont des appareils destinés à accuser la pression intérieure des chaudières. Ils sont de plusieurs espèces, savoir :

Les manomètres à air libre à une seule colonne de mercure,
Les manomètres à air libre à plusieurs colonnes de mercure,
Les manomètres à air libre et à piston,
Les manomètres à air comprimé,
Les manomètres à spirale métallique creuse,
Les manomètres à ressorts.

De tous les manomètres, le meilleur, le seul qui soit toujours exact, est le manomètre à une seule colonne de mercure. Il consiste en une cuvette (pl. 7, fig. 20, 21, 22) dans laquelle est renfermée une certaine quantité de mercure dont la surface supérieure est soumise à la pression de la vapeur dans la chaudière, et dans la partie inférieure duquel plonge un tube vertical en verre ouvert par les deux bouts.

Quand la pression de la vapeur s'exerce sur la surface intérieure du mercure, ce métal s'élève dans le tube de $0^m,76$ par atmosphère de pression en plus de la pression atmosphérique.

L'inconvénient de cet appareil est de nécessiter une colonne en verre d'autant plus haute que la pression à laquelle la chaudière fonctionne est plus élevée ; cette colonne en verre non-seulement se brise fréquemment et fait perdre une assez notable quantité de mercure, métal coûteux, mais encore est peu commode à consulter. En outre, pour peu que le mercure contienne d'autres métaux alliés, il s'attache au verre et rend les indications invisibles.

On évite l'inconvénient de la casse des tubes en verre en les remplaçant par des tubes en fer dans lesquels se meut un flotteur. Mais il est rare que ce flotteur marche régulièrement, les pous-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sières des usines viennent toujours se mettre de la partie et dérangent sans cesse les dispositions les plus ingénieuses.

Les figures 23, 24 et 25 (pl. 7), et 15 (pl. 9), représentent deux dispositions de manomètre à air libre et à flotteur.

La première, qui s'emploie de préférence pour chaudières à basse pression, est à cuvette et tube, comme le manomètre étalon dont nous avons parlé plus haut.

La seconde, qui s'emploie de préférence pour les chaudières à haute pression, est sans cuvette et à deux branches. Le but de cette disposition est d'exiger une hauteur moindre, non de l'appareil, mais seulement de la portion du tube parcourue par le flotteur, pour indiquer la pression.

En effet, au moyen de ces deux branches, qui ont le même diamètre intérieur, la pression étant toujours indiquée par la différence des niveaux du mercure dans les deux branches, quand le mercure monte dans l'une, il descend d'une quantité égale dans l'autre, et chaque atmosphère de pression se trouve représentée, dans la branche du flotteur, par une hauteur de $0^m,38$.

Afin d'éviter les inconvénients que présentent, d'une part, les tubes de manomètres en verre, d'autre part les flotteurs, leurs fils, leurs poulies et leurs contre-poids, M. *Desbordes* a imaginé un mode de construction que nous allons décrire.

Son manomètre (pl. 7, fig. 26) consiste en un tube en fer recourbé inférieurement et formant deux branches verticales parallèles communiquant, l'une avec la chaudière à vapeur, par les moyens prescrits par l'administration, l'autre avec un tube en cristal dont la section est égale à environ dix fois celle du tube en fer. On remplit le tube en fer de mercure jusqu'à ce que le niveau du métal apparaisse à la partie inférieure du tube en cristal.

Quand la vapeur agit, le mercure s'abaisse dans la branche qui communique avec la chaudière et s'élève dans le tube en cristal; mais, comme la section de ce dernier est égale à dix fois celle du tube en fer, chaque abaissement de $0^m,76$ dans le tube de fer correspond à une élévation du mercure de $0^m,076$ seulement dans le tube en cristal. En graduant ce manomètre au moyen d'un étalon, il est à peu près aussi exact que le manomètre à colonne en verre, seulement les divisions sont plus rapprochées. Les avantages du manomètre Desbordes sont les suivants, savoir :

1° La course du niveau indicateur de la pression étant très-petite, il suffit, pour consulter facilement cet appareil, de placer le tube en cristal à hauteur de la tête;

2° Il n'y a pas de tube en verre et, par conséquent, de chance de casse;

3° Malgré l'emploi de tubes en fer, il n'y a pas de flotteur.

Manomètre Decoudun. — Ce manomètre (pl. 9, fig. 1 et 2), qui, au premier abord, semble basé sur le principe opposé à celui du précédent, n'est, à proprement parler, que le manomètre ordinaire, dont les indications sont données par le niveau du mercure dans la cuvette, au lieu de l'être par celui du mercure dans le tube.

Il consiste en un tube en fer plongeant dans une cuvette en fer aussi, munie tout simplement d'un tube indicateur du niveau en verre. La section annulaire de la cuvette, augmentée de celle du tube indicateur, est égale à neuf fois celle du tube intérieur. Les mêmes résultats que pour le manomètre *Desbordes* ont lieu; chaque atmosphère de pression dans la chaudière correspond à un abaissement du niveau de $0^m,076$.

Cette disposition est fort ingénieuse; elle jouit surtout d'un grand avantage, à savoir : de pouvoir être employée partout, quelle que soit la dimension du local, attendu que, si le plafond est trop bas, il suffit d'un trou de vrille pour envoyer le tube dehors à n'importe quelle hauteur, sans avoir à s'inquiéter de le soutenir. Quant à l'exactitude dans l'indication des pressions, elle n'est pas plus grande que celle des deux dispositions précédentes; il faut graduer à l'étalon.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Manomètre Richard. — M. Richard, de Lyon, a exécuté de la manière la plus ingénieuse le manomètre différentiel à plusieurs branches décrit dans tous les traités de physique. Ce manomètre (pl. 9, fig. 3 et 4) consiste en un tube en fer contourné en spirale, à branches droites, égales et en nombre suffisant, sans solution aucune de continuité. A la partie supérieure de chaque coude, et au milieu de la hauteur de chacune des branches, d'un côté seulement, sont percés deux trous qui se ferment au moyen de petites vis taraudées dedans. Les trous du haut servent à verser le mercure et l'eau, et les trous du milieu à empêcher le mercure de dépasser leur niveau.

Quand les branches sont toutes à moitié pleines de mercure, on ferme les trous du milieu et on achève le remplissage avec de l'eau, puis on ferme les trous du haut. Les indications de ce manomètre ont lieu dans un tube en verre de même diamètre que celui en fer, et situé à l'extrémité opposée de celle d'arrivée de la vapeur.

De tous les manomètres perfectionnés c'est celui qui exige le plus impérieusement la graduation à l'étalon, tant à cause de la longueur de son tube, dont le diamètre ne peut être partout régulier, que par suite du poids de la colonne d'eau qui pèse en sens contraire du mercure et constitue, si l'on n'en tient compte, une erreur de $^1/_{13,5}$ d'atmosphère.

Manomètre à piston. — Le manomètre à piston, imaginé par M. *Galy-Cazalat*, est basé sur le même principe que la presse hydraulique; il consiste en un piston plein (fig. A), composé de deux cylindres pleins, dont les bases sont entre elles comme 1 : 10. Chacun de ces cylindres pleins est placé dans un cylindre creux de même diamètre, le petit en dessous, le gros en dessus. Le petit piston communique avec la vapeur, tandis que le gros forme le fond mobile d'une capacité remplie de mercure, fermée partout, sauf en un point de son couvercle, par lequel elle communique avec un tube en verre vertical.

Fig. A.

Quand la vapeur agit en dessous du petit piston, le mercure s'élève dans le tube par l'effet de la compression du gros piston mobile avec le petit; seulement, comme la surface du gros piston est égale à dix fois celle du petit, chaque atmosphère de pression sur le petit piston produit une pression de $^1/_{10}$ d'atmosphère sur la surface du grand piston, et le mercure ne s'élève dans le tube que de $0^m,076$, comptés à partir de la surface du grand piston. Voici, du reste, la description que donne de ce manomètre l'administration des mines, qui en recommande l'usage :

a b, cuvette formée de deux pièces, l'une en fonte, l'autre en bronze, reliées entre elles et fixées à la monture en fonte M de l'instrument par les boulons à vis *d d d*.

La pièce *a* contient le mercure, qui repose sur un disque en caoutchouc vulcanisé, dont les bords sont serrés entre les pièces *a* et *b;* elle est surmontée d'un stuffing-box *s*, dans lequel s'engage le tube en verre *t t*, et dont la garniture est en caoutchouc.

La pièce inférieure *b* est alésée intérieurement et contient les pistons *c* et *c'*; elle est filetée extérieurement pour recevoir l'écrou *e*, qui fixe au bas de la cuvette le tuyau de prise de vapeur *t' t'*; on a placé, entre la partie inférieure de la cuvette et le collet du tuyau *t' t'*, un petit disque de caoutchouc vulcanisé, destiné à empêcher l'entrée de la vapeur dans la cuvette, dont il transmet la pression au premier piston *c*.

Ce piston a $1^c,85$ de diamètre; il est relié, par une tige *r*, à un piston supérieur ou disque *c'*, de $6^c,08$ de diamètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un trou o est ménagé dans la partie inférieure b de la cuvette, pour mettre l'espace situé au-dessous du disque ou piston c' en communication avec l'atmosphère.

Le tube en verre a $0^m,004$ de diamètre.

Le mercure est introduit dans la cuvette, au moyen d'un entonnoir, par un appendice u, vissé sur la cuvette et fermé par un bouton à vis.

L'échelle des pressions, tracée sur la monture en fonte M, est divisée en atmosphères et fractions décimales d'atmosphère. Chaque atmosphère correspond à une hauteur de mercure de $0^m,07$, résultant du rapport des diamètres des pistons c et c'.

$$\frac{\left(\frac{c'}{c}\right)^2}{0,76} = 0^m,07.$$

La monture M est pourvue d'oreilles m m, qui permettent d'accrocher le manomètre.

Le plus souvent on fixe cet appareil sur une planche de chêne de $0^m,02$ ou $0^m,03$ d'épaisseur, et on l'accroche sur le parement antérieur du fourneau.

Manomètre à air comprimé. — Le manomètre à air comprimé est basé sur la loi de *Mariotte*, qui dit que les volumes de gaz sont en raison inverse des pressions. Il consiste en un tube de verre vertical fermé à sa partie supérieure, et plongeant, inférieurement, dans une cuvette fermée, à demi remplie de mercure et dont la chambre communique avec la chaudière à vapeur. Quand la pression de la vapeur se manifeste dans la cuvette, le mercure comprime l'air dans le tube et y monte d'autant plus que la pression de la vapeur est plus forte. La graduation théorique de ce manomètre consiste à diviser la colonne d'air en fractions proportionnelles aux pressions ; aussi, si, pour une atmosphère de pression de part et d'autre, le volume, et par conséquent la hauteur de la colonne d'air, est 1, pour deux atmosphères cette hauteur est $^1/_2$; pour trois atmosphères, $^1/_3$, et ainsi de suite. Comme le poids de la colonne montante du mercure diminue d'autant la compression de l'air, il faut, pour graduer exactement, tenir compte du poids de cette colonne, ce qui est facile. Mais, comme généralement les tubes en verre sont loin d'être parfaitement cylindriques ; comme, d'autre part, le mercure est loin d'être pur, il convient de graduer ces manomètres à l'étalon.

Le grand avantage des manomètres à air comprimé, c'est d'occuper peu de place, d'être peu casuels et de coûter fort peu. Aussi sont-ce ceux qui, depuis l'origine des appareils à vapeur, ont été le plus employés. Mais ils présentent des inconvénients quand le tube en verre ne plonge pas assez profond dans la cuvette, quand le mercure est impur et quand on le place dans des endroits chauds. Dans le premier cas, si le vide se fait dans la chaudière, l'air de la colonne passe dans la cuvette, et il faut les démonter pour les remettre en état ; dans le second cas, le tube en verre s'encrasse et rend les indications du mercure invisibles ; dans le troisième cas, l'air de la colonne résiste plus à la pression de la vapeur que s'il était froid, et les indications sont erronées. Ajoutons qu'il faut que la quantité de mercure que contient la cuvette soit toujours la même pour que les indications de l'appareil fonctionnant soient les mêmes que celles qu'il a accusées pendant la graduation à l'étalon. Toutes ces causes de dérangement font que l'administration les a à peu près prohibées, parce que, sur 100 de ces appareils en place, il y en avait toujours au moins 80 qui ne fonctionnaient pas.

Manomètres à spirale creuse.—Les manomètres à spirale (fig. B et C), inventés par M. *E. Bourdon*, sont basés sur la tendance qu'a à se redresser un tube cintré et soumis intérieurement à la pression d'un fluide comprimé.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ces manomètres, qui aujourd'hui sont presque exclusivement employés partout, présentent l'immense avantage de ne pas nécessiter l'emploi du mercure, d'être d'un petit volume, faciles à consulter et peu casuels. Malheureusement ils se dérangent quelquefois, par suite des fuites qui se manifestent dans la spirale, et aussi parce que cette dernière perd de son élasticité. Mais le dernier mot n'est pas encore dit sur ces appareils; aussi ne pouvons-nous, comme l'administration, qu'en recommander l'usage.

Voici la description qu'en donne l'instruction ministérielle, qui les recommande :

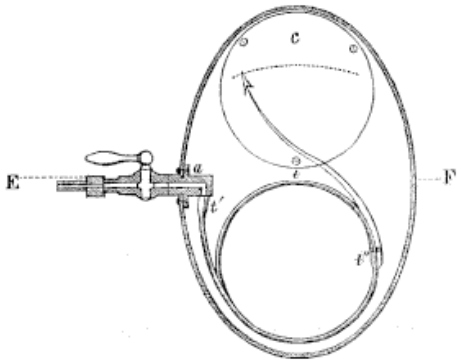


Fig. B.

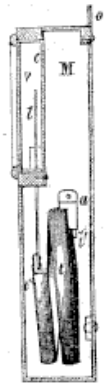


Fig. C.

t, tube en laiton tourné en hélice, et dont la section transversale est une ellipse dont le petit axe, dans le sens du rayon de l'anneau, est de 4 millimètres, et dont le grand axe, parallèle au plan de l'anneau, est de 11 millimètres. Le tube fait un tour et demi d'hélice et a une longueur de 0^{m},70.

L'extrémité *t'* de ce tube est ouverte, et est fixée à la tubulure *a*, qui est en communication avec le tuyau de prise de vapeur.

L'extrémité *t''* est fermée et libre de se mouvoir; une aiguille *l*, qui y est fixée, obéit au mouvement que lui imprime le tube *t*, et indique par sa marche sur le cadran *c* la pression de la vapeur qui existe dans l'intérieur du tube.

Le cadran *c* est fixé par trois vis à la boîte M qui renferme l'appareil ; il est protégé en avant par le verre *v*, enchâssé dans une monture en cuivre *m*.

Les degrés du cadran *c* marquent les atmosphères, et les sous-divisions les quarts d'atmosphère.

La boîte M est en fonte ; elle est fermée, par derrière, par une plaque en zinc *p* fixée par trois vis; trois oreilles, *o*, *o*, *o*, servent à accrocher l'appareil.

Manomètres à ressorts. — Les manomètres à ressorts consistent généralement en un piston plein mobile dans un cylindre qui est en communication avec la chaudière; ce piston agit sur un ressort, tantôt plat, comme dans le manomètre à ressort *Desbordes*, tantôt à boudins, comme dans plusieurs autres. Nous ne pouvons pas dire que ces appareils sont tous mauvais ; mais, jusqu'à présent, sauf celui de M. *Desbordes*, ils le sont assez généralement. Cependant il serait bien à désirer que l'on parvînt à pouvoir constater la pression de la vapeur d'une manière permanente au moyen d'appareils de ce genre ou du genre des précédents.

§ V. — Flotteurs d'alarme.

Les flotteurs d'alarme (pl. 8, fig. 2, 3, 4, 5, 6) sont des flotteurs ordinaires dans lesquels on

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

remplace le stuffing-box par un sifflet. La pierre plonge dans l'eau d'une quantité suffisante pour ne descendre que quand le niveau de l'eau s'est abaissé de $0^m,10$ au-dessous du niveau normal.

Le flotteur d'alarme (fig. 2, 3 et 4) recommandé par l'administration, dans la planche annexée aux ordonnances royales, est à leviers et contre-poids intérieurs. Ce flotteur présentant le grave inconvénient de permettre au tartre de se loger entre les tourillons et les supports du levier, ainsi que dans le siége de la soupape du sifflet, nous avons proposé, à l'exposition de 1844, la disposition représentée dans les fig. 5 et 6, sans la faire breveter. Cette disposition, qui conserve le levier et le contre-poids extérieurs, et permet de faire jouer à la main le sifflet pour décrasser la soupape, a été immédiatement adoptée par les constructeurs et est presque exclusivement employée aujourd'hui.

§ VI. — Soupapes de sûreté.

Les soupapes de sûreté sont des appareils destinés à donner issue à la vapeur des chaudières, quand cette dernière acquiert une tension supérieure à celle qu'elle doit avoir. A cet effet, elles ne sont autres que des soupapes ordinaires, à chapeau plat, posées directement sur les chaudières, et se soulevant quand la pression inférieure dépasse un poids dont elles sont chargées.

La pression de l'atmosphère sur 1 centimètre carré de surface étant $1^k,033$, si n représente le nombre des atmosphères qui expriment la pression intérieure de la vapeur, on a, pour expression sur 1 centimètre carré de surface :

$$1^k,033\ (n - 1).$$

La surface de la soupape, ayant pour diamètre D, est $0,785\ D^2$.

La pression intérieure tendant à soulever cette soupape est, par conséquent :

$$1^k,033\ (n - 1) \times 0,785\ D^2, \quad \text{ou } 0,811\ D^2\ (n - 1) \text{ kilogrammes,}$$

D étant exprimé en centimètres.

Cette expression est donc celle du poids dont doit être chargée la soupape pour ne lever que sous une pression dépassant n atmosphères.

Les diamètres des soupapes de sûreté sont déterminés, par l'ordonnance royale, d'après la surface de chauffe des chaudières et la pression pour laquelle elles ont été timbrées. Il arrive alors que les poids dont il faut les charger sont très-considérables; de là deux modes de chargement des soupapes, savoir : mode de chargement direct, — mode de chargement par levier.

Le premier, qui ne s'emploie que quand la pression intérieure ne doit pas dépasser 2 atmosphères, consiste dans l'application, sur la tête du chapeau, d'un poids suffisant, de forme cylindrique et muni de quatre oreilles, situées aux extrémités de deux génératrices opposées et enfilées dans deux tringles verticales en fer, qui servent de guides aux poids quand les soupapes se lèvent.

Le second consiste dans l'emploi d'un levier plus ou moins long, ayant son point fixe à son extrémité et très-près du centre du chapeau de la soupape; ce levier est chargé, à son autre extrémité, d'un poids qui est à la charge directe en raison inverse des bras.

Si m est le bras de levier du poids exprimé en fonctions du bras de levier du chapeau, on a pour expression de ce poids :

$$\frac{0,811\ D^2\ (n - 1)}{m}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les soupapes de sûreté ont les surfaces annulaires de contact planes et très-petites; l'ordonnance royale exige que leur largeur ne dépasse pas $^1/_{30}$ du diamètre intérieur, quand ce dernier est supérieur à $0^m,030$; pour diamètre au-dessous de $0^m,030$, la largeur peut être de $0^m,001$. Cette disposition a principalement pour but de faire coïncider la levée des soupapes avec l'indication du manomètre pour laquelle leurs poids ont été déterminés.

Pour déterminer le diamètre des soupapes de sûreté, on suppose une production maxima de vapeur par mètre carré de surface de chauffe et par seconde: on le calcule alors d'après la section d'écoulement nécessaire à l'échappement, dans le même temps, de toute cette vapeur sous la pression pour laquelle la chaudière a été timbrée. Il résulte de là que, à dimensions égales, les chaudières ont des soupapes de sûreté d'autant plus petites que la pression pour laquelle elle sont timbrées est plus considérable.

En procédant comme nous venons de l'indiquer, on a obtenu plusieurs formules, parmi lesquelles se trouve la suivante, qui est imposée par l'ordonnance royale relative aux appareils à vapeur :

$$D = 2{,}6\sqrt{\frac{m}{n - 0{,}412}}.$$

Dans cette formule, D représente le diamètre de l'orifice en centimètres, m le nombre de mètres carrés de surface de chauffe, et n le numéro du timbre que porte la chaudière.

Appliquée aux cas de surfaces de chauffe et de pression qui se présentent le plus fréquemment, elle donne la table suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau pour régler les diamètres des orifices des soupapes de sûreté.

SURFACES de chauffe des chaudières	NUMÉROS DES TIMBRES INDIQUANT LES TENSIONS DE LA VAPEUR.									
	1 1/2 atmosph.	2 atmosph.	2 1/2 atmosph.	3 atmosph.	3 1/2 atmosph.	4 atmosph.	4 1/2 atmosph.	5 atmosph.	5 1/2 atmosph.	6 atmosph.
mètres carr.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.	centim.
1	2,493	2,063	1,799	1,616	1,479	1,372	1,286	1,214	1,152	1,100
2	3,525	2,918	2,544	2,286	2,092	1,941	1,818	1,716	1,630	1,555
3	4,317	3,573	3,116	2,799	2,563	2,377	2,227	2,102	1,996	1,905
4	4,985	4,126	3,598	3,232	2,959	2,745	2,572	2,427	2,305	2,200
5	5,574	4,613	4,023	3,614	3,308	3,069	2,875	2,714	2,578	2,459
6	6,106	5,054	4,407	3,958	3,624	3,362	3,149	2,973	2,823	2,694
7	6,595	5,458	4,760	4,276	3,914	3,631	3,402	3,21 1	3,045	2,910
8	7,050	5,835	5,089	4,571	4,185	3,882	3,637	3,433	3,260	3,111
9	7,478	6,189	5,398	4,848	4,438	4,117	3,857	3,641	3,458	3,299
10	7,882	6,524	5,690	5,110	4,679	4,340	4,066	3,838	3,645	3,478
11	8,267	6,843	5,967	5,360	4,907	4,552	4,265	4,025	3,823	3,648
12	8,635	7,147	6,233	5,598	5,125	4,754	4,454	4,204	3,993	3,810
13	8,987	7,439	6,487	5,827	5,334	4,949	4,636	4,376	4,156	3,965
14	9,325	7,720	6,732	6,047	5,536	5,138	4,811	4,541	4,312	4,124
15	9,654	7,990	6,968	6,259	5,730	5,316	4,980	4,701	4,464	4,259
16	9,970	8,253	7,197	6,464	5,918	5,490	5,143	4,854	4,610	4,399
17	10,277	8,506	7,418	6,663	6,100	5,659	5,302	5,004	4,752	4,534
18	10,575	8,753	6,633	6,841	6,277	5,823	5,455	5,149	4,890	4,666
19	10,865	8,993	7,842	7,044	6,449	5,982	5,605	5,290	5,024	4,794
20	11,147	9,227	8,046	7,227	6,616	6,138	5,750	5,428	5,154	4,918
21	11,423	9,454	8,245	7,389	6,780	6,289	5,892	5,561	5,282	5,040
22	11,691	9,677	4,439	7,580	6,939	6,437	6,031	5,692	5,406	5,158
23	11,954	9,894	8,629	7,750	7,095	6,582	6,167	5,820	5,527	5,274
24	12,211	10,107	8,814	7,917	7,248	6,723	6,299	5,845	5,646	5,388
25	12,463	10,316	8,986	8,080	7,397	6,862	6,429	6,069	5,763	5,499
26	12,710	10,520	9,174	8,240	7,544	6,998	6,556	6,188	5,877	5,608
27	12,952	10,720	9,348	8,397	7,776	7,132	6,681	6,306	5,989	5,715
28	13,190	10,917	9,520	8,551	7,828	7,262	6,804	6,422	6,099	5,819
29	13,423	11,110	9,689	8,703	7,967	7,391	6,924	6,535	6,207	5,922
30	13,653	11,300	9,855	8,851	8,103	7,517	6,043	6,648	6,313	6,024

Autrefois, sous l'empire des anciennes ordonnances, les poids chargeant les soupapes étaient vérifiés par l'ingénieur lors de l'autorisation, mais non poinçonnés. Il en résultait que, après la vérification, les propriétaires substituaient à ces poids réguliers tels poids qu'il voulaient, et il était impossible, dans les inspections annuelles, de reconnaître la fraude, parce que, pour déterminer le poids qui doit charger une soupape, il faut pouvoir prendre son diamètre, etc., ce qui ne peut se faire quand une chaudière est en vapeur.

D'après la nouvelle ordonnance, tous les poids et leviers chargeant les soupapes de sûreté doivent être vérifiés et poinçonnés par les agents de l'administration. Eh bien, il est résulté de ce fait un inconvénient grave, qui ne peut être que momentané, mais sur lequel nous appelons néanmoins la sérieuse attention de MM. les mécaniciens, chaudronniers et propriétaires de machines, savoir :

La presque totalité des soupapes, dont les poids et surfaces annulaires de contact ont été régula-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

risés, lèvent sous une pression d'environ $^1/_2$ atmosphère au-dessous de celle pour laquelle elles sont chargées.

Il résulte de là que, pour avoir leur pression, les propriétaires de machines surchargent leurs soupapes souvent d'un poids très-considérable, et sont peut-être plus exposés aux chances d'explosion qu'auparavant.

Cette avance presque générale des soupapes à la levée provient, sans aucun doute, de la défectuosité des appareils. Pour des charges théoriques, il faut des soupapes d'une exactitude mathématique; or ce n'est pas le cas des soupapes que MM. les chaudronniers livrent d'habitude à leurs clients. Dans ces dernières, la charge n'étant jamais répartie également autour du point d'appui, il y a toujours soulèvement d'un côté de la soupape avant l'autre.

La répartition égale de la charge autour du point d'appui n'est pas chose aussi facile qu'on pourrait le supposer, et il n'est, à notre avis, qu'un seul moyen d'y arriver, c'est celui qu'emploient quelques bons constructeurs de soupapes de sûreté, notamment M. Chaussenot, qui, jusqu'ici, s'est le plus particulièrement distingué. Ce moyen consiste dans l'emploi d'un petit bâtonnet en fer (pl. 8, fig. 1) terminé par deux pointes, dont l'une se loge dans un cône concave tourné à l'intérieur du chapeau, et l'autre dans un coup de pointeau marqué sur le levier. Plus le point d'appui du bâtonnet sur le chapeau est bas, plus il est probable que la soupape fonctionnera exactement.

L'emploi du bâtonnet en fer comme intermédiaire entre le chapeau et le levier ne suffit pas; il faut avoir soin de faire agir le levier de telle manière que le bâtonnet soit vertical; car, s'il est incliné, la charge sur le chapeau se décompose en deux, dont une horizontale sans effet, et une autre verticale moindre que celle qui est nécessaire pour un soulèvement exact.

M. Chaussenot satisfait à toutes ces conditions d'une manière très heureuse; aussi ses soupapes sont-elles à peu près les seules qui, sans être surchargées, sont d'accord avec le manomètre; malheureusement il les vend un peu cher, de sorte qu'il est fort peu d'industriels qui se décident à en acheter; nous le regrettons sincèrement pour tout le monde. En attendant, espérons que, pressés par la nécessité et convaincus que l'on peut arriver facilement au résultat demandé, MM. les mécaniciens et chaudronniers se décideront à apporter du soin dans la construction de leurs soupapes de sûreté.

CHAPITRE IX.

DISTRIBUTEURS.

On donne le nom de distributeurs aux appareils employés pour établir alternativement la communication, d'une part, entre la chaudière et l'une des faces du piston moteur, d'autre part entre l'autre face de ce piston et l'atmosphère ou le condenseur, suivant le cas.

Dans l'origine des machines à vapeur, les distributeurs n'étaient autre chose que des robinets à deux eaux ordinaires, adaptés chacun à un tuyau, communiquant, d'une part, avec le cylindre, d'autre part avec la chaudière ou le condenseur. Il fallait deux tuyaux pour chaque extrémité de la course du piston; de là quatre robinets se manœuvrant d'abord à la main, ensuite par appareil de déclic adapté à la machine même. Plus tard apparut le robinet à quatre voies de Leupold (pl. 10, fig. 4 *bis*), qui remplissait à lui seul le même but que les quatre robinets précé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dents; les fig. 1 et 2 (pl. 10) représentent un mode d'exécution de ce robinet, imaginé par M. Mandslay, qui a figuré pendant longtemps dans les machines sortant des ateliers de cet habile constructeur.

La vapeur arrive par le tuyau A et se rend dans la capacité B : C et D sont les lumières d'introduction dans le cylindre ; E est la lumière d'exhaustion. Quand la capacité B communique avec une des deux lumières C ou D, l'autre communique avec le conduit d'exhaustion par la chambre F, comme il est facile de s'en convaincre en étudiant la figure.

Ce qui rend l'usage des robinets, en général, difficile pour opérer la distribution, c'est la facilité avec laquelle ils grippent et s'usent. M. Mandslay, pour diminuer autant que possible l'inconvénient du grippement, donnait au cône de contact une grande inclinaison, et au lieu de serrer la clef contre le boisseau par une rondelle et un écrou, comme on fait ordinairement, il mettait un ressort à boudin G, dont la pression, ajoutée à celle de la vapeur, suffisait pour maintenir la clef en place sans l'exposer à gripper. Ces robinets, qui, comme tous les autres, s'usaient assez vite, seraient néanmoins encore employés aujourd'hui, si on n'avait découvert des appareils infiniment supérieurs.

La fig. 3 représente un mode de distribution par robinets qui a figuré pendant longtemps dans les machines oscillantes de M. Cavé, non pas qu'il fût très bon, mais parce qu'il est assez difficile d'opérer autrement la distribution dans ce genre de machines. Dans cette distribution, la vapeur arrive par A et sort par B et B' ; les robinets tournent et établissent, chacun alternativement, la communication entre leur lumière et la chaudière. Dans la position des robinets qu'indique la figure, la vapeur entre par en bas et sort par en haut.

Sans passer par tous les systèmes de distributeurs qui ont amené aux systèmes actuellement préférés, nous dirons qu'il existe aujourd'hui trois appareils distincts pour opérer la distribution de la vapeur dans les cylindres, savoir :

Le tiroir en coquille, — le tiroir à garniture, — la soupape.

Nous allons étudier isolément chacun de ces distributeurs.

§ I. — Tiroir en coquille.

Le tiroir en coquille est le meilleur de tous les distributeurs connus ; malheureusement il ne peut être employé pour toutes les forces de machines, attendu que ce qui fait son mérite dans les petites est un défaut capital dans les grandes, comme nous le verrons plus loin.

Ce distributeur (pl. 10, fig. 4, A), bien qu'essentiellement différent du robinet de Leupold (fig. 4 *bis*), en fut cependant la conséquence immédiate. Pour s'en convaincre, il suffit de remarquer que, dans ce dernier, A étant l'orifice de l'introduction de vapeur, B celui d'exhaustion, C et D ceux de distribution dans le cylindre, si de la clef de ce robinet on retranche les deux portions comprenant entre elles la partie pleine M N, ou seulement l'une d'elles, celle correspondant à A et à C, la distribution n'en continue pas moins à s'effectuer régulièrement, et, au lieu d'une clef grippant dans son boisseau, on a une portion de clef maintenue serrée contre la paroi de ce boisseau par la pression qu'exerce la vapeur dans la chambre A C, qu'occupait précédemment la portion de clef supprimée.

Or, du moment où l'occupation complète du boisseau par la clef distributrice n'est plus une nécessité pour que la distribution s'effectue régulièrement, il devient inutile de conserver à ce dernier sa forme primitive, et on peut le remplacer par une chambre de forme quelconque (fig. 4 *ter*), dont une des parois est cylindrique et suffisamment développée pour que la portion de clef qui sert à effectuer la distribution reste en contact avec elle pendant tout le chemin qu'elle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

doit parcourir. De cette modification résultent : 1° augmentation considérable du rayon de la clef ; 2° rapprochement des orifices de distribution et d'exhaustion.

Il existe encore aujourd'hui quelques machines dans lesquelles figure cette disposition de l'appareil de distribution ; mais le rodage du tiroir est si difficile, que, malgré des avantages appréciables sous le rapport de la transmission de mouvement, on n'en exécute plus depuis longtemps.

De la disposition de la fig. 4 *ter* à celle de la fig. 4, c'est-à-dire au tiroir ordinaire, il n'y a qu'un pas; il a suffi, pour effectuer ce changement, de faire le rayon de la clef du robinet de Leupold égal à l'infini ; alors la partie cylindrique s'est changée en un plan, et le mouvement du tiroir, de circulaire, est devenu rectiligne.

Le *tiroir en coquille*, tel qu'on l'emploie aujourd'hui, consiste en une boîte rectangulaire A (fig. 4), renversée et dont les rebords inférieurs, suffisamment larges, ont été aplanis et soigneusement dressés sur la surface B du cylindre à vapeur qui porte le nom de *plate-forme du tiroir*, de telle sorte que, quand ces deux parties sont en contact, il ne puisse passer entre elles la moindre quantité de vapeur.

La chambre C, dans laquelle est contenu le tiroir, porte le nom de *boîte à vapeur*.

Elle communique avec la chaudière par un tuyau dont l'origine est en D.

Les orifices *a*, *b*, *c*, percés dans la plate-forme, portent le nom de *lumières*. Parmi les lumières, on distingue 1° les lumières de *distribution a* et *b*, servant alternativement à établir la communication des extrémités du cylindre, soit avec la boîte à vapeur, soit avec l'échappement ; 2° la lumière de *sortie c*, servant à l'échappement de la vapeur, soit dans l'air, soit dans l'appareil de condensation.

Les lumières de distribution se distinguent entre elles, pendant le mouvement du tiroir, par les dénominations suivantes : lumière d'*introduction*, lumière d'*exhaustion*. La première est relative à celle qui est en communication avec la boîte à vapeur ; la seconde est relative à celle qui est en communication avec la lumière de sortie.

En principe, le mouvement du tiroir est tel que, quand le piston se trouve à l'une des extrémités de sa course, le tiroir est au milieu de la sienne, et réciproquement, d'où résulte que, quand le piston est à l'extrémité de sa course, les lumières de distribution sont fermées, tandis que, quand il est au milieu de sa course, ces lumières sont complétement ouvertes et communiquent l'une avec la boîte à vapeur et l'autre avec la lumière de sortie.

On distingue deux espèces de tiroirs en coquilles, savoir : LES TIROIRS SANS DÉTENTE, — LES TIROIRS A DÉTENTE.

Les tiroirs sans détente sont ceux qui permettent à la vapeur venant de la chaudière d'entrer dans le cylindre pendant toute la course du piston.

Les tiroirs à détente sont ceux qui ne permettent à la vapeur venant de la chaudière d'entrer dans le cylindre que pendant une portion de la course du piston seulement.

Tiroirs sans détente.

Quand les tiroirs sont sans détente, la largeur des lumières, celle des deux parties pleines qui les séparent et celle des extrémités pleines du tiroir sont théoriquement égales entre elles. En outre, la largeur du vide intérieur du tiroir est égale à trois fois celle des parties sus-nommées.

En pratique, il arrive quelquefois que, pour rendre plus hermétique la fermeture des lumières de distribution par les extrémités pleines du tiroir, on augmente un peu la largeur de ces dernières ; dans ce cas, il faut augmenter de la même quantité la largeur des pleins séparant les

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lumières. La course du tiroir, qui primitivement était égale à deux largeurs de lumière, devient alors égale à une largeur de lumière, plus une largeur de partie pleine.

Quelquefois aussi on augmente la largeur de la lumière de sortie; dans ce cas, la largeur du vide intérieur du tiroir est égale à trois largeurs, dont une de lumière de distribution, une de partie pleine et une de lumière de sortie.

L'espace compris dans l'intérieur du tiroir étant constamment en communication soit avec l'air, soit avec un condenseur, il en résulte que, quand son contact avec la plate-forme est parfait, il exerce contre cette plate-forme un frottement proportionnel à la différence des pressions intérieures et extérieures, ainsi qu'à la section de son évidement. Or, plus les machines sont fortes, plus cet évidement est considérable; aussi arrive-t-il qu'au-dessus de 30 chevaux il n'y a pas d'avantage à employer ce distributeur, à cause de la force qu'il absorbe pour son mouvement.

Nous avons dit plus haut que le mouvement du tiroir est normal quand ce dernier arrive au milieu de sa course au moment où le piston arrive au milieu de la sienne, et réciproquement. Depuis quelques années, on a apporté à cette disposition théorique une modification dont le but est de faire arriver le tiroir au milieu de sa course avant que le piston soit à l'extrémité de la sienne. Il en résulte que l'exhaustion de la vapeur qui a servi et l'introduction de la vapeur contraire ont lieu avant que le piston soit arrivé à la fin de sa course.

Cette modification, qui porte le nom d'AVANCE *du tiroir*, parce qu'il suffit, pour arriver au résultat voulu, de mettre l'appareil de transmission de mouvement du tiroir en avance sur le piston, semble, au premier abord, devoir diminuer l'effet utile de la vapeur; il n'en est rien cependant, car, loin de le diminuer, elle l'augmente. En effet, quand le piston arrive à la fin de sa course en même temps que le tiroir au milieu de la sienne, l'exhaustion de la vapeur utilisée et l'introduction de la vapeur en sens contraire n'ont lieu que quand ces deux pièces ont déjà parcouru un petit espace; or, à ce moment, les orifices d'introduction et d'exhaustion étant très-petits, la vapeur utilisée a de la peine à sortir et la vapeur nouvelle a de la peine à entrer. Il en résulte que la diminution de pression d'une part, et l'augmentation de pression d'autre part, ne se font que lentement, et que, par conséquent, le piston doit, pendant quelque temps, lutter seul contre la vapeur qui a fonctionné, ce qui ne laisse pas que d'absorber une certaine quantité du travail précédemment effectué.

Si, au contraire, on donne de l'avance au tiroir, l'exhaustion de la vapeur utilisée commençant avant la fin de la course, et la vapeur nouvelle n'arrivant que faiblement en sens contraire, il arrive que, quand la course est entièrement parcourue, les lumières d'exhaustion et d'introduction se trouvent assez ouvertes pour que la vapeur utilisée ne s'oppose pas au mouvement du piston, et pour que la nouvelle vapeur agisse dès le commencement de la course.

Tiroirs à détente.

On considère trois modes principaux employés pour effectuer la détente au moyen des tiroirs, savoir :

1° Au moyen d'un seul tiroir;

2° Au moyen de deux tiroirs ayant chacun une boîte spéciale;

3° Au moyen de deux ou trois tiroirs superposés.

1° *Détente au moyen d'un seul tiroir.* — Dans ce cas, on fait usage du tiroir ordinaire, auquel on ajoute ce que l'on appelle du *recouvrement*.

Le recouvrement est un élargissement des extrémités de la surface du tiroir en contact avec la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

plate-forme. Cet élargissement a pour but d'accélérer la fermeture de la lumière d'introduction, sans ouvrir l'autre en sens contraire, comme cela a lieu au moyen de l'avance seule.

L'emploi du recouvrement nécessite deux modifications essentielles dans la disposition de la distribution par tiroir ordinaire, savoir :

1° Allongement de la course du tiroir;

2° Élargissement de la lumière d'exhaustion.

La première de ces modifications provient de ce que, si la course restait la même que précédemment, l'ouverture complète de la lumière d'introduction se trouverait diminuée d'une quantité égale à la largeur du recouvrement. Pour éviter cela, on augmente la course du tiroir de deux fois le recouvrement de chacune de ses extrémités.

La seconde provient de ce que, par suite de l'augmentation de course donnée au tiroir pour dégager la lumière d'introduction, l'ouverture complète de la lumière de sortie se trouve, à son tour, diminuée d'une quantité égale à la largeur du recouvrement. Pour éviter cela, on augmente la largeur de cette lumière d'une fois au moins le recouvrement. Il résulte de là que, quand le tiroir est à la fin de sa course : 1° les lumières de distribution sont, comme par le passé, complétement ouvertes; 2° la lumière de sortie n'est fermée que d'une quantité au plus égale à la différence existant entre sa section et celle des lumières de distribution.

La fig. 7 *bis* (pl. 10) représente un tiroir avec recouvrement.

L'avance, jointe au recouvrement, constitue le meilleur système de distribution au moyen d'un seul tiroir. En effet, d'une part, le recouvrement empêche l'arrivée de la contre-vapeur que, par l'avance seule, le piston est obligé de subir à la fin de sa course; d'autre part, l'avance permet d'obtenir l'exhaustion de la vapeur utilisée avant la fin de la course du piston, et l'introduction de la vapeur en sens contraire exactement au commencement de la nouvelle course, deux conditions auxquelles le recouvrement seul ne peut satisfaire.

Les fig. 5, 6, 7, 8, 9, 10 représentent trois positions respectives d'un tiroir, de son excentrique et de la manivelle, avec recouvrement et avance de 25 degrés C'est le même que celui de la fig. 7 *bis;* il a été copié sur la distribution d'une machine locomotive de MM. Sharp et Robert.

Les fig. 9 et 10 représentent la manivelle, donc aussi le piston, à la fin de sa course; l'avance est égale au recouvrement, car les arêtes extrêmes de la future lumière d'introduction et du tiroir coïncident. S'il n'y avait pas cette avance, le tiroir se trouverait dans la position de la fig. 7, et l'introduction ne commencerait que quand la manivelle aurait parcouru 25 degrés, ce qui correspondrait à l'introduction d'un volume subit de vapeur perdue. Si, au contraire, on considérait la position du tiroir de la fig. 9 comme le milieu de la course, sans avance à l'excentrique, la distribution se ferait parfaitement dans un sens, mais très-mal dans l'autre sens, attendu qu'il y aurait retard à l'exhaustion et à l'introduction, car la fig. 9 serait la même pour la manivelle dans la position opposée à celle de la fig. 10.

On conclut de là qu'il ne peut y avoir réellement d'avantage à employer le recouvrement qu'autant que l'on donne de l'avance. En outre, le recouvrement doit être au plus égal à l'avance, car, sans cela, il fait perdre à cette dernière une partie de ses avantages.

Mais, de même que, quand le tiroir est sans recouvrement, il y a avantage à donner de l'avance, c'est-à-dire à permettre l'exhaustion anticipée, de même, quand le tiroir est à recouvrement, il y a avantage à donner de l'avance à ce recouvrement, c'est-à-dire à le diminuer. Ce fait résulte des intéressantes expériences qu'ont faites MM. Flachat et Pétiet sur les locomotives de Saint-Germain et Versailles (rive droite). Ces habiles ingénieurs ont trouvé que le maximum d'effet utile correspond à une avance de 25 degrés à l'excentrique et à un recouvrement égal,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

non pas à la totalité, mais seulement aux *deux tiers* de l'avance linéaire correspondante, pour le tiroir.

Or il est bon de remarquer que, dans ce cas, ce n'est pas l'exhaustion qui profite ; elle ne se fait ni plus tôt ni plus tard (voir fig. 7) ; la fermeture même se fait plus tard, puisque le recouvrement est moindre ; il y a donc plus de vapeur dépensée. Mais l'introduction en sens contraire se fait avant que le piston soit arrivé à la fin de la course, puisque (fig. 9), quand le recouvrement est complet, l'introduction n'a lieu qu'au commencement de la course.

Ainsi la contre-vapeur ou plutôt l'arrivée anticipée de la vapeur est plutôt avantageuse que nuisible. Cela résulte non-seulement des faits que nous venons de constater, mais de ce que nous avons dit relativement à l'introduction retardée, qui rend inefficace un certain volume de vapeur.

Comme on le voit, l'ouverture graduelle des tiroirs n'est pas sans inconvénient, puisqu'elle aboutit à un effet utile plus grand quand il y a contre-vapeur que quand il n'y en a pas ; nous reviendrons sur ce sujet quand nous parlerons du mouvement des distributeurs.

2° *Détente au moyen de deux tiroirs ayant chacun une boîte spéciale.* — Ce système, qui pendant longtemps a figuré exclusivement dans les machines de M. *Saulnier* (de la Monnaie), son inventeur, consiste (fig. 12) en deux tiroirs, dont l'un ordinaire et assujetti aux mêmes règles que le tiroir sans détente, l'autre plat et servant seulement à régler l'introduction de la vapeur dans la boîte du premier.

Il y a deux manières de régler l'introduction de la vapeur au moyen du tiroir plat ; la première, que représente la figure 12, consiste à opérer la fermeture par une des arêtes extrêmes de ce tiroir ; l'autre consiste à ménager dans ce tiroir un orifice égal à celui de la boîte.

Dans le premier cas, le tiroir de détente va et vient deux fois pendant que l'autre va et vient une seule fois, attendu qu'il doit toujours se trouver prêt à ouvrir l'orifice de la boîte à vapeur quand l'autre est au milieu de sa course ; M. *Saulnier* a obtenu ce résultat en transmettant le mouvement à l'arbre de l'excentrique du tiroir plat par deux roues d'engrenages dont l'une a pour diamètre la moitié de celui de l'autre.

Dans le second cas, le mouvement du tiroir de détente peut être le même que celui du tiroir sans détente, attendu que les parties pleines situées de chaque côté de l'orifice du tiroir forment alternativement celui de la plate-forme.

Dans le système de M. *Saulnier*, le point de détente varie suivant la position de l'excentrique par rapport au tiroir. Ainsi, dans la figure, la ligne des centres de l'excentrique se trouvant perpendiculaire à sa barre, la détente a lieu à la moitié de la course, car le tiroir de détente ne sera revenu à la même place que quand l'excentrique aura fait une demi-révolution. Or une demi-révolution de l'excentrique du tiroir de détente correspond à un quart de révolution de l'excentrique de l'autre tiroir, c'est-à-dire à une demi-course du piston. Si on veut détendre à un point plus élevé que la moitié de la course, on conserve au petit tiroir la position de la figure, et on fait faire à la ligne du centre de son excentrique un angle obtus avec la barre. Plus cet angle est grand, plus sont rapprochés l'un de l'autre les deux moments où le petit tiroir revient à la position de la figure ; enfin, pour un angle de 180° ou deux droits avec la barre, le petit tiroir reste constamment fermé.

Réciproquement, si on veut détendre à un point au-dessous de la moitié de la course, on fait faire à la ligne du centre un angle aigu avec la barre. Pour un angle de 0° il n'y a plus de détente, l'orifice restant constamment ouvert, ou du moins ne fermant qu'un instant.

Tout cela s'effectue d'une manière fort simple ; il suffit, en effet, d'arrêter la machine quand le piston est à l'une des extrémités de sa course, puis de maintenir en place, au moyen d'une

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tenaille à vis, la tige du petit tiroir ; cela fait, on desserre les écrous de sa traverse et on change la position de l'excentrique, qui entraîne avec lui tout le reste, sauf le tiroir ; quand cette opération est terminée, on resserre les vis de la traverse du petit tiroir, et on a changé la détente. Il est bon, pour agir ainsi, d'être certain que le petit tiroir est bien à la place qu'il doit occuper, c'est-à-dire celle de la figure.

Dans l'autre système, on varie la détente en variant la course du petit tiroir ; nous en parlerons longuement lorsqu'il sera question des locomotives.

3° *Détente au moyen de deux tiroirs superposés.* — Ce système de détente, qui fut exécuté pour la première fois dans les ateliers de M. *Tamizier*, mécanicien à Paris, présente l'avantage d'avoir le tiroir de détente situé entre la boîte à vapeur et le cylindre, ce qui diminue, du volume de cette dernière, la vapeur des conduits qui, dans la précédente disposition, se détend à peu près en pure perte.

Il consiste en un tiroir A (fig. 13) assujetti aux mêmes règles que les tiroirs sans détente, mais terminé par deux lumières C D, qui le traversent de part en part, et dans lesquelles la vapeur qui se rend au cylindre est obligée de passer. Sur ce tiroir est une plate-forme qui sert à recevoir un second tiroir plat B, dit tiroir de détente, ayant la faculté de glisser entre deux tringles conductrices et parallèles au sens du mouvement du tiroir A, et par conséquent destiné à opérer la fermeture alternative des lumières C et D.

On distingue deux modes principaux pour effectuer la fermeture des lumières C et D au moyen du tiroir B. Dans le premier (fig. 13, 13 *bis*) le tiroir B accompagne le tiroir A dans sa course et, à un moment donné, se trouve arrêté par un taquet E ; le tiroir A continuant à avancer, la lumière passe sous le tiroir B n'étant plus retenu par le taquet, repart avec lui jusqu'à ce qu'il soit arrêté de nouveau par ce même taquet agissant sur son arête opposée. Le taquet ayant la forme d'une ellipse, le point de détente varie suivant la position qu'on lui fait occuper ; plus le diamètre passant par les points de contact est grand, plus le point de détente est élevé, et réciproquement. Il est bon d'observer cependant que, par cette disposition, on ne peut détendre au-dessous de la moitié de la course du piston, parce qu'il faut que la lumière de détente soit fermée quand le tiroir A arrive à l'extrémité de la sienne, comme il est facile de s'en convaincre en examinant la figure ; or l'extrémité de la course du tiroir A correspond au milieu de celle du piston sans avance.

Dans le second mode (fig. 14, 15), chaque tiroir a une tige et un mouvement particuliers. Il suffit, pour varier la détente, de changer les positions relatives des excentriques de transmission de mouvement. Ce mode de fermeture des lumières présente sur le précédent l'avantage de permettre de détendre depuis la course entière jusqu'à une fraction très-petite de la course.

Nous examinerons, du reste, en détail tous ces systèmes de détente lorsque nous décrirons les machines des divers constructeurs.

§ II. — Tiroirs à garnitures.

Le premier tiroir à garniture (pl. 10, fig. 16 et 17) fut inventé par *Watt*. Il consiste en un cylindre A, ayant pour section la forme d'un D, et se mouvant dans une boîte à vapeur entre deux garnitures d'étoupes B et C, et une plate-forme D D', avec laquelle il n'a de contact que par ses extrémités E E'.

La vapeur arrive, par l'orifice à valve de gorge F, dans la chambre G, comprise entre les deux garnitures B, C. Les lumières d'introduction étant H et H' et la lumière d'exhaustion étant H'', on voit que, quand le tiroir est en haut de sa course (fig. 16), la vapeur venant de la chaudière

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

entre dans le cylindre par la lumière d'introduction H, et celle qui a fonctionné s'en échappe par les lumières H′ et H″ ; quand, au contraire, le tiroir est au bas de sa course (fig. 17), la vapeur venant de la chaudière entre dans le cylindre par la lumière d'introduction H′, et celle qui a fonctionné s'en échappe par les lumières H et H″ en traversant l'intérieur du cylindre mobile A.

Ce tiroir présente sur le tiroir en coquille l'avantage de n'exiger que très-peu de travail pour sa manœuvre, attendu que la pression de la vapeur se manifestant autour de sa surface est partout équilibrée ; mais il présente divers inconvénients, savoir :

1° Il est à garnitures, ce qui, sous ce rapport, le rend inférieur au premier.

2° La communication constante qui existe entre sa surface intérieure et le condenseur, dont la température est de 40° au plus, tend à refroidir constamment sa surface, et par conséquent la vapeur venant de la chaudière.

3° Quand les parties E E′ ont été dressées et ajustées à froid sur la plate-forme D D′, il arrive très-souvent que, à chaud, la partie cylindrique se voile et fait cesser le contact de l'une des deux parties, auquel cas il se manifeste une perte de vapeur, qui non-seulement augmente la dépense en combustible, mais encore s'oppose à la marche régulière du piston.

Sans chercher à supprimer la garniture, qui est indispensable pour ce genre de distributeurs, on a obvié complétement aux deux autres inconvénients par l'emploi du tiroir à garniture, dit en D couché, représenté dans la figure 1 de la planche 11, en A et B.

Le tiroir en D couché, qui ne s'emploie que pour une seule lumière de distribution, consiste en un demi-cylindre séparé en deux parties par une cloison C, aboutissant à un recouvrement plat D, qui sert à fermer la lumière comme dans le tiroir précédent. La partie cylindrique se meut dans une garniture qui intercepte la communication entre le dessous ou le dessus. Au lieu d'une seule chambre de vapeur, comme dans le cas précédent, il y en a deux qui communiquent ensemble par un tuyau ; la même tige sert à mouvoir les deux tiroirs ; en outre, la pression de la vapeur n'a aucune influence sur leur mouvement, attendu que, arrivant par l'orifice E, cette dernière agit au-dessous du tiroir A et au-dessus du tiroir B.

Ce système de tiroir est employé pour toutes les machines dont la force dépasse 30 chevaux et dans lesquelles les soupapes ne pourraient figurer avec avantage. Il fonctionne parfaitement ; seulement il nécessite une garniture qu'il n'est pas toujours commode d'entretenir en bon état, surtout dans la navigation. On a essayé de substituer, pour ces appareils, des garnitures métalliques aux garnitures en cuivre, mais on n'a pas obtenu de résultats assez satisfaisants pour qu'il y ait avantage dans cette substitution. Il arrivera cependant un jour où les garnitures de chanvre disparaîtront totalement des machines à vapeur ; mais alors on aura trouvé le moyen de rendre les garnitures métalliques aussi stables et surtout aussi étanches que ces dernières.

§ III. — Soupapes.

Le mouvement des tiroirs est généralement communiqué par des excentriques montés sur l'arbre principal de la machine. Or, quand les machines sont destinées à mouvoir des pompes ou des souffleries à piston, en un mot lorsqu'elles n'ont pas d'arbre à mettre en mouvement, il faudrait, pour le cas de distribution par tiroirs et excentriques, en ajouter un exprès, muni de tous ses accessoires, c'est-à-dire d'une bielle, d'une manivelle et un volant. Non-seulement cette disposition serait coûteuse, mais encore elle prendrait une place quelquefois nécessaire pour autre chose ; puis, ce qui est le plus grave, condamnerait à un mouvement continu des pièces ayant souvent besoin d'un repos à chaque extrémité de la course, comme nous le verrons plus tard.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il serait bien un moyen fort simple de mouvoir les tiroirs par d'autres appareils que des excentriques, ce serait de leur appliquer l'appareil de mise en mouvement des soupapes; on ne le fait pas généralement, bien que ce soit une assez bonne disposition, et ce sont les soupapes que l'on emploie pour effectuer la distribution de la vapeur dans les cylindres des machines sans rotation.

Il existe trois espèces de soupapes généralement admises pour cette opération, savoir :

Les soupapes *plates*, dites *soupapes enfilées*,

Les soupapes à *garniture*,

Les soupapes à *lanterne*.

Les *soupapes enfilées* (pl. 11, fig. 2), dont on comprend le mode d'action à l'examen seul de la figure, sont des soupapes ordinaires munies de tiges concentriques, levant alternativement pour faire communiquer successivement l'orifice de distribution A du cylindre tantôt avec la chambre B, dans laquelle arrive la vapeur de la chaudière, tantôt avec la chambre C, par laquelle la vapeur se rend au condenseur.

Ces soupapes ferment très-bien et résistent assez longtemps, aussi sont-elles employées dans bon nombre de fortes machines; mais elles présentent un inconvénient résultant de leur disposition même : la vapeur opère sur leur surface une pression qui nécessite une certaine dépense de travail pour leur manœuvre.

A basse pression, ce travail est peu de chose; aussi sont-elles préférables, avec leur inconvénient, à toutes celles qu'on pourrait leur substituer; mais, à haute pression, elles ne sont pas tolérables, et il est indispensable d'avoir recours à toute autre disposition.

On remédie, en partie, à la difficulté de la manœuvre de ces soupapes par l'addition du piston P sur la tige de la soupape inférieure et le tuyau D de communication entre la chambre A et la partie inférieure P. Il résulte de là que, les pressions sur la soupape inférieure et le piston étant égales et contraires, il y a équilibre, et le soulèvement de cette soupape n'absorbe presque pas de force.

Nous avons déjà parlé des soupapes à garniture (fig. 3 et 4) et des soupapes à lanterne (fig. 5), nous ne reviendrons pas sur ces appareils; nous ajouterons seulement que les soupapes à lanterne, bien que plus sujettes à laisser passer la vapeur que les soupapes à garniture, sont généralement préférées, tant parce qu'elles sont plus à la mode que parce qu'elles ne nécessitent pas l'emploi et l'entretien d'une garniture. Il est vrai de dire aussi que la soupape de la fig. 4 est probablement inconnue; car, pour notre part, nous ne la connaissons que depuis le jour où l'idée nous en est venue en étudiant ce genre d'obturateur. Elle peut être bonne, elle peut être mauvaise; ce qui est certain, c'est qu'elle nécessite une garniture, et alors le tiroir en D couché lui est, à notre avis, préférable pour distribution de vapeur.

CHAPITRE X.

MOUVEMENTS DES DISTRIBUTEURS.

Les appareils de mise en mouvement des distributeurs varient nécessairement suivant la nature de ces pièces; cependant on peut dire qu'ils se divisent en deux catégories distinctes, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1re *catégorie*. — Mouvements par excentriques.

2e *catégorie*. — Mouvements par déclics.

Les trois genres de distributeurs dont nous avons parlé, dans le chapitre précédent, étant tous doués du mouvement rectiligne alternatif, on peut leur appliquer indistinctement les divers systèmes de transmission de mouvement compris dans ces deux catégories; il n'en est pas ainsi cependant, et on peut dire qu'en général la transmission du mouvement par excentriques est exclusivement appliquée aux tiroirs, tandis que la transmission du mouvement par déclics n'est employée que pour soupapes.

§ 1. — Mouvements par excentriques.

On emploie tantôt l'excentrique *circulaire* A (pl. 11, fig. 6), tantôt l'excentrique *triangulaire* A (pl. 10, fig. 14 et 15), tantôt enfin un excentrique de forme variable (pl. 10, fig. 11).

L'EXCENTRIQUE CIRCULAIRE, qui communique au tiroir un mouvement continuel et, par cette raison, ne produit que graduellement l'ouverture et la fermeture des lumières, est, néanmoins, le plus employé de tous, soit sans détente, soit à détente, parce qu'il est d'un assemblage facile avec les pièces par l'intermédiaire desquelles il transmet le mouvement au tiroir, et, de plus, ne produit aucun choc ni aucun bruit, ce qui est très-apprécié dans les machines à vapeur.

L'ouverture des lumières par l'excentrique circulaire, quoique graduelle, se fait encore d'une manière assez prompte, comme on peut s'en convaincre à l'inspection des fig. 5, 6, 7, 8, 9, 10 (pl. 10). En effet, on voit (fig. 8) que, l'excentrique étant au milieu de sa course, il suffit (fig. 10) d'avancer de 25 degrés pour que le tiroir ait déjà parcouru plus de la moitié de la demi-course qu'il lui faut parcourir pour ouvrir complétement la lumière d'introduction; de sorte que, depuis 25 degrés jusqu'à 155 degrés, c'est-à-dire pendant 130 degrés, la lumière d'introduction reste ouverte à plus de moitié. C'est en constatant ce résultat avantageux que bien des mécaniciens, tentés d'employer d'autres appareils, se sont toujours empressés de revenir à l'excentrique circulaire, dont l'exécution est plus simple et plus économique que celle de tous les autres.

La fig. 12 (pl. 10) et la fig. 6 (pl. 11) représentent la série des diverses pièces qu'il faut employer pour transmettre le mouvement à un tiroir de machine dite à balancier; c'est un des cas les plus compliqués; dans les fig. 6, 6 *bis* et 7 (pl. 11), on a :

A, excentrique monté sur l'arbre moteur de la machine;
A', cercle de l'excentrique en deux parties;
B, barre d'excentrique;
C, crochet d'excentrique;
D, manette d'excentrique;
E, arbre du tiroir;
F, levier du tiroir (il y en a deux);
G, bielle du tiroir (il y en a deux);
H, traverse du tiroir;
I, tige du tiroir;
K, cadre du tiroir;
L, levier du contre-poids du tiroir;
M, bielle du contre-poids du tiroir;
N, contre-poids du tiroir.

L'*excentrique* se fait généralement en fonte, tantôt d'une seule pièce, pleine ou évidée intérieurement, tantôt de deux pièces assemblées à boulons et clavettes, comme cela est nécessaire

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

toutes les fois que sa portée est d'un diamètre moindre que celle des autres pièces situées en avant.

Le cercle d'excentrique se fait tantôt en cuivre, tantôt en fer ; rarement on emploie la fonte pour cette pièce.

La *barre d'excentrique* est toujours en fer ; c'est tantôt une simple barre de fer plat (pl. 10, fig. 12, excentrique de détente), tantôt c'est une réunion de barres de fer plat croisées et rivées ensemble (pl. 11, fig. 6), de manière à présenter la même résistance qu'une forte barre pleine de même longueur.

Le *crochet d'excentrique* est tantôt simple, tantôt composé. Le crochet simple consiste dans une entaille (pl. 10, fig. 12) pratiquée à l'extrémité de sa barre ; il est bon que la machine ne s'arrête que rarement et marche toujours dans le même sens, parce qu'alors le mécanicien n'a à dépenser de la force, pour le décrocher, qu'à des époques éloignées. Le crochet composé (pl. 11, fig. 6) qui s'emploie pour machines de mines ou de bateaux, c'est-à-dire s'arrêtant et changeant de sens de marche à chaque instant, est disposé de manière que le mécanicien n'ait pas de travail à dépenser pour décrocher l'excentrique, et puisse arrêter ou changer instantanément le mouvement de la machine

Pour ce faire, il existe plusieurs dispositions : celle que nous donnons (fig. 6, C) a été appliquée par nous dans bon nombre de machines ; ce que nous avons principalement recherché, en la composant, ç'a été d'éviter l'emploi des ressorts, et il n'y en a aucun. Pour arrêter, le mécanicien appuie sur la poignée, et soulève ainsi, sur le bouton de la manette D, l'extrémité de la barre, qui vient se loger dans le petit crochet suspendu à la poignée ; il devient alors facile de changer le crochet de bouton ou de manœuvrer le tiroir à la main par la poignée D. Pour remettre en marche, il suffit de ramener à la main la queue du petit crochet près de la poignée C, et de faire osciller la manette D jusqu'à ce que son bouton se trouve au-dessous de l'entaille du crochet.

La *manette d'excentrique* est tantôt à un seul, tantôt à deux boutons, suivant que la machine est destinée à tourner dans un seul sens ou dans les deux sens. Quand il y a deux boutons, ils sont situés aux extrémités de deux bras de leviers opposés.

Les *leviers* et *bielles du tiroir* et de son *contre-poids* sont toujours assemblés à charnières et goujons ; le travail n'est pas assez considérable pour nécessiter l'emploi des chapes et coussinets. La bielle du contre-poids forme une fourche, parce qu'elle se trouve souvent à cheval sur le tuyau qui amène la vapeur au cylindre.

La *traverse* et la *tige du tiroir* ne présentent aucune particularité que nous n'ayons déjà étudiée. Le *cadre* K est en fer ; il est préféré, pour tiroirs, à toutes les autres dispositions, à cause de sa durée, et aussi à cause de l'indépendance qu'il accorde au tiroir qui, par les autres méthodes, ne reste quelquefois pas en contact avec la plate-forme pendant toute la course.

L'EXCENTRIQUE TRIANGULAIRE présente sur l'excentrique circulaire l'avantage d'opérer chacun de ses mouvements presque instantanément, et de cesser d'agir pendant un certain temps à chaque changement de position. Il résulte de là que, appliqué à la distribution (pl. 10, fig. 14 et 15), il ouvre de suite entièrement les lumières de distribution, soit à l'introduction, soit à l'exhaustion, puis les maintient ouvertes pendant la presque totalité de la course, après quoi il les ferme avec la même promptitude qu'il les a ouvertes. C'est à cause de cette importante faculté qu'il est préféré par plusieurs mécaniciens, bien que son emploi soit beaucoup plus coûteux que celui de l'excentrique circulaire.

Les figures 14 et 15 (pl. 11) représentent une application qu'a faite, de cet excentrique, M. Trésel, de Saint-Quentin, pour mouvoir une détente à deux tiroirs superposés. On obtiendrait

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

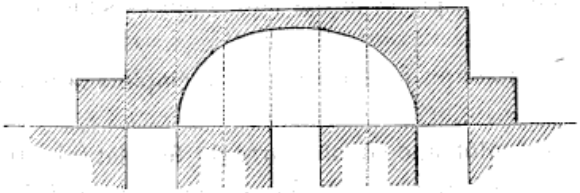


Fig. A.

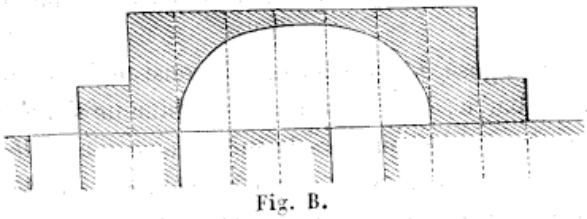


Fig. B.

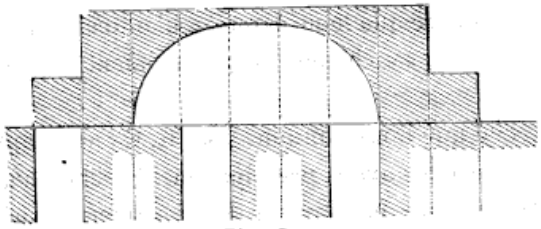


Fig. C.

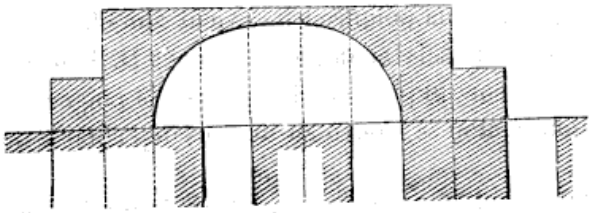


Fig. D.

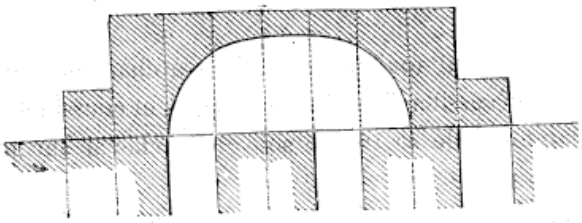


Fig. E.

le même résultat avec des excentriques circulaires, seulement les ouvertures se feraient moins vite. Tout le monde a pu voir, à l'exposition de 1844, l'ingénieux appareil au moyen duquel M. Trésel démontrait que, pour changer le point de détente, il suffit de changer la position de l'excentrique du petit tiroir.

L'*excentrique de forme variable* s'emploie généralement pour opérer la détente au moyen d'un seul tiroir soit à recouvrement, soit sans recouvrement.

Dans le cas où on fait usage du recouvrement, le tiroir affecte cinq positions distinctes, dont une qui se répète trois fois, ce qui fait sept en tout, savoir :

Première position. — Les deux lumières de distribution sont fermées (milieu de la course du tiroir) (fig. A).

Deuxième position. — Les deux lumières de distribution sont ouvertes, la première à l'introduction, la seconde à l'exhaustion (fig. B).

Troisième position. — La lumière d'introduction est fermée, et la lumière d'exhaustion reste ouverte (fig. C).

Quatrième position. — Les deux lumières de distribution sont fermées (milieu de la course du tiroir) (fig. A).

Cinquième position. — Les deux lumières de distribution sont ouvertes, la première à l'exhaustion, la seconde à l'introduction (fig. D).

Sixième position. — La nouvelle lumière d'introduction est fermée, et la nouvelle lumière d'exhaustion reste ouverte (fig. E).

Septième position. — Les deux lumières de distribution sont fermées (milieu de la course du tiroir) (fig. A).

Pour satisfaire à ces conditions, il faut que :

1° La largeur des extrémités pleines du tiroir soit égale à deux fois la largeur des lumières de distribution ; car ces extrémités doivent couvrir la même lumière dans deux positions du tiroir où l'autre est alternativement fermée et ouverte.

2° Si les trois lumières sont égales entre elles, la distance entre deux lumières consécutives doit être égale à la largeur des extrémités pleines du tiroir ; car il faut que, l'une des lumières de distribution communiquant avec la boîte à vapeur, l'autre communique avec la lumière de sortie.

3° La largeur du vide intérieur du tiroir doit être égale à la distance existant entre les deux lumières de distribution ; car il faut, d'une part, qu'elles puissent être fermées toutes les deux ; d'autre part, que, l'une d'elles restant fermée, l'autre s'ouvre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si 1 représente la largeur des lumières de distribution, on a :

Largeur des lumières de distribution.	1
Distance entre les lumières de distribution, et largeur du vide intérieur du tiroir	5
Largeur de la lumière d'exhaustion.	de 1 à 3, à volonté.
Largeur des extrémités pleines du tiroir.	2

Dans le cas où on ne fait pas usage du recouvrement, la plate-forme des lumières est la même que pour tiroir sans détente ; la largeur seule du vide intérieur du tiroir change et est égale à trois vides, plus un plein, c'est-à-dire à quatre largeurs de lumière, en admettant que les largeurs des lumières et celles des pleins sont toutes égales entre elles. Dans ce cas, il y a un moment pendant lequel les deux lumières de distribution communiquent simultanément avec la lumière de sortie, ce qui, à grande vitesse, est un avantage.

Cela posé, la forme de l'excentrique se détermine suivant le plus ou moins de temps pendant lequel on désire que le tiroir occupe une des cinq positions principales ci-dessus définies.

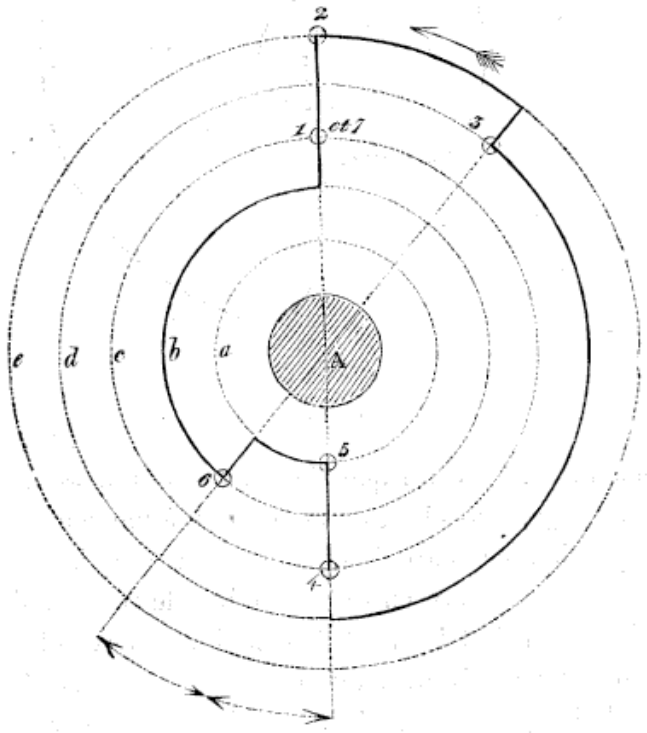


Fig. F.

Soit, par exemple, A (fig. F) l'arbre moteur ; nous décrivons autour de cet arbre une première circonférence *a*, dont le rayon se détermine de manière que l'épaisseur annulaire existant entre l'arbre et *a* soit suffisante pour résister au travail et au calage.

Si le tiroir est à recouvrement, sa course étant égale à quatre largeurs de lumière, nous décrivons, toujours du centre de l'arbre, quatre circonférences *b*, *c*, *d*, *e*, dont les rayons diffèrent entre eux d'une largeur de lumière.

Soit α l'espace angulaire que doit parcourir l'excentrique, depuis l'origine de l'introduction usqu'au moment de la détente, si nous supposons que l'extrémité de la tige du tiroir est représentée par un point, et que la rotation se fait dans le sens de la flèche, les diverses positions de ce point, correspondant aux diverses positions du tiroir, sont représentées sur l'excentrique par les chiffres 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Comme l'indique la figure, et comme cela doit avoir lieu en effet, les positions 1, 4, 7 sont transitoires et n'existent réellement que pour la machine en repos ; pour le mouvement il n'y a que quatre positions, savoir :

L'introduction et l'exhaustion ouvertes. . . . . 2 ou 5
L'introduction fermée et l'exhaustion ouverte. . . . . 3 ou 6

Pratiquement, la figure F devient la figure G, dans laquelle B représente l'extrémité de la tige

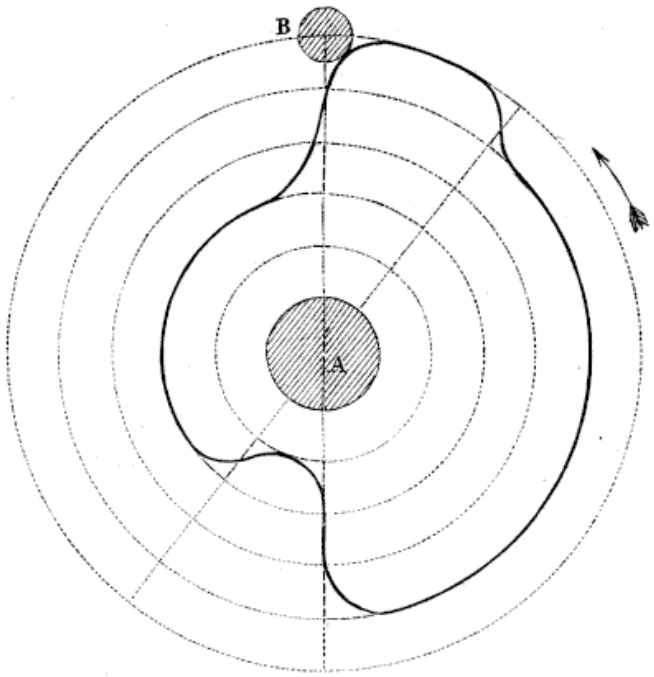


Fig. G.

du tiroir pesant constamment sur l'excentrique ; les angles sont alors arrondis pour permettre le soulèvement de B et son passage, sans choc, d'une position à une autre.

Les mécaniciens qui emploient ce genre de détente ont modifié la forme de leur excentrique, afin que les diamètres soient tous égaux entre eux : le but de cette modification est d'éviter les secousses du tiroir qui résultent inévitablement de l'emploi de l'excentrique de la figure G. Nous pensons que ces modifications ne doivent avoir d'autre résultat que de rendre moins exact le mode de fonctionnement de l'appareil, trop heureux si elles ne produisent pas des rentrées de vapeur à la fin de la course.

D'autres ont tâché de rendre la détente variable au moyen de ces excentriques, en les composant de deux parties, dont une mobile; la fig. 11 (pl. 10) représente une disposition de ce genre employée par M. Tamizier. A étant l'arbre moteur, *b* est un pignon servant à manœuvrer la portion de roue *c* fixée sur une came mobile destinée à varier l'angle α (fig. F) de l'introduction.

§ II. — Mouvements par déclics.

On emploie tantôt le déclic *à règles* (pl. 11, fig. 8), tantôt le déclic *à chiens* (pl. 12, fig. 1, 2 et 3). Dans les deux cas, le mouvement est transmis par la tige de la pompe à air agissant, par intermittence, sur de forts leviers appelés *manettes* de la distribution. Ces manettes sont montées sur des arbres auxquels elles communiquent un mouvement circulaire alternatif, qui se trouve

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

transformé en celui rectiligne alternatif des distributeurs par l'intermédiaire de leviers, bielles et tiges.

Le nombre des manettes, qui est égal à celui des arbres, varie suivant l'espèce et le genre des machines. Quand les machines sont sans détente, à simple ou à double effet, il n'y a jamais que deux manettes et deux arbres. Quand les machines sont à détente, il y a autant de manettes et d'arbres que de distributeurs : ainsi, à simple effet, il y a trois manettes, et, à double effet, il y en a quatre. Cela tient à ce que, dans ce cas, les fermetures et ouvertures des différents distributeurs ont lieu à des moments différents, comme nous le verrons tout à l'heure.

On nomme *déclics* des appareils de suspension momentanée de certaines pièces dans certaines positions ; ce sont généralement des crochets (pl. 11, fig. 10) faciles à décrocher, et retenant un arbre muni d'un levier et sollicité par un fort contre-poids. Nous allons étudier avec soin ces appareils.

Déclics à règles.

Soit H (pl. 11, fig. 8) une règle dont l'extrémité inférieure est assemblée, à charnière, avec un patin en fonte fixé sur le sol, et soudée à un levier dont l'extrémité est assemblée à une bielle I, portant un contre-poids.

Soient M, N deux arbres munis chacun d'une bague à crochets opposés (voir, sur une plus grande échelle, A, B de la fig. 10), contre laquelle viennent s'appuyer deux tasseaux T T′, fixés à la règle H.

Soient E, E′ les manettes, et I′, I″ deux bielles de contre-poids suspendues aux extrémités des leviers L, L, fixés aux extrémités des arbres M et N.

Comme la figure l'indique, la manette E et le levier L, bien que sollicités par le contre-poids la première à monter, le second à descendre, sont maintenus en place par la bague à crochet de l'arbre M, portant sur le tasseau T de la règle H.

Soit maintenant soulevée la tige F de la pompe à air ; le taquet G′ vient choquer la manette F′ et la soulève. Le crochet de la bague de l'arbre N éloigne insensiblement le tasseau T′, et, si les épaisseurs extrêmes des crochets sont proportionnelles aux distances des tasseaux au centre d'oscillation de la règle, il arrive que, au moment où le crochet N devient horizontal, le crochet M lâche prise, et le contre-poids I″ fait décrire un arc de cercle à la manette E. Pendant ce temps-là, le crochet N s'engage sous le tasseau T′. Réciproquement, si on fait descendre la tige F de la pompe à air, le taquet G, frappant sur la manette E déplacée, la ramène dans la position de la figure, et le crochet M opère sur le tasseau T, de la même manière qu'avait opéré, le coup précédent, le crochet N sur le tasseau T′. La manette E′ retombe, dans la position de la figure, sous l'influence du contre-poids I′, et ainsi de suite.

Pour appliquer ce système de déclic à la distribution d'une machine à vapeur, il suffit de mettre chacun des arbres en communication avec les distributeurs. D'après ce que nous avons dit plus haut, puisqu'il n'y a que deux arbres, la machine est sans détente.

Supposons-le à double effet et à soupapes.

En principe, l'action des soupapes est pour ouvrir instantanément les soupapes, et le soulèvement graduel des manettes est pour les fermer.

D'après ce, puisque la manette E descend quand la tige de la pompe à air descend, il en résulte qu'elle est destinée à fermer l'introduction dans le haut et l'exhaustion dans le bas du cylindre, le taquet G étant placé de manière à n'arriver en G′ que quand le piston à vapeur est à la fin de sa course. Si A et B représentent les bielles de transmission du mouvement à ces soupapes, on a : A, bielle de la soupape d'exhaustion du bas ; B, bielle de la soupape d'introduc-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tion du haut. On en conclut pour l'arbre N : C, bielle de la soupape d'introduction du bas ; D, bielle de la soupape d'exhaustion du haut.

La position des bielles des soupapes n'est pas indifférente; il faut prévoir le cas où les taquets G, G′ conduiraient leurs manettes trop loin. A cet effet, on considère que les bielles sont à l'extrémité de leur course quand l'axe de la charnière d'assemblage, avec la bague à levier de l'arbre, est en ligne droite avec le centre de l'arbre et l'axe de la charnière de l'extrémité opposée (voir la figure). De cette manière, il arrive, en effet, que, si les manettes vont trop loin, il y a réouverture des soupapes par retour des bielles, ce qui n'est qu'un inconvénient momentané et facile à réparer, tandis que, s'il en était autrement, le forçage des manettes réagirait sur les anneaux de contact des soupapes et briserait quelque chose.

D'après le mode d'action des taquets G et G′ sur les manettes, on conçoit déjà une des limites de la course de ces pièces. L'autre se détermine de deux manières, savoir : 1° en limitant la chute des contre-poids; 2° en employant des bagues à courroies K, K′ (fig. 8 et 12).

La première méthode n'est pas employée, à notre connaissance du moins; la seconde, qui est toujours employée, exige l'addition d'une limite à la course des contre-poids, par prévoyance du cas où une des courroies viendrait à casser. A cet effet, au lieu de laisser les contre-poids librement suspendus à l'extrémité de leur tringle, on les munit d'une queue à axe autour duquel ils oscillent verticalement. Cette disposition présente, en outre, l'avantage d'empêcher les oscillations transversales que ne manqueraient pas de prendre ces pièces à chaque changement de position, oscillations dont la conséquence est une prompte détérioration des charnières.

La fig. 8 représente, sur une échelle de $^1/_{30}$, un mouvement de soupapes à déclic par règle, pour machine de 500 chevaux, à double effet, sans détente.

Déclics à chiens.

Les fig. 9, 10, 11 (pl. 11) représentent les trois espèces de chiens au moyen desquels on arrête les bagues à crochets. Chacun d'eux est muni d'un contre-poids suspendu à la partie inférieure *a*, et servant à le tenir constamment en contact avec les bagues.

Les fig. 1, 2 et 3 (pl. 12) représentent, sur une échelle de $^1/_{30}$, un mouvement de soupapes à déclic, par chiens, pour une machine de 500 chevaux, à double effet et à détente.

Chaque soupape a son arbre et sa manette. Le mode d'action des chiens est absolument le même que celui des règles; la forme seule des manettes de détente change; elle est telle, que les taquets qui les ont abattues puissent continuer leur chemin jusqu'à la fin de la course du piston.

Les parties A, B, C, D de la fig. 1, qui ont été hachurées, représentent les emplacements des bagues à levier des bielles A, B, C, D des soupapes, et on a, comme précédemment :

A, bielle de la soupape d'exhaustion du bas;
B, bielle de la soupape d'introduction du haut;
C, bielle de la soupape d'introduction du bas;
D, bielle de la soupape d'exhaustion du haut;
E, E″, manettes d'exhaustion;
E′, E‴, manettes d'introduction et de détente;
F, tige de la pompe à air;
G, G′, G″, G‴, taquets des manettes E, E′, E″, E‴, affectées des mêmes signes;
H, H′, H″, chiens;
I, I, contre-poids;
K, K, K, K, bagues à courroies pour régler les ouvertures des soupapes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE XI.

MODÉRATEURS DE LA DISTRIBUTION.

Les modérateurs sont des appareils destinés à proportionner la puissance aux variations qui se manifestent dans la résistance moyenne ou réciproquement.

A cet effet, il en est qui agissent en augmentant les résistances quand la puissance devient prépondérante; il en est d'autres, au contraire, qui modifient la puissance selon les quantités de travail absorbées par la résistance.

Les modérateurs des machines à vapeur sont de cette dernière classe. Le plus généralement employé est le modérateur de Watt, qui se compose de deux pièces, savoir : un pendule conique à force centrifuge (pl. **11**, fig. **14** et **15**) et une valve de gorge.

Nous rappellerons successivement la théorie sur laquelle cet appareil est basé :

Deux choses sont à déterminer dans le pendule conique, savoir : la *vitesse de rotation* et le *poids des boules*.

1° *Vitesse de rotation*.

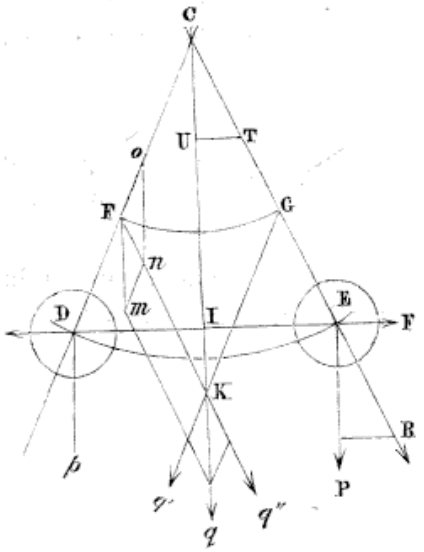


Fig. A.

Soient C (fig. A) le centre du cône dont C D, C E sont les génératrices mobiles ;

P, le poids de chacune des boules ;

F, la force centrifuge résultant de la vitesse de rotation des boules.

Pour l'équilibre, pendant la rotation, il faut que P et F aient, pour résultante, une force R, dirigée suivant C E, auquel cas on a :

$$R = \sqrt{P^2 + F^2}.$$

Les deux triangles C I E, P E R semblables donnent :

$$P : F :: CI : IE :: l : r.$$

D'où :
$$F = \frac{Pr}{l}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Soit t la durée d'une révolution de la boule exprimée en secondes; la vitesse de cette boule est :

$$v = \frac{2\,\pi\,r}{t}.$$

On a, en mécanique, pour expression de la force centrifuge :

$$F = \frac{m\,v^2}{r},$$

m est la masse des poids P, et par conséquent égal à $\frac{P}{g}$; g est l'intensité de la pesanteur = $9^m,81$, et π est égal à 3,1415926.

On déduit de là l'équation :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$F = \frac{P}{g r} \times \frac{4\,\pi^2 r^2}{t^2} = \frac{P}{g} \times \frac{4\,\pi^2 r}{t^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Comparant entre elles les équations (1) et (2), nous en déduisons :

$$\frac{Pr}{l} = \frac{P}{g} \times \frac{4\,\pi^2 r}{t^2}.$$

D'où :

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{g} \times \frac{4\,\pi^2}{t^2},$$

$$g\,t^2 = 4\,\pi^2\,l;$$

et :

$$t = 2\,\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Pour le pendule ordinaire on a :

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

On en déduit que :

Le temps d'une révolution du pendule conique est double du temps d'une oscillation du pendule simple.

Ainsi la vitesse de rotation du pendule conique n'est pas arbitraire ; elle doit être, pour le repos, telle que les boules fassent un tour quand le pendule ordinaire de même longueur fait deux oscillations.

On peut déterminer cette condition soit pratiquement, soit théoriquement.

Pratiquement, en munissant l'arbre qui communique le mouvement au pendule conique d'une poulie à différents diamètres ; celui pour lequel les boules ne s'écartent pas, mais sont sur le point de s'écarter pendant le mouvement de la machine, est le bon.

Théoriquement, on a, pour un pendule ordinaire, dont la longueur est l, comparé au pendule à seconde dont la longueur est L, n et N représentant le nombre d'oscillations dans le même temps :

$$n : N :: \sqrt{L} : \sqrt{l}.$$

D'où :

$$n = \frac{N \sqrt{L}}{\sqrt{l}}.$$

Et pour le pendule conique :

$$n' = \frac{N \sqrt{L}}{2 \sqrt{l}}.$$

Pour le pendule à seconde, on a : $L = 0^m,9938$,

$N = 60$ par minute.

On a donc, pour le pendule conique : $n' = \frac{60 \sqrt{0,99384}}{2 \sqrt{l}} = \frac{29,88}{\sqrt{l}}$.

Connaissant n', on obtient l, et réciproquement.

2° *Poids des boules.*

Quand v augmente, F augmente, les boules s'écartent, r augmente et K monte. Soit q la résistance opposée par le manchon supporté par le point K et chargé de mouvoir la valve de gorge.

Décomposons q en deux, q et q', dirigées suivant K G et K F, et transportons les points d'applications de ces forces en F et en G.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Là elles peuvent se décomposer en deux, savoir : pour q'' une verticale dirigée suivant F m, et une dirigée suivant F C, détruite par le point fixe C; de même pour q'.

L'angle m F K étant égal à l'angle q K q'', et la droite $m\ q$ étant parallèle à F q'', la figure F $m\ q$ K est un parallélogramme, donc q K = F m, et on a :

$$\text{F } m = q.$$

Décomposons F $m = q$ en deux autres parallèles, savoir :

p appliquée en D;

p' appliquée en C et détruite par la résistance du point fixe.

On a pour p :

$$p : q : : \text{F C} : \text{F D};$$

d'où :

$$p = q\,\frac{\text{F C}}{\text{F D}};$$

p s'ajoute donc à P, mais n'influe en rien sur la masse qui produit la force centrifuge.

L'équation (1) devient :

$$\text{F}' = \frac{(\text{P} + p)\,r}{l},$$

et comme on a :

$$\text{F}' = \frac{m\,v'^2}{r},$$

on obtient :

$$\frac{(\text{P}+p)\,r}{l} = \frac{m\,v'^2}{r},$$

remplaçant m par $\frac{\text{P}}{g}$, et v'^2 par $\frac{4\,\pi^2\,r^2}{t'^2}$, il vient :

$$\frac{(\text{P} + p)\,r}{l} = \frac{\text{P}}{g} \times \frac{4\,\pi^2\,r^2}{t'^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

d'où :

$$t' = \sqrt{\frac{\text{P}}{\text{P}+p}} \times 2\,\pi\,\sqrt{\frac{l}{g}}.$$

Soit proposé, maintenant, d'éliminer t'.

Pour cela, prenons un point T, pour lequel on a T U = 1, il vient :

$$\text{Circ. T U} = 2\,\pi.$$

Si v'' est la vitesse de ce point, on a :

$$v'' = \frac{2\,\pi}{t'},$$

et :

$$v''^2 = \frac{4\,\pi^2}{t'^2};$$

remplaçant $\frac{4\,\pi^2}{t'^2}$ par sa valeur v''^2 dans l'équation (4), nous obtenons :

$$\frac{\text{P} + p}{l}\,r = \frac{\text{P}r}{g}\,v''^2,$$

d'où :

$$\text{P} + p = \frac{l\,\text{P}\,v''^2}{g},$$

et :

$$\text{P} = \frac{p\,g}{l\,v''^2 - g}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

v'' est la vitesse angulaire.

Pour déterminer v'', soit V la vitesse de régime du point T, et soit posé :

$$v'' = \frac{(m+1)\,V}{m},$$

m étant au nombre entier positif ; il vient alors, pour expression du poids des boules :

$$P = \frac{p\,g}{l\frac{(m+1)^2}{m^2}V^2 - g}.$$

La valeur de V se détermine de la manière suivante :

Soit n' le nombre de tours par minute, déduit de la formule (4), on a :

$$V = \frac{2\,\pi\,n'}{60} = \frac{\pi\,n'}{30}.$$

Si nous substituons pour V cette valeur dans l'expression de P, nous obtenons enfin :

$$P = p\frac{g}{l\frac{(m+1)^2}{m^2}\frac{\pi^2\,n'^2}{900} - g}. \qquad (6)$$

Dans cette équation, tout est connu, excepté P.

Soit pour exemple :

$$l = 0^m,50$$
$$p = 2/3\,q$$
$$q = 5 \text{ kil.}$$
$$n' = \frac{29,88}{\sqrt{0,50}} = 42 \text{ tours.}$$
$$g = 9,81$$
$$\pi = 3,1415926$$
$$m = 10$$

il vient :
$$P = \frac{2}{3} \times 5\frac{9,81}{0,5 \times \frac{121}{100} \times \frac{(3,14)^2 \times (42)^2}{900} - 9,81} = 17^k,400.$$

Jamais, en pratique, on n'a recours à cette formule pour déterminer le poids des boules du pendule conique, non-seulement parce qu'elle est inconnue aux mécaniciens, mais encore parce qu'on ignore toujours quelle est la charge exacte du manchon ; la méthode la plus généralement employée consiste à faire les boules creuses et à y couler du plomb jusqu'à ce que l'accélération de vitesse réagisse sur le manchon.

Quand on ne veut pas s'assujettir à cette précaution et préfère déterminer, *à priori*, le poids des boules, on obtient un pendule conique qui tantôt fonctionne bien, tantôt fonctionne mal ; c'est l'incertitude dans laquelle on est sur ses résultats, dans ce cas, qui a suggéré à Molinié l'idée de le remplacer par un modérateur à soufflets.

L'appareil de M. Molinié n'a qu'un défaut, c'est d'être fort cher ; du reste, il fonctionne parfaitement. Sa durée est-elle grande, c'est ce que nous ne pouvons affirmer, attendu que c'est un soufflet en cuir, qu'il faut éloigner, autant que possible, de la chaleur. Le pendule conique, sur ce point, a l'avantage, parce qu'il ne s'use pas, ou à peu près pas.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE XII.

CYLINDRES ET CORPS DE POMPES.

Nous comprenons sous cette dénomination la série des pièces alésées cylindriquement pour recevoir un piston se mouvant dans leur intérieur.

De tous les cylindres et corps de pompes, le plus difficile à exécuter est le cylindre à vapeur (pl. 12, fig. 4, 5, 6).

Quand les machines sont à tiroir en coquille (pl. 12, fig. 4, 5), il est muni de conduits pour la vapeur qui se coulent avec lui.

Quand les machines sont à tiroir à garniture (pl. 11, fig. 1) ou à soupapes (pl. 12, fig. 6), ces conduits n'existent plus ; mais alors ce sont généralement de grands diamètres et de grandes courses qui augmentent la difficulté de construction.

Dans les cylindres, pour tiroir en coquille, il est important de donner aux conduits des sections égales à celles des lumières ; pour cela, au lieu de leur donner même largeur et même épaisseur qu'à ces dernières, ce qui nécessiterait des noyaux très-minces et occuperait trop de place extérieurement, on leur donne moins de largeur et plus d'épaisseur.

Le conduit de l'exhaustion est celui qu'il est le plus difficile de faire suffisamment grand ; alors on prend un peu sur l'épaisseur du cylindre, ce qui se fait bien aussi pour les autres conduits, et, autant que possible, on permet à la vapeur de s'échapper des deux côtés (fig. 5).

Quand un cylindre est alésé assez profond pour qu'il n'y ait plus de soufflures apparentes, on tourne les parties extérieures des brides destinées à recevoir le fond et le couvercle préalablement tournés aussi. Cette disposition a non-seulement l'avantage de supprimer l'emploi du plomb et du mastic pour faire la fermeture, mais encore de rendre le montage plus facile, l'axe du cylindre étant perpendiculaire aux plans de joint du couvercle et du fond.

Quand les cylindres atteignent deux mètres de hauteur environ, la distribution s'effectue soit au moyen de deux tiroirs, soit au moyen de soupapes. Dans les deux cas, l'arrivée de la vapeur dans le cylindre s'effectue par deux tubulures (pl. 12, fig. 6) dont l'une s'embranche dans le fond inférieur, si le cylindre est vertical, et dont l'autre vient à la fonte, près la bride supérieure du cylindre. Quand le cylindre est horizontal, les deux tubulures de distribution sont inhérentes au cylindre. Or, depuis que les machines fonctionnent à grande vitesse, on tend de plus en plus à élargir les orifices de distribution ; il résulte de là que les tubulures, en s'élargissant, présentent des surfaces planes d'autant plus susceptibles de casser sous l'action de l'épreuve à la presse hydraulique qu'elles sont moins armées. Si, par exemple, le côté de la tubulure en contact avec la bride du cylindre n'est pas relié par des entretoises avec le côté opposé, comme, pendant l'épreuve à la presse hydraulique, ce côté résiste non-seulement à la propre pression que la surface comporte, mais encore à une partie de celle que subit le couvercle, il est très-rare qu'il ne cède pas, et alors non-seulement la tubulure casse, mais encore, avec elle, le couvercle.

Pour éviter cet accident, ce qui convient le mieux, à notre avis, est d'emboîter suffisamment le couvercle dans le cylindre (fig. 6), de manière qu'il puisse résister seul à la pression d'épreuve et servir, en quelque sorte, d'armature à la tubulure, sur laquelle il porte en partie et avec laquelle il a deux ou trois boulons d'assemblage communs. L'emboîtage fort du couvercle dans le cylindre présente l'avantage de non-seulement fortifier la tubulure et l'empêcher de casser sous

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'influence de la pression d'épreuve, mais encore de faire arriver la vapeur en dessus ou en dessous du piston et non sur le côté, comme cela a lieu dans les cylindres à couvercles peu emboîtés, d'où résulte que le jeu qu'il convient de laisser dans le cylindre, aux extrémités de la course du piston, n'a d'autre but que de lutter contre l'usure des coussinets des pièces de la transformation des mouvements.

Quand les machines sont d'une certaine force, on emploie fréquemment des *chemises* ou *enveloppes*. Ce sont des cylindres en fonte, de diamètres supérieurs à ceux des cylindres qu'ils sont chargés de protéger, laissant entre eux et ces derniers un espace annulaire suffisant pour permettre à la vapeur de circuler. Les figures 1 (pl. 11) et 6 (pl. 12) représentent deux systèmes d'enveloppes assez détaillés pour que nous n'ayons besoin d'en donner aucune explication.

On considère diverses méthodes pour maintenir le cylindre chaud au moyen de la vapeur circulant dans une enveloppe. La meilleure, qui n'est pas la plus généralement employée, consiste à laisser séjourner dans l'enveloppe la vapeur qui s'y condense en réchauffant le cylindre.

Une autre méthode consiste (pl. 11, fig. 1) à faire circuler autour du cylindre la vapeur qui doit agir sur le piston. Il résulte de cette disposition qu'une partie de cette dernière, arrivant de la chaudière dans l'enveloppe, se condense, et, n'ayant pas le temps de déposer, est entraînée, par la vapeur non condensée, dans le cylindre, où elle se réchauffe au détriment de celle qui doit fonctionner après elle. Cette méthode est certainement vicieuse; cependant elle est assez fréquemment employée.

Une troisième méthode, qui a été proposée par M. Saulnier (de la Monnaie), et n'a pas longtemps figuré dans les machines à vapeur, consistait à faire circuler dans l'enveloppe la vapeur sortant du cylindre ; il en résultait que, comme cette dernière, en se dilatant, perd de sa température, elle produisait l'effet opposé à celui qu'on en attendait, et, au lieu de réchauffer la vapeur motrice, elle la refroidissait, et cela d'autant plus fortement quand la machine était à condensation.

On a beaucoup écrit sur l'usage des enveloppes dans les machines à vapeur. Tantôt on les a condamnées, tantôt on les a prônées. A notre avis, il est certain que les enveloppes chauffées par de la vapeur spéciale doivent contribuer à l'économie du combustible, mais cela ne suffit pas, et il est bon d'ajouter encore à l'enveloppe de vapeur soit une enveloppe d'air, comme le fait M. Farcot, soit une enveloppe en bois, garnie ou non garnie de substances non conductrices, comme le font beaucoup d'industriels.

CHAPITRE XIII.

PISTONS.

Les pistons sont des obturateurs mobiles dans l'intérieur des cylindres et corps de pompes. A cet effet, ils se composent de deux parties principales, savoir : le *corps* et la *garniture*.

Le *corps* est une cloison dont le contour affecte à peu près exactement la section intérieure du cylindre dans lequel il se meut, et dont l'épaisseur varie suivant le système de garniture dont il est muni.

La *garniture* est une composition essentiellement élastique et uniformément répartie sur le contour du corps dont la pression sur la paroi du cylindre dans lequel se meut le piston est suffisante pour rendre tout à fait hermétique la séparation des deux milieux interceptés.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On distingue trois espèces de pistons, savoir : les *pistons à vapeur ;* — les *pistons à eau ;* — les *pistons à air.*

§ 1. — Pistons à vapeur.

Le corps des pistons à vapeur est toujours métallique. Généralement il se construit en fonte et se compose de deux pièces, savoir : la *boîte* et le *couvercle.*

La boîte est un disque muni, en son milieu, d'un renflement suffisant pour contenir la douille conique d'assemblage du piston avec sa *tige ;* le contour de ce disque est disposé de manière à recevoir la garniture qui lui est destinée.

Le *couvercle* est un autre disque également percé en son milieu, mais non muni de renflement, servant à maintenir en place la garniture de la boîte.

Les formes et dimensions des boîtes et chapeaux varient singulièrement suivant les garnitures.

Garnitures de chanvre. — Dans l'origine des machines à vapeur, alors qu'on n'utilisait la force de cette dernière qu'à basse pression, c'est-à-dire à une température ne dépassant jamais 122°, les garnitures de pistons se faisaient en *chanvre* tressé (pl. 13, fig. 1 et 2). Dans ce cas, la boîte était munie d'une paroi verticale cylindrique autour de laquelle on répartissait uniformément les tresses de chanvre sur une épaisseur suffisante ; ensuite on posait le couvercle muni d'un rebord cylindrique intérieurement et en doucine à l'extérieur, de telle sorte que, quand on fermait la boîte, les étoupes se trouvaient refoulées vers leur contour extérieur et réagissaient plus énergiquement contre le cylindre.

La boîte s'assemblait avec le couvercle au moyen de boulons taraudés dans la fonte, à la jonction des nervures servant à relier le renflement du milieu de la boîte avec sa paroi cylindrique.

Ces pistons, qui figurent encore aujourd'hui dans beaucoup de machines, notamment celles à basse pression, fonctionnent parfaitement, si le cylindre est sans soufflures et si la température de la vapeur n'est pas trop élevée. Dans le cas contraire, il faut changer souvent les garnitures, et alors il devient préférable d'avoir recours à un autre système.

Garnitures mixtes. — Pour éviter l'influence destructive des soufflures sur les garnitures de chanvre dont on était satisfait sous tous les autres rapports, on a imaginé les pistons à garniture mixte de chanvre recouvert de cercles en fonte (fig. 3 et 4). Dans ce cas, afin de donner plus d'élasticité à la garniture, on a soin de tourner les cercles d'un diamètre plus considérable que celui qu'ils doivent avoir une fois posés ; puis, quand on les a tournés sur les quatre faces, on les coupe à la longueur nécessaire pour entrer dans le cylindre, ce qui nécessite deux cercles, attendu que, avec un seul, la vapeur filerait entre les deux extrémités rapprochées.

On remarque, dans la figure, que les boulons, au lieu d'être vissés dans la fonte, comme précédemment, sont reçus par des écrous en fer logés dans l'épaisseur de la boîte. Cette disposition est infiniment préférable, attendu que la fonte ne se prête généralement pas aux filets de vis. On remarque que, dans la figure, le couvercle est surmonté d'un disque mince affleurant la tête des boulons. D'ordinaire, on empêche les boulons de se desserrer en plaçant entre eux un petit cercle en fer, assemblé à vis avec le couvercle du piston. Nous y avons substitué avec avantage ce disque en fonte qu'il suffit de poser de manière que ses trous correspondent aux têtes des boulons, et qui présente, en outre, l'avantage d'économiser, à chaque coup de piston, un petit volume de vapeur qui, dans l'autre cas, est perdue.

Les pistons à garniture mixte sont employés, depuis nombre d'années, dans l'usine du Creusot. Pendant un temps, M. Stephenson les a appliqués à ses locomotives ; on lui en a même attribué, à tort, l'invention. Aujourd'hui on y a renoncé à peu près partout, et on leur a substitué

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les pistons à garnitures métalliques. Nous pensons cependant qu'il est des cas où ils doivent être préférés à tous les autres, à quelque pression qu'ils fonctionnent ; c'est quand les machines sont destinées à des localités manquant de mécaniciens, car la réparation des pistons à garnitures métalliques est quelquefois très-difficile.

Garnitures métalliques. — Il existe un grand nombre de systèmes de garnitures métalliques pour les pistons; il en est, parmi, de fort bonnes, comme il en est de médiocres, mais, en général, elles laissent toutes un peu à désirer.

Les fig. 5 et 6 représentent un piston à garniture métallique, consistant en deux anneaux superposés et composés chacun de quatre segments égaux, que pressent intérieurement des ressorts à boudin, dont ils sont séparés par des cercles coupés qui répartissent uniformément la pression.

Ce système de garniture, qui est fort employé, présente l'inconvénient de s'encrasser assez facilement, ce qui anéantit insensiblement l'action des ressorts à boudin et nécessite un renouvellement assez fréquent de ces pièces. Il est bon de dire cependant que l'usage des cercles intérieurs les garantit quelque peu de cet encrassage.

Les fig. 1 et 2 (pl. 14) représentent un système analogue de piston dans lequel les cercles intérieurs ont été remplacés par de petits cylindres, légèrement coniques et agissant directement sur les plans de joint des segments. Cette disposition, plus coûteuse, sans contredit, que la précédente, permet, il est vrai, aux ressorts d'exercer plus directement leur action sur les segments, mais ne diminue pas sensiblement la formation de la crasse provenant de l'huile qui se filtre dans les joints et s'y dessèche.

Les fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 (pl. 14) représentent en détail un système de piston à coins, dont le principal mérite est de ne laisser jamais de jeu entre les joints des segments. Il résulte de cette disposition que l'introduction de l'huile dans l'intérieur est beaucoup plus difficile qu'avec les pistons précédents ; de plus, la surface convexe de la garniture étant sans interruptions, il est inutile d'avoir deux rangs d'anneaux superposés ; aussi n'en met-on qu'un seul.

Le reproche que l'on peut adresser à ce genre de piston, c'est de n'être pas d'un posage facile, parce qu'il faut qu'il y ait égalité parfaite entre les diamètres intérieur du cylindre et extérieur de la garniture pour que les choses se passent comme nous les avons définies. En outre, les actions des coins sur le cylindre rayent la surface de ce dernier, ce qui est un grand vice, parce qu'alors il ne s'agit plus de piston à réparer, mais bien de cylindre à changer, opération longue et fort coûteuse.

Les fig. 7 et 8 (pl. 13) représentent un système très-ingénieux de piston à coins fort employé et ne présentant pas, comme le précédent, l'inconvénient de rayer le cylindre. Mais alors, il y a deux étages de garniture, munis chacun d'un ressort seulement et composés de deux cercles concentriques à coins ; ces cercles sont d'épaisseurs croissantes depuis le milieu jusqu'au contact des coins et réagissent l'un sur l'autre.

Ce système de garniture présente, sur tous les précédents, l'avantage de n'avoir que deux fentes verticales extérieures qui, comme dans le cas précédent, sont hermétiquement fermées par les coins. C'est sans contredit un des meilleurs systèmes de garniture.

Les fig. 9 et 10 (pl. 13) représentent un système de garniture composée de deux cercles élastiques et concentriques remplissant à la fois les fonctions de segments et de ressorts. Nous ne connaissons pas d'application de ce système, mais nous pensons que, s'il ne craint pas l'encrassage de l'huile, en revanche il n'offre pas de garanties suffisantes sous le rapport de l'obturation.

Les fig. 11 et 12 représentent un système de piston à garniture annulaire, composée de deux

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

doubles rangs de segments superposés, dont les ressorts, au lieu d'être à boudin, se composent de lames courbes analogues aux ressorts des voitures. Ce système de garniture, qui est spécialement employé pour pistons de grands diamètres, n'est pas mauvais et peut lutter avantageusement avec la disposition des fig. 7 et 8, qui, dans ce cas, serait trop lourde et peut-être insuffisante.

Les fig. 11 et 12 (pl. 14) représentent le système de piston employé par MM. Sharp et Robert pour locomotives.

Les fig. 13 et 14 représentent le système de piston employé par M. Stephenson aussi pour locomotives.

Les fig. 15 et 16 représentent le système de piston employé par M. Pauwels pour machines à rotation au-dessous de 30 chevaux.

Il existe encore un grand nombre d'autres dispositions plus ou moins ingénieuses, mais différant généralement peu de celles que nous venons de passer en revue.

§ II. — Pistons à eau.

Les pistons à eau sont de deux espèces, savoir : les *pistons pleins*, les *pistons à clapets*.

Les pistons pleins se subdivisent eux-mêmes en deux catégories, savoir : les *pistons sans garniture*, les *pistons à garniture*.

Les *pistons pleins, sans garniture*, que l'on nomme aussi plongeurs, sont des cylindres tantôt pleins et assemblés à leur tige par une douille droite ou à charnière, tantôt creux et assemblés à leur tige au moyen d'une charnière (pl. 14, fig. 17), se mouvant dans un *stuffing-box* disposé de manière à intercepter la communication entre l'intérieur du corps de pompe et l'air extérieur.

Les *pistons pleins, à garniture* (fig. 18), consistent simplement en un disque en fonte ou bois, d'une certaine épaisseur, dont la surface convexe est creusée d'une gorge pour recevoir une garniture de chanvre destinée à se mouvoir dans un cylindre alésé intérieurement. Ce disque est percé, suivant son axe, d'un trou cylindrique ou conique destiné à recevoir la queue d'une tête de charnière pour l'assemblage avec la tige, ou l'extrémité de la tige elle-même, suivant les cas.

Les *pistons à clapets* se construisent d'un grand nombre de manières différentes, suivant l'importance de la pompe dans laquelle ils doivent servir.

Pour pompes dont le diamètre ne dépasse pas 20 centimètres, on emploie la disposition de piston représentée dans les figures 18, 19 et 20 (pl. 13), dans laquelle le corps est en fonte, la garniture en cuir emboutie et serrée par un écrou annulaire, et le clapet en cuir et tôle assemblés à vis. On emploie également la disposition représentée dans les fig. 21, 22, 23, 24 (pl. 14), dans laquelle le corps et le clapet sont métalliques, tandis que la garniture est en chanvre.

Enfin on emploie, dans les pompes communes, la disposition représentée daus les fig. 25, 26, 27, 28 (pl. 13), dans laquelle le corps est en bois, la garniture en cuir et le clapet en cuir et plomb assemblés.

Quand le diamètre dépasse 20 centimètres, on emploie quelquefois la disposition représentée en détail dans les fig. 19, 20, 21, 22, 23 (pl. 14), dans laquelle le corps est en métal, la garniture en cuir découpé et les clapets en cuir et plomb assemblés à boulons.

Pour pompes dites à air employées dans les machines à vapeur, on fait usage de la disposition représentée en détail dans les fig. 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31 (pl. 14), dans laquelle le corps et les clapets sont métalliques et la garniture en chanvre.

§ III. — Piston à air.

Les fig. 13, 14, 15, 16, 17 (pl. 13) représentent en détail le système de piston le plus généra-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lement employé pour machines soufflantes. Dans ce piston, le corps est en fonte, et la garniture en cuir maintenue en place (fig. 15) par des segments en bois assemblés à boulons.

Les boulons traversent le piston de part en part et servent chacun au serrage des deux garnitures; au lieu de les faire à tête et écrou comme dans les cas ordinaires, on les fait à deux écrous, et on les munit, en leur milieu (fig. 16, 17), d'une petite saillie rectangulaire destinée à les assembler à *baïonnette* avec le corps (voir *a*, fig. 14). De cette manière, le serrage se faisant des deux côtés sur l'assemblage intérieur, si l'un des deux écrous vient à se desserrer, l'autre reste serré et maintient sa portion de garniture en place, ce qui n'aurait pas lieu si le boulon était à tête et écrou seulement.

La fig. 32 (pl. 14) représente une disposition de piston en bois et cuir que nous avons proposé pour les tubes propulseurs dans le système de chemins de fer atmosphériques. Ce piston se compose d'une série de disques en bois, de section un peu moindre que celle du tube, séparés les uns des autres par des bandes de cuir légèrement embouties extérieurement; le tout est relié par un ou deux boulons. Ce système est à la fois simple, léger et économique.

Pour machines à faire le vide dans les tubes propulseurs, on préfère les pistons pleins à garniture de chanvre aux pistons à garniture en cuir, à cause de l'échauffement qui se produit dans les cylindres par suite de la grande vitesse que l'on donne quelquefois au piston.

M. Cavé emploie, pour ses machines soufflantes, une disposition fort ingénieuse de piston qui le dispense de garnitures en cuir, tient parfaitement l'air, ne frotte pas, ne s'échauffe pas et n'exige aucun entretien.

Le piston consiste simplement (fig. A) en un disque creux en fonte, de même diamètre que le cylindre, moins $0^m,002$ ou $0^m,003$, dont la surface convexe est sillonnée de cannelures annulaires et carrées *a*, *b*, *c*, *d*, en nombre plus ou moins grand.

Il arrive, au moyen de cette disposition, que, si le piston monte, par exemple, et comprime l'air au-dessus de lui, cet air s'infiltre, en partie, entre la surface concave du cylindre et celle convexe du disque; mais, arrivé en *a*, il se dilate tout en comprimant légèrement celui qui y est contenu, et alors, d'une part, perd une portion de la force en vertu de laquelle il s'était infiltré, ce qui ralentit son mouvement, et, de l'autre, oppose une certaine résistance à celui qui tend à le suivre.

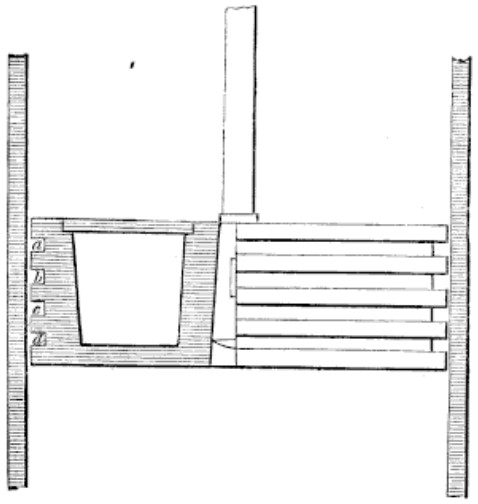


Fig. A.

Il résulte de là que l'air infiltré dans la cannelure *a* réagit successivement sur les cannelures *b*, *c*, *d* avec une force sans cesse décroissante, qui peut devenir nulle si le nombre des cannelures est suffisante. Donc, théoriquement, *le nombre des cannelures doit être proportionnel à la pression.*

M. Cavé a appliqué ce système de piston soufflant à un grand nombre de machines, notamment à un cylindre de 3 mètres de diamètre; il l'a expérimenté avec soin, et les résultats qu'il a obtenus sont, en tout point, conformes à la théorie. Une condition essentielle qu'exige l'emploi de ce système de piston, c'est que le cylindre soit parfaitement rond, ce qui s'obtient facilement aujourd'hui au moyen des alésoirs verticaux.

Si des essais sur l'application de ce système de piston aux cylindres pneumatiques des chemins de fer atmosphériques n'ont pas encore été faits, c'est sans doute parce qu'il est un peu connu. Nous sommes étonné, pour notre part, que M. Cavé, qui a exécuté la machine pneumatique du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

chemin atmosphérique modèle de Saint-Ouen, n'ait pas tenté d'y adapter sa disposition, car le même effet que ci-dessus se manifeste là en sens inverse; seulement la différence entre les pressions intérieure et extérieure pouvant être plus grande, le nombre des cannelures doit être plus considérable.

CHAPITRE XIV.

RÉGULATEURS.

Les régulateurs sont des appareils destinés à équilibrer, à chaque instant, les actions opposées de la puissance et de la résistance. Ils diffèrent des modérateurs de la distribution en ce que ces derniers ont pour but (page 173), *la résistance moyenne étant déterminée*, de proportionner la puissance aux variations qui se manifestent dans cette résistance ou réciproquement, tandis que les régulateurs ont pour but, *les quantités variables de puissance ou de résistance* qui doivent se succéder à chaque instant *étant déterminées*, d'absorber et restituer successivement les différences qui existent entre ces quantités variables de puissance ou de résistance d'une part, et la puissance ou la résistance moyenne d'autre part.

Si, par exemple, un moteur est destiné à mouvoir simultanément vingt métiers, il y a emploi du *modérateur* quand un métier cesse de fonctionner; il y a, au contraire, emploi du régulateur, si les quantités de puissance ou de résistance qui se développent à chaque instant ne sont pas constantes.

Les résultats apparents du modérateur et du régulateur étant identiques, puisqu'ils consistent tous deux dans le maintien de la vitesse entre deux limites déterminées, il arrive souvent que l'on confond les noms de ces deux appareils. Nous espérons que la définition comparative que nous venons d'en donner suffira pour bien établir dans l'esprit de nos lecteurs la différence qui existe entre eux.

Suivant la nature du moteur à régulariser, les dispositions et propriétés du régulateur varient. Pour machines à vapeur *à manivelles*, le régulateur exclusivement employé porte le nom de *volant*.

Le volant consiste en une masse pesante uniformément répartie à la circonférence d'une roue montée sur l'arbre principal de la machine ou sur tout autre communiquant avec ce dernier. Il agit, en vertu de son inertie, en absorbant et rendant successivement les différences qui existent entre les quantités de travail dépensées et absorbées à chaque instant.

THÉORIE DU VOLANT.

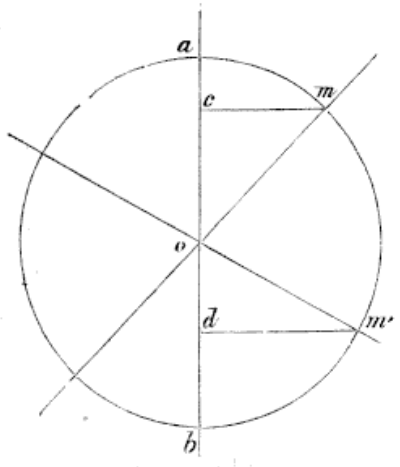


Fig. A.

Soient o (fig. A) le centre de la manivelle, $o\,a$ son rayon, et $a\,b$, par conséquent, la course du piston. On sait que, si p représente la puissance transmise par la bielle et q la résistance opposée par la manivelle tangentiellement à la circonférence décrite par son bouton, on a, pour des points m, m', etc., quelconques :

1° Au point m :

Moment de la puissance $p \times m\,c$;

Moment de la résistance $q \times o\,m$;

2° Au point m' :

Moment de la puissance $p \times m'\,d$;

Moment de la résistance $q \times o\,m$;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce qui indique que le moment de la puissance varie depuis le point a, où il est égal à zéro, jusqu'au point b, où il redevient égal à zéro, tandis que le moment de la résistance est constant et égal à $q \times r$, en désignant par r le rayon $o\,m$ de la manivelle.

On sait, en outre, que p exprimant l'effort moyen de la puissance et q l'effort moyen de la résistance, ces deux quantités sont liées entre elles par la relation :

$$p\,(a\,b + b\,a) = q \times 2\,\pi \times o\,a,$$

c'est-à dire :

$$p \times 4\,r = q \times 2\,\pi\,r,$$

d'où :

$$q = \frac{2\,p}{3{,}1416}.$$

Supposant la puissance et la résistance variables ou constantes, peu importe, de ce que le moment de la puissance varie entre zéro et $p \times r$, correspondant au milieu de la course, nous concluons qu'il existe deux positions du bouton de la manivelle pour lesquelles le moment de la puissance est égal à celui de la résistance. Soient m et m' ces deux positions, on a :

$$1^{o}\ p \times mc = q \times om;$$
$$2^{o}\ p' \times m'd = q' \times om.$$

Si la puissance et la résistance sont constantes, $p = p'$, $q = q'$, et $p \times mc = p' \times m'd$, c'est-à-dire $mc = m'd$, relation qui ne nous intéresse pas en ce moment. Soient :

v, la vitesse de rotation de la jante du volant, quand le bouton de la manivelle est en m;

v', la vitesse de rotation de la jante du volant, quand le bouton de la manivelle est en m';

P, le poids de la jante du volant ;

R, le rayon du volant pris à la circonférence, lieu géométrique des centres de gravité de la jante ;

g, l'intensité de la pesanteur $= 9^{m},81$.

Quand le bouton de la manivelle est en m, la force vive du volant est :

$$\frac{P}{g} v'.$$

De même, quand le bouton de la manivelle est en m', la force vive du volant est :

$$\frac{P}{g} v'^{2}.$$

La force vive gagnée par lui entre les points m et m' est, par conséquent,

$$\frac{P}{g}\left(v'^{2} - v^{2}\right). \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Soit u la vitesse moyenne, c'est-à-dire $\frac{2\,\pi\,R\,m}{60}$, en désignant par m le nombre de tours par minute, et posons :

$$v = u - \frac{u}{n},$$

$$v' = u + \frac{u}{n},$$

n étant une quantité positive et plus grande que 1.

Si nous remplaçons v et v' par ces valeurs dans l'expression (1), nous obtenons :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{P}{g}\left(u^2+\frac{2\,u^2}{n}+\frac{u^2}{n^2}-u^2+\frac{2\,u^2}{n}-\frac{u^2}{n^2}\right),$$

et en réduisant :

$$\frac{P}{g}\times\frac{4\,u^2}{n}.$$

Remplaçant u^2 par sa valeur $\frac{4\,\pi^2\,R^2\,m^2}{3600}$, nous obtenons enfin :

$$\frac{P}{g}\times\frac{4\,\pi^2\,R^2\,m^2}{n\times 900}.$$

Si T_m représente le travail absorbé par le volant pendant le parcours mm' du bouton de la manivelle, on a, en observant que le travail est moitié de la force vive correspondante :

$$T_m=\frac{2\,P\,\pi^2\,R^2\,m^2}{900\,gn}.$$

Substituant pour π et g leurs valeurs, et effectuant les calculs, nous obtenons :

$$T_m=0{,}00222\,\frac{P\,R^2\,m^2}{n}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Connaissant quatre des cinq quantités T_m, P, R, m, n, on obtient la cinquième au moyen de cette équation.

Dans les machines à vapeur où se donne généralement R, m et n, T_m se détermine, comme nous le verrons plus tard, dans la composition des parties, d'après le genre et la force de la machine ; P est l'inconnue, et on a, en substituant pour $\frac{1}{0,00222}$, sa valeur 450 :

$$P=\frac{450\,n}{R^2\,m^2}\,T_m. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

DIFFÉRENTS MODES DE CONSTRUCTION DES VOLANTS.

On distingue, en construction, plusieurs espèces de volants, savoir :

Les volants d'une seule pièce ;

Les volants de plusieurs pièces ;

Les volants articulés.

Les premiers s'emploient pour machines à vapeur ne dépassant pas 12 chevaux, force pour laquelle ils ont 3 mètres de diamètre.

Pour forces au-dessus de 12 chevaux, on emploie avec avantage les volants en deux ou trois morceaux. Ces derniers se moulent comme pour être coulés d'une seule pièce, puis, au moment de fermer le moule, on établit des séparations avec noyaux d'assemblage, au moyen de plaques de tôle disposées à cet effet.

Ces volants, outre qu'ils coûtent fort peu d'ajustage, présentent le grand avantage de pouvoir se transporter facilement.

L'assemblage des portions des jantes se fait au moyen d'un remplissage en fer à deux mortaises, et de deux clavettes également en fer. L'assemblage des portions de moyeu se fait au moyen de deux *frettes* placées, de chaque côté, en dehors.

Les volants articulés s'emploient particulièrement pour les grandes machines ; ces volants non-seulement coûtent fort cher d'assemblage, mais encore sont dangereux, en ce qu'ils ne présentent pas la même garantie de liaison intime des pièces que les précédents.

Dans ces volants, la jante est coulée en un ou plusieurs morceaux ; chaque bras est coulé tantôt séparément, tantôt avec le moyeu.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'assemblage de ces diverses pièces entre elles doit être tel que :

1° La jante ne puisse s'échapper des bras et causer des accidents;

2° L'ajustage des points de contact coûte le moins cher possible.

Les fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 (pl. 15) représentent, avec ses détails, un volant à jante en plusieurs pièces, et à bras coulés avec le moyeu. L'assemblage des portions de jante est, comme celui des volants en deux ou trois morceaux, à remplissage en fer muni de deux mortaises et clavettes.

L'assemblage des bras avec la jante se fait à queue d'hironde, parfaitement dressé et maintenu en place au moyen de boulons prenant à la fois dans les bras et la jante, munis tous deux d'oreilles à cet effet.

La fig. 3 représente une vue de face des oreilles ménagées dans les bras, et la fig 4 une vue, également de face, des oreilles ajoutées à la jante.

Les fig. 8, 9, 10, 11, 12 représentent, avec ses détails, un volant articulé qui diffère du précédent en ce que la jante est en deux pièces seulement, puis en ce que le moyeu et les bras, coulés ensemble, sont également en deux pièces. L'assemblage des deux portions de jantes a lieu au moyen de plaquettes, taillées en queues d'hirondes opposées, et de deux boulons. Celui des deux portions de moyeu a lieu au moyen de coins chassés dans l'intérieur de deux frettes situées de chaque côté. Enfin celui des bras avec la jante est à queue d'hironde, avec prolongement des bras dans la jante, pour éviter le déversement.

Les fig. 13, 14, 15, 16, 17 représentent, avec ses détails, un volant articulé dont le moyeu, les bras et la jante sont indépendants. Les figures indiquent assez clairement les divers assemblages pour que nous n'ayons pas besoin de les expliquer; c'est le système le plus coûteux qu'il soit possible d'adopter; malheureusement il est quelquefois indispensable quand les appareils sont considérables.

Les fig. 18, 19, 20, 21, 22 représentent, avec ses détails, un volant articulé analogue au précédent, mais en différant cependant en ce que tous les assemblages sont à mi-joints et à boulons. Ce système ne peut évidemment être employé pour de grandes forces; il doit donc être relégué pour les cas où les machines, de force au-dessous de 50 chevaux, doivent être transportées à de grandes distances et réduites au moindre poids possible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LIVRE SECOND.

Composition des parties des machines à vapeur.

Si l'on considère, chacune isolément, les diverses fonctions que doit remplir une machine à vapeur pour constituer un appareil complet, on trouve qu'elle se divise en sept parties principales et distinctes, savoir : la VAPORISATION la DISTRIBUTION, le TRAVAIL MOTEUR, la TRANSMISSION DU MOUVEMENT, la CONDENSATION, l'ALIMENTATION, le BATI.

Faire, à chacune de ces parties, l'application des principes de physique et de mécanique d'où leurs fonctions découlent ; déduire de ces principes les *dispositions*, *proportions* et *dimensions* les plus convenables à leur donner suivant la force motrice à transmettre, tel est le but de la composition des parties des machines à vapeur.

TITRE PREMIER.

VAPORISATION.

La vaporisation est la partie des machines à vapeur destinée à opérer la transformation de l'eau en vapeur. A cet effet, elle comprend deux appareils principaux, savoir :

Le *fourneau*, dans lequel se produit la cause de la vaporisation ; le *générateur*, dans lequel se produit l'effet de la vaporisation.

CHAPITRE PREMIER.

FOURNEAUX.

La chaleur étant la cause principale de la vaporisation, les fourneaux sont des appareils à production de chaleur par *combustion*. A cet effet, ils se composent de :

1° Un *foyer*, dans lequel a lieu la combustion ;

2° Des *carneaux*, dans lesquels s'effectue, partie par rayonnement et partie par contact, la transmission au générateur de la chaleur développée dans le foyer ;

3° Une *cheminée*, par laquelle a lieu le dégagement des gaz provenant de la combustion.

Avant de procéder à l'examen de chacun de ces appareils, nous croyons devoir entrer dan quelques détails sur la combustion.

ARTICLE PREMIER. — DE LA COMBUSTION.

La combustion est une opération chimique ayant pour but :

Tantôt la génération du calorique sensible,

Tantôt la préparation de gaz combustible,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tantôt la préparation de combustible fixe.

Elle consiste dans la réaction de l'oxygène de l'air sur les composants fixes et volatils des combustibles végétaux et minéraux.

Comme ces composants ne contiennent, indépendamment des impuretés minérales dont ils sont souillés, que du carbone, de l'hydrogène et de l'eau, les produits de la combustion sont tous gazeux.

L'air contenant, sur 100 volumes,

20,8 volumes oxygène,
79,2 volumes azote,

et les poids de 1 litre de chacun de ces gaz étant :

Oxygène. . . . 1ᵍ,437,
Azote. 1ᵍ,2577,

chaque kilogramme d'air employé à la combustion contient :

0ᵏ,23 oxygène utile,
0ᵏ,77 azote inutile;

d'où nous concluons que chaque kilogramme d'oxygène employé à la combustion entraîne avec lui $^{77}/_{23} = 3^{k},35$ d'azote inutile.

La capacité calorifique de l'eau étant 1, celles de l'air, de l'oxygène et de l'azote sont :

Air. 0,2669,
Oxygène. . . . 0,2361,
Azote. . . . . 0,2754.

Appelant *unité de chaleur* la quantité moyenne de chaleur nécessaire pour élever 1 kilogramme d'eau de 1 degré du thermomètre centigrade, nous voyons que :

1° Pour chaque kilogramme d'oxygène utilisé à produire la combustion, il y a chauffage de $3^{k},35$ d'azote inutile et perte de $3^{k},35 \times 0,2754 = 0,926$ d'unité de chaleur par degré du thermomètre centigrade compris entre la température de l'air introduit dans l'appareil de *combustion* et la température des gaz sortant de l'appareil de *chauffage*.

2° Pour chaque kilogramme d'*air* introduit inutilement dans l'appareil de combustion, il y a perte de 0,2669 d'unité de chaleur par degré du thermomètre centigrade compris entre les mêmes températures.

Quand on brûle du carbone et le convertit en *oxyde de carbone*, chaque kilogramme de combustible donne (Péclet, *Traité de la chaleur*) 1,386 unités de chaleur.

Quand on brûle la quantité d'oxyde de carbone contenant 1 kilogramme de carbone, on obtient de l'acide carbonique et 5,784 unités de chaleur.

Quand on convertit directement 1 kilogramme de carbone en acide carbonique, on obtient 7,170 unités de chaleur, c'est-à-dire 1,386 + 5,784, comme si l'opération avait lieu en deux fois.

Réciproquement, quand, par réaction de carbone en excès, on convertit en oxyde de carbone et oxygène la quantité d'acide carbonique contenant 1 kilogramme de carbone, on lui enlève et rend latentes les 5,784 unités de chaleur correspondant à la conversion de l'oxyde de carbone en acide carbonique. Il va sans dire que, d'un autre côté, on en produit 1,386 par la conversion de l'oxygène enlevé en oxyde de carbone.

Ainsi, d'une part, l'emploi de l'oxygène de l'*air*, pour opérer la combustion, a pour conséquence une perte de calorique plus ou moins abondante, résultant du chauffage de l'azote qui l'accompagne ; il importe donc que la quantité d'air injectée dans le foyer soit un *minimum*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

D'autre part, si l'oxygène est en excès, la combustion de 1 kilogramme de carbone produit 7,170 unités de chaleur; si, au contraire, le carbone est en excès, cette combustion ne produit que 1,386 unités de chaleur.

Tout le problème de la combustion opérée en vue d'obtenir le maximum d'effet utile se résume alors dans l'énoncé suivant, savoir :

Convertir les combustibles en gaz non combustibles, la quantité d'air employée à la combustion étant un minimum.

Quel doit être ce minimum? Peut-il être atteint, et, s'il ne le peut, convient-il mieux de pécher par excès que par insuffisance d'air employé à la combustion?

Pour résoudre ces différentes questions, nous ferons remarquer que, la composition de l'acide carbonique étant :

$$\begin{array}{r} 0{,}2736 \text{ carbone}, \\ 0{,}7264 \text{ oxygène}, \\ \hline 1{,}0000 \end{array}$$

La combustion de 1 kilogramme de carbone nécessite :

Pour produire de l'acide carbonique $\frac{0.7264}{0.2736} = 2^{k},655$ d'oxygène.

Pour produire de l'oxyde de carbone $\frac{2\,655}{2} = 1^{k},3275$ d'oxygène.

Le poids du mètre cube d'oxygène étant $1^{k},437$, le volume de ce gaz nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone est :

Pour produire de l'acide carbonique $\frac{2.655}{1.437} = 1^{m.c.},850$.

Pour produire de l'oxyde de carbone $\frac{1.85}{2} = 0^{m.c.},925$.

Comme, sur 100 volumes d'air, il y a 20.8 volumes d'oxygène, le volume d'air théoriquement nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone à zéro et sous la pression de $0^{m},76$ de mercure est :

Pour produire de l'acide carbonique $\frac{100 \times 1.85}{20.8} = 8{,}89$ mètres cubes, net : 9 mètres cubes.

Pour produire de l'oxyde de carbone $\frac{8.89}{2} = 4{,}445$ mètres cubes, net : 4,5 mètres cubes.

Quand le combustible ne contient, outre les impuretés minérales, que du carbone pur, la quantité d'air rigoureusement nécessaire à sa combustion complète peut donc être considérée comme égale à 9 mètres cubes, et celle rigoureusement nécessaire à sa conversion en oxyde de carbone comme égale à $4^{m.c.},50$.

Quand le combustible contient, outre les impuretés minérales et le carbone, des matières volatiles combustibles, comme ces matières sont en quantités variables, comme, en outre, ce sont des dissolutions plus ou moins saturées d'hydrogène et de carbone, il n'est pas utile de fixer *à priori* les quantités d'air rigoureusement nécessaires à la combustion de 1 kilogramme de matière. On peut admettre, sans erreur sensible, que, quelle que soit la composition du combustible, les quantités d'air nécessaires à la combustion intégrale sont constantes et égales à 9 mètres cubes.

Maintenant, comme l'hydrogène brûle toujours intégralement, tandis que le carbone brûle tantôt intégralement, tantôt à moitié seulement, il est clair que :

Quand l'hydrogène brûle avec insuffisance ou excès d'air, il y a toujours perte de calorique :

Quand le carbone ne produit, en brûlant, que de l'oxyde de carbone, il y a perte de calorique

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par combustion incomplète, et gain de calorique par non-chauffage de la quantité d'azote qui aurait accompagné l'oxygène nécessaire à la combustion complète. Il peut donc exister une température à laquelle la perte que l'on subit en faisant de l'oxyde de carbone n'est pas plus grande que celle que l'on subirait en faisant de l'acide carbonique. Pour apprécier cette température et les divers phénomènes qui se manifestent pendant la combustion, nous diviserons les combustibles en trois catégories, savoir :

1° Les combustibles à composant fixe;

2° Les combustibles à composants fixe et volatils;

3° Les combustibles gazeux résultant de la distillation des matières volatiles contenues dans les seconds et la demi-combustion des premiers.

§ 1. — De la combustion des combustibles à composant fixe.

Le combustible à composant fixe est tantôt un produit minéral naturel, tantôt un produit artificiel résultant de la distillation des combustibles végétaux ou minéraux.

Il se compose toujours de carbone mélangé de matières minérales incombustibles, telles que sels de potasse, soude, chaux, magnésie, fer, etc.

Quand il est un produit minéral naturel, il porte le nom d'*anthracite*.

Quand il est un produit artificiel, il porte les noms de :

Charbon de bois, s'il résulte de la distillation des combustibles végétaux;

Coke, s'il résulte de la distillation des combustibles minéraux;

Charbon de tourbe, s'il résulte de la distillation de la tourbe, composé moitié végétal, moitié minéral.

L'anthracite se distingue, comme combustible, par sa compacité.

Les produits de la distillation des combustibles à composants fixe et volatils se distinguent par leur porosité.

Il résulte de là que, tandis que, chez l'anthracite, la combustion est superficielle seulement, chez les autres elle est interne. Aussi convient-il de brûler l'anthracite en fragments assez petits pour que la surface en combustion soit maxima, mais pas assez petits pour que la circulation de l'air soit interceptée.

Quel que soit celui de ces deux combustibles employé, supposons un foyer chargé de combustible fixe incandescent et consommant seulement $4^{m.c.},50$ d'air par kilogramme de carbonebrûlé.

Nous avons dit que, dans ce cas, la quantité d'unités de chaleur produites par la combustion de 1 kilogramme de carbone est de 1,386, tandis que, quand on fait de l'acide carbonique, la quantité d'unités de chaleur produites par la même quantité de carbone est de 7,170.

Il y a donc perte de 5,784 unités de chaleur.

Mais, en faisant de l'acide carbonique, il y aurait eu chauffage de $4^{m\ c.},50$ d'air de plus que dans le premier cas, à la température t de sortie soit du foyer, si on n'utilise que le calorique rayonnant de ce dernier, soit de l'appareil de chauffage, si on utilise aussi le calorique transmis par le contact des gaz chauds.

Au lieu de rechercher quelle est la capacité calorifique d'un mélange d'azote et d'acide carbonique résultant de la combustion de $4^{m\ c.},50$ d'air, supposons, pour simplifier, que c'est l'air lui-même qui s'échappe à la température t; cet air emporte avec lui $4.5 \times 1.3 \times 0.2669 \times t = 1.56\ t$ unités de chaleur.

La perte, en faisant de l'oxyde de carbone, étant 5,784,

La perte, en faisant de l'acide carbonique, étant $1.56\ t$,

Posons $1.56\ t = 5,784$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous en déduisons que, quand $t = 3{,}700$ degrés, il y a autant d'avantage à convertir le carbone en oxyde de carbone qu'à le convertir en acide carbonique. Bien plus, l'oxyde de carbone étant un gaz combustible, on peut, par combustion ultérieure, en tirer les 5,784 unités de chaleur qu'il n'a pas données précédemment.

Ainsi, théoriquement, toutes les fois que les gaz doivent s'échapper de l'appareil de chauffage à 3,700 degrés, il y a avantage à produire de l'oxyde de carbone.

Mais les gaz peuvent-ils s'échapper à 3,700 degrés? non.

En effet, négligeant, comme plus haut, de faire intervenir les capacités calorifiques de l'oxyde de carbone et de l'acide carbonique dans les calculs, ce qui, en les simplifiant, ne modifie qu'insensiblement les résultats, nous remarquons que :

Les $4^{m\,c}$,50 d'air qui ont été employés à la conversion de 1 kilogramme de carbone ou oxyde de carbone ont emporté, en sortant du foyer à 3,700 degrés, 5,784 unités de chaleur et n'en ont produit que 1,386.

Les 9 mètres cubes d'air qui ont été employés à la conversion de 1 kilogramme de carbone en acide carbonique ont emporté, en sortant du foyer à 3,700 degrés, 11,568 unités de chaleur et n'en ont produit que 7,170.

Ainsi, dans les deux cas, pour que les gaz s'échappent même du foyer à la température de 3,700 degrés, il faut qu'ils emportent avec eux plus de calorique qu'ils n'en ont produit, ce qui est impossible. Nous concluons de là que :

1° La température de 3,700° ne peut jamais être atteinte par les gaz sortant d'un foyer alimenté avec du carbone et entretenu par un courant d'air atmosphérique.

2° La température du foyer lui-même est d'autant moindre que celle des gaz qui s'en échappent est plus élevée ; d'autant plus élevée que celle des gaz qui s'en échappent est moindre.

Considérant que la combustion du carbone dans un foyer peut avoir pour but le chauffage de trois manières différentes, savoir :

1° Par la chaleur du foyer même,

2° Par les gaz qui s'en échappent,

3° Par la chaleur du foyer et les gaz qui s'en échappent,

Nous déduisons de ce que nous venons de dire les principes suivants, savoir :

1° En ce qui concerne le chauffage par la chaleur du foyer même :

Dans ce cas, il faut développer dans le foyer même tout le calorique qui est susceptible de produire la combustion.

A cet effet, il ne faut pas produire d'oxyde de carbone, puisque la température de 3,700 degrés ne doit pas être atteinte par les gaz brûlés ; en outre, afin que les gaz traversant le foyer s'y échauffent le moins possible, il faut qu'ils n'y séjournent pas.

Ces deux effets s'obtiennent simultanément au moyen d'un *tirage* très-énergique qui, d'une part, renouvelant sans cesse l'oxygène, opère la combustion dans un excès de ce gaz et fait de l'acide carbonique ; d'autre part, communiquant aux gaz une grande vitesse, ne leur laisse pas le temps de s'échauffer dans le foyer.

On peut presque déduire de là qu'il ne passe jamais trop d'air dans un foyer chauffant s'il y passe très-vite, car alors il n'a pas le temps de s'y échauffer, et il est une garantie de combustion complète du carbone.

2° En ce qui concerne le chauffage par les gaz :

Le chauffage par les gaz est nécessairement un chauffage hors du foyer. Il convient donc, dans ce cas, de laisser dans le foyer le moins possible du calorique engendré et d'en charger le plus possible les gaz qui s'en échappent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Comme la quantité de calorique transmise pendant le chauffage est d'autant plus grande que la différence des températures du corps chauffant et du corps chauffé est plus grande, il convient, avant tout, ici, que la quantité d'air traversant le foyer soit un minimum, ce qui est contraire à la formation d'acide carbonique.

En second lieu, si on produit de l'oxyde de carbone seulement et le brûle, là où a lieu le chauffage, il produit de la flamme qui rayonne, tandis que, si on produit de l'acide carbonique, quelque chaud qu'il soit, il ne peut communiquer son calorique que par contact. Il y a donc lieu de produire, de préférence, de l'oxyde de carbone.

Pour que la quantité d'air qui traverse le foyer soit un minimum et pour que la combustion ne produise que de l'oxyde de carbone, il suffit d'opérer un tirage basé sur une consommation de $4^{m},50$ d'air par kilogramme de carbone brûlé.

On peut donc presque déduire de là que la quantité d'air qui traverse un foyer dont les gaz seuls sont utilisés pour le chauffage ne saurait jamais être trop petite, car alors il s'y échauffe d'autant plus et ne forme que de l'oxyde de carbone.

3° En ce qui concerne le chauffage par les chaleurs du foyer et des gaz :

Nous venons de voir que, pour le chauffage par le calorique développé dans le foyer, il faut un tirage *maximum*, afin que tout le carbone passe directement à l'état d'acide carbonique et que les gaz n'aient pas le temps de s'échauffer.

Nous venons de voir également que, pour le chauffage par le calorique des gaz, il faut un tirage *minimum* dans le foyer, afin que tout le carbone passe seulement à l'état d'oxyde et que les gaz aient le temps de s'échauffer.

Il est évident, d'après cela, que, quand on veut utiliser au chauffage et le calorique du foyer et le calorique des gaz, il faut sacrifier l'un à l'autre, c'est-à-dire faire produire à l'un son maximum d'effet utile et retirer de l'autre ce que l'on peut.

Lequel des deux chauffages convient-il de sacrifier à l'autre ?

Quand le foyer donne son maximum d'effet utile, le chauffage par les gaz a lieu par contact : pour l'utiliser, il faut une surface de chauffage d'autant plus grande que le tirage est plus énergique, c'est-à-dire que la différence entre les températures des gaz chauds et de l'appareil à chauffer est moindre.

Quand les gaz donnent leur maximum d'effet utile, le chauffage par le foyer est peu de chose, et peut être presque intégralement appliqué au chauffage de l'air destiné à produire la combustion des gaz.

Si on utilisait facilement tout le calorique développé pendant la combustion de l'oxyde de carbone, il est probable que le chauffage par les gaz l'emporterait sur le chauffage par le foyer; mais il n'en est pas ainsi : quand les gaz enflammés ont chauffé par rayonnement, ils sont encore assez chauds pour nécessiter une surface de chauffage par contact, sans laquelle leur effet utile pourrait bien ne pas équivaloir à celui du chauffage par le foyer.

Il résulte de là que cette question du chauffage mixte ne peut réellement être résolue que par des expériences dans lesquelles la forme des appareils et surtout la nature du combustible jouent le principal rôle.

Il est évident, par exemple, que, si on n'emploie pour combustible que des résidus de coke, appelés *grésillons* ou *escarbilles*, suivant les pays, le chauffage par les gaz doit conduire à des résultats plus avantageux que le chauffage par le foyer; mais si, comme dans les locomotives, on emploie du coke de première qualité, il est au moins permis de douter que le sacrifice du foyer aux gaz soit une économie.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ II. — De la combustion du combustible à composants fixe et volatils.

Le combustible à composants fixe et volatils est toujours un produit naturel tantôt végétal, tantôt minéral, soit qu'on l'emploie tel que la nature le donne, soit, comme dans les *agglomérés*, qu'on l'emploie à l'état de mélange.

Dès que ce combustible est soumis à l'action d'une température élevée, les matières volatiles qu'il renferme se volatilisent; l'art de la combustion consiste donc principalement à ne pas laisser s'échapper ces matières volatiles avant qu'elles n'aient été préalablement brûlées.

Quand le carbone est mélangé de matières volatiles combustibles, il est assez difficile, sinon impossible, de déterminer *à priori* quelle est la quantité d'air qu'il faut dépenser pour brûler complétement 1 kilogramme de combustible, par la raison que la nature et la quantité de ces matières sont très-variables; mais on peut admettre, comme nous l'avons déjà dit, que cette quantité est égale, pour 1 kilogramme de combustible, à celle théoriquement nécessaire pour brûler 1 kilogramme de carbone pur.

Les matières combustibles que renferme le carbone, tant à l'état de bois qu'à l'état de houille ou tourbe, sont généralement des carbures d'hydrogène tenant en dissolution des quantités plus ou moins notables de carbone pur, qui, quand il n'est pas brûlé, se dégage en flocons noirs que l'on nomme fumée. Il se dégage, en outre, des houilles et tourbes, du soufre provenant de pyrites mélangées au combustible.

Les carbures d'hydrogène purs ou chargés de carbone en dissolution, mis en présence de l'oxygène, à haute température, tantôt se décomposent en hydrogène et carbone, tantôt brûlent intégralement, suivant que la proportion d'oxygène en présence est insuffisante ou en excès. Quand la proportion d'oxygène est insuffisante pour brûler le tout, mais suffisante pour brûler l'hydrogène seulement, le résultat de la combustion est : eau et carbone en fumée. Quand la proportion d'oxygène est suffisante pour brûler l'hydrogène et une partie du carbone, le résultat de la combustion est : eau, oxyde de carbone et carbone en fumée. Quand l'oxygène est en excès, le résultat de la combustion est : eau et acide carbonique.

Quand le soufre n'est pas trop abondant dans les combustibles, il se distille généralement sous forme d'hydrogène sulfuré ; sa combustion ne pouvant donner lieu à deux produits, il se dégage toujours soit sous la forme qu'il affecte en se distillant, soit à l'état d'acide sulfureux.

Si l'alimentation joue un rôle assez secondaire, quand il s'agit de brûler le carbone pur, pour que nous n'en ayons pas encore parlé, il n'en est pas de même quand il s'agit de brûler le carbone mélangé de matières volatiles combustibles. On comprend, en effet, que, chaque fois qu'il y a introduction, dans le foyer, de combustible froid, les matières volatiles qu'il renferme tendent à se dégager instantanément, et, si, à ce moment, la proportion d'oxygène chaud en contact n'est pas suffisante, ces matières s'en vont sans avoir été brûlées. Bien plus, elles produisent un refroidissement dans l'appareil par le fait de la conversion, en oxyde de carbone, de l'acide carbonique produit. Car, c'est là un fait qu'il ne faut pas perdre de vue, l'insuffisance de l'oxygène a pour effet, dans le cas de combustion du carbone chargé de matières volatiles combustibles, non-seulement de faire perdre le calorique que donnerait la combustion de ces matières, mais encore de convertir en oxyde de carbone l'acide carbonique formé. L'absence de fumée d'un appareil n'est donc pas toujours un indice de combustion intégrale, mais seulement de combustion du carbone à l'un ou l'autre degré.

Pour juger de la valeur d'un appareil fumivore, il faut donc analyser les gaz sortant de la cheminée.

Nous allons examiner, comme nous l'avons fait à propos des combustibles à composant fixe,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quelles sont les conditions à remplir pour que la combustion donne son maximum d'effet utile, suivant que le chauffage a lieu par :

1° La chaleur du foyer,

2° La chaleur des gaz,

3° La chaleur du foyer et des gaz.

1° En ce qui concerne le chauffage par la chaleur du foyer même :

L'alimentation en oxygène étant régulière, il faut que l'alimentation en combustible soit continue et non intermittente ; car, si elle est intermittente, les quantités de matières volatiles qui se dégagent à chaque instant sont variables, et alors, tandis que, à certains moments, l'alimentation en oxygène, basée sur la consommation moyenne, est insuffisante, à certains autres elle est en excès.

En second lieu, il faut que l'alimentation en combustible ait lieu dans le même sens que l'alimentation en oxygène, c'est-à-dire en *amont* du combustible. En effet, puisque c'est dans le foyer que doit avoir lieu la combustion, il ne faut pas que les matières volatiles brûlent en dehors de lui, comme cela a inévitablement lieu, si l'alimentation en combustible se fait en *aval*.

Voilà pourquoi, dans une foule d'opérations métallurgiques où le chauffage a lieu dans le foyer même, on préfère le coke à la houille, qui, chargée en aval du foyer, ne commence à produire du calorique utilisable que quand elle a distillé toutes les matières volatiles, c'est-à-dire est devenue coke.

Est-il toujours possible d'effectuer l'alimentation en combustible en amont du foyer? C'est ce que nous examinerons plus loin en parlant des appareils de chauffage; tout ce que nous pouvons dire ici, c'est que, si le fait était facile, il ne se consommerait pas tant de coke.

Ainsi reconnaissant comme principe de la combustion ayant pour but le chauffage par la chaleur du foyer que :

Il faut un tirage très-énergique, afin que les gaz sortant du foyer soient intégralement brûlés,

Nous ajoutons : Quand le combustible contient des matières volatiles, il faut absolument que l'alimentation en combustible ait lieu en amont du foyer, et, autant que possible, que cette alimentation soit continue et non intermittente.

2° En ce qui concerne le chauffage par la chaleur des gaz seulement :

Les mêmes principes qui régissent le chauffage par les gaz provenant de la combustion du carbone pur peuvent être appliqués au chauffage par les gaz résultant de la combustion du carbone mélangé de matières volatiles. En effet, là, ce sont toujours des gaz combustibles aussi chauds que possible qu'il faut préparer; la formation d'oxyde de carbone peut suffire à remplir le triple but d'évaporer les matières volatiles, chauffer les gaz et chauffer l'air destiné à leur combustion.

L'alimentation en amont, non plus que sa continuité, n'est plus une nécessité; elle peut avoir lieu en aval et être intermittente; seulement il convient d'établir entre le chauffage et le foyer un obturateur à valve de gorge servant à régulariser la consommation des gaz.

Nous arrivons ainsi insensiblement, pour le chauffage par les gaz, à la séparation complète du foyer de l'appareil de chauffage. Et en effet, puisque ce sont les gaz seuls qui doivent chauffer, le foyer n'est plus réellement qu'un générateur à gaz combustibles, c'est-à-dire, au besoin, une cornue distillatoire ou un four à coke ou à charbon de bois. Nous disons au besoin, parce qu'il n'entre pas toujours dans les vues de celui qui emploie du combustible de se faire fabricant de coke ou de charbon de bois, parce que, aussi, les combustibles sont loin d'être tous propres à ces fabrications.

Quelle que soit la nature du combustible, si la combustion a pour but l'utilisation complète de ce dernier au chauffage par les gaz, ce qu'il convient le mieux de faire, dans ce cas, est, comme

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nous l'avons dit plus haut, de brûler le combustible, à part, dans un foyer générateur d'oxyde de carbone et distillateur des matières volatiles, et de faire passer les gaz dans l'appareil de chauffage, au travers d'un obturateur à vanne mobile régulatrice de l'écoulement.

3° En ce qui concerne le chauffage mixte, c'est-à-dire par le calorique développé dans le foyer et par la combustion des gaz :

Dans ce cas, il est indispensable, comme quand le combustible est composé exclusivement de carbone, de sacrifier l'un des deux modes de chauffage à l'autre ; il faut opérer, quant au foyer, comme s'il ne contenait que du carbone pur, c'est-à-dire faire usage d'un tirage très-énergique, et, quant aux gaz, comme si le foyer ne produisait que de l'oxyde de carbone, c'est-à-dire faire usage d'une injection d'air chaud sur les gaz à leur sortie de ce dernier.

En outre, comme l'alimentation en air est continue, il faut aussi que l'alimentation en combustible soit continue.

Est-il absolument nécessaire de faire usage de l'injection d'air chaud supplémentaire, qui, pratiquement, est si difficile à entretenir en bon état? Non, si la couche de combustible sur la grille est suffisamment mince et si le tirage est assez énergique ; car, alors, une partie de l'air, traversant le combustible, sort du foyer non brûlée, et achève la combustion des gaz et matières volatiles dans l'appareil de chauffage, sur une longueur proportionnelle à la richesse du combustible en matières volatiles.

On peut citer à l'appui de cette méthode les fours à souder le fer qui chauffent des chaudières à flamme perdue et qui, quand le charbon est convenable, comme le *Denain*, par exemple, accusent de la flamme à plus de 10 mètres du foyer.

Seulement ces fours ne sont un exemple que quant à la combustion des gaz et fumées par l'air traversant le foyer, et non comme appareils rationnels, puisqu'il y a développement considérable de calorique non utilisé dans le foyer.

Un fait qui démontre que, en brûlant ainsi le combustible chargé de matières volatiles, la combustion intégrale est difficile à obtenir, c'est que, dans les fours à souder, les chauffeurs ont toujours soin de laisser pénétrer un filet d'air au-dessus du foyer, par la partie supérieure du *gueulard* ou porte de chargement fermée par le combustible même. Cela tient, il est vrai, à la forte épaisseur de combustible que l'on met toujours dans les foyers de fours à réverbère ; mais cette forte épaisseur est indispensable, si on veut que le chauffage soit régulier avec un chargement intermittent.

L'alimentation continue en combustible et une faible épaisseur de ce dernier sur la grille, souvent régularisée, produiront, sans aucun doute, une combustion intégrale sans injection d'air chaud supplémentaire.

Si nous résumons succinctement les conditions auxquelles il faut satisfaire pour tirer de la combustion son maximum d'effet utile, nous obtenons les principes suivants, savoir :

1° Pour la combustion du carbone pur et
Chauffage par le foyer : tirage très-énergique ;
Chauffage par les gaz : tirage très-faible, mais courant d'air chaud supplémentaire ;
Chauffage par le foyer et les gaz : sacrifice du chauffage par l'un des deux au chauffage par l'autre.

2° Pour la combustion du carbone mélangé de matières volatiles et
Chauffage par le foyer : tirage très-énergique, alimentation en amont et, autant que possible, continue ;
Chauffage par les gaz : séparation du foyer d'avec le chauffage, tirage faible dans le foyer,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

courant d'air chaud pour les gaz, alimentation du foyer en aval et intermittente, valve de gorge régulatrice de l'écoulement des gaz.

Chauffage par le foyer et par les gaz : tirage très-énergique, petite épaisseur du combustible, alimentation en aval, continue.

Ces points bien établis, nous allons faire connaître les principaux procédés au moyen desquels on a tenté, avec plus ou moins de succès, de satisfaire à ces diverses exigences.

§ III. — Des divers moyens qui ont été proposés pour opérer la combustion rationnelle.

Prenons pour types des trois modes de chauffage les trois appareils qui, dans l'industrie, en sont les applications les plus importantes, savoir :

1° Pour le chauffage par le foyer seul, le *four à fondre l'acier au coke;*

2° Pour le chauffage par les gaz seuls, le *four à réverbère;*

3° Pour le chauffage mixte, c'est-à-dire par le foyer et les gaz, le *générateur à vapeur d'eau.*

Et voyons comment, pour chacun d'eux, on peut satisfaire aux conditions que nous avons déterminées plus haut comme bases d'une combustion rationnelle.

1° *Four à fondre l'acier au coke.*

Le four à fondre l'acier au coke est une capacité cylindrique verticale, à base elliptique, dont les axes coïncident avec ceux de deux, trois ou quatre creusets ronds remplis d'acier et entourés de coke incandescent.

A la partie inférieure de cette capacité est une grille à barreaux mobiles, servant, d'une part, à retenir le combustible et les creusets dans le four, d'autre part à livrer accès au courant d'air destiné à entretenir la combustion.

A la partie supérieure est une *bouche* fermée par un *couvert*, servant à la manœuvre des creusets et à l'alimentation en combustible, qui, par ce fait, a lieu nécessairement en *aval.*

Un peu au-dessous de la bouche et à la partie supérieure de la paroi latérale se trouve un orifice d'aspiration des gaz brûlés correspondant avec une cheminée à tirage énergique.

Cet appareil fonctionne parfaitement et fond, en peu d'heures, les aciers les plus doux.

Pourquoi y emploie-t-on le coke de préférence à la houille? Pourquoi y produit-on le tirage par aspiration de préférence au tirage par inspiration? Telles sont les seules observations qu'il comporte.

En ce qui concerne la nature du combustible, nous avons vu que, pour opérer le chauffage par le foyer au moyen du carbone chargé de matières volatiles, il faut que l'alimentation ait lieu en amont du foyer, et que l'alimentation en aval n'a d'autre avantage que de convertir la partie supérieure du foyer en four à coke.

Quand on emploie le coke, l'énorme température qu'il faut produire nécessite un décrassage fréquent de la grille, pour l'accomplissement duquel cette dernière ne saurait être trop dégagée. Si on alimentait en amont, le décrassage se ferait par en haut, ce qui ne serait pas mauvais sous un rapport, la plus haute température devant être au bas des creusets; mais alors il faudrait non-seulement faire remonter les crasses pâteuses qui, par leur poids, tendent à descendre, mais encore laisser presque constamment ouverte la bouche supérieure, c'est-à-dire anéantir les effets du tirage par aspiration.

Il y aurait peut-être un moyen d'opérer l'alimentation en amont et le décrassage en aval, en remplaçant le tirage de la cheminée par le vent forcé; mais ce moyen n'a pas encore été essayé.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En ce qui concerne le mode de tirage, quand on emploie le coke, il est évident, d'après ce que nous venons de dire du décrassage de la grille, que le vent forcé ne peut être bon qu'autant que le tirage par aspiration devient insuffisant, comme quand on emploie la chaleur perdue au chauffage des chaudières. Quand, au contraire, les gaz se rendent directement dans la cheminée, le tirage par aspiration suffit, et le décrassage par en bas peut s'effectuer à chaque instant, sans arrêter la marche de l'appareil, ce qui est extrêmement important.

2° *Four à réverbère.*

Le four à réverbère est une capacité fermée, composée de deux parties, le *foyer* et la *sole*, séparées entre elles par un mur de briques appelé *autel*.

Dans le foyer se produit la température, sur la sole se produit le chauffage.

L'autel est, comme nous l'avons dit en parlant du tirage par aspiration, le régulateur du chauffage; dans le tirage par inspiration, son rôle se borne à peu près à empêcher le combustible de sortir du foyer et se répandre sur la sole.

Tout ce que nous avons dit en faveur du chauffage rationnel est en opposition avec ce qui se passe dans le four à réverbère; aussi ne faut-il pas s'étonner des nombreux essais qui se sont faits et se font encore tous les jours, nous pourrions ajouter infructueusement, pour rationaliser cet appareil.

On brûle de la houille à longue flamme dans le foyer; mais, pour produire cette flamme, il faut un tirage très-énergique, sans quoi on produit de l'oxyde de carbone et de la fumée; le tirage étant très-énergique, les gaz se chauffent à peine dans le foyer et laissent se développer en pure perte, dans ce dernier, une température énorme, d'autant plus élevée, par rapport à celle du chauffage, que le combustible est moins chargé de matières volatiles combustibles, si bien que, quand ce dernier est du coke, le foyer entre en fusion, tandis que, sur la sole, c'est à peine si le fer peut se souder, comme nous l'avons constaté pendant un mois de travail d'un four, où le coke avait été substitué à la houille, en vue d'un résultat spécial.

Ce qu'il y a de désolant ici, c'est que, malgré ses imperfections, le four à réverbère est encore aujourd'hui l'appareil au moyen duquel on peut obtenir les plus hautes températures hors du foyer. Comme nous l'avons dit en parlant du tirage, si on emploie le vent forcé pour produire la température, et le tirage par aspiration pour diriger la flamme et lui faire lécher la sole, on arrive à fondre très-facilement les aciers les plus doux dans cet appareil.

Que faudrait-il donc pour perfectionner le four à réverbère et lui faire utiliser tout le calorique qu'est susceptible d'engendrer la combustion?

Nous l'avons dit : faire du foyer et de la sole deux appareils distincts, brûler le combustible dans le foyer en vue d'évaporer les matières volatiles et de convertir le carbone en oxyde de carbone, employer la chaleur du foyer à chauffer ces gaz et l'air destiné à les brûler plus tard sur l'autel du four.

C'est ce qu'on a proposé depuis longtemps, c'est ce que MM. Thomas et Laurens ont appliqué dans les forges, en se servant des gaz de hauts fourneaux; c'est enfin ce qui se pratique dans quelques usines, notamment à l'usine d'*Undervilliers* (Suisse), où le combustible est la tourbe.

En agissant ainsi, arrivera-t-on à produire une aussi haute température que par la combustion ordinaire du four à réverbère, c'est ce que nous n'osons affirmer. Aussi, quant à présent, voudrions-nous ne voir porter les perfectionnements du four à réverbère que sur l'alimentation, qui, intermittente, produit une perte considérable de combustible à l'état de fumée, et un refroi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dissement notable du four à chaque chargement, tandis que, continue, elle ne présenterait pa ces deux inconvénients.

Nous avons été chargé, il y a quelques années, de faire des essais relatifs à cette substitution du chargement continu au chargement intermittent ; il s'agissait de l'appareil *Bonehil*.

Dans l'appareil *Bonehil*, la grille est inclinée à 45 degrés, le plus bas près de l'autel, le plus haut à la tête du foyer ; à cette extrémité de la grille, la voûte est tranchée, sur toute la largeur du four, sur une épaisseur de 20 centimètres environ, et forme trémie. On remplit cette trémie de combustible frais, et de temps en temps on l'aide à descendre quand on voit qu'il ne descend pas seul, ce qui a généralement lieu. Par ce moyen, les quantités de matières volatiles renfermées dans le combustible sont en raison inverse de la température que ce dernier affecte, et, se dégageant ainsi petit à petit, ne doivent donner que très-peu ou point de fumée.

Voilà pour la théorie.

Ce système, appliqué à des fours à puddler, a donné des résultats détestables, par cette raison qu'il a été absolument impossible d'avoir toute la surface de la grille incandescente. La partie supérieure, où descendait le charbon frais, était toujours noire, l'air passait en grandes masses au travers de ce combustible sans s'y brûler, refroidissait le four et faisait faire un déchet considérable. On y a renoncé ; cela ne veut pas dire, cependant, que des essais de ce genre ne doivent pas être tentés de nouveau, seulement nous croyons devoir prévenir les personnes qui seraient désireuses de les renouveler que la plus grande difficulté réside dans l'obtention d'une combustion intégrale sur la grille, combustion sans laquelle il n'y a pas de forte température possible.

Nous parlerons, à propos des chaudières à vapeur, d'une grille à gradins que l'on y emploie avec succès. Cette grille, assez analogue, quant au fonctionnement, à l'appareil *Bonehil*, en diffère essentiellement, en ce sens que les gradins sont pleins et ne permettent à l'air d'entrer dans le four que par les interstices ménagés entre chacun d'eux.

Nous ne doutons pas que cette grille, appliquée au four à réverbère, ne donne, en commençant, de très-bons résultats ; mais nous craignons que la haute température qui règne dans les foyers de ces fours ne détériore promptement les gradins et modifie d'une manière fâcheuse les bons effets qu'on peut en attendre.

Ce qui importe dans un foyer de four à réverbère, c'est que la grille soit toujours couverte et qu'il passe au travers du combustible assez d'air pour que la combustion soit complète avant que les gaz s'échappent hors de l'appareil ; aussi faut-il que la couche supérieure soit fréquemment régularisée et la couche inférieure fréquemment piquée et souvent décrassée.

Mais, pour régulariser fréquemment la couche supérieure, il faut introduire fréquemment le ringard et refroidir le four, tant par l'air qui se précipite par le gueulard ouvert que par le combustible frais que pousse cet outil sur le combustible incandescent.

Si on pouvait faire usage, dans le four à réverbère, du *distributeur Payen*, dont nous parlerons plus loin à propos des chaudières, on réaliserait une économie notable ; car on peut dire que, par l'alimentation intermittente, une forte partie des matières volatiles s'échappe de l'appareil non brûlée.

D'un autre côté, pour piquer fréquemment la grille et la décrasser souvent, il ne faut pas opérer le tirage par inspiration, car ce mode de tirage exige que le cendrier soit fermé pendant toute la chaude. Or il est des cas où la chaude dure jusqu'à sept et huit heures ; quand le vent est forcé, si le charbon est pierreux, la grille s'encrasse tellement, qu'il reste à peine de passage au centre pour la circulation de l'air.

On voit, par les quelques observations qui précèdent, que le chauffage au four à réverbère,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

bien que très-énergique, laisse à désirer sous beaucoup de rapports et justifie les nombreux essais que font les ingénieurs soit pour n'y employer que les gaz, soit pour supprimer la grille, en opérant la combustion par des tuyères, comme cela se pratique dans les hauts fourneaux, les feux d'affinerie et les fours des marteaux à étirer et corroyer l'acier.

3° *Générateur à vapeur.*

Le générateur à vapeur est une capacité métallique contenant de l'eau dont la vaporisation a lieu par chauffage extérieur de la paroi mouillée. Tantôt cette paroi mouillée est une partie de l'enveloppe du liquide, tantôt elle constitue un appareil spécial construit dans l'intérieur même du liquide, tantôt enfin elle est à la fois partie de l'enveloppe et appareil intérieur. Par suite de ces diverses dispositions, les générateurs à vapeur se divisent en :

Générateurs à chauffage extérieur,
Générateurs à chauffage intérieur,
Générateurs à chauffage mixte.

Quand le générateur est à chauffage extérieur, le foyer est en maçonnerie de briques, et le calorique qui s'y développe n'est qu'en partie utilisé, en ce sens qu'il n'y a rayonnement utile de ce calorique qu'à la partie supérieure.

Quand le générateur est à chauffage intérieur, au contraire, le calorique rayonné par le foyer est absorbé aussi utilement par les parois en contact que par le ciel de la boîte à feu. Aussi les générateurs à chauffage intérieur sont-ils ceux qui, à surface de chauffe égale, utilisent le mieux le calorique produit par la combustion.

Quand le combustible à brûler est du carbone non chargé de matières volatiles, comme le coke, il faut, comme nous l'avons dit en parlant du chauffage mixte, sacrifier l'un ou l'autre des chauffages par le foyer et par les gaz.

Quand on sacrifie le chauffage par les gaz au chauffage par le foyer, le générateur à vapeur le plus convenable est, sans contredit, l'appareil à chauffage intérieur dit *chaudière tubulaire des locomotives*.

Quand le combustible à brûler est du carbone mélangé de matières volatiles, comme la houille, on peut, avons-nous dit aussi, utiliser et le chauffage par le foyer, en donnant un fort tirage, et le chauffage par les gaz, en injectant un courant d'air chaud à leur rencontre.

Dans ce cas, le générateur le plus convenable est encore l'appareil à chauffage intérieur dit *chaudière tubulaire*, non de locomotives, mais de bateaux. Cet appareil se distingue du premier en ce que les gaz sortant du foyer se précipitent dans deux grands tubes, où leur combustion est encore possible, avant de se rendre dans les petits ; tandis que, dans la chaudière des locomotives, les petits tubes aboutissent directement à la boîte à feu, et ne permettent aucune combustion intérieure par le refroidissement subit qu'ils communiquent aux gaz.

Bien que les générateurs à chauffage extérieur soient les moins avantageux, ils sont cependant les plus répandus, tant parce qu'ils coûtent moins cher que les autres que parce qu'ils nécessitent moins d'entretien.

Le chauffage de ces générateurs s'effectue généralement par la combustion de la houille à longue flamme, c'est-à-dire par le carbone mélangé de matières volatiles combustibles. Les conditions à remplir dans ce cas, pour qu'il y ait combustion intégrale, sont :

1° Tirage énergique, pour produire de l'acide carbonique et rayonner le plus possible par le foyer ;

2° Injection d'air chaud à l'autel pour brûler les matières volatiles qui se distillent, ainsi que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'oxyde de carbone résultant de la réaction de ces matières volatiles sur l'acide carbonique produit par la combustion dans le foyer.

De ces deux conditions, le tirage énergique est toujours la seule que l'on satisfasse. Dans le bassin de la Loire, où la houille est généralement grasse, on est dans l'usage de percer les portes d'alimentation en combustible d'une série de petits trous qui contribuent à la combustion d'une partie de la fumée ; mais ces trous, percés uniquement en vue d'empêcher les portes de se brûler, amènent l'air trop froid sur le combustible pour opérer la combustion intégrale. On peut donc considérer l'injection d'air chaud sur les gaz non brûlés comme un problème non encore résolu ; mais comme il faut, néanmoins, arriver, autant que possible, à la solution du problème, on cherche à le résoudre par des moyens détournés.

Parmi ces derniers, il en est un simple, ingénieux et pratique qu'on ne saurait trop recommander tant qu'il ne surgira rien de mieux ; nous voulons parler du distributeur à cylindres cannelés imaginé par M. *Payen* (pl. 16, fig. 1 et 2).

Ce savant chimiste a essayé de résoudre la question au moyen de l'alimentation continue, se basant sur ce raisonnement simple que, si les quantités de combustible et d'air en contact à chaque instant sont constantes et réglées convenablement, il ne doit jamais y avoir échappement de gaz ou matière volatile non brûlé.

L'appareil consiste en un, deux ou trois cylindres cannelés placés chacun au milieu d'une trémie remplie de combustible, et mis en mouvement soit par la machine à vapeur, soit par un appareil à contre-poids analogue aux tournebroches. La vitesse de rotation et l'écartement entre le cylindre et les parois de la trémie sont réglés d'après sa consommation journalière, la nature du combustible et l'énergie du tirage.

Un autre appareil à alimentation continue, qui fonctionne aussi fort bien, mais est plus compliqué et exige une puissance, pour la mise en action, assez notable, est le distributeur à force centrifuge de *John Collier* (pl. 16, fig. 3 et 4). Il consiste en une espèce de ventilateur à axe vertical dont les ailettes projettent dans le foyer le charbon tombant dans la caisse où elles se meuvent.

Pour que cet appareil fonctionne convenablement, il faut que : 1° le charbon soit, autant que possible, composé de *gaillette* ou *grêlons* de la grosseur d'un œuf, 2° il soit muni d'un distributeur analogue au distributeur Payen.

Comme l'injection du charbon dans le foyer se fait par la porte du foyer, il est nécessaire, quand on veut piquer la grille, pour régulariser la couche de combustible, ou d'avoir une seconde porte au foyer ou de déplacer l'appareil. Pour toutes ces raisons, et aussi à cause de son prix élevé, nous ne le conseillons pas.

Viennent ensuite les appareils à alimentation du foyer en amont du courant d'air, dont les principaux sont :

La grille à chaîne sans fin,
La grille à gradins,
La grille à piston.

La grille à chaîne sans fin, souvent essayée et abandonnée, a été reprise, dans ces dernières années, par M. Taillefer ; elle consiste en une chaîne sans fin (pl. 16, fig. 5), composée de barreaux plats suffisamment longs et suffisamment espacés pour que la combustion s'opère convenablement, et portée sur un chariot qui lui communique un mouvement de rotation continu dans le sens du courant d'air engendré par le tirage.

L'alimentation est continue et réglée, d'une part, par la vitesse de rotation des cylindres ; d'autre part, par une vanne mobile à la main.

Cette disposition est certainement fort ingénieuse et doit remplir parfaitement le but d'une

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

combustion rationnelle quand elle est en bon état ; mais combien de temps les articulations qui en sont le principal élément résisteront-elles au feu? Nous craignons qu'un appareil de ce genre ne puisse être d'une assez longue durée pour présenter de l'économie dans son emploi.

En second lieu, le combustible est déposé directement sur la grille, d'où il résulte que, si on veut éviter qu'il passe au travers des barreaux quand il est menu, il faut le mouiller assez pour qu'il acquière de la consistance.

La *grille à gradins* (pl. 16, fig. 6) nous paraît appelée à plus de succès que la grille Taillefer, en ce sens que :

1° Les gradins pleins permettent de charger le combustible menu sans avoir à craindre qu'il s'échappe non brûlé ;

2° Il n'y a pas de mécanisme pour opérer la combustion.

L'arrivée de l'air a lieu horizontalement, comme dans les feux soufflés par des tuyères, et son volume est réglé par l'espacement des gradins. Le gradin inférieur est remplacé par une grille mobile servant à décrasser.

Cet appareil est, certainement, un des plus ingénieux que l'on ait pu appliquer dans le but d'opérer une combustion rationnelle ; aussi les expériences faites en grand, au chemin du Nord, par MM. *Chobrjinski* et *Commines* de *Marsilly*, ont-elles donné des résultats très-satisfaisants.

Bien que l'allumage du charbon frais ait lieu, comme dans tous les appareils à alimentation en amont, dans le sens contraire du courant d'air, il ne peut y passer que fort peu d'air froid non brûlé, attendu que l'on ne renouvelle le combustible du gradin supérieur que quand celui qui y est en pleine combustion est bon à faire descendre sur le deuxième gradin. La couche d'air supérieure d'alimentation ne rencontre donc jamais de charbon non brûlé.

Il est vrai qu'on peut demander comment le charbon frais fait pour brûler sans air sur le premier gradin. Il ne se brûle pas positivement, il se distille, se boursoufle, se colle et s'enflamme superficiellement ; en rendant les espaces entre les gradins d'autant plus petits qu'ils sont plus élevés, on peut facilement arriver à donner des proportions d'air en rapport avec la capacité comburante du charbon sur chacun d'eux. Au reste, les expériences se poursuivent, au Nord et ailleurs, avec assez de persévérance et d'intelligence pour que chacun puisse être certain que rien n'aura été négligé pour faire réaliser à cet appareil tout ce qu'il est susceptible de donner de bon.

La grille à piston est un foyer dans lequel le fond, au lieu d'être à claire-voie, est plein, tandis que les parois latérales, au lieu d'être pleines, sont à claire-voie ; en un mot, l'alimentation en combustible ayant lieu par-dessous, le courant d'air est nécessairement obligé d'arriver par les côtés.

De toutes les dispositions que l'on peut donner à ce genre de foyer, il en est une très en vogue aujourd'hui et qui semble résoudre, d'une manière assez satisfaisante, le problème de la combustion intégrale : nous voulons parler de la grille de M. *Duméry*.

Cette grille (pl. 16, fig. 7 et 8) consiste en deux cornes d'abondance accolées symétriquement l'une à l'autre, et suffisamment courbées pour que le combustible d'alimentation que l'on introduit par le sommet de la corne ne tombe pas par terre quand on l'abandonne à lui-même. Ce combustible est avancé de temps en temps et mis en contact avec le courant d'air, au fur et à mesure de la combustion, par des refouloirs en fonte mus par une machine ou à bras d'homme. L'épaisseur du combustible en combustion entre les parois latérales à claire-voie du foyer est calculée de manière que l'air pénètre toute la couche et ne laisse pas le milieu noir.

Nous avons quelques objections à faire à cet appareil.

La première, c'est qu'il est, à notre avis, exclusivement propre au chauffage par la température développée dans le foyer, et non par la flamme des gaz qui s'en échappent. Aussi conviendrait-il

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

parfaitement, autrement disposé, pour le chauffage de fours à fondre l'acier à la houille dans les anciens fours de fusion au coke ; mais en ce moment c'est aux chaudières à vapeur qu'on l'applique, non pas aux chaudières à chauffage intérieur, mais aux chaudières à chauffage extérieur. Il résulte pour nous de cette anomalie que cet appareil doit fondre les briques du foyer et doit fort peu chauffer par la flamme, les matières volatiles ayant toutes été intégralement brûlées dans le foyer même.

Il est vrai que, dans la brochure qui accompagne le dessin de son appareil, M. Duméry considère la fumée comme un combustible nuisible, ce qui est contraire à tout ce que nous avons dit précédemment. La fumée est certainement un combustible nuisible quand sa combustion s'effectue au détriment de l'acide carbonique formé, mais il en est tout différemment quand on la brûle au moyen d'un courant d'air chaud, comme cela a lieu, sans disposition spéciale, dans les fours à réverbère tirant bien et laissant passer un petit filet d'air froid à la partie supérieure du gueulard bouché par du charbon, comme cela a lieu également dans les fours à réverbère soufflés convenablement.

Si la théorie de M. Duméry était exacte, le charbon de Douchy vaudrait mieux que celui de Denain ; car le premier brûle à courte flamme, chauffe sec, fait peu de déchet au four il est vrai, mais fait du fer brûlé et ne donne pas de flamme pour chauffer les chaudières à flamme perdue. Le denain, au contraire, brûle à flamme de 10 à 12 mètres de long, chauffe gras et vite, fait du déchet au four, mais ne brûle pas le fer intérieurement et donne facilement 25 chevaux de vapeur pour une consommation de 2,000 kilogrammes en douze heures.

Heureusement l'appareil Duméry n'est pas fondé, quoi qu'en pense son auteur, sur la théorie qui lui sert de marraine. C'est, comme nous l'avons dit, un cas particulier de l'alimentation en combustible par-dessous et de l'alimentation en air par côté ; aussi est-il, à notre avis, convenable, pour en tirer le maximum d'effet utile, de le surmonter d'une boîte à feu analogue à celle des locomotives, et non de l'appliquer au chauffage extérieur des chaudières, chauffage qui n'est avantageux que quand le combustible brûle à longue flamme.

Les autres objections, moins graves que la précédente, que nous croyons devoir faire à l'appareil Duméry sont les suivantes, savoir :

1° Comme dans l'appareil Bonehil et l'appareil Taillefer, le combustible arrive froid en présence de la claire-voie, et, s'il est menu, il doit tomber en partie sans être brûlé. A notre avis, il conviendrait, pour le charbon menu, d'alimenter par le centre d'une grille plate ou mieux hémisphérique ; de cette manière, le combustible froid serait emprisonné dans le combustible enflammé et ne tomberait pas.

2° Un appareil du genre de celui de M. Duméry, c'est-à-dire passablement compliqué, ne nous semble pas devoir résister longtemps aux dilatations résultant de l'action du feu.

§ IV. — Du tirage.

Le tirage est une opération qui a pour but l'alimentation du foyer en oxygène pendant la combustion. Il consiste dans l'établissement d'un courant d'air au travers du combustible, proportionnel à la quantité de matière combustible que l'on veut brûler dans un temps donné et au degré de combustion auquel on veut amener le carbone.

On distingue deux modes de tirage, savoir :

Le *tirage* par *inspiration*, que l'on désigne aussi sous les noms de *soufflage* et *vent forcé;* le tirage par *aspiration*.

Ces deux modes de tirage diffèrent peu l'un de l'autre quant à leur action sur le combustible

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour opérer la combustion, mais ils diffèrent essentiellement quant à leur action pour le chauffage.

En ce qui concerne l'action du tirage sur la combustion, comme le soufflage ne peut avoir lieu qu'en vertu d'une augmentation de pression dans l'air en amont de la grille, tandis que l'aspiration ne peut avoir lieu qu'en vertu d'une diminution de pression dans les gaz en aval de la grille, si b est la pression barométrique et h la pression génératrice de l'écoulement de l'air au travers du combustible :

Quand le tirage a lieu par inspiration, la pression de l'air entrant sous la grille est $b + h$, et celle du gaz sortant du foyer est b.

Quand le tirage a lieu par aspiration, la pression de l'air entrant sous la grille est b et celle du gaz sortant du foyer est $b - h$.

Les densités de l'air entrant sous la grille dans les deux cas sont donc entre elles comme $b + h : b$, d'où résulte que, pour une même dimension de foyer et même valeur de h, l'air soufflé étant plus dense que l'air aspiré, chaque volume d'air introduit par soufflage renferme une plus grande quantité d'oxygène que le même volume introduit par aspiration; la combustion doit donc être légèrement plus active dans le tirage par inspiration que dans le tirage par aspiration.

En second lieu, la pression h, génératrice de l'écoulement de l'air à travers le combustible, limitée quand le tirage a lieu par l'aspiration d'une cheminée, est illimitée quand le tirage a lieu par le vent forcé d'une soufflerie. Il en résulte que, quand le tirage a lieu par aspiration, la température du chauffage est limitée aussi, tandis que, quand le tirage a lieu par inspiration, elle n'a de limite que dans l'excès de gaz qui traverse le foyer sans brûler, s'y échauffe et emporte une partie du calorique produit par la combustion de l'oxygène utilisé. Enfin, quand le tirage s'effectue mécaniquement, la force motrice à dépenser pour opérer le tirage par aspiration est de beaucoup supérieure à celle qui est nécessaire pour opérer le tirage par inspiration. En effet, si on suppose que les gaz sortant de l'appareil de chauffage affectent encore une température de 290 degrés, comme, à cette température, l'air, ayant la pression de $0^m,76$ de mercure, occupe un volume double de celui qu'il occupe à 10 degrés, on voit que, à poids égal d'air introduit dans le foyer, le tirage par aspiration coûte le double de travail que le tirage par inspiration. Si, dans ce travail, on fait intervenir les densités résultant des pressions $b + h$ et $b - h$, la différence est encore plus considérable.

En ce qui concerne l'action du tirage sur le chauffage, supposons un four à réverbère chauffé par un foyer à grille situé à l'une de ses extrémités et, de plus, percé, à la partie inférieure de la paroi verticale opposée, d'un orifice destiné à l'échappement des gaz brûlés qui ont servi au chauffage.

Quand le tirage a lieu par inspiration seulement, les gaz sortant du foyer se rendent dans les régions supérieures du four et y occupent une position d'autant plus élevée qu'ils sont plus chauds. On peut donc dire que, dans ce cas, les températures maxima sont à la voûte et les températures minima sur la sole. Comme l'orifice de sortie des gaz est situé au niveau de la sole, on peut être certain que ce n'est que quand ils ont atteint la température minima du four qu'ils s'en échappent.

Quand le tirage a lieu par aspiration seulement, il y a appel des gaz vers l'orifice d'échappement. Si cet appel est faible, il n'empêche pas les gaz sortant du foyer de se rendre préalablement dans les régions supérieures du four, tout en se dirigeant vers l'orifice d'échappement et en décrivant une quasi-parabole, comme les corps lancés dans l'air suivant une direction inclinée. Si l'appel est énergique, le sommet de l'arc parabolique s'abaisse et se rapproche de la corde passant par l'autel du four et le centre de l'orifice d'échappement. Plus la flèche de cette corde devient petite, plus le lieu géométrique des températures maxima s'abaisse sans jamais coïncider avec la corde de l'arc parabolique qu'il décrit.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Lors donc qu'un appareil de chauffage doit avoir sa température maxima en haut, il convient, pour tirer le maximum d'effet utile du combustible, d'opérer le tirage par *inspiration* et placer l'orifice d'échappement des gaz chauds le plus bas possible, sans appel. De cette manière :

1° On peut donner au courant d'air, au travers du combustible, toute la vitesse que comporte la conversion de ce dernier en acide carbonique ;

2° Les gaz les plus chauds résident toujours dans les régions supérieures de l'appareil de chauffage ;

3° Les gaz ne s'échappent de l'appareil que quand ils ont perdu assez de calorique pour n'être plus utiles au chauffage.

Lorsque, au contraire, un appareil de chauffage doit avoir sa température maxima en bas, il convient, pour tirer le maximum d'effet utile du combustible, d'opérer le tirage par *aspiration* et de placer l'orifice d'appel du gaz brûlé le plus bas possible, comme dans le premier cas. De cette manière, en opérant une aspiration suffisamment énergique :

1° On donne au courant d'air, au travers du combustible, toute la vitesse que comporte la conversion de ce dernier en acide carbonique ;

2° Les gaz les plus chauds résident dans l'arc parabolique très-surbaissé, partant de l'autel et aboutissant à l'orifice d'appel.

Mais alors la température des gaz sortant de l'appareil n'est pas maxima, et il convient de les utiliser à chauffer par ce qu'on nomme la chaleur perdue.

Le tirage par aspiration peut-il toujours être assez énergique pour, d'une part, opérer une combustion complète ; d'autre part, faire presque coïncider l'arc parabolique, lieu géométrique des températures maxima, avec sa corde ?

En ce qui concerne le premier point, on peut dire que, jusqu'à ce jour, le tirage par aspiration, au moyen de cheminées, n'a jamais permis d'obtenir pour h une valeur aussi grande que par le tirage par inspiration.

En ce qui concerne le second point, au contraire, un tirage par aspiration de cheminée établi dans de bonnes conditions suffit pour faire presque coïncider l'arc parabolique avec sa corde.

Il résulte de là que, quand on veut avoir et une combustion complète et un lieu géométrique des *maxima* de température aussi bas que possible, on emploie simultanément le vent forcé et la cheminée ; l'un produit la température, l'autre dirige la flamme.

C'est en partant de ce principe que nous sommes arrivé à régulariser la fusion de l'acier par la flamme du four à réverbère, qui, jusque-là, ne donnait que des résultats imparfaits.

Pour bien comprendre ce qui se passe dans cette opération, il est bon de savoir que, l'acier solide étant plus dense que l'acier liquide, quand, dans un creuset, il y a mélange d'acier liquide et d'acier solide, ce dernier gagne toujours le fond. C'est donc là que doit être appliquée l'action des gaz les plus chauds, autrement dit de la flamme au fur et à mesure qu'elle s'échappe du foyer. Il convient donc d'opérer, avant tout, la combustion au moyen du tirage par aspiration.

Si l'acier est fortement saturé de carbone, un tirage énergique suffit pour amener sa fusion intégrale ; si, au contraire, son degré de saturation en carbone est faible, l'addition du vent forcé devient nécessaire, et cela d'autant plus énergiquement que la proportion de carbone est moindre.

Ainsi, dans la fusion de l'acier, le vent forcé n'est qu'un accessoire pour opérer une combustion plus complète et produire, conséquemment, une température plus élevée.

Tout appareil ayant pour but la fusion de l'acier par l'emploi du vent forcé seul ne peut opérer, au fond du creuset, la température que comporte la fusion qu'après avoir produit, dans les régions supérieures de l'appareil, une température de beaucoup supérieure à celle qui est rigoureusement nécessaire en bas, c'est-à-dire là où doit être la température maxima.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En employant le vent forcé seul, non-seulement on détériore inutilement les parties supérieures des fours, mais encore on brûle en pure perte une quantité considérable de combustible.

Travail dépensé par le tirage.

Pour compléter les renseignements que nous venons de donner sur les deux modes d'effectuer le tirage, soit proposé de déterminer les quantités de travail que chacun d'eux nécessite pour opérer la combustion complète de 1 kilogramme en une seule fois.

Nous avons dit que, théoriquement, la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme, soit de carbone pur, soit de carbone mélangé de matières volatiles, était de 9 mètres cubes. Or il résulte des expériences nombreuses qui ont été faites à ce sujet, notamment par M. *Péclet* d'une part, sur les foyers à houille, et par MM. *Flachat* et *Pétiet* d'autre part, sur les foyers à coke des locomotives, que, pratiquement, pour opérer une combustion complète en une seule fois, il fallait dépenser au moins 18 mètres cubes d'air pesant 23 kilogrammes.

Adoptant ce chiffre comme officiel, soient A B C D (fig. A) un cylindre indéfini dans lequel se meut un piston P fixé à l'extrémité d'une tige, et F un foyer rempli de combustible embrasé,

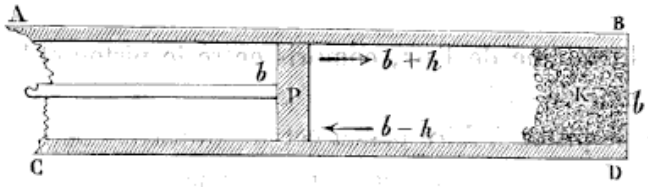


Fig. A.

formant l'une des extrémités du cylindre A B C D. L'espace compris entre le piston P et le foyer F est rempli d'air non brûlé.

Le cylindre étant indéfini, nous pouvons supposer que le piston se meut indéfiniment, soit en partant du foyer et allant sans cesse et s'en éloignant, soit en partant d'une distance indéfinie du foyer et allant sans cesse en s'en rapprochant

Dans le premier cas, l'air se raréfiant entre le foyer et le piston, par suite de la différence de pression qui a lieu, l'air extérieur traverse le combustible et vient se loger dans l'espace compris entre ce dernier et le piston en quantité égale au volume engendré par le mouvement du piston ; il y a alors tirage par *aspiration*.

Dans le second cas, l'air compris entre le piston et le foyer se trouvant comprimé, par suite de la différence de pression qui a lieu, cet air traverse le combustible et s'échappe du cylindre ; il y a alors tirage par *inspiration*.

Appelons : P le poids d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone ;

T, le temps en *secondes*, employé à la combustion de *id.* ;

b, la pression barométrique extérieure en mercure ;

h, l'excédant de pression nécessaire pour que l'air traverse le combustible avec la vitesse *v*, en mercure ;

t, la température de l'air entre le piston P et le foyer F (fig. A).

Quel que soit le sens du mouvement du piston, la pression extérieure sur le piston et sur le foyer est constante et égale à *b*.

Lorsque le piston va en s'éloignant du foyer, la pression intérieure est $b - h$, et l'écoulement a lieu en vertu de la différence

$$b - (b - h) = h.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Lorsque le piston va en se rapprochant du foyer, la pression intérieure est $b + h$, et l'écoulement a lieu en vertu de la différence

$$b + h - b = h.$$

Or, d'après le principe de physique générale qui dit que les volumes des gaz sont *proportionnels aux poids, en raison inverse des pressions, et proportionnels aux températures*, V et V' étant ces volumes, on a :

$$V = V' \frac{P}{P'} \times \frac{\mathcal{C}'}{\mathcal{C}} \times \frac{(1 + a\,t)}{(1 + a\,t')},$$

a étant le coefficient de la dilatation des gaz, et égal à 0,00366.

Faisant dans cette formule :

$$V' = 1^{m.c}.00$$
$$V' = 1^{k}30$$
$$\mathcal{C}' = b$$
$$\mathcal{C} = b \pm h$$
$$t' = 0^{o}$$

Nous obtenons :

$$V = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + a\,t). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Telle est l'expression du volume de l'air, compris entre le piston et le foyer, nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone.

Le travail employé par le piston à faire passer cet air au travers du combustible, est :

$$S \times v \times T \times h \times 13590,$$

S étant la surface du piston,

v, sa vitesse par seconde,

T, le temps employé,

13590, la densité du mercure.

Or S v T n'est autre chose que le volume engendré par le piston pendant le temps T, lequel volume est précisément égal à V ; on a donc, pour expression du travail dépensé pour opérer la combustion de 1 kilogramme de carbone, abstraction faite du frottement du piston :

$$T_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + a\,t)\, h \times 13590. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

D'où on déduit pour : 1° tirage par aspiration :

$$T'_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{b}{b - h} (1 + a\,t)\, h \times 13590;$$

2° Tirage par aspiration :

$$T''_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{b}{b + h} (1 + a\,t)\, h \times 13590.$$

Lorsque le tirage a lieu par aspiration, t est la température de l'air, quand il a passé par le foyer et les divers canaux de circulation destinés à transmettre aux corps que l'on chauffe une partie de la chaleur qu'il a emportée avec lui.

Discussion.

Nous avons trouvé (équation 2) :

$$T_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + a\,t)\, h \times 13590.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous voyons d'abord que $+ h$ correspondant au tirage par inspiration et $- h$ au tirage par aspiration, si le dénominateur de la fraction $\frac{b}{b \pm h}$ augmente, cette fraction diminue, et réciproquement. Le même résultat a lieu pour T_m.

Mais ce n'est pas là qu'est la plus grande différence, c'est à la valeur de t.

En effet, si on pouvait arriver à faire en sorte que la température de la fumée sortant du foyer et des canaux de circulation fût égale à la température extérieure, alors la seule différence entre les quantités d'action dépensées roulerait sur la fraction $\frac{b}{b \pm h}$. Mais, tels que les appareils de chauffage sont construits aujourd'hui, la fumée qui sort des canaux de circulation est à une température d'au moins 200 degrés, et s'élève, comme dans les locomotives, jusqu'à 400 degrés; moyenne, 300 degrés.

La température extérieure, au contraire, varie entre — 10 et + 30° centigrades; moyenne, + 10.

Il en résulte que le facteur $1 + at$, proportionnel au travail dépensé, est :

Dans le premier cas, $1 + 0{,}00366 \times 300 = 2{,}098$;

Dans le second cas, $1 + 0{,}00366 \times 10 = 1{,}0366$, c'est-à-dire plus que double, dans le premier cas que dans le second.

Admettant pour h la valeur $0^m{,}04$, nous obtenons :

Tirage par inspiration :

$$T_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{0{,}76}{0{,}80} \times 1{,}0366 \times 0{,}04 \times 13590$$
$$= 410\ P \text{ kilogrammètres.}$$

Faisons $P = 23$ kilogrammes, c'est le minimum de valeur qu'il puisse avoir pour 1 kilogramme de houille brûlée, nous obtenons :

$$T_m = 410 \times 23 = 9430 \text{ kilogrammètres.}$$

Tirage par aspiration :

$$T_m = \frac{P}{1{,}3} \times \frac{0{,}76}{0{,}72} \times 2{,}098 \times 0{,}04 \times 13590$$
$$= 924\ P \text{ kilogrammètres,}$$

et en faisant $P = 23$ kilogrammes :

$$T_m = 924 \times 23 = 21252 \text{ kilogrammètres.}$$

Exemple.

Dans les locomotives, on brûle 400 kilogrammes de coke par heure, donc 1 kilogramme en $\frac{3600}{400} = 9$ secondes.

Faisant $T = 9$,

Le travail nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de coke étant, pour 9 secondes :

1° Par inspiration. . . . . 9430 kilogrammètres;

2° Par aspiration. . . . . 21252 *id.*;

pour une seconde, il est :

1° $\frac{9430}{9} = 1050$ kilogrammètres et, en chevaux : $\frac{1050}{75} = 14$ chevaux;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° $\frac{21252}{9} = 2360$ kilogrammètres et, en chevaux : $\frac{2360}{75} = 31^{\text{chev.}},5$.

Dans le premier cas, le travail absorbé pour le tirage est de 14 chevaux.

Dans le second cas, ce travail est de $31^{\text{chev}},5$, abstraction faite des frottements dans les tubes, qui exigent pour h une plus forte valeur que 4 centimètres.

ARTICLE 2. — DES DIMENSIONS QU'IL CONVIENT DE DONNER AUX DIFFÉRENTES PARTIES DES FOURNEAUX, EU ÉGARD A LA QUANTITÉ DE VAPEUR QUE L'ON VEUT OBTENIR DANS UN TEMPS DÉTERMINÉ.

Nous avons dit que l'on distingue trois modes de chauffage des chaudières à vapeur, savoir :

1° Le chauffage extérieur,
2° Le chauffage mixte,
3° Le chauffage intérieur.

Les chaudières à chauffage extérieur sont celles qui, à surface de chauffe égale, produisent le moins de vapeur par kilogramme de houille brûlée, parce qu'une partie du même calorique produit est employée à chauffer les parois du fourneau.

Les chaudières à chauffage intérieur sont, par la raison contraire, celles qui, à surface de chauffe égale, produisent le plus de vapeur par kilogramme de houille brûlée.

Quand les surfaces de chauffe sont suffisantes, quel que soit celui de ces trois modes de chauffage que l'on emploie, la quantité de vapeur produite par la combustion de 1 kilogramme de houille ou de coke varie entre 6 et 8 kilogrammes, et est, en moyenne, de 7 kilogrammes.

Quel que soit, également, le mode de chauffage que l'on emploie, il existe entre la *surface de chauffe* et les *organes du chauffage* une relation qui, sans être rigoureuse, parce qu'elle varie suivant les combustibles, peut se déterminer, *à priori*, d'une manière assez approximative.

Les organes du chauffage sont au nombre de trois principaux, savoir :

Les foyers,
Les carneaux,
La cheminée.

Quand le chauffage a pour but la vaporisation de l'eau, quelle que soit la quantité de combustible que l'on brûle par heure, son épaisseur au-dessus de la grille ou fond du foyer est constante et égale, pour la houille, à environ 18 centimètres, et pour le coke à environ 60 centimètres. Il résulte de là que la quantité de combustible en combustion est proportionnelle à la surface de la grille.

Le renouvellement de l'air qui produit la combustion étant le résultat du tirage qui a lieu dans la cheminée, et ce tirage étant proportionnel à la section de ladite cheminée et à la vitesse de l'air brûlé qui circule dans son intérieur, on en conclut que la quantité du combustible brûlé par heure est proportionnelle à la section supérieure, c'est-à-dire la plus petite section de la cheminée ; cette quantité est aussi proportionnelle à la vitesse de circulation, mais, comme cette vitesse est considérée comme à peu près constante, il n'y a à porter son attention que sur la section.

Quant aux carneaux de circulation de l'air brûlé contre les parois de la chaudière pour la chauffer par le contact des gaz provenant de la combustion, il est évident que leur section doit être au moins égale à celle de la cheminée.

Ces données une fois posées, nous allons établir les rapports qui doivent exister entre :

1° La section supérieure de la cheminée,
2° La surface de la grille,
3° La section des carneaux,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour une quantité déterminée de vapeur à produire par heure, celle donnée par la combustion de 1 kilogramme de houille étant de 7 kilogrammes.

1° Cheminée. — Nous commençons par la cheminée, parce que c'est l'organe qui règle la combustion. Si la grille est trop grande, il y a plus de combustible en combustion, la combustion est lente et sa température est basse; si la grille est trop petite, il y a moins de combustible en combustion, la combustion est active et sa température est élevée; mais, dans les deux cas, la quantité brûlée dans un temps donné est constante si la température d'entrée dans la cheminée est constante, parce que le poids de l'air qui traverse la grille et circule dans la cheminée dans un temps donné est constant.

Les cheminées sont des appareils destinés à produire le tirage et à porter à une certaine hauteur dans l'atmosphère les résidus volatils de la combustion. Ce sont des tubes verticaux placés à la suite des carneaux dont l'effet est d'*aspirer* l'air, absolument comme le ferait un piston se mouvant dans un cylindre.

Théorie des cheminées.

Soit A B (fig. A) la hauteur d'une cheminée placée au-dessus d'un foyer A, l'air qui se trouve en contact avec ce foyer s'échauffe et, par conséquent, se dilate. A volume égal, il devient moins dense que l'air non chauffé, et, en vertu du principe de physique général qui dit : *Un corps, plongé dans un fluide, perd, en poids, le poids d'un égal volume du fluide déplacé,* cet air tend à s'élever avec une vitesse d'autant plus grande que la différence des densités est plus considérable. Soient :

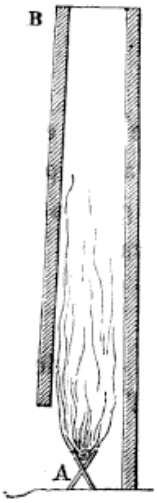


Fig. A.

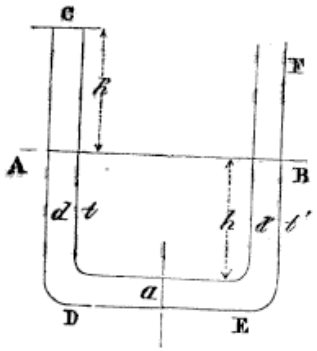


Fig. B.

P, le poids de l'air chaud contenu dans la cheminée,

P', le poids d'un égal volume d'air froid.

L'air chaud est, d'après le principe de physique cité plus haut, sollicité de bas en haut par une force égale à P' — P.

Vitesse d'écoulement. Soient : C D E F (fig. B) un siphon renversé, et a un diaphragme placé au milieu de la partie inférieure D E. Menons l'horizontale A B, et supposons que les volumes compris dans les deux branches du siphon, situées entre A B et a, sont égaux de part et d'autre. Remplissons la branche A D a d'air à $t°$, et la branche B E a d'air à $t'°$.

A volumes égaux, pressions égales, les densités sont en raison inverse des températures, on a donc :

$$d : d' :: 1 + a\,t' : 1 + a\,t.$$

Soit $t < t'$; chauffons la branche A D à la température t'. Son volume augmente, et si l est la longueur A D a, le siphon étant supposé cylindrique, on obtient la longueur l' correspondante au nouveau volume, en remarquant que, à poids égaux, les volumes sont proportionnels aux températures, d'où :

$$l' : l :: 1 + a\,t' : 1 + a\,t;$$

et :

$$l' = \frac{l\,(1 + a\,t')}{1 + a\,t} = \text{C D } a.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les fluides contenus dans les deux branches étant homogènes, le niveau tend à s'établir avec une vitesse ayant pour hauteur génératrice A C, d'où :

$$v = \sqrt{2g \times \mathrm{AC}}.$$

Soient $\mathrm{BE} = \mathrm{AD} = h$,
$\mathrm{AC} = h'$,

on a :
$$h' = l' - l = l\left(\frac{1 + a\,t'}{1 + a\,t} - 1\right)$$

Faisant $l = h$, ce qui a lieu si D E est égal à zéro, il vient : $h' = h\left(\frac{1 + a\,t'}{1 + a\,t} - 1\right)$

la fraction $\frac{1 + a\,t'}{1 + a\,t}$ est égale à $1 + a\,(t' - t) - \frac{a^2\,t\,(t' - t)}{1 + a\,t}$.

Or, a^2 est le carré de 0,00366 ou 0,0000134 ; son produit par $\frac{t\,(t' - t)}{1 + at}$ est une quantité excessivement petite, quels que soient, d'ailleurs, t et t'; il en résulte que l'on peut négliger le terme tout entier et poser :

$$h' = h\,(1 + a\,(t' - t) - 1) = h\,a\,(t' - t).$$

Remplaçant h' par cette valeur, dans l'expression de v, nous obtenons :

$$v = \sqrt{2\,g\,h\,a\,(t' - t)}.$$

Cette formule est exacte, en tant que l'air de la cheminée a la même densité que l'air extérieur, à la même température. Mais dans les cheminées il n'en est généralement pas ainsi, puisqu'une portion de l'oxygène a été convertie en acide carbonique. Alors la hauteur génératrice de la vitesse n'est pas réellement h', mais h'' que nous obtiendrons de la manière suivante :

Soient d, la densité de l'air à 0° ;

d', la densité du mélange de gaz de la cheminée, à la même température.

A poids égaux, les volumes sont en raison inverse des densités ; donc le volume $h + h'$ de la branche C D, à la densité d, devient, exprimé en gaz de la branche B E, à la densité d' :

$$\mathrm{V} : \mathrm{V}' :: d' : d$$

ou :
$$h + h' : h + h'' :: d' : d$$

ou :
$$h + h'' = \frac{d\,(h + h')}{d'}.$$

Remplaçant h' par sa valeur, nous obtenons :

$$h + h'' = \frac{d}{d'}\,h\,[a\,(t' - t) + 1],$$

d'où :
$$h'' = \frac{d\,h}{d'}\,[1 + a\,(t' - t)] - h].$$

La densité d de l'air étant 1, celle du mélange d'air et d'acide carbonique s'obtient en remarquant que sur $18^{\mathrm{m.c.}}$ qui passent dans la cheminée, $8^{\mathrm{m.c.}},8$ seulement ont leur oxygène converti en acide carbonique, c'est-à-dire un poids de $2^{\mathrm{k}},655$ converti en un de :

$$\frac{1{,}982 \times 2{,}655}{1{,}437} = 3^{\mathrm{k}},680 ;$$

différence, $1^{\mathrm{k}},025$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$18^{m.c.}$ d'air pur pèsent $23^{k},4$;

$18^{m.c.}$ d'air mélangé pèsent $23,4 + 1,025 = 24,425$;

on a donc : $23,4 : 24,425 : : 1 : x = 1,044$

et : $$h'' = \frac{h}{1,044}\,[1 + a\,(t' - t)\,] - h].$$

Or on a aussi $\frac{h}{1,044} - h = -0,042\,h$, que l'on peut négliger;

il vient enfin : $$h'' = h\,a\,(t' - t)\,\frac{1}{1,044},$$

et : $$v = \sqrt{2\,g\,h\,a\,(t' - t)\,\frac{1}{1,044}}.$$

En multipliant cette valeur de v par la section du siphon, on a le volume théorique écoulé par seconde.

Pour obtenir le volume réellement écoulé, on est tenté, au premier abord, de multiplier la valeur du volume théorique par l'un des coefficients donnés par M. d'Aubuisson pour l'écoulement des gaz.

Mais ici, ces coefficients sont en défaut, comme l'a prouvé M. Péclet, dans de nombreuses expériences qu'il a faites à ce sujet.

Ainsi, ce savant physicien a trouvé que là où la vitesse théorique est :

1°	$8^{m},17$.	la vitesse réelle est	$1^{m},52$
2°	$8^{m},94$.	—	$1^{m},76$
3°	$10^{m},49$.	—	$1^{m},96$

Après de semblables résultats, il devint indispensable de déterminer les frottements qui avaient lieu dans les tuyaux. C'est encore M. Péclet qui entreprit ce difficile travail dont, après dix-huit cents expériences, faites sur des tuyaux de toutes *longueurs*, de tous *diamètres* et de toutes *natures*, il déduisit les principes suivants :

1° *La pression atmosphérique inférieure est détruite en grande partie par le frottement.*

2° *En admettant que la perte de pression est proportionnelle à la longueur du tuyau, en raison inverse de son diamètre, proportionnelle au carré de la vitesse d'écoulement et à un coefficient* K *dépendant de la nature de la cheminée, on a :*

P = pression en vertu de laquelle le gaz tend à monter;

p = pression en vertu de laquelle il monte réellement.

P — p est la pression absorbée par les frottements.

Soit : $$\mathrm{P} - p = \mathrm{K}\,\frac{v^2\,\mathrm{I}}{\mathrm{D}},$$

D et L étant le diamètre et la longueur du canal parcouru, on en déduit :

$$p = \mathrm{P} - \frac{\mathrm{K}\,v^2\,\mathrm{L}}{\mathrm{D}}.$$

Or on a $$v = \sqrt{2\,g\,p}.$$

Remplaçant p par sa valeur, on obtient :

$$v = \sqrt{2\,g\left(\mathrm{P} - \frac{\mathrm{K}\,v^2\,\mathrm{L}}{\mathrm{D}}\right)}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tirant la valeur de K de cette expression, on obtient enfin :

$$K = \frac{2gPD - v^2 D}{2gLv^2}.$$

Si l'hypothèse posée plus haut est bonne pour des tuyaux de même nature, quels que soient leurs longueurs et diamètres, on devra toujours avoir la même valeur pour K. Or l'expérience a prouvé que, dans ce cas, les valeurs de K sont sensiblement égales entre elles; M. Péclet a alors conclu que l'on pouvait admettre, pour K, les valeurs suivantes :

Cheminées en terre cuite.	K = 0,01275
— en tôle.	0,00510
— en fonte.	0,00255

Résolvant, par rapport à v, l'équation :

$$v = \sqrt{2g\left(P - \frac{K v^2 L}{D}\right)}$$

il vient :

$$v = \sqrt{\frac{2gPD}{D + 2gKL}};$$

et comme le gaz qui s'écoule dans les cheminées a pour densité 1,044, on met comme précédemment :

$$v = \sqrt{\frac{2gPD}{D + 2gKL} \times \frac{1}{1,044}},$$

d'où les formules suivantes, en remplaçant P par sa valeur $h\,a\,(t' - t)$.

1° *Air pur.*

Terre cuite. . . . . $v = 9,12 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 4\,D}}$.

Tôle. . . . . $v = 14,43 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 10\,D}}$.

Fonte. . . . . $v = 20,41 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 20\,D}}$.

2° *Air brûlé.*

Terre cuite. . . . . $v = 8,85 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 4\,D}}$.

Tôle. . . . . $v = 14,00 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 10\,D}}$.

Fonte. . . . . $v = 19,80 \sqrt{\frac{h\,a\,(t'-t)\,D}{L + 20\,D}}$.

Telles sont les six formules importantes qu'a déduites M. Péclet de ses longues et difficiles observations :

Valeur de t'. Nous avons désigné par t' la température de l'air brûlé dans la cheminée.

Cette température, comme il est facile de le vérifier, va sans cesse en décroissant depuis la partie inférieure jusqu'à la partie supérieure, et cela d'autant plus promptement que la substance

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des cheminées est plus mince et plus conductrice de la chaleur ; t' est donc la température moyenne.

Pour déterminer t', nous avons les formules suivantes qui ont été trouvées par expériences :

Soient : T', la température au sommet ;
T, *idem* à la base ;
D, le diamètre ;
e, l'épaisseur moyenne ;
v, la vitesse d'écoulement.

1° *Terre cuite.*

$$\text{Log. } T' = \text{Log. } T - \frac{0{,}0000\,61\,L}{D\,e\,v}.$$

2° *Tôle de* $0^m{,}001$ *d'épaisseur.*

$$\text{Log. } T' = \text{Log. } T - \frac{0{,}0135\,L}{D\,v}.$$

3° *Fonte de* $0^m{,}01$ *d'épaisseur.*

$$\text{Log. } T' = \text{Log. } T - \frac{0{,}0243\,L}{D\,v}.$$

Connaissant T, on détermine T' par l'une des trois formules ci-dessus, et on en déduit t', température moyenne, en posant :

$$t' = \frac{T + T'}{2}.$$

La température de l'air extérieur étant toujours très-petite par rapport à t', on peut la supposer égale à zéro.

Alors on a :
$$t' - t = \frac{T + T'}{2}.$$

Valeur de v. Pour trouver la vitesse d'écoulement, on procède de la manière suivante :
Soit proposé de trouver la vitesse d'écoulement dans une cheminée en terre cuite :

on a 1°
$$\text{Log. } T' = \text{log. } T - \frac{0{,}000061\,L}{D\,e\,v};$$

2°
$$v = 8{,}85\sqrt{\frac{P\,D}{L + 4\,D}};$$

3°
$$P = a\,h\,(t' - t) = 0{,}00366\,h\,\frac{T + T'}{2}.$$

Si on pouvait éliminer T', le problème serait résolu. Mais cette élimination est trop difficile, et il vaut mieux avoir recours à un autre moyen.

Supposons $T' = T$, nous déduisons pour P une valeur qui, substituée dans la seconde équation, donne une valeur correspondante pour *v*. Substituant alors la valeur de *v* dans la première, nous obtenons pour T' une valeur autre que T, que nous substituons dans P, puis ce nouveau P dans *v*, puis le nouveau *v* dans P, et ainsi de suite, jusqu'à ce que la valeur de T' ne varie plus. Arrivé à ce point, on substitue cette valeur de T' dans l'expression de P, d'où on déduit *v*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Détermination des dimensions des cheminées.

Soient : A, le volume d'air chaud qui doit sortir par seconde ;

p, le nombre de kilogrammes de houille que l'on doit brûler par heure, et 20 le nombre de mètres cubes d'air froid nécessaires à la combustion de 1 kilogramme.

$\frac{p \times 20}{3600}(1 + a\,t')$ est le volume d'air chaud sortant par seconde de la cheminée, à la température moyenne de cette dernière.

On a donc : $$A = \frac{p \times 20}{3600}(1 + a\,t') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Soient : D le côté du carré de la section supérieure de la cheminée ;

v la vitesse d'écoulement de l'air brûlé.

On a : $$D^2\,v = A ; \qquad \text{d'où :} \quad v = \frac{A}{D^2}.$$

Remplaçant v par sa valeur, pour terre cuite par exemple, il vient, en négligeant le terme 4 D, qui est très-petit :

$$\frac{A^2}{D^4} = (8{,}85)^2\,\frac{P\,D}{4} ;$$

et : $$L\,A^2 = (8{,}85)^2\,P\,D^5 ;$$

d'où : $$D = \sqrt[5]{\frac{L\,A^2}{(8{,}85)^2\,P}} ;$$

et : $$\log.\,D = \tfrac{1}{5}(2\log.\,A + \log.\,L - 2\log.\,8{,}85 - \log.\,P) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

A est déterminé par la formule (1).

L est la longueur totale parcourue par la fumée, longueur que l'on a soin d'augmenter un peu à cause du terme 4 D que l'on a négligé.

Il est inutile d'indiquer les formules pour obtenir D, lorsque la cheminée est en tôle ou en fonte, car la marche à suivre est absolument la même que pour la terre cuite ; les valeurs de v et t' seules changent.

Discussion.

La formule générale pour trouver la vitesse d'écoulement est :

$$v = \sqrt{2\,g\,h\,a\,(t' - t)\,\frac{1}{1{,}044} \times \frac{D}{D + 2\,g\,K\,L}}.$$

Si l est la longueur des canaux de circulation de la fumée, avant de se rendre à la cheminée, on a :

$$L = h + l.$$

On peut se proposer de résoudre la question suivante :

Est-il une valeur de h pour laquelle v est *maxima* ?

Cette question est très-importante, en ce sens qu'il pourrait arriver que, par suite des frotte-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ments de l'air dans la cheminée, il y ait inconvénient plutôt qu'avantage à donner à cette dernière une grande hauteur.

Cette question serait facile à résoudre si le facteur $t' - t$ était indépendant de h; dans ce cas, on trouverait que plus h est grand, plus v est aussi considérable, à diamètre égal; mais le facteur $t' - t$ variant avec les différentes valeurs de h d'une manière qui rend impossible la substitution, dans l'équation, de sa valeur en fonction de h, il n'y a que par des exemples que l'on peut résoudre cette question.

Soit donc une cheminée en terre cuite, nous avons, toutes réductions faites :

$$v = 8{,}85 \sqrt{\frac{h\,a\,(t' - t)\,\mathrm{D}}{l + h + 4\,\mathrm{D}}},$$

et :

$$\mathrm{Log.\ T'} = \mathrm{log.\ T} - \frac{0{,}000061\ (l + h)}{\mathrm{D}\,e\,v}.$$

Soient, en outre :

$$\begin{aligned} h &= 10^{m},00 \\ \mathrm{D} &= 0^{m},50 \\ l &= 10^{m},00 \\ e &= 0^{m},20 \\ \mathrm{T} &= 400^{\circ},00 \end{aligned}$$

Nous supposons $\mathrm{T'} = \mathrm{T}$, ce qui donne :

$$t' - t = 400^{\circ},$$

et :

$$v = 8{,}85 \sqrt{\frac{10 \times 0{,}00366 \times 400 \times 0{,}50}{20 + 2}}$$

$$= 5^{m},12;$$

d'où :

$$\mathrm{Log.\ T'} = 2{,}602 \frac{0{,}000061 \times 20}{0{,}50 \times 0{,}20 \times 5{,}12},$$

$$\mathrm{T'} = 398^{\circ}$$

il n'y a pas de refroidissement sensible.

Soit maintenant : $h = 20^{m}$.

Nous supposons toujours $\mathrm{T'} = \mathrm{T}$ en commençant ;

et :

$$v = 8{,}85 \sqrt{\frac{20 \times 0{,}00366 \times 400 \times 0{,}50}{30 + 2}},$$

$$= 6^{m},00;$$

d'où :

$$\mathrm{Log.\ T'} = 2{,}602 - \frac{0{,}000061 \times 30}{0{,}50 \times 0{,}20 \times 6};$$

$$\mathrm{T'} = 397^{\circ};$$

il n'y a encore pas de refroidissement sensible.

Admettant les vitesses $5^{m},12$ et 6^{m}, nous voyons que, en doublant la hauteur, nous ne gagnons que $0^{m},88$ de plus à la vitesse, c'est-à-dire $^{1}/_{6}$, d'où résulte que :

Lorsque les cheminées ont plus de 10 *mètres, le tirage augmente, à diamètre égal, mais dans une si faible proportion, par rapport à la dépense que cela occasionne, qu'il y a tout avantage à ne pas dépasser cette hauteur, et à augmenter le diamètre quand on veut produire un plus fort tirage.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Comparaison entre le tirage mécanique et le tirage physique.

Nous avons indiqué (page 207) les quantités de travail à dépenser pour opérer la combustion de 1 kilogramme de carbone par un procédé mécanique.

Admettant, pour les cheminées, que la température moyenne de la fumée sortant des carneaux est 400°, et que la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone est 20 kilogrammes, nous ferons observer que, si la capacité calorifique de l'air était la même que celle de l'eau, la quantité de chaleur à dépenser pour produire le tirage nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone serait :

$$20 \times 400 = 800 \text{ unités de chaleur.}$$

mais, comme elle n'est que le quart de l'eau, la dépense est seulement :

$$\frac{8000}{4} = 2000 \text{ unités de chaleur,}$$

c'est-à-dire le tiers de la chaleur développée par le combustible.

Or on brûle, en moyenne, par heure et par cheval, $4^k,50$ de houille, correspondant à une production de $4,5 \times 7000 = 31500$ unités de chaleur; un tiers de cette chaleur étant emporté dans la cheminée, il en résulte que la force d'un cheval pendant une heure correspond à 20000 unités de chaleur utilisée. Nous en concluons que les 10,000 unités de la chaleur emportée correspondent à la force d'un demi-cheval pendant le même temps, c'est-à-dire à $0,5 \times 65 \times 3,600 =$ 135000 kilogrammètres. Nous posons alors la proportion :

$4^k,500$ de carbone brûlé : 135000 kilogrammètres : : 1^k : x
d'où : $x = 30,000$ kilogrammètres.

Nous avons trouvé que, en produisant le tirage mécaniquement par inspiration, la combustion de 1 kilogramme de carbone coûte théoriquement 8200 kilogrammètres. Admettant que, pratiquement, elle en coûte 15000, on n'a encore que la moitié de ce que coûte le tirage physique. Mais, dans le cas de tirage mécanique par inspiration, il est impossible d'abandonner la fumée à moins de 150°, température du générateur, il y a donc là une perte qui vient rendre moindre la différence existant entre les dépenses dans les deux cas. C'est pourquoi nous pensons qu'il y aura toujours peu d'avantage, s'il y en a, à modifier le système actuel de tirage, toutes les fois qu'il sera possible de faire usage de cheminées en briques ayant au moins 10 mètres de haut.

Proportions des cheminées en briques.

On considère, dans une cheminée, cinq quantités principales, savoir :
La hauteur, H ;
Le diamètre intérieur supérieur, d ;
Le diamètre intérieur inférieur, D ;
Le diamètre extérieur supérieur, d ;
Le diamètre extérieur inférieur, D.

La hauteur H se donne généralement ; le diamètre d se détermine par la formule (2) de la page 214.

Restent les diamètres d', D, D' qui se déterminent par expérience.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le diamètre d' se fait toujours égal au diamètre d, augmenté de la largeur d'une brique de chaque côté, ce qui donne :

$$d' = d + 0^{m},25.$$

Les diamètres D et D' ont subi de grandes variations, comme on va le voir. Autrefois, on considérait comme dimensions les plus convenables de ces diamètres les valeurs suivantes :

$$D = d + \frac{1}{40} H,$$

$$D' = d' + \frac{1}{16} H.$$

Aujourd'hui on fait usage, dans un grand nombre de cas, des valeurs suivantes :

$$D = d + \frac{1}{60} H,$$

$$D' = d' + \frac{1}{37} H.$$

Nous voulons bien admettre que les premières valeurs de D et D' donnaient aux cheminées un aspect un peu lourd ; mais nous trouvons que ces nouvelles valeurs, qui bien certainement contribuent à leur donner un aspect agréable à l'œil, leur font perdre beaucoup de leur solidité ; ce qui le prouve, c'est que, depuis quelques années, chaque coup de vent un peu violent entraîne la chute d'une ou plusieurs cheminées d'usines, chute toujours fort dangereuse et qu'il faut tâcher d'éviter.

A notre avis, les valeurs les plus convenables de D et D' sont les suivantes, que nous avons adoptées pour plusieurs cheminées, dont une de 60 mètres, destinée à une machine de 250 chevaux, savoir :

$$D = d + \frac{1}{50} H,$$

$$D' = d' + \frac{1}{25} H.$$

Les cheminées en métal suivent assez généralement la règle des diamètres intérieurs :

$$D = d + \frac{1}{50} H.$$

2° Grille. — D'une part, quand la combustion est lente, la différence de température entre le combustible rayonnant et l'eau qu'il chauffe est faible ; la quantité de calorique passant, dans un temps donné, à travers les parois de la chaudière est faible, il faut alors une très-grande surface de chauffe pour utiliser tout le calorique utilisable.

D'autre part, quand la combustion est lente, les matières volatiles se dégagent lentement et brûlent plus complétement.

Quand la combustion est active, l'inverse a lieu ; la différence des températures est grande, le chauffage prompt et la surface de chauffe peut être réduite ; mais il se dégage instantanément, au moment où l'on charge, une quantité de matières volatiles trop abondante pour brûler intégralement, et dont partie se perd à l'état de fumée.

Nous déduisons de ces deux faits que :

1° En principe, il faut faire les grilles aussi petites que possible, afin d'avoir la combustion la plus vive possible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° La surface de la grille doit être d'autant plus grande que la houille brûlée est plus grasse, afin qu'il y ait, autant que possible, équilibre entre la perte de différence des températures et le gain de matières volatiles brûlées qui résulte du ralentissement de la combustion.

En général, on donne à la grille une surface égale à 3 fois la section de la cheminée, ce qui suppose environ :

1 kilogramme de houille
7 kilogrammes de vapeur
} par décimètre carré de surface de grille.

Pour apprécier ces chiffres, comparons-les à ce qui se passe dans les fours à réverbère des forges à fer, là où la vivacité de la combustion est poussée à la dernière limite du possible.

Dans les fours à réverbères non soufflés, la cheminée a 25 décimètres carrés et la grille 85 décimètres carrés pour une combustion de 125 kilogrammes de houille par heure, soit :

5 kilogrammes pour 1 décimètre carré de cheminée,
1k,47 pour 1 décimètre carré de grille.

M. Cavé a fait un grand nombre d'expériences dans le but de déterminer le rapport qui doit exister entre la surface de la grille et la consommation de combustible par heure. Extrayant de ces expériences, dont nous avons résumé la presque totalité, les quantités *maxima* de vapeur produites par 1 kilogramme de houille, pour divers rapports entre la surface de la grille et, d'une part, la surface de chauffe, d'autre part la consommation en combustible, nous formons le tableau suivant :

	QUANTITÉS MAXIMA d'eau vaporisée par kilog. de houille, en kilogrammes.	QUANTITÉS DE HOUILLE brûlée par heure et par décim. carré de surface de grille en kilogr.	RAPPORTS entre LES SURFACES de la grille et de chauffe de la chaudière.
1er groupe.	8,72	0,24	1 à 7,6
	8,35	0,56	1 à 19,0
	7,80	0,48	1 à 15,2
	7,70	0,60	1 à 19,0
	7,60	0,24	1 à 19,5
2e groupe.	7,30	0,35	1 à 12,9
	6,90	0,39	1 à 12,9
	6,82	0,35	1 à 19,5
	6,78	0,44	1 à 13,0
	6,55	0,53	1 à 15,2
3e groupe.	6,45	0,39	1 à 15,2
	6,41	0,44	1 à 7,6
	6,35	0,57	1 à 26,0
	6,30	0,70	1 à 15,2
	6,02	0,75	1 à 26,0
4e groupe.	5,86	0,81	1 à 15,2
	5,82	0,78	1 à 26,0
	5,70	0,52	1 à 26,0
	5,68	0,73	1 à 15,2

Si nous prenons les moyennes des résultats consignés dans ce tableau, nous trouvons :

Eau vaporisée par kilogramme de houille. 7k,80

Quantité de houille brûlée par heure et par décimètre carré de surface de grille. 0k,52

Rapport entre les surfaces de grille et de chauffe. . . . . 1 à 17k,20

Si, maintenant, nous prenons les moyennes de ces résultats, divisés en quatre groupes de 5 nous obtenons :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

GROUPES.	EAU VAPORISÉE par kilogramme de houille.	QUANTITÉS de houille brûlée par heure et par décimètre carré de surface de la grille.	RAPPORTS entre les surfaces de grille et de chauffe.
1er groupe.	8kil.,03	0kil.,42	1 à 16,0
2e —	6 ,87	0 ,41	1 à 14,7
3e —	6 ,30	0 ,57	1 à 18,0
4e —	5 ,76	0 ,71	1 à 20,6

Nous concluons de ces faits que :

1° La surface de la grille d'un foyer chauffant directement une chaudière à vapeur et ne pouvant, par conséquent, jamais atteindre la température des fours à réverbère, si utile pour la combustion de la fumée, ne doit être réduite à 1 décimètre carré, pour 1k,47 de houille à brûler par heure, que quand cette dernière est tout à fait maigre.

2° Les proportions les plus convenables à donner sont :

	Par décimètre carré de surface de grille et par heure.
Houille grasse.	0k,50 houille. 3k,50 vapeur.
Houille demi-grasse..	0k,75 houille. 5k,25 vapeur.
Houille maigre.	1k,00 houille. 7k,00 vapeur.

Dans les foyers à *coke*, les dimensions de la grille sont tout à fait différentes que pour la houille. Non-seulement les barreaux sont plus espacés, mais la surface peut être considérablement diminuée, attendu que plus le combustible est entassé, mieux il brûle. Dans les locomotives, où le tirage est violent, on brûle par heure 5 kilogrammes de coke par décimètre carré de surface de grille, c'est-à-dire de 5 à 10 fois ce que nous avons indiqué comme le plus convenable pour la houille.

La hauteur du foyer au-dessus de la grille est à peu près constante pour chaque combustible, quelle que soit la surface de la grille.

Pour la houille, on compte qu'il faut une hauteur de *trente centimètres* environ entre la grille et le générateur. Cette hauteur doit être augmentée légèrement quand le combustible brûle avec une flamme longue, et diminuée quand, au contraire, il brûle avec une flamme courte. Dans tous les cas, l'épaisseur du combustible sur la grille ne doit dépasser 0m,18 quand le charbon est en *gaillette*, et 0m,15 quand il est *menu*.

Pour le coke, la hauteur du générateur au-dessus de la grille est très-variable, attendu que l'épaisseur de ce combustible sur la grille est elle-même aussi très-variable. Dans la locomotive, où, comme nous l'avons déjà dit, le tirage est très-actif, l'épaisseur du combustible sur la grille est portée quelquefois jusqu'à *soixante centimètres*. La hauteur de la boîte à feu est, dans ce cas d'environ 1 mètre plus ou moins, mais cela par suite de considérations étrangères à la combustion. Dans tous les cas, il est bon de ne pas laisser moins de 0m,15 à 0m,20 entre la surface supérieure du coke et la paroi du générateur; en laissant moins, on risque de faire brûler le métal soit par l'action énergique du soufre qui se dégage du combustible, soit par les dépôts de sels ou les chambres de vapeur qui se forment dans le générateur, en cet endroit où se fait une forte transmission de calorique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les grilles se composent de *barreaux* dont les formes varient suivant le combustible, comme nous l'avons vu en parlant de ces pièces (page 138). Il n'existe pas de proportions bien définies entre la longueur et la largeur des grilles; en général, il est bon que la largeur soit moindre que celle de la surface du générateur exposée à l'action directe du combustible enflammé; d'autre part, il est bon aussi que la longueur ne soit pas trop considérable, parce qu'alors il devient difficile de tisonner, et il faut laisser la porte ouverte plus longtemps. Une longueur de $1^m,80$ est le maximum que l'on puisse convenablement donner à une grille; il y a donc lieu de faire en sorte, dans la disposition du générateur, que la surface de ce dernier, exposée au feu, présente une largeur suffisante pour dépasser celle de la grille correspondant à cette longueur maxima, dans le cas de grands appareils, bien entendu.

Une grille est dans de bonnes proportions quand sa longueur est à sa largeur dans le rapport de 4 à 3. Il ne faut pas une trop petite largeur, parce qu'alors la combustion est moins vive.

Aux extrémités longitudinales de la grille se trouvent, d'une part, le *tisart*, la *porte* et la *plaque du foyer*, dont nous avons déjà parlé (page 139); d'autre part, l'*autel*, servant de séparation entre le foyer et les carneaux.

L'*autel* (pl. 18, fig. 1) est un petit mur vertical A, élevé à l'extrémité de la grille pour relever la flamme que le tirage de la cheminée tend à coucher et à éloigner de l'appareil à chauffer. La hauteur de l'autel, au-dessus de la grille, varie entre $0^m,20$ et $0^m,40$, suivant la distance de cette dernière à la paroi inférieure du générateur. Dans tous les cas, il est bon de ne pas laisser plus de $0^m,15$ entre la plate-forme supérieure de l'autel et cette paroi.

Le *cendrier* est un espace prismatique rectangulaire B (fig. 1), dont une des faces latérales est complétement ouverte pour donner accès à l'air destiné à l'alimentation de la combustion. Sa hauteur n'est pas indifférente, attendu que, quand il est trop bas, le rayonnement, sur la grille, des scories et cendres chaudes qui s'y trouvent déposées échauffe cette dernière et facilite sa prompte destruction par le combustible enflammé. Généralement on pose la grille à $0^m,80$ au-dessus du sol, cette hauteur étant celle pour laquelle le chargement et le tisonnage du combustible sont le plus faciles; il est bon de donner toujours une hauteur égale au cendrier, c'est-à-dire de le mettre de plain-pied avec le sol du chauffeur.

3° Carneaux. — On donne le nom de carneaux à une série de conduits destinés à faire circuler autour du générateur les gaz chauds qui se rendent du foyer à la cheminée.

On considère les carneaux sous trois points de vue distincts, savoir : la *disposition*, la *forme* et les *dimensions*.

Il existe deux dispositions principales des carneaux, dont l'une, dite à trajet direct, consiste en un ou plusieurs conduits isolés, partant tous du foyer et aboutissant à la cheminée, et dont l'autre, dite à circulation, consiste en une série de conduits consécutifs, dont le premier part du foyer, et dont le dernier aboutit à la cheminée.

Autrefois ces deux dispositions figuraient assez indistinctement dans les chaudières à chauffage intérieur et dans les chaudières à chauffage extérieur. Dans les premières, la circulation présentait l'inconvénient de permettre difficilement le nettoyage des carneaux; dans les secondes, le trajet direct présentait l'inconvénient de faire subir aux carneaux une répartition inégale des gaz chauds, ce qui nuisait à l'obtention d'un bon chauffage.

Aujourd'hui on emploie, à peu près exclusivement, le trajet direct pour chaudières à chauffage intérieur et la circulation pour chaudières à chauffage extérieur.

Dans le premier cas, les carneaux sont ronds et portent le nom de tubes, dont le nombre et le diamètre varient suivant la quantité de surface que l'on veut chauffer et la nature du combustible que l'on emploie. Nous verrons plus loin quelles sont les conditions auxquelles il faut satis-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

faire pour leur donner une quantité déterminée de surface de chauffe ; nous ne nous occuperons ici que de leur diamètre. Avant l'importante découverte des chaudières à petits tubes, le diamètre des tubes n'était jamais moindre que 10 centimètres, et s'élevait à 30, 60 et même 100 centimètres, suivant les dimensions des appareils. Aujourd'hui que l'on comprend toute l'utilité des petits diamètres pour la surface de chauffe, on cherche à donner à ces derniers la valeur minima qu'ils peuvent affecter. Or cette valeur peut être d'autant plus faible que le combustible produit moins de fumée en brûlant, attendu que la fumée dépose, à leur intérieur, une suie qui tend à les engorger. Il résulte de là que, quand le combustible est de la houille grasse, le diamètre des tubes ne doit pas être moindre que 10 centimètres, tandis que, quand le combustible est du coke, ce diamètre peut descendre jusqu'à 5 centimètres et au-dessous.

Dans le second cas, les carneaux sont des prismes à section rectangulaire plus ou moins modifiée, dont l'une des faces latérales est fermée par la paroi du générateur et dont les trois autres sont entourées de briques.

La hauteur de ces carneaux se détermine d'après celle de la paroi du générateur, qui peut, sans inconvénient, être en contact avec eux. La largeur se détermine d'après des considérations que nous développerons en parlant des cheminées. En général, il faut que la section des carneaux soit au moins égale à celle de la cheminée.

La disposition des carneaux à circulation varie nécessairement suivant le système générateur à chauffer. En général, il y a un premier conduit qui, partant du foyer, fait circuler les gaz chauds sous la paroi inférieure du générateur, dans toute sa longueur ; au sortir de ce conduit, les gaz chauds circulent autour de la chaudière dans d'autres conduits latéraux, d'où ils se rendent à la cheminée.

Ce mode de circulation, qui est exclusivement employé aujourd'hui pour chauffer des chaudières cylindriques à deux bouilleurs, présente l'inconvénient de ralentir le tirage de la cheminée, non pas seulement parce que les gaz y arrivent moins chauds que directement, mais parce qu'ils éprouvent dans la circulation des frottements assez notables sur les parois des carneaux, et rencontrent plusieurs coudes. Il en résulte que si, d'une part, la chaudière enlève aux gaz chauds une plus grande quantité de chaleur par contact, d'autre part, la combustion étant plus lente, la quantité de chaleur rayonnante absorbée est moins considérable.

C'est, en majeure partie, dans le but de déterminer quels sont les avantages de la circulation, qu'ont été faites les intéressantes expériences de M. Cavé, dont nous avons déjà parlé à propos des grilles. A cet effet, on a employé trois chaudières à chauffage extérieur, dont l'une sans bouilleurs, et les deux autres à bouilleurs et de dimensions différentes. Ces chaudières ont été successivement soumises au chauffage par circulation et au chauffage par trajet direct.

Le tableau ci-dessous donne un résumé que nous avons fait de ces expériences, en ce qui concerne la circulation.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des quantités d'eau vaporisée par kilogramme de houille pour différentes dispositions de carneaux.

SYSTÈMES des chaudières.	MODES de chauffage des chaudières.	LONGUEUR totale des carneaux.	Nomb. des coudes, non compris celui à l'introduct. dans la cheminée.	RAPPORTS entre les surfaces de grille et de chauffe.	SURFACES totales de chauffe en mètres carrés.	QUANTITÉS de houille brûlée par heure en kilogr.	QUANTITÉS d'eau vaporisée par kilogr. de houille en kilog.	
							en réalité.	en moyenne.
		mètres.						
Cylindrique sans bouilleurs.	Circulat. dans deux galeries et un conduit à la cheminée.	21	2	1 à 7,6	12, 5	39,50	7,79 8,72 7,75	8,08
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	39,50	7,75 7,55 7,71	767
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	31,80	»	6,45
		21	2	1 à 15,2	12, 5	57,25	»	6,30
Cyl. sans bouilleurs avec tube réchauff.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	37,50	7,80 6,90	7,35
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	31,80	»	7,42
		»	»	1 à 19	12, 5	39, 5	7,20 6,62 7,70 6,32	7,21
id.	id.	21	2	1 à 19	12, 5	37,00	»	8,35
id.	id.	21	2	1 à 19	12, 5	37,30	»	8,32
id.	id.	21	2	1 à 15,1	12, 5	44,50	6,55 5,92 5,90	6,12
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	38, 6	»	6,90
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	38, 2	6,90 6,62	6,76
id.	id.	21	2	1 à 15,2	12, 5	37, 6	»	6,85
Chaud. sans bouill.	Direct.	8	pas.	1 à 15,2	12, 5	60,00	5,68 5,60	5,64
id.	id.	8	pas.	1 à 15,2	12, 5	66,00	5,20 5,70 5,86	5,59
id.	id.	8	pas.	1 à 7,6	12, 5	72,10	6,00 6,17 6,41 6,41 6,40	6,28
Chaud. à 2 bouill.	Circulat. dans deux galer. et un conduit.	23	2	1 à 19,5	32,18	39,50	7,12 7,59 7,60 6,90	7,30
id.	id.	23	2	1 à 19,5	32,18	57,20	»	6,82
id.	Direct.	7	pas.	1 à 13,0	21,36	64,00	6,90 6,90	6,90
id.	id.	7	pas.	1 à 13,0	21,36	58,10	»	7,30
id.	id.	7	pas.	1 à 26,0	21,36	64,00	»	5,82
id.	id.	7	pas.	1 à 26,0	21,36	61,80	»	6,02
id.	id.	7	pas.	1 à 26,0	21,36	46,50	6,35 6,18	6,26
id.	id.	7	pas.	1 à 26,0	21,36	42,90	»	5,70
id.	id.	7	pas.	1 à 13,0	21,36	72,20	6,02 6,00 6,50 6,40	6,23
id.	Circulat. dans deux galer. et un conduit.	16	2	1 à 13	21,36	72,20	6,15 6,30 6,72 6,78 6,02 6,10 6,27 6,30	6,33
id.	id.	16	2	1 à 13	21,36	73,00	»	6,59

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il résulte de l'examen de ce tableau que, d'une part, la quantité moyenne d'eau vaporisée par kilogramme de houille a dépassé huit kilogrammes dans les deux circonstances suivantes, savoir :

1° Chaudière cylindrique sans bouilleurs, à circulation dans deux galeries et un conduit, ayant 21 mètres de long et 2 coudes, le rapport de la surface de la grille à celle de chauffe étant 1 à 7,6, la surface de chauffe étant $12^{m},05$, et la consommation en houille, par heure, étant $39^{k},50$.

2° Même chaudière que la précédente, avec tube réchauffeur, dans les mêmes circonstances de circulation, le rapport entre les surfaces de grille et de chauffe étant 1 à 19, et la consommation en houille, par heure, étant $37^{k},15$ en moyenne.

D'autre part, la quantité moyenne d'eau vaporisée par kilogramme de houille s'est trouvée au-dessous de $6^{k},00$ pour chaudières à deux bouilleurs à chauffage par trajet direct, le rapport entre les surfaces de grille et de chauffe étant 1 à 26, la surface de chauffe étant $21^{m.q},36$, et la consommation en houille par heure étant : 1° $64^{k},00$; 2° $42^{k},80$.

Il n'a pas été fait, à notre connaissance, d'expériences sur les chaudières à deux bouilleurs avec circulation autour de la chaudière. Il est probable que, dans ce cas, les résultats eussent été analogues à ceux obtenus pour chaudières à deux bouilleurs avec circulation double et traversée du conduit contenant un tube réchauffateur.

Ce qui ressort pour nous de ces expériences, c'est que :

1° Quand la chaudière est courte, il y a toujours avantage à faire circuler la fumée, et alors à avoir des bouilleurs ;

2° Quand la chaudière est longue, il *peut* y avoir avantage à chauffer par trajet direct, mais en vaporisant le moins possible par mètre carré moyen de surface de chauffe.

Or ces deux faits sont connus depuis longtemps ; nous ne pensons donc pas que les résultats des expériences de M. Cavé soient de nature à amener des modifications dans le système de chauffage par circulation, adopté principalement dans les villes, c'est-à-dire là où l'espace disponible est le plus petit.

Nous verrons plus loin quel est le système de chaudières qui est le plus probablement appelé à remplacer celui dit *à circulation extérieure ou à bouilleurs*.

CHAPITRE II.

GÉNÉRATEURS.

Les générateurs, appelés aussi *chaudières à vapeur*, sont des capacités fermées dans lesquelles ont lieu, d'une part, la transformation de l'eau en vapeur ; d'autre part, l'agglomération de cette dernière en quantité proportionnelle à la dépense qui s'en fait sous une pression déterminée. A cet effet, ils doivent être munis de parois imperméables aux fluides pondérables, conductrices de la chaleur et suffisamment résistantes pour ne pas se déformer ou rompre sous l'influence de la pression intérieure.

Pour ces divers motifs, les générateurs sont des vases métalliques dont les formes, dimensions et épaisseurs varient suivant la nature du métal employé, la pression intérieure à supporter et la quantité de vapeur à produire dans un temps donné.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Avant d'entrer dans les détails de construction de ces appareils, nous allons, comme nous l'avons fait pour les fourneaux, dire quelques mots sur la théorie de la vaporisation.

THÉORIE DE LA VAPORISATION.

La vaporisation est le passage de l'état liquide à l'état gazeux. Ce changement d'état des corps est sollicité par deux causes agissant soit isolément, soit simultanément, savoir : *l'élévation de la température, la diminution de la pression*. Il résulte de là que plus la température d'un liquide est élevée, plus ce liquide est voisin de son point d'ébullition; plus, au contraire, la pression est élevée, plus il en est éloigné. Si donc on veut retarder le point d'ébullition d'un liquide, il suffit d'augmenter la pression à laquelle il est soumis.

Il existe deux moyens pour augmenter la pression, l'un, mécanique, qui consiste dans la diminution d'un volume donné par la compression, l'autre, physique, qui consiste dans le chauffage d'un volume donné du liquide en vase clos, plein ou non plein. Dans ce dernier cas, il y a d'abord ébullition sous la pression initiale, puis la vapeur produite venant ajouter sa force élastique à celle qui existait primitivement, le point d'ébullition est successivement retardé et la pression successivement augmentée jusqu'au moment où un orifice d'écoulement étant ouvert à la vapeur, il s'échappe à chaque instant une quantité de cette dernière exactement égale à celle qui se forme dans le vase ; alors la pression et la température restent constantes.

Si, à ce moment, au lieu de laisser échapper cette vapeur dans l'air, on la fait circuler dans un serpentin suffisamment long et plongé dans un poids déterminé d'eau froide, on trouve que la quantité de chaleur emportée par un poids donné de cette vapeur, que nous supposons être de la vapeur d'eau, est infiniment plus considérable que celle qu'il faudrait pour élever un même poids d'eau à la même température.

Admettant que la quantité de chaleur nécessaire pour élever 1 kilogramme d'eau de 1° est constante, quelle que soit la température, M. Clément Desormes a trouvé que la quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser 1 kilogramme d'eau, quelle que soit la température de vaporisation, était égale à celle qu'il faut dépenser pour élever 650 kilogrammes de 1° ; d'où résulterait que la quantité de calorique latent correspondant à la vaporisation de l'eau ne serait pas constante, et qu'on aurait, l'eau étant à zéro degré :

Température de vaporisation.	Calorique latent.
0°	650
100	550
650	0

M. Regnauld a essayé de vérifier ce fait, et a trouvé, la température initiale étant toujours 0° :

Température de vaporisation.	Calorique latent.
0°	606,5
50	621,7
100	637,0
110	640,0
120	643,1
130	646,1
140	649,2
150	652,2
160	655,3
170	658,2

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

C'est-à-dire que, en appelant *unité de chaleur* la quantité de chaleur nécessaire pour élever 1 kilogramme d'eau de 1 degré, les quantités de calorique latent correspondant à la vaporisation de 1 kilogramme d'eau seraient, suivant M. Clément Désormes, 650 unités de chaleur, moins autant d'unités de chaleur qu'il y a de degrés entre 0 degré et la température de vaporisation, tandis que, suivant M. Regnault, la loi serait tout autre.

Nous n'admettons pas, avec M. Clément Désormes, que la quantité de calorique nécessaire à l'élévation de 1 kilogramme d'eau de 1 degré est constante, quelle que soit la température; nous admettons, au contraire, avec M. Regnault, que la capacité calorifique de l'eau augmente avec la température, et qu'il faut dissoudre plus de calorifique sensible dans ce liquide pour le faire passer de 90 à 91 degrés que pour le faire passer de 10 à 11 degrés Mais alors que sont les unités de chaleur de M. Regnault, du moment où elles varient suivant la température?

Il faut considérer les nombres donnés par ce savant comme des rapports entre les quantités de calorique absorbées pour vaporiser 1 kilogramme d'eau affectant la température initiale de 0 degré.

En second lieu, nous n'admettons pas non plus que le changement d'état physique comporte des quantités de calorique combiné variables suivant la température à laquelle a lieu ce changement d'état physique, par la raison toute simple que, l'état physique engendré étant le résultat de la combinaison du calorique avec un état physique antérieur, si les composants et le composé sont les mêmes, les proportions des composants sont constantes, quelle que soit la température à laquelle a lieu la réaction.

La méthode anglaise, qui consiste à considérer le calorique latent de vaporisation de l'eau comme constant, nous paraît donc la seule rationnelle.

Quant au quantum, nous sommes tout disposé à admettre le chiffre de 537 au lieu de 550 qu'a trouvé M. Regnault pour la portion afférente au changement d'état physique de l'eau à 100 degrés; mais, malheureusement, ce chiffre peut n'être pas plus exact que l'autre.

Comme, d'une part, l'unité de chaleur ne peut pas être définie, puisqu'elle varie pour chaque degré du thermomètre; comme, d'autre part, l'exactitude mathématique n'est pas indispensable pour l'application de la vapeur aux usages industriels, nous conserverons, avec Clément Désormes, le chiffre de 650 comme expression du nombre d'unités de chaleur nécessaire à la vaporisation de 1 kilogramme d'eau à 0 degré, quelle que soit la température de cette dernière, et nous appellerons : *unité de chaleur* la centième partie de la quantité de chaleur nécessaire pour élever 1 kilogramme d'eau de 0 à 100 degrés.

Soit, maintenant, un vase fermé contenant environ $^1/_5$ de son volume d'eau froide et soumis à l'action d'une température élevée; l'eau s'échauffe jusqu'à 100 degrés, et, arrivée à ce point, commence à se vaporiser. Supposons le vase muni d'un orifice d'écoulement pour la vapeur produite; la vapeur s'échappe par cet orifice et la température de l'eau reste constante pendant toute la durée de la vaporisation. Si, au contraire, le vase est en communication avec une pompe alimentaire qui lui fournit autant d'eau par seconde qu'il s'en vaporise dans le même temps, le niveau du liquide reste constant, et la vaporisation dure et s'effectue régulièrement tant que la température à laquelle le vase est soumis reste constante.

Si, au lieu d'être ouverts, l'orifice d'écoulement de la vapeur et le robinet d'alimentation sont fermés, la vaporisation s'effectue comme par le passé, la pression augmente et le point d'ébullition de l'eau s'élève. Si, lorsque la pression intérieure est devenue $b + h$ (b étant égale à $0^m,76$, pression initiale), et la température correspondante d'ébullition est devenue $100^\circ + t$, on ouvre l'orifice d'écoulement et opère une alimentation en eau égale à la dépense en vapeur par cet orifice, le même fait que nous avons constaté pour une température de 100 degrés se renouvelle :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la vaporisation dure et s'effectue régulièrement tant que la température à laquelle le vase est soumis reste constante.

Refermons de nouveau l'orifice d'écoulement de la vapeur et le robinet d'alimentation jusqu'à ce que toute l'eau contenue dans le vase soit vaporisée; puis, à ce moment, ouvrons ces deux robinets, toujours de telle sorte qu'il entre autant d'eau dans le vase par seconde qu'il en sort de vapeur dans le même temps; au fur et à mesure que l'eau est introduite, elle se convertit en vapeur à la température $100^{\circ} + t'$ à la pression $b + h'$ de mercure de l'intérieur.

A cela près, les mêmes faits que nous avons signalés précédemment ont lieu : la vaporisation dure et s'effectue régulièrement tant que la température reste constante.

Ainsi, dans le premier cas, l'alimentation a pour but de remplacer à chaque instant une fraction, qui se vaporise, de l'eau contenue dans le vase ; dans le second cas, l'alimentation a pour but de remplacer à chaque instant l'eau qui se vaporise intégralement.

On nomme *vaporisation saturée* la vaporisation fractionnable de l'eau renfermée dans un vase, et *vaporisation instantanée* la vaporisation intégrale de ladite eau.

Théoriquement, ces deux modes de vaporisation ne diffèrent en rien l'un de l'autre; il faut toujours la même quantité de calorique pour vaporiser 1 kilogramme d'eau ; la même quantité d'eau d'alimentation par seconde et la même section à l'orifice d'écoulement de la vapeur pour dégager 1 kilogramme de cette dernière à la température $100 + t'$ degrés à la pression $b + h'$ de mercure.

Pratiquement, il en est tout autrement, c'est pourquoi nous allons passer scrupuleusement en revue chacun de ces modes de vaporisation de l'eau.

§ I. — De la vaporisation saturée.

Jusqu'à ce jour, la vaporisation saturée a été exclusivement appliquée à l'utilisation de la vapeur d'eau, soit comme moyen de chauffage, soit comme force motrice. Par suite de la présence de l'eau qui occupe, dans les chaudières, un volume suffisant pour que les parois en contact avec les gaz chauds qui s'échappent du foyer soient toujours mouillées de ce liquide, la température de ces parois est toujours la même que celle à laquelle s'effectue la vaporisation, et le métal dont elles se composent ne risque pas d'être brûlé. En outre, si la pompe alimentaire ne fonctionne pas assez régulièrement pour introduire, par seconde, dans la chaudière une quantité d'eau précisément égale à celle qui en sort à l'état de vapeur, le niveau supérieur du liquide varie, mais la production de vapeur est sensiblement constante, et le métal n'est pas, pour cela, exposé à se détériorer. Seulement, comme, d'une part, la température du liquide est constante et égale à celle de vaporisation; comme, d'autre part, l'absorption du calorique par un mètre carré de surface de chauffe est déterminée par la différence des températures entre les gaz chauds et le liquide, la puissance de vaporisation n'est jamais considérable et va en diminuant très-promptement depuis le foyer jusqu'à l'orifice d'écoulement des gaz chauds dans la cheminée.

Ce qu'il importait, avant tout, lorsqu'on fit usage en grand, pour la première fois, des appareils à vapeur, c'était de connaître les températures correspondant aux différentes pressions, afin de pouvoir calculer les quantités dépensées de la vapeur fonctionnant à ces diverses pressions.

M. *Gay-Lussac* trouva d'abord que la densité de la vapeur d'eau est les $^5/_8$ de celle de l'air dans les mêmes circonstances de température et de pression. Or, comme à 100° la pression de la vapeur d'eau est égale à $0^{m},76$ de mercure, il suffit de prendre la densité de l'air à 100° pour obtenir celle de la vapeur, comme suit :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un mètre cube d'air à sec 0°, sous la pression de $0^{m},76$ de mercure, pèse $1^{k},2990505$, soi $1^{k},3$, et occupe, à 100°, un volume représenté par $1 + 100 \times 0.00366 = 1^{m.c.},366$,

d'où :

$$1^{k},3 : 1^{m.c.},366 :: 1^{k} : x$$

$$x = \frac{1,366}{1,3} = 1^{m.c.},06.$$

Le volume d'un kilogramme d'air à 100°, sous la pression de $0^{m},76$ de mercure, étant $1^{m},06$, celui de 1 kilogramme de vapeur, dont la densité est $^{5}/_{8}$, se trouve être de $\frac{8 \times 1,06}{5} = 1^{m.c.},700$.

Ainsi, à 100°, 1 kilogramme de vapeur saturée et affectant, par conséquent, une pression de $0^{m},76$ occupe un volume de 1700 litres.

Remarquons bien que, si la vapeur n'était pas saturée, elle se comporterait comme les gaz et pourrait affecter, d'une part, la température de 100°, sans affecter la pression $0^{m},76$ de mercure ; d'autre part, la pression $0^{m},76$ sans affecter la température de 100°.

Cette relation entre la température et la pression de la vapeur saturée que nous connaissons pour la température de 100°, MM. Dulong et Arago, Gay-Lussac et Regnault ont successivement travaillé à sa détermination pour des températures et pressions autres ; MM. Dulong et Arago, pour températures supérieures à 100° ; M. Gay-Lussac, pour températures inférieures à 100° ; M. Regnault, pour températures et pressions, au-dessous et au-dessus de 100°.

Nous donnons ci-dessous les tables consignant les résultats des dernières expériences, c'est-à-dire de celles de M. Regnault.

TABLE DES FORCES ÉLASTIQUES DE LA VAPEUR D'EAU DE — 32° A 100°
(d'après les expériences de M. Regnault).

TEMPÉR. en DEGRÉS centigrades.	FORCES ÉLAST. en MILLIMÈTRES de mercure.	DIFFÉRENCE	PRESSION EN KILOG. sur 1 centimètre carré.	TEMPÉR. en DEGRÉS centigrades.	FORCES ÉLAST. en MILLIMÈTRES de mercure.	DIFFÉRENCE	PRESSION EN KILOG. sur 1 centimètre carré.
— 32°	0mm,310		0kil.,0004	— 8°	2mm,327		
31	0 ,336	0mm,026		7	2 ,533	0mm,206	
30	0 ,365	0 ,029	0 ,0005	6	2 ,758	0 ,225	
29	0 ,397	0 ,032		5	3 ,004	0 ,246	
28	0 ,431	0 ,034		4	3 ,271	0 ,267	
27	0 ,468	0 ,037		3	3 ,553	0 ,282	
26	0 ,509	0 ,041		2	3 ,879	0 ,326	
25	0 ,553	0 ,044		1	4 ,224	0 ,345	
24	0 ,602	0 ,048		0	4 ,600	0 ,376	0kil,0062
23	0 ,654	0 ,052		+ 1	4 ,940	0 ,340	
22	0 ,711	0 ,057		2	5 ,302	0 ,362	
21	0 ,774	0 ,063		3	5 ,687	0 ,385	
20	0 ,841	0 ,067		4	6 ,097	0 ,410	
19	0 ,916	0 ,075	0 ,0011	5	6 ,534	0 ,437	
18	0 ,996	0 ,080		6	6 ,998	0 ,464	
17	1 ,084	0 ,088		7	7 ,492	0 ,494	
16	1 ,179	0 ,095		8	8 ,017	0 ,525	
15	1 ,284	0 ,105		9	8 ,574	0 ,557	
14	1 ,398	0 ,114		10	9 ,165	0 ,591	
13	1 ,521	0 ,123		11	9 ,792	0 ,627	0 ,0125
12	1 ,656	0 ,135		12	10 ,457	0 ,665	
11	1 ,803	0 ,147		13	11 ,162	0 ,705	
10	1 ,963	0 ,160		14	11 ,908	0 ,746	
9	2 ,137	0 ,174	0 ,0027	15	12 ,699	0 ,791	
8	2 ,327	0 ,190		16	13 ,536	0 ,837	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TEMPÉR. en DEGRÉS centigrades.	FORCES ÉLAST. en MILLIMÈTRES de mercure.	DIFFÉRENCE	PRESSION EN KILOG. sur 1 centimètre carré.	TEMPÉR. en DEGRÉS centigrades.	FORCES ÉLAST. en MILLIMÈTRES de mercure.	DIFFÉRENCE	PRESSION EN KILOG. sur 1 centimètre carré.
+ 16°	13mm,536	0mm,885		+ 58°	135mm,505	6mm,510	
17	14 ,421	0 ,936		59	142 ,015	6 ,776	0kil,2021
18	15 ,357	0 ,989		60	148 ,791	7 ,048	
19	16 ,346	0 ,045		61	155 ,839	7 ,331	
20	17 ,391	1 ,104	0kil.,0233	62	163 ,170	7 ,621	
21	18 ,495	1 ,164		63	170 ,791	7 ,921	
22	19 ,659	1 ,229		64	178 ,714	8 ,231	
23	20 ,888	1 ,296		65	186 ,945	8 ,551	
24	22 ,184	1 ,366		66	195 ,496	8 ,880	
25	23 ,550	1 ,438		67	204 ,376	9 ,220	
26	24 ,988	1 ,517		68	213 ,596	9 ,569	
27	26 ,505	1 ,596		69	223 ,165	9 ,928	0 ,3167
28	28 ,108	1 ,681		70	233 ,093	10 ,300	
29	29 ,782	1 ,766		71	243 ,393	10 ,680	
30	31 ,548	1 ,858	0 ,0429	72	254 ,073	11 ,074	
31	33 ,406	1 ,953		73	265 ,147	11 ,477	
32	35 ,359	2 ,052		74	276 ,624	11 ,893	
33	37 ,411	2 ,154		75	288 ,517	12 ,321	
34	39 ,565	2 ,262		76	300 ,838	12 ,762	
35	41 ,827	2 ,374		77	313 ,600	13 ,211	
36	44 ,201	2 ,490		78	326 ,811	13 ,677	
37	46 ,691	2 ,611		79	340 ,488	14 ,155	0 ,4818
38	49 ,302	2 ,736		80	354 ,643	14 ,644	
39	52 ,039	2 ,867		81	369 ,287	15 ,148	
40	54 ,906	3 ,004	0 ,0746	82	384 ,435	15 ,666	
41	57 ,910	3 ,145		83	400 ,101	16 ,197	
42	61 ,055	3 ,291		84	416 ,298	16 ,743	
43	64 ,346	3 ,444		85	433 ,041	17 ,303	
44	67 ,790	3 ,601		86	450 ,344	17 ,877	
45	71 ,381	3 ,767		87	468 ,221	18 ,466	
46	75 ,158	3 ,925		88	486 ,687	19 ,072	
47	79 ,093	4 ,111		89	505 ,759	19 ,691	0 ,7138
48	83 ,204	4 ,295		90	525 ,450	20 ,328	
49	87 ,499	4 ,483		91	545 ,778	20 ,979	
50	91 ,982	4 ,679	0 ,1250	92	566 ,757	21 ,649	
51	96 ,661	4 ,882		93	588 ,406	22 ,334	
52	101 ,543	5 ,093		94	610 ,740	23 ,038	
53	106 ,636	5 ,309		95	633 ,778	23 ,757	
54	111 ,945	5 ,533		96	657 ,535	24 ,494	
55	117 ,478	5 ,766		97	682 ,029	25 ,251	
56	123 ,244	6 ,007		98	707 ,280	26 ,025	
57	129 ,251	6 ,254		99	733 ,305	26 ,695	1 ,0325
58	135 ,505			100	760 ,000		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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).

TEMPÉRATURE EN DEGRÉS CENTIG.		FORCES ÉLASTIQUES		PRESSION en kilogrammes sur 1 centim. carré.
dans le liquide.	dans la vapeur.	en mètres de mercure.	en atmosphères.	
99°,83	99°,82	0m,75161	»	1kil.,0119
100 ,00	100 ,00	0 ,76000	1,90	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 ,5375
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	2 ,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 ,2176
138 ,36	138 ,24	2 ,56173	3,37	3 ,4795
140 ,90	141 ,01	2 ,75617	3,63	3 ,4480
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	7,35	4 ,4914
148 ,20	148 ,30	3 ,36136	4,42	4 ,5637

Malheureusement les expériences de M. Regnault n'ont pas dépassé 4,4 atmosphères; comme on peut souvent avoir besoin de connaître les températures et pressions correspondantes de la vapeur saturée pour des pressions dépassant ce chiffre, nous croyons devoir faire suivre les tables de M. Regnault de la suivante, empruntée au *Guide du mécanicien constructeur et conducteur de locomotives*, qui contient, en outre, les volumes de 1 kilogramme de vapeur, et les poids de 1 mètre cube de vapeur correspondant aux températures et pressions de la vapeur saturée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des tensions, de la température, des volumes et des densités de la vapeur saturée de 0 à 10 atmosphères.

TENSION DE LA VAPEUR			TEMPÉRATURES	VOLUMES	POIDS
en ATMOSPHÈRES.	en MILLIMÈTRES de hauteur de mercure.	en KILOGRAMMES par centimètres carrés.	en DEGRÉS centigrades correspondant aux différentes pressions.	en LITRES d'un kilogramme de vapeur.	en KILOGRAMMES du mètre cube de vapeur.
0,25	190	0,260	65° 357	6134,97	0,163
0,50	380	0,518	81° 707	3205,13	0,312
0,75	579	0,776	92° 149	2202,64	0,454
1,00	760	1,034	100° 000	1689,19	0,592
1,25	950	1,293	106° 356	1373,21	0,728
1,50	1140	1,551	111° 739	1161,44	0,861
1,75	1330	1,809	116° 429	1007,00	0,993
2,00	1520	2,067	120° 498	891,26	1,122
2,25	1710	2,326	124° 362	799,36	1,251
2,50	1900	2,584	127° 797	726,21	1,377
2,75	2090	2,842	130° 968	665,33	1,503
3,00	2280	3,100	133° 910	614,20	1,628
3,25	2470	3,360	136° 659	570,45	1,753
3,50	2660	3,618	139° 243	533,33	1,875
3,75	2850	3,876	141° 682	505,55	1,998
4,00	3040	4,134	144° 000	471,92	2,119
4,25	3230	4,494	146° 194	446,42	2,240
4,50	3420	4,652	148° 290	423,95	2,359
4,75	3610	4,910	150° 296	403,71	2,477
5,00	3800	5,168	152° 219	384,90	2,598
5,25	3990	5,427	154° 068	368,18	2,716
5,50	4180	5,685	155° 846	352,86	2,834
5,75	4370	5,943	157° 560	339,09	2,949
6,00	4560	6,201	159° 218	326,15	3,066
6,25	4750	6,461	160° 821	313,87	3,186
6,50	4940	6,719	162° 374	303,12	3,299
6,75	5130	6,977	163° 882	293,00	3,413
7,00	5320	7,235	165° 344	283,37	3,529
7,25	5510	7,494	166° 766	273,59	3,655
7,50	5700	7,752	168° 151	263,58	3,756
7,75	5890	8,010	169° 498	258,46	3,869
8,00	6080	8,268	170° 813	251,19	3,981
9,00	6840	9,302	175° 767	255,68	4,431
10,00	7600	10,336	180° 306	205,21	4,873

Les deux dernières colonnes de ce tableau ont été calculées au moyen des premières, sachant que, à 100° et sous la pression $0^m,76$ de mercure, 1 kilogramme de vapeur donne 1700 litres d'eau. La dilatation des vapeurs étant la même que celle des gaz en général, on obtient le volume de 1 kilogramme à une pression quelconque et température correspondante en posant :

$$V' = V \frac{h}{h'} \times \frac{1 + 0{,}00366\, t'}{1 + 0{,}00366\, t}.$$

Et en faisant dans cette équation :

$$V = 1700,\ h = 0{,}76,\ t = 100°,$$

ce qui donne :

$$V' = 1700 \frac{0{,}76}{h'} \times \frac{1 + 0{,}00366\, t'}{1{,}366}.$$

Connaissant le volume V' de vapeur correspondant à 1 kilogramme d'eau pour une pression h' et une température t', on obtient le poids du mètre cube en divisant 1000 kilogrammes par le volume en mètre cube correspondant à ce poids, pour les température et pression considérées.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ II. — De la vaporisation instantanée.

Supposons une cuvette en métal très-mince et inattaquable par l'eau, ayant une surface intérieure de 1 mètre carré et un rebord de 1 ou 2 centimètres, plongée dans un bassin d'huile de lin affectant une température constante t.

Versons dans cette cuvette 1 kilogramme d'eau à 0°; le volume de ce poids d'eau étant 1 décimètre cube, la hauteur du prisme liquide qu'il forme est, pour 1 mètre carré de base, 1 millimètre.

Si on a $t = 10°$, l'eau reste stationnaire sans s'évaporer.

Si on a $t = 100°$, la pression extérieure étant $0^m,76$ de mercure, l'eau s'échauffe à 100° et se vaporise; la durée de cet échauffement et de cette vaporisation peut être représentée en secondes par T.

Si la température de la cuvette t va croissant pour chaque projection de 1 kilogramme d'eau à 0°, tout en restant constante pendant le chauffage et la vaporisation de l'eau, le temps employé à la vaporisation intégrale T diminue; enfin, quand t atteint une certaine valeur t', on obtient $T = 0$. A ce moment, l'eau projetée à 0° sur le fond de la cuvette se chauffe et se vaporise instantanément à 100°.

Si on continue à donner à t des valeurs croissantes, la valeur de T redevient mesurable, et plus t augmente, plus T lui-même augmente.

Ainsi, quand l'eau liquide, quelle que soit la température entre 0 et 100°, est mise en contact avec un corps affectant une température *constante* t', elle se vaporise instantanément. Si la température du corps est inférieure ou supérieure à t', la durée de la vaporisation est d'autant plus grande que cette température est plus éloignée de t'.

On voit par là que, pour vaporiser un poids donné d'eau dans un temps donné, on peut faire usage d'une très-petite surface de chauffe, si

1° Cette surface affecte la température t' au moment du contact.

2° Le calorique transmis à cette surface est suffisant pour que la température t' reste constante.

Cette manière d'opérer la vaporisation est-elle préférable à la vaporisation saturée? C'est une question qu'il serait imprudent de trancher, quant à présent; tout ce qu'on peut dire, c'est que, si la force motrice de la vapeur doit être appliquée à la navigation aérienne, c'est ce mode de vaporisation qui, par sa légèreté, doit être préféré.

Mais si nous parlons de la vaporisation instantanée, c'est moins pour la mettre en concurrence avec la vaporisation saturée que pour examiner quels sont ses effets quand, accidentellement, elle a lieu dans l'autre mode de vaporisation. Tel est le point important qu'il s'agit de traiter.

Nous venons de dire que, quand la pression extérieure est de $0^m,76$ de mercure, la température de vaporisation instantanée est t'. Cette température t' est-elle constante, quelle que soit la pression?

Nous ne l'avons pas vérifié, mais nous ne le pensons pas. En effet, si à $0^m,76$ de mercure l'eau entre en ébullition dès que la pression augmente, la température de vaporisation saturée augmente aussi. D'une autre part, quand l'eau se trouve projetée sur une surface métallique affectant une température supérieure à t', elle affecte une forme sphéroïdale, et il suffit de la comprimer violemment pour la faire éclater en vapeur instantanément.

Tout semble donc démontrer que la température t' de vaporisation instantanée de l'eau est variable, et sinon proportionnelle, du moins croissante avec la pression.

Pour faire usage de ce mode de vaporisation, il convient donc, préalablement, de déterminer,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

comme l'ont fait MM. Dulong, Arago, Gay-Lussac et Regnault pour la vaporisation saturée, les températures et pressions correspondant à la vaporisation instantanée de l'eau.

Admettant que la température t' de la vaporisation instantanée est croissante avec la pression, nous en déduisons immédiatement deux causes d'explosions des chaudières à vapeur, savoir :

1° Explosions par abaissement de la température, la pression restant constante;

2° Explosions par élévation de la pression, la température restant constante.

En effet, supposons une chaudière à vapeur contenant, en un certain point, de l'eau à l'état sphéroïdal, c'est-à-dire ayant une partie de sa paroi chauffée au rouge-cerise, accidentellement.

Si, par suite de la cessation du chauffage ou par projection extérieure d'eau en vue de refroidir la paroi rougie, cette dernière atteint subitement la température t' de vaporisation instantanée, l'eau affectant l'état sphéroïdal se vaporisera instantanément, et il y aura danger d'explosion.

Si, au contraire, la pression augmente, la température de la paroi rougie, qui, tout à l'heure, était supérieure à celle de vaporisation instantanée de l'eau et maintenait cette dernière à l'état sphéroïdal, peut devenir la température correspondant à la pression croissante sous laquelle s'effectue la vaporisation instantanée, et alors il y a encore là danger d'explosion.

Nous concluons de ces deux faits que, quand une chaudière à vapeur se trouve, accidentellement, affecter la température rouge en un point de sa paroi, il convient, non de la refroidir, mais, au contraire, de la maintenir chaude et de faire évacuer le plus de vapeur possible par les tuyaux et soupapes, afin de diminuer la pression.

Observons maintenant que, quand une chaudière affecte, en l'un de ses points, la température rouge, et, en d'autres points, la température de vaporisation saturée, il est des points intermédiaires où la température est celle de vaporisation instantanée. Ce fait explique pourquoi, quand une portion de la paroi est rouge, la pression peut croître très-rapidement et engendrer l'explosion.

D'un autre côté, les surfaces ne se chauffent au rouge que dans les endroits destinés à l'eau, ou se forment des chambres de vapeur. Une évacuation subite de la vapeur hors de ces chambres ne pouvant avoir lieu sans substitution d'eau en son lieu et place, il convient de ne pas provoquer cette évacuation, par la raison que l'eau, en refroidissant la surface rouge par contact à l'état sphéroïdal, doit nécessairement atteindre la température de vaporisation instantanée.

Si donc, pour éviter l'accroissement de pression, il convient, d'une part, de faire évacuer la vapeur par les soupapes et tuyaux, d'autre part il convient non-seulement d'arrêter l'alimentation, mais encore d'ouvrir les robinets purgeurs, pour faire évacuer l'eau et rendre l'explosion, si elle doit avoir lieu, moins formidable.

I. — PRINCIPES RELATIFS A LA COMPOSITION DES CHAUDIÈRES A VAPEUR.

§ III. — Des métaux employés de préférence dans la construction des chaudières à vapeur.

De tous les métaux, trois seulement ont été appliqués, jusqu'à ces derniers temps, à la construction des chaudières à vapeur, savoir : la *fonte de fer*, la *tôle de fer*, la *tôle de cuivre rouge*. Il y a bien encore la *tôle de laiton;* mais elle ne s'emploie que pour les tubes, comme nous le verrons plus tard.

Chaudières en fonte. — Dans les premiers temps des machines à vapeur, la chaudronnerie éprouvait quelques difficultés à travailler les tôles de l'épaisseur qu'exigent les appareils à vapeur; la fonderie, au contraire, se prêtait facilement à leur exécution, moyennant certaines modifications ingénieuses et fort simples. Il en résulta que, pendant plusieurs années, il se fit un grand nombre de chaudières à vapeur en fonte. Ces chaudières, qui depuis ont été complète-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment abandonnées, présentaient plusieurs avantages; elles étaient d'une exécution prompte et facile; plus homogènes que les autres, elles ne perdaient jamais et ne se brûlaient pas; elles transmettaient parfaitement le calorique; mais, en compensation, elles étaient sujettes à se fendre, comme le font les poteries, par suite de dilatations inégales, et on ne pouvait jamais compter sur un service régulier, à moins d'avoir une ou plusieurs chaudières de rechange.

Il existe encore, à Paris, quelques chaudières en fonte qui, bien que fonctionnant depuis vingt ou vingt-cinq ans, subissent facilement, chaque année, l'épreuve à l'eau, sous la pression quintuple que leur a imposée l'ordonnance royale du 22 mai 1843.

En présence de ce fait, on est tenté de supposer qu'une chaudière en fonte de bonne qualité, refroidie lentement après la coulée, réchauffée même comme les vases dans les cristalleries, et confiée à un chauffeur soigneux, doit être plus avantageuse que toute autre en tôle. Il en est, en effet, de la fonte appliquée aux chaudières comme des verreries et poteries appliquées aux ustensiles de ménage : tant qu'elle n'est pas cassée, elle est aussi bonne que neuve; aussi pensons-nous que l'on s'est un peu trop hâté d'abandonner ce système de construction des chaudières à vapeur, et que peut-être un jour il reviendra en faveur pour les cas où le poids de l'appareil est indifférent.

Chaudières en tôle de fer. — Les chaudières en tôle de fer, bien qu'inférieures à celles de cuivre, sont presque exclusivement employées, uniquement parce qu'elles coûtent moins cher d'acquisition. Autrefois on n'employait à leur confection que des tôles de première qualité; aussi elles se vendaient jusqu'à 1 fr. 50 c. le kilogramme. Aujourd'hui on les fait en toute espèce de tôle, et la main-d'œuvre a tellement diminué, qu'on en trouve de neuves à 0 fr. 80 c., et même 0 fr. 75 c. le kilogramme : lorsque la tôle est de première qualité, le prix peut aller jusqu'à 1 fr. 20 c. le kilogramme; mais c'est le maximum. Chez les bons chaudronniers, les parties des chaudières non exposées au coup de feu se font en tôle de fer au bois, laminée. Dans ce cas, les chaudières se payent à raison de 1 fr. le kilogramme en moyenne.

Le plus grand défaut des tôles de fer pour chaudières à vapeur, c'est de se dédoubler et de produire ainsi ce que l'on appelle des soufflures; ce défaut se rencontre malheureusement dans les bonnes comme dans les mauvaises tôles, attendu qu'il est le résultat d'une fabrication défectueuse et provient de ce que les plaques, qui, par leur réunion deux à deux, forment une feuille, ne sont jamais chaudes assez à cœur, lors de leur passage au laminoir, pour souder intégralement.

Outre les soufflures, on remarque quelquefois, aux parties des chaudières exposées à l'action directe du combustible, des fissures, tantôt transversales, tantôt longitudinales, par lesquelles se manifestent des fuites plus ou moins considérables, qui rendent indispensable le renouvellement de la feuille endommagée. Ces fissures sont généralement l'indice de la mauvaise qualité de la tôle employée; cependant elles peuvent se rencontrer, mais accidentellement, dans des tôles de bonne qualité. Leur apparition est quelquefois accélérée par les dépôts intérieurs qui, empêchant le calorique de passer, font brûler le métal; il ne faut pas en conclure, pour cela, que les dépôts font engendrer ces fissures, attendu que, dans ce cas, si elles n'existaient pas cachées dans l'intérieur du métal, ce dernier s'en irait en écailles, mais ne se fendrait pas.

Afin de bien faire comprendre en quoi consistent les défauts de la tôle de fer employée à la confection des chaudières, nous allons donner quelques détails sur sa fabrication et ses différentes qualités.

La grosse tôle se fabrique tantôt avec du fer brut, tantôt avec de la ferraille. Pour faire de la grosse tôle avec du fer brut, on fait des paquets de barres plates croisées, pesant de 75 à 600 kilogrammes et plus, selon les besoins et la qualité du fer, recouverts, en dessus et en dessous, d'une plaque de fer ébauché; quand on emploie la ferraille au lieu de fer, on fait des lopins en-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

veloppés de tôle fine et recouverts, comme les paquets, de deux plaques de fer ébauché; le poids de ces lopins dépasse rarement 120 kilogrammes et n'a pas besoin de dépasser ce poids, comme nous le démontrerons plus loin.

Ces paquets ou lopins faits, on les met dans un four à souder et on chauffe au blanc pendant deux ou trois heures, suivant leur grosseur, de manière que la température pénètre à cœur; puis ensuite on les met sous le marteau-pilon, où, en une, deux ou trois chaudes, suivant la qualité du fer et la grosseur du paquet, on leur donne la dimension d'un parallélipipède rectangle plat, ayant une épaisseur de 10 centimètres environ; c'est ce qu'on appelle des *plaques* pour tôle.

Ces plaques sont ensuite mises dans le four à tôle, où elles reçoivent encore une chaude suante avant de passer à l'ébauchage pour tôle; quand elles sont bien chaudes, on les lamine en long et en large, de manière à leur donner, pour longueur, la largeur que devra avoir la tôle finie, augmentée de 10 à 15 centimètres, et pour épaisseur de 3 à 4 centimètres, suivant leur dimension; puis on les remet au four, où elles subissent encore une chaude suante, après laquelle on les étire à la longueur voulue.

Quand le fer est tendre ou quand on emploie la ferraille, les paquets ne dépassant pas le poids de 120 kilogrammes; si on a à fabriquer des tôles devant peser plus de 150 kilogrammes, on procède de la manière suivante :

On prend plusieurs plaques de 75 à 120 kilogrammes, suivant le cas, et on les chauffe ensemble au four à tôle; on les soude l'une après l'autre au laminoir, puis on les remet au four les unes sur les autres, de manière à composer un paquet ayant le poids nécessaire. On donne une seconde chaude suante; quand ce paquet est chaud, on le soude au laminoir, puis on lui donne une troisième chaude pour finir.

Cette méthode ne convient que pour les fers tendres; quand les fers sont durs, le paquet du marteau-pilon doit avoir le poids nécessaire.

Pour les tôles dont le poids est au-dessous de 50 kilogrammes, on prépare les paquets au laminoir.

En général, pour une tôle devant peser, finie, 100 kilogrammes, il faut mettre au four du marteau 180 kilogrammes environ; la plaque qui en résulte pèse 160 kilogrammes; elle perd au soudage et au réchauffage du four à tôle 25 à 30 kilogrammes, ce qui donne, pour la tôle laminée brute, 130 à 135 kilogrammes, et, cisaillée, 100 kilogrammes, soit 30 à 35 pour 100 de bavures.

On pourrait n'avoir que 20 pour 100 de bavures; mais alors on risquerait trop d'avoir des défauts qui empêcheraient de sortir intacte une feuille ayant, rognée, les dimensions commandées.

Les grosses tôles ainsi fabriquées, et ayant de 6 à 15 mètres d'épaisseur, se divisent en quatre qualités distinctes, savoir :

1re qualité. La *tôle forgée*, fabriquée avec du fer provenant de fonte au bois supérieure, telle que Franche-Comté, Berry, Périgord, Corse, Algérie, *affinée au charbon de bois.*

2e qualité. La tôle *fer fort*, fabriquée avec du fer provenant de fonte au bois supérieure, *affinée à la houille*, c'est-à-dire *puddlée.*

3e qualité. La tôle 1/2 *fort ou métis*, fabriquée avec du fer provenant de fonte an bois inférieure, telle que Champagne, Bretagne, *affinée à la houille.*

4e qualité. La tôle *puddlée*, fabriquée avec du fer provenant de fonte au coke *affinée à la houille.*

La tôle *forgée* travaillée à froid se fait remarquer par sa ténacité ainsi que par la longueur et la blancheur du nerf de ses cassures. Travaillée à chaud, c'est-à-dire aux rouges brun, cerise et blanc, elle se laisse plier complétement et emboutir sans accuser la moindre crique ou gerçure.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour ces diverses raisons, elle convient spécialement pour la construction des parties des chaudières où il y a des angles arrondis et des emboutissages prononcés, et surtout quand la forme des tôles exige impérieusement le travail à chaud.

La tôle *fer fort*, travaillée à froid, jouit à peu près des mêmes propriétés que la tôle forgée souvent même elle est plus nerveuse, le puddlage ayant généralement pour effet de décarburer plus complétement la fonte que l'affinage au charbon de bois. Mais, à chaud, il y a une différence; tandis que la tôle forgée doit se plier complétement et se laisser emboutir sans gercer, la tôle fer fort est bonne si elle plie, à angle droit vif seulement, sans gercer. Cette tôle convient donc pour les angles simples et les emboutissages à grand rayon.

La tôle *métis*, moins bonne à froid que la tôle fer fort, est à peu près aussi bonne à chaud, quand elle provient de fonte Champagne pure. Par ces motifs, elle remplace la tôle fer fort dans les localités où il y a une différence sensible entre les prix de ces deux qualités.

La tôle *puddlée*, tantôt bonne, tantôt mauvaise à froid, est toujours détestable à chaud. Nous exceptons de cette qualification les tôles vendues sous ce nom, qui ont été fabriquées avec de la ferraille entassée entre deux plaques de fer puddlé de fonte au coke. Ces dernières, en effet, quoique très-irrégulières, sont généralement bonnes à froid et souvent assez bonnes à chaud; mais ce sont des exceptions. Les tôles puddlées conviennent donc, faute de mieux, à la confection des surfaces planes, cylindriques et coniques des chaudières.

Ces explications bien comprises, observons que :

1° Le fer *forgé* est, de tous ceux dont il vient d'être fait mention, celui qui se rapproche le plus du fer *chimiquement* pur. Vient ensuite le fer *fort*, puis le fer *métis*, puis enfin le fer *puddlé*.

2° Quel que soit le mode d'affinage de la fonte, le fer qui en résulte est toujours *mécaniquement* impur, c'est-à-dire est toujours un mélange de fer plus ou moins chimiquement pur et d'oxyde de fer intercalé que n'a pu chasser le cinglage des boules de métal au sortir de l'affinage.

Or, plus le fer est chimiquement pur, plus la température à laquelle il soude est élevée. Il résulte de là que, dans la fabrication de la grosse tôle, plus la qualité est supérieure, plus il faut chauffer les plaques à laminer, si on veut obtenir un sondage convenable à l'intérieur. Par cette raison, quand on construit une chaudière en tôle de fer, il y a d'autant plus à craindre les doublures que la qualité de la tôle est meilleure.

En second lieu, les pailles qui résultent de l'oxyde intercalé ne peuvent souder au laminage que quand le fer contient, à l'état de dissolution, une quantité suffisante de carbone pour réduire cet oxyde à l'état métallique.

Dans ce cas, il se forme des soufflures qui, comme dans le cas précédent, ne soudent qu'autant que la température est en rapport avec la qualité du fer.

On voit par là que, plus la tôle de fer est épaisse, quelle que soit sa qualité, plus il y a de chance pour qu'elle soit hétérogène, c'est-à-dire pailleuse, soufflеuse et non soudée; plus la qualité de cette tôle est supérieure, plus il y a de chances pour qu'elle ne soit pas soudée, surtout au milieu, qui est le point le plus difficile à chauffer à cœur.

La tôle de fer est donc un métal peu propre à la construction des chaudières à vapeur, en ce sens que tous les défauts que nous avons signalés plus haut sont cachés par le laminage et ne se révèlent qu'à la longue, sous l'influence des dilatations résultant du chauffage. Les feuilles, alors, se fendent, si les pailles affleurent la surface, ou se boursouflent quand les pailles sont intérieures ou quand il y a des soufflures écrasées par le laminage. De là des causes d'explosions et l'explication des motifs pour lesquels les ordonnances royales concernant les chaudières à vapeur ont toujours exigé un supplément de 3 millimètres en plus de l'épaisseur théorique que doivent avoir leurs parois pour résister à la pression intérieure.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Mais, dira-t-on, ce supplément d'épaisseur que l'on exige pour la tôle de fer, on l'exige également pour la tôle de cuivre. Que convient-il donc d'employer?

A cela nous répondons : il convient d'employer l'*acier fondu doux*.

En effet, par la raison qu'il a été fondu, cet acier est un corps homogène; il ne contient, par conséquent, ni pailles ni doublures, et n'a pas besoin, pour être laminé, d'avoir été préalablement soudé, c'est-à-dire chauffé, comme le fer, à une température à laquelle l'oxygène attaque énergiquement le fer, fait du déchet à la surface et le dénature souvent à l'intérieur.

En second lieu, la ténacité de l'acier fondu doux, au moins égale à celle des fers forgés supérieurs, est plus grande que celle des fers puddlés; de plus, son homogénéité fait qu'elle est égale dans toutes les parties.

Enfin l'acier fondu doux, qui ne peut se fabriquer qu'en fer forgé supérieur, est, préalablement recuit, aussi malléable à chaud et à froid que le fer dont il provient.

Mais la grosse tôle d'acier coûte au moins le double de ce que coûte la tôle puddlée ordinaire; il n'est donc possible de l'employer pour la construction des chaudières à vapeur qu'autant que l'on sera autorisé à en réduire considérablement l'épaisseur.

Déjà, par sa décision en date du 20 mars 1856, M. le ministre de l'agriculture, du commerce et des travaux publics a autorisé les chaudronniers à réduire provisoirement d'un tiers les épaisseurs des chaudières en tôle d'acier fondu doux. Espérons que cette réduction, déjà importante, ne s'arrêtera pas là, et que les expériences de la commission chargée, par le ministre, d'expérimenter ce nouveau mode d'application de l'acier fondu permettront de réduire de moitié les épaisseurs exigées par l'ordonnance du 22 mai 1843.

Parmi les avantages qui résultent de la diminution des épaisseurs, il faut citer, en première ligne, la puissance de vaporisation, qui est d'autant plus grande que l'épaisseur des parois est moindre.

Vient ensuite la diminution du poids, qui, pour la marine, est d'une importance incontestable.

La possibilité de substituer au cuivre, dans les locomotions et, en général, dans les chaudières à foyer intérieur, l'acier fondu doux pour la construction des boîtes à feu est une considération économique qui ne laisse pas non plus que de mériter l'attention des ingénieurs. Le cuivre coûte au moins, à poids égal, trois fois autant que l'acier fondu doux; à $^{2}/_{3}$ d'épaisseur pour l'acier, l'économie est déjà de $^{7}/_{9}$, soit 77 pour 100.

Pour ces divers motifs, nous pensons que, dans un temps peu éloigné, les chaudières à vapeur seront presque exclusivement construites en tôle d'acier fondu doux laminé, comme, pendant trente ans, elles l'ont été presque exclusivement en tôle de fer.

Chaudières en cuivre. — Le cuivre rouge est le métal par excellence pour chaudières à vapeur, comme il l'est pour tous les objets de chaudronnerie en général. Excellent conducteur de la chaleur, moins oxydable et plus homogène que la tôle de fer, il ne donne lieu qu'à de très-rares réparations; malheureusement il coûte si cher, qu'on ne l'emploie guère que pour locomotives. Il existe cependant, dans la marine royale, quelques chaudières en cuivre rouge; si le nombre de ces chaudières n'est pas plus considérable, cela ne provient pas de ce que l'on veut faire de l'économie en employant la tôle de fer, attendu qu'il n'y en a pas, eu égard à la durée comparative des appareils, mais de ce que, en cas de guerre, la perte d'un navire serait beaucoup plus sensible. On peut se faire une idée de la différence des prix de revient, en remarquant que les chaudières des bâtiments à vapeur de 450 chevaux, qui ont été construites en France pour la marine royale, pèsent 110,000 kilogrammes et représentent, en tôle de fer, une somme de 100,000 francs environ, tandis qu'elles représenteraient, en cuivre, une somme de 300,000 francs au moins; différence : 200,000 francs, qu'il vaut tout autant ne pas aventurer.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ IV. — Des pressions de la vapeur dans les chaudières.

Dans l'origine des machines à vapeur, les chaudières étaient toutes à *basse pression*, c'est-à-dire à pression intérieure ne dépassant pas la pression extérieure de plus d'une demi-atmosphère. Aujourd'hui on fait très-peu usage des chaudières à basse pression; on abandonne même de plus en plus, tous les jours, les chaudières dites à *moyenne pression*, dans lesquelles la pression intérieure est comprise entre 1,5 et 3 atmosphères. Ce sont les chaudières dites à *haute pression* qui s'emploient le plus; dans ces chaudières, la pression intérieure est au moins de 4 atmosphères, et s'élève jusqu'à 7; rarement on dépasse ce chiffre. Sur 100 chaudières à haute pression que l'on construit, il s'en timbre environ 15 à 4 atmosphères, 60 à 5, 24 à 6 et 1 à 7; encore ces dernières ne sont-elles généralement destinées que pour bateaux à vapeur.

§ V. — Des quantités de vapeur produites dans un temps donné, correspondant à une surface donnée de chaudière.

On nomme *surface de chauffe* d'une chaudière la portion de la surface de cette dernière en contact avec le foyer et les canaux dans lesquels circule la fumée pour se rendre à la cheminée.

Une loi de physique générale dit que, *quand une plaque de matière homogène a ses deux surfaces en contact avec des milieux dont les températures sont différentes, les quantités de chaleur qui traversent cette plaque sont proportionnelles aux différences des températures des milieux opposés, et en raison inverse de l'épaisseur de la plaque.*

Il résulte de cette loi que, toute l'eau renfermée dans une chaudière pouvant être considérée comme à la même température, en quelque point que l'on mesure cette dernière, et les gaz chauds qui sortent du foyer, abandonnant successivement à la chaudière une portion de la chaleur qu'ils possèdent au fur et à mesure qu'ils approchent de la cheminée, les différences entre la température de l'eau dans la chaudière et celle de la fumée diminuent graduellement depuis le foyer jusqu'à l'extrémité des carneaux, et les quantités de chaleur passant par une même étendue de surface de chauffe sont d'autant moindres que ces surfaces sont plus éloignées du foyer.

On a fait des expériences pour déterminer les quantités de chaleur passant par heure et par mètres carrés de surface en contact, d'une part, avec de l'eau, et de l'autre avec les gaz se dégageant d'un foyer.

D'après M. Christian, 1 mètre carré de surface de *fonte* exposée au feu le plus violent et entièrement plongée dans la flamme peut produire par heure 100 kilogrammes de vapeur.

D'après M. Clément Désormes, le même résultat a lieu avec une chaudière en *cuivre* de 3 millimètres d'épaisseur, placée dans les mêmes conditions.

Il résulte de là que l'on peut admettre, en général, que la quantité de vapeur produite par heure et par mètre carré de surface de chauffe *directe*, c'est-à-dire en contact avec la flamme du foyer, est d'environ 100 kilogrammes. Nous avons trouvé, par le calcul, pour la locomotive, 90 kilogrammes. Il est probable que ce dernier chiffre est plus exact que le premier; nous dirons même que, pour chaudières à foyer extérieur et à houille, on sera plus près de la vérité en comptant 80 kilogrammes que 90 ou 100; ce n'est d'ailleurs pas un mal de supposer plutôt moins que plus.

En ce qui concerne la portion de la surface en contact avec les carneaux, on n'a pas d'expériences bien concluantes. H. Stephenson a trouvé, dans les locomotives, pour faculté conductrice de cette surface un tiers de la surface directe, c'est-à-dire 30 kilogrammes par mètre carré.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il résulte d'autres expériences sur chaudières ordinaires que, en y comprenant la surface directe, la quantité de vapeur produite, en moyenne, par mètre carré de surface de chauffe varie entre 15 et 20 kilogrammes, la fumée entrant dans la cheminée à 300 degrés.

Enfin nous avons résumé soixante et une des intéressantes expériences de M. Cavé, et nous en avons déduit le tableau suivant, savoir :

Tableau résumé des expériences de M. Cavé sur les chaudières avec ou sans bouilleurs.

Surfac. de grille en décim. carrés.	Surfaces de chauffe en mètres carrés.	RAPPORTS entre les surfaces de grille et de chauffe.	MODES d'alimentation.	QUANTITÉS DE HOUILLE brûlée par heure en kilog. en totalité.	par décimèt. carré de surf. de grille.	par mètre carré de surf. de chauffe.	QUANTITÉS DE VAPEUR produite, en kilogrammes, par heure et en totalité.	par mètre carré de surface de chauffe	par kil. de houille brûlée.	NATURE de COMBUSTIBLE.
CHAUDIÈRE SANS BOUILLEURS A RETOUR DE FLAMME (pl. 17, fig. 3).										
165	12,50	1 à 7,6	Eau froide.	39,50	0,24	3,16	307,00	24,60	7,79	Gaillette de Denain.
165	12,50	1 à 7,6	id.	39,50	0,24	3,16	345,00	27,65	8,72	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	39,50	0,24	3,16	306,00	24,50	7,75	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	39,50	0,48	3,16	306,00	24,50	7,75	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	39,50	0,48	3,16	297,00	23,80	7,55	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	39,50	0,48	3,16	305,00	24,40	7,71	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	31,80	0,39	2,55	205,00	16,40	6,45	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	57,25	0,70	4,60	360,00	28,80	6,30	id.
82	12,50	1 à 15,2	Tube réch.	39,50	0,48	3,16	308,00	24,70	7,80	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	31,80	0,39	2,55	236,00	18,90	7,42	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	39,50	0,48	3,16	300,00	24,00	7,60	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	39,50	0,48	3,15	273,00	21,90	6,90	id.
66	12,50	1 à 19,0	id.	39,50	0,60	3,16	285,00	22,80	7,20	Gros. gaill. de Den.
66	12,50	1 à 19,0	id.	37,00	0,56	2,96	309,00	24,75	8,35	Gaillette de Denain
66	12,50	1 à 19,0	id.	39,50	0,60	3,16	263,00	21,10	6,62	Fin Den. pas. à la cl.
66	12,50	1 à 19,0	id.	39,50	0,60	3,16	304,00	24,30	7,70	Gaillette impure.
66	12,50	1 à 19,0	id.	39,50	0,60	3,16	250,00	20,00	6,32	Gaill. pas. à la cl.
66	12,50	1 à 19,0	id.	37,30	0,57	2,98	312,00	25,00	8,32	Gaillette de Denain.
82	12,50	1 à 15,2	id.	44,50	0,53	3,56	291,00	23,30	6,55	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	38,60	0,47	3,10	266,00	21,30	6,90	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	38,20	0,46	3,06	264,00	21,30	6,90	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	38,20	0,46	3,06	253,00	20,30	6,62	Tout venant.
82	12,50	1 à 15,2	id.	37,60	0,46	3,02	258,00	20,70	6,85	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	44,50	0,54	3,56	264,00	21,10	5,92	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	44,50	0,54	3,56	263,00	21,00	5,90	id.
CHAUDIÈRE SANS BOUILLEURS NI RETOUR DE FLAMME.										
82	12,50	1 à 15,2	Eau froide.	60,00	0,73	4,80	340,00	27,20	5,68	Presq. pur St.-Ft.
82	12,50	1 à 15,2	id.	60,00	0,73	4,80	337,00	27,00	5,60	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	66,00	0,81	5,30	344,00	27,50	5,20	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	66,00	0,81	5,30	376,00	30,00	5,70	id.
82	12,50	1 à 15,2	id.	66,00	0,81	5,30	387,00	31,00	5,86	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	72,10	0,44	5,80	435,00	34,80	6,00	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	72,10	0,44	5,80	445,00	35,60	6,17	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	72,10	0,44	5,80	464,00	37,00	6,41	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	72,10	0,44	5,80	464,00	37,00	6,41	id.
165	12,50	1 à 7,6	id.	72,10	0,44	5,80	462,00	36,90	6,40	id.
CHAUDIÈRE A DEUX BOUILLEURS AVEC UN SEUL RETOUR DE FLAMME (pl. 17, fig. 6).										
165	32,18	1 à 19,5	Eau froide.	39,50	0,24	1,20	282,00	8,60	7,12	Gaillette de Denain.
165	32,18	1 à 19,5	id.	39,50	0,24	1,20	299,00	9,10	7,59	id.
165	32,18	1 à 19,5	id.	39,50	0,24	1,20	300,00	9,12	7,60	id.
165	32,18	1 à 19,5	tube rech.	39,50	0,24	1,20	273,00	8,30	6,90	id.
165	32,18	1 à 19,5	id.	57,20	0,35	1,75	391,00	11,95	6,82	id.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Surfac. de grille en décim. carrés.	Surfaces de chauffe en mètres carrés.	RAPPORTS entre les surfaces de grille et de chauffe.	MODES d'alimentation	QUANTITÉS DE HOUILLE brûlée par heure en kilog.			QUANTITÉS DE VAPEUR produite, en kilogrammes,			NATURE du COMBUSTIBLE.
				en totalité.	par décimèt. carré de surf. de grille.	par mètre carré de surf. de chauffe.	par heure et en totalité.	par heure et par mètre carré de surface de chauffe	par kil. de houille brûlée.	
CHAUDIÈRE A DEUX BOUILLEURS SANS RETOUR DE FLAMME.										
165	21,36	1 à 12,9	Eau froide.	64,00	0,39	3,00	440,00	21,07	6,90	Mélange de Toutvenant, St.-Étienne et Denain.
165	21,36	1 à 12,9	id.	64,00	0,39	3,00	440,00	21,07	6,90	
165	21,36	1 à 12,9	id.	58,10	0,35	2,74	425,00	19,90	7,30	
82	21,36	1 à 26,0	id.	64,00	0,78	3,00	373,00	17,50	5,82	id.
82	21,36	1 à 26,0	id.	61,80	0,75	2,90	373,00	17,50	6,02	id.
82	21,36	1 à 26,0	id.	46,50	0,57	2,18	295,00	13,85	6,35	id.
82	21,36	1 à 26,0	id.	46,50	0,57	2,18	286,00	13,40	6,18	id.
82	21,36	1 à 26,0	id.	42,80	0,52	2,01	244,00	11,42	5,70	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	436,00	20,50	6,02	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	435,00	20,40	6,00	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	469,00	22,10	6,50	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	464,00	21,80	6,40	id.
CHAUDIÈRE A DEUX BOUILLEURS AVEC RETOUR SIMULTANÉ DE FLAMME DE CHAQUE CÔTÉ (pl. 17, fig. 6).										
165	21,36	1 à 13,0	tube rech.	72,20	0,44	3,40	445,00	20,90	6,15	Toutvenant et Den.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	455,00	21,40	6,30	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	488,00	22,80	6,72	Gaillette de Denain.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	490,00	23,00	6,78	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	436,00	20,50	6,02	Gaillette de Commentry.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	440,00	20,70	6,10	
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	452,00	21,25	6,27	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	72,20	0,44	3,40	455,00	21,40	6,30	id.
165	21,36	1 à 13,0	id.	73,00	0,44	3,40	475,00	22,30	6,59	id.

Nous concluons de ce tableau que la quantité moyenne de vapeur produite par mètre carré de surface de chauffe totale et par heure a été de 22 kilogr. 25.

Nous avons vu (page 218) que les rapports correspondant au maximum d'eau vaporisée par kilogramme de houille sont :

Consommation $0^k,4$ de houille par décimètre carré de surface de grille.

Surface de grille : surface de chauffe :: 1 : 17.

Auquel cas la quantité moyenne d'eau vaporisée par kilogramme de houille est 8 kilogrammes.

Dans ce cas, la quantité de vapeur produite par mètre carré de surface totale de chauffe et par heure est :

$$\frac{0,4 \times 8 \times 100}{17} = 18^k,80.$$

Il résulte de là que, à notre avis, il faut donner aux chaudières en fer une surface de chauffe assez grande pour que cette dernière corresponde à une production de vapeur au plus égale à 19 kilogrammes par heure et par mètre carré de surface totale de chauffe.

II. — DES FORMES A DONNER AUX CHAUDIÈRES.

Les formes des chaudières dépendent de deux choses, savoir : *la pression intérieure* et *le mode de chauffage*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pression. — Quand les chaudières sont à *basse* pression, on peut leur donner toutes les formes sans inconvénient ; néanmoins il est plus convenable de prévoir le cas où, par suite d'une circonstance accidentelle, la pression viendrait à s'élever subitement et de modifier les formes que l'on désire adopter, de manière à leur communiquer le plus de résistance possible.

Quand les chaudières sont à *moyenne* pression, il est convenable de donner, autant que possible, à leurs parois des sections indéformables, soit par pression extérieure, soit par pression intérieure, et à cet effet de les faire à sections circulaires ou de les joindre deux à deux, opposées, pressées en sens inverse.

Quand les chaudières sont à *haute* pression, il est à peu près indispensable d'employer exclusivement la section circulaire ou la liaison des faces opposées quand elles ne sont pas rondes. Il est surtout bon de ne pas donner de trop grands diamètres aux parties rondes pressées extérieurement, parce que la moindre ovalité les fait fléchir à l'épreuve de la pompe de pression. On peut en juger par les faits suivants :

Un de nos plus habiles chaudronniers nous fit venir chez lui pour assister à l'épreuve, à la pompe de pression, d'une chaudière de 7 mètres de long, à fonds plats et traversée par sept tubes de $0^m,20$ de diamètre et de $0^m,004$ d'épaisseur, devant fonctionner à 3 atmosphères et demie.

Le diamètre des tubes étant supérieur à $0^m,06$, diamètre maximum des chaudières de locomotives, l'épreuve eut lieu sous une pression triple, c'est-à-dire de trois fois 2,5 ou 7,5 atmosphères.

Au moment où les soupapes allaient lever, un choc se fit entendre, c'était un tube qui s'aplatissait *horizontalement* à $1^m,50$ environ d'une des extrémités; tous les autres avaient résisté.

On nous dit que cela tenait à ce que le tube n'avait pas été bien mandriné intérieurement.

Trois jours après, nous revînmes pour faire l'épreuve; au moment où les soupapes allaient lever, un nouveau choc se fit entendre; c'était le même tube qui s'aplatissait verticalement à 2 mètres de l'extrémité opposée. On repassa de nouveau le mandrin dans l'intérieur, et, à la troisième épreuve, il résista.

De ce fait nous avons conclu que :

1° Les tubes ronds ne résistent bien à la pression extérieure que quand ils sont parfaitement ronds, ce qu'on ne peut jamais garantir.

2° Au-dessus de $0^m,10$ de diamètre, il faut une grande épaisseur aux tubes pour que l'on soit sûr qu'ils ne s'aplatiront pas à l'épreuve.

Mais, si l'ovalité est si défavorable aux parois pressées de dehors en dedans, il n'en est pas de même quand elles sont pressées de dedans en dehors; on en jugera par le fait suivant :

Le chaudronnier Decoudun nous a fait venir chez lui pour assister à l'épreuve, pour 5 atmosphères, d'une chaudière elliptique verticale à réservoir et à foyer et tubes intérieurs.

L'enveloppe du foyer et des tubes avait pour dimensions :

Longueur.	$1^m,60$
Diamètre longitudinal. . .	1 ,20
Diamètre transversal. . . .	0 ,80

Le foyer, non relié à son enveloppe par des tirants, avait pour dimensions :

Hauteur.	$0^m,60$
Diamètre longitudinal. . .	1 ,00
Diamètre transversal. . . .	0 ,60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les tubes, au nombre de 19, avaient pour dimensions :

Longueur.	1m,00
Diamètre.	0 ,09

Le réservoir avait pour dimensions :

Hauteur.	1m,00
Diamètre longitudinal. . .	1 ,20
Diamètre transversal. . . .	0 ,80

Les épaisseurs étaient celles exigées par l'ordonnance royale du 22 mai 1843. L'épreuve a eu lieu sous une pression de 12 atmosphères, et l'appareil n'a pas éprouvé le moindre mouvement.

Modes de chauffage. — Il existe trois modes de chauffage des chaudières à vapeur, savoir :

Le chauffage extérieur; le chauffage intérieur; le chauffage mixte.

§ VI. — Chaudières à chauffage extérieur.

Nous avons vu (page 220) en quoi consiste le chauffage extérieur. Il résulte, de ce que nous avons dit alors sur ce mode de chauffage, que la surface extérieure de la chaudière doit être aussi grande que possible et rester en contact avec les gaz qui se dégagent du foyer pendant le plus long temps possible sans nuire au tirage de la cheminée.

Quand la pression de ces chaudières ne dépasse pas 1 atmosphère et demie, on peut leur donner toute forme que l'on croit convenable soit pour l'absorption maxima du calorique, soit pour l'usage auquel on les destine. Parmi les diverses formes qui ont été successivement proposées pour chaudières de machines à vapeur à basse pression, il en est une, dite de Watt, du nom de son auteur, ou *en tombeau*, qui, on peut le dire, a été exclusivement employée tant en Angleterre qu'en France, en Belgique, en Amérique, et, en général, dans toutes les localités où on faisait usage de machines à vapeur.

La chaudière de Watt (pl. 17, fig. 1re et 2e) consiste en un cylindre horizontal, à fonds plats, ayant pour directrice une courbe composée de quatre arcs de cercle, dont l'un convexe et les trois autres concaves extérieurement, formant deux angles plus ou moins arrondis à leurs points de réunion.

C'est sur les deux arêtes passant par ces angles que repose la chaudière dans le fourneau. Les trois faces concaves sont celles qui constituent la surface de chauffe, et, à cet effet, elles sont successivement en contact avec les gaz qui se dégagent du foyer. La forme concave qu'elles affectent sert plutôt, à notre avis, à agrandir la section des carneaux qu'à faire diverger les rayons du calorique dans l'intérieur. La paroi convexe constitue l'enveloppe du réservoir de vapeur, qui, à la pression à laquelle fonctionnent ces chaudières, a besoin d'être très-grand, si on veut de la régularité dans le travail de cette dernière.

Quand la pression dans les chaudières à chauffage extérieur dépasse 2 atmosphères, alors on emploie exclusivement la forme cylindrique à base circulaire.

Ces chaudières, dites à haute pression, se composent tantôt d'un seul cylindre (fig. 3) terminé par deux fonds plats, légèrement bombés ou hémisphériques, servant à la fois de réservoir d'eau et de vapeur, tantôt de plusieurs cylindres, dont l'un, appelé *corps*, sert toujours de réservoir d'eau et de vapeur, et les autres, appelés *bouilleurs*, communiquant, chacun isolément, avec le corps par des tubulures de formes variables, ne contiennent que de l'eau; ces dernières chaudières sont à un, deux, trois, etc., bouilleurs, mais plus légèrement à un ou à deux (fig. 4).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le but des bouilleurs est d'augmenter la surface de chauffe sans augmenter le diamètre ou la longueur du corps.

Ils sont toujours placés au-dessous du corps, afin que, d'une part, la vapeur se rende dans ce dernier au fur et à mesure qu'elle se produit, et que, d'autre part, l'eau ne vienne à leur manquer que quand elle manque au corps lui-même.

Il existe plusieurs manières de disposer les chaudières à bouilleurs dans les fourneaux, savoir :

La *première*, qui s'emploie de préférence pour les petits appareils, consiste à tenir les bouilleurs un peu écartés du corps et rapprochés l'un de l'autre, puis à convertir en deux étages l'espace compris dans le fourneau par des briques portant partie sur les bouilleurs et partie sur la maçonnerie. Dans ce cas, la surface de chauffe en contact avec les gaz, à leur échappement du foyer, se compose d'environ la moitié de la surface totale des bouilleurs.

Le second étage est divisé en deux compartiments par une petite cloison en briques régnant tout le long de la génératrice inférieure du corps: l'un de ces compartiments reçoit les gaz qui ont circulé sous les bouilleurs et les conduit au second compartiment, qui communique avec la cheminée.

La *seconde* (fig. 5), qui s'emploie de préférence pour les grandes chaudières, consiste à tenir les bouilleurs très-écartés de la chaudière et suffisamment espacés entre eux, puis à opérer la séparation des étages au moyen d'une voûte, dont la partie supérieure est tangente au corps de la chaudière, suivant la génératrice inférieure.

Dans ce cas, la circulation est la même que précédemment; seulement la surface de chauffe en contact avec les gaz, à leur échappement du foyer, se compose de la surface totale des deux bouilleurs; la chaleur transmise par rayonnement est alors beaucoup plus considérable que dans le cas précédent.

Les deux dispositions que nous venons de citer ont le grand avantage de n'exposer que les bouilleurs à l'action directe du combustible; il résulte de là que le corps de la chaudière n'est jamais exposé à être brûlé, ce qui est très-important, car l'enlèvement d'un bouilleur, à réparer par suite de brûlure, s'effectue facilement, tandis que l'enlèvement du corps nécessite la démolition du fourneau.

Néanmoins il est quelques mécaniciens, M. Cavé, par exemple, qui construisent leurs chaudières avec bouilleurs accolés au corps (fig. 6), et suffisamment espacés entre eux pour que ce dernier reçoive une partie de la chaleur rayonnante et de celle communiquée par les gaz, à leur échappement du foyer. Cette disposition a pour but d'élargir la surface de chauffe formant la paroi supérieure du conduit inférieur des gaz; en outre, elle évite la construction d'une voûte. Néanmoins nous doutons fort qu'elle offre plus d'avantage que la disposition précédente, attendu que si, d'une part, le corps est en partie découvert au-dessus du foyer et du conduit inférieur, d'autre part les bouilleurs n'y ont qu'une partie de leur surface.

Quand les bouilleurs sont distancés des corps, les tubulures, au moyen desquelles a lieu la communication entre ces pièces, portent le nom de *cuisses*.

Quand les bouilleurs sont accolés au corps, les pièces de communication portent le nom de *plaques*.

Les cuisses se construisent de plusieurs manières : tantôt ce sont des parties cylindriques en tôle (fig. 4 et 5) assemblées à rivet, de part et d'autre, avec le corps et le bouilleur; tantôt elles se composent de deux parties (fig. 7), fixées chacune à l'une des pièces à réunir et s'assemblant à emboîture en queue d'hironde, garnie de mastic de fonte; l'écartement est maintenu, dans ce cas, au moyen de boulons à traverses (fig. 8 et 9). Cette dernière disposition est très-commode en ce sens, qu'elle rend très-facile l'enlèvement des bouilleurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les plaques (fig. 10, 11 et 12) sont des feuilles de tôle embouties s'assemblant, d'une part, à rivet, avec le bouilleur, d'autre part, à boulons et écrous, avec la chaudière; ce sont des pièces qui permettent ainsi l'enlèvement facile des bouilleurs.

Les fig. 1, 2, 3, 4 (pl. 18) représentent, en détails, une chaudière cylindrique à deux bouilleurs munis de tous leurs appareils de sûreté, établie, par M. Tamizier, chez M. Francillon, teinturier à Puteaux. Nous la donnons comme une des bonnes dispositions que l'on puisse adopter; leur constructeur est, d'ailleurs, un des plus habiles chaudronniers-mécaniciens de Paris.

Comme on le voit, non-seulement le conduit inférieur est voûté, mais il en est de même des parois latérales des carneaux du corps, ce qui doit coûter un peu plus cher de construction, mais rend la transmission de la chaleur beaucoup plus facile.

La prise de vapeur C se compose d'un premier récipient en fonte communiquant, à volonté, avec la chaudière, au moyen d'une soupape à vis d'un large diamètre. Sur ce récipient sont quatre robinets qui, accouplés symétriquement avec ceux de la chaudière voisine, conduisent la vapeur aux diverses parties de l'atelier qui en font usage, savoir : 1° la machine à vapeur; 2° les dégorgeoirs; 3° les apprêts; 4° la teinturerie. On peut arrêter ainsi la sortie de la vapeur soit instantanément, soit successivement; de plus, quand la soupape à vis est fermée, on peut, le soir, nettoyer, graisser et roder les robinets si le besoin l'exige, sans être obligé de lâcher la vapeur.

Au-dessous des robinets sont des cuvettes en cuivre destinées à recevoir les gouttes d'eau provenant de la vapeur condensée qui, quelque soin que l'on prenne, filtre toujours entre les joints. De cette façon, le fourneau n'est jamais humide, ne se dégrade pas, et ne forme pas de corrosions dans les chaudières. Ces cuvettes conduisent au dehors les eaux de condensation au moyen de petits tuyaux établis à cet effet.

En D est le flotteur d'alarme, système de M. Tamizier, pour l'invention duquel la Société d'encouragement a décerné un prix à M. Daliot, ce qui nous rend indécis sur le nom du véritable inventeur; ce flotteur, du reste, n'est point une invention, mais bien une application de l'ingénieuse *ventouse à flotteur* que l'on emploie dans les conduites d'eau de Paris.

Les chaudières de M. Francillon sont disposées pour être alimentées, à volonté, soit au moyen de la machine à vapeur, soit, à son défaut, au moyen d'un retour d'eau.

Cette portion de l'appareil se fait remarquer par une disposition assez utile. Quand les chaudières, alimentées par la machine, sont suffisamment pleines, il faut fermer les robinets d'introduction; mais il arrive alors, d'ordinaire, que l'eau contenue sous ces robinets s'échauffe et se vaporise. Ces derniers se trouvent alors échauffés et en contact avec la vapeur qui tend à s'infiltrer dans le boisseau. Pour éviter, d'une part, les influences alternatives de l'eau froide sur les robinets, d'autre part le contact de la vapeur avec leurs clefs, M. Tamizier a muni chacun de ses tuyaux d'alimentation d'une large soupape de son système, ouvrant de dehors en dedans, de telle sorte que les robinets sont toujours dans l'eau froide et, de plus, peuvent être visités facilement.

L'eau d'alimentation, au lieu de tomber directement dans le corps de la chaudière, se rend dans chacun des bouilleurs par un tube percé d'une infinité de petits trous.

En E est un tuyau de vidange servant à conduire les eaux au dehors quand on veut vider la chaudière encore en vapeur; dans ce cas, il faut avoir soin de fermer le registre, afin que la chaudière ne se refroidisse pas brusquement quand elle est vide; autrement le retrait se fait inégalement, et il se manifeste des fuites quand on remet de l'eau.

Au moyen des tubes percés de trous qui servent à la fois à l'alimentation et à la vidange, on peut faire partir, de temps à autre, les dépôts en bouillie qui se trouvent toujours dans les bouilleurs; c'est un avantage assez notable pour mériter à lui seul la disposition.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ VII. — Chaudières à chauffage intérieur.

Nous avons vu (page 237) qu'il existe trois genres de chaudières, savoir :

Les chaudières à basse pression, dans lesquelles la pression intérieure ne dépasse pas 1,5 atmosphère ;

Les chaudières à moyenne pression, dans lesquelles la pression intérieure est comprise entre 1,5 et 3 atmosphères ;

Les chaudières à haute pression, dans lesquelles la pression intérieure est supérieure à 3 atmosphères.

C'est principalement quand les chaudières sont à chauffage intérieur que ces lignes de démarcation existent. Dans ce cas il n'y a pas, comme pour les précédentes, une forme à peu près spécialement employée pour chaque genre, les formes varient à l'infini et se prêtent ainsi aux diverses circonstances de la localité et d'application qui se présentent. Néanmoins on peut dire, en thèse générale, que les chaudières à chauffage intérieur se divisent, quel que soit le genre auquel elles appartiennent, en trois catégories distinctes, savoir : les chaudières à carneaux *simples;* les chaudières à carneaux *multiples*, dites *tubulaires;* les chaudières à carneaux *mixtes*.

Quand la pression à laquelle doivent fonctionner les chaudières ne dépasse pas 3 atmosphères, on fait, indistinctement, usage de celles comprises dans les trois catégories; seulement, pour chaudières à moyenne pression, les carneaux simples sont toujours à section circulaire, sauf dans quelques cas particuliers où on contre-balance l'effet de la pression, comme nous le verrons plus loin.

Quand la pression à laquelle doivent fonctionner les chaudières est supérieure à 3 atmosphères, celles de la seconde catégorie sont presque spécialement employées.

Chaudières à carneaux simples.

Ces chaudières sont celles dans lesquelles la fumée qui se dégage du foyer construit dans l'intérieur se rend à la cheminée par un seul canal, quelquefois deux, serpentant plus ou moins dans l'eau qu'il est destiné à chauffer.

Quand ces chaudières sont à basse pression, la section des carneaux peut être quelconque ; dans les bateaux à vapeur, où on les a employées presque exclusivement pendant trente ans, et où on les emploie encore aujourd'hui, les canaux de circulation sont à section rectangulaire et suffisamment grands pour qu'un homme puisse aller les nettoyer.

Les figures 13, 14, 15 (pl. 17) représentent un système de chaudières de ce genre. Comme on le voit, les carneaux sont disposés de telle sorte qu'ils présentent à l'eau le maximum de surface de chauffe correspondant à leur section; il ne reste exactement à cette dernière qu'une épaisseur de 10 centimètres autour et en dessous, et une de 20 centimètres en dessus, afin de rendre impossible le découvrement des surfaces supérieures. Nous reviendrons en détail sur ces chaudières en parlant des appareils moteurs pour la navigation.

Quand les chaudières sont en moyenne pression, la section des carneaux est généralement circulaire. Dans ce cas, les chaudières sont cylindriques et longues, traversées longitudinalement par un ou deux gros tubes droits et parallèles, aboutissant, d'une part au foyer, d'autre part à la cheminée.

Les figures 16, 17, 18 représentent quelques sections dans des chaudières de ce genre.

Quand les chaudières sont à haute pression, on n'emploie jamais, ou plutôt on ne doit jamais employer ces dispositions.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Chaudières à carneaux multiples dites tubulaires.

Les chaudières tubulaires sont basées sur ce principe que, *à surface totale constante, la somme des périmètres d'un nombre donné de surfaces est d'autant plus grande que ce nombre est lui-même plus considérable.* En effet, si c est le côté d'un carré, sa surface est c^2, et son périmètre $4\,c$. Pour n carrés, ayant c pour côtés, on a alors :

Surface totale.	nc^2.
Périmètre total.	$4\,nc$.

De même pour m carrés ayant pour côté c', on a :

Surface totale.	mc'^2.
Périmètre total.	$4\,mc'$.

Si la surface totale est la même dans les deux cas, on a :

$$nc^2 = mc'^2. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (a)$$

d'où :

$$m = n\,\frac{c^2}{c'^2}.$$

Soit $c' < c$, la fraction $\frac{c^2}{c'^2}$ est plus grande que 1, m est donc plus grand que n.

Si, de l'équation (a), nous tirons la valeur de c', et la substituons dans l'expression du périmètre total $4\,mc'$, nous trouvons :

$$4\,mc' = 4\,mc\,\sqrt{\frac{n}{m}}.$$

Faisant passer m sous le radical, nous avons enfin :

$$4\,mc' = 4\,c\,\sqrt{mn}.$$

Or, m étant plus grand que n, le produit mn est plus grand que n^2, et $\sqrt{mn}$ est plus grand que $\sqrt{n^2}$, c'est-à-dire que n. Il en résulte que $4\,m\,c'$ est plus grand que $4\,nc$, c'est-à-dire plus grand que le périmètre dans le premier cas.

Pour $n = 1$, on obtient :

$$4\,mc' = 4\,c\,\sqrt{m}.$$

Et pour $m =$	1.	$4\,mc' = 4\,c$
	2.	$4\,c\,\sqrt{2}$
	3.	$4\,c\,\sqrt{3}$
	4.	$4\,c \times 2$

c'est-à-dire que, à sa surface totale égale, la somme des périmètres est proportionnelle à la racine carrée du nombre de surfaces composantes.

On voit par là que, pour décupler la surface de chauffe d'une chaudière sans augmenter ses dimensions, il suffit de remplacer la section unique d'écoulement c par cent autres ayant pour section $c'^2 = \frac{c^2}{100}$, on en déduit :

$$4\,mc = 4\,c\,\sqrt{100} = 4\,c \times 10.$$

Inutile de dire de quelle immense importance a été, est et sera l'application de ce principe aux chaudières à vapeur. Limitée d'abord aux locomotives, à la suite de l'heureuse idée qu'en eut,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en 1829, M. Stephenson, ou, si on le préfère, M. Seguin, elle s'est étendue, depuis quelques années, aux chaudières des machines fixes et de navigation, et elle y fera des progrès d'autant plus rapides que, d'une part, par suite de l'ordonnance royale du 22 mai 1843, concernant les appareils à vapeur, une chaudière de douze chevaux qui, à chauffage extérieur, se trouve dans la première catégorie, c'est-à-dire la plus difficile à autoriser, devient de la quatrième, c'est-à-dire autorisable d'emblée, quand elle est tubulaire; d'autre part, les poids et volumes de ces chaudières sont infiniment moindres que ceux de toutes les autres.

Nous ne parlerons pas des chaudières tubulaires employées pour production de vapeur à basse ou à moyenne pression, attendu que, dans ces cas, elles ne sont qu'une simplification de celles à haute pression.

Les chaudières tubulaires à haute pression se composent, comme les précédentes, de deux parties, savoir : le foyer et les tubes.

Le foyer varie de formes et dimensions suivant la pression, la nature du combustible à brûler et la disposition des tubes.

Les tubes sont toujours à section circulaire; ils varient de diamètre, de longueur et de direction.

Pour la *houille*, on leur donne un diamètre d'au moins 6 centimètres, quand cette dernière est peu flambante, et au plus douze, quand elle dégage beaucoup de fumée. On a bien exagéré ces deux limites, mais on a eu tort, surtout pour la seconde, toutes les fois que la pression intérieure a dépassé 4 atmosphères.

Pour le *coke* on donne aux tubes un diamètre extérieur moyen de 5 centimètres; quand ils ont moins, ils s'obstruent trop facilement et sont difficiles à nettoyer; quand ils ont plus, au contraire, il y a perte d'une portion de la surface de chauffe maxima qu'on peut obtenir.

La longueur des tubes varie suivant leur disposition et le mode de tirage employé pour la fumée.

La direction des tubes est tantôt horizontale, tantôt verticale; la direction horizontale présente, sur l'autre, l'avantage de contraindre la fumée à lécher plus complétement une portion de la surface du conduit, par suite de sa tendance à s'élever en vertu de sa faible densité; tandis que, quand les tubes sont verticaux, la fumée la frôle seulement.

Les figures 1, 2, 3, 4 (pl. 19) représentent deux chaudières, dont l'une (fig. 1) à tubes horizontaux, l'autre (fig. 2, 3, 4) à tubes verticaux. Le foyer, étant nécessairement une capacité prismatique ou cylindrique d'un grand diamètre, se relie, dans la plupart des cas, à son enveloppe, par des tirants en cuivre taraudé, qui maintiennent constant l'écartement que la pression intérieure tend à augmenter. Dans le cas de tubes horizontaux, la paroi supérieure du foyer ne pouvant jamais être reliée à l'enveloppe qui est au-dessus, par suite de la distance qui existe entre elles deux, on la munit de traverses paraboliques qui reportent la pression totale sur les parois verticales et les soumettent à l'effort d'écrasement. Pour chaudière timbrée à cinq atmosphères, et éprouvée à douze intérieures, cette pression est de $12 \times 10{,}330 = 124000$ kilogrammes par mètre carré; il est bon, comme on le voit, d'y avoir égard dans la construction du foyer. Nous aurons occasion de revenir encore sur ces chaudières, lorsqu'il s'agira des machines où elles sont spécialement employées.

Chaudières à carneaux mixtes.

Ces chaudières sont spécialement applicables à la basse et à la moyenne pression. Elles ont pour but d'augmenter la surface de chauffe par deux circulations superposées. A cet effet, la partie cylindrique dans laquelle sont les carneaux et les tubes est d'un diamètre considérable

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui, pour haute pression, exigerait une épaisseur de tôle supérieure à 15 millimètres et inadmissible en vertu de l'ordonnance royale concernant les appareils à vapeur.

Les figures 5 et 6 (pl. 19) représentent une chaudière de ce genre, importée en France d'Amérique par M. Cornu. C'est une des meilleures dispositions que l'on puisse imaginer pour ces chaudières; on les dit employées à haute pression en Amérique pour navigation.

§ VIII. — Chaudières à chauffage mixte.

Ces chaudières, qui s'emploient uniquement pour machines fixes, sont tantôt à foyer extérieur avec circulation extérieure et intérieure, tantôt à foyer intérieur avec circulation intérieure et extérieure.

Les figures 7 et 8 (pl. 19) représentent une chaudière de Watt à foyer extérieur et chauffage mixte au moyen d'un gros tube qui la traverse longitudinalement et augmente de sa longueur celle de circulation de la fumée.

Les fig. 9 et 10 représentent une chaudière cylindrique à foyer extérieur et chauffage mixte au moyen de plusieurs tubes la traversant de part en part. C'est, à notre avis, une des bonnes dispositions de chaudières pour machines fixes.

La fig. 11 représente une chaudière à foyer intérieur et chauffage mixte au moyen d'une enveloppe dans laquelle se rend la fumée en sortant des tubes.

III. — DES DIMENSIONS A DONNER AUX CHAUDIÈRES.

Nous avons vu (page 239) que la surface de chauffe des chaudières doit être calculée de manière à ce qu'il n'y ait pas plus de 19 kilogrammes de vapeur produite par heure et par mètre carré de surface totale, du moins en ce qui concerne les chaudières en fer.

Nous avons vu, en outre (page 223), que, pour le maximum d'effet utile produit par kilogramme de houille, il faut que la circulation de la fumée depuis le foyer jusqu'à la cheminée soit la plus directe et en même temps la plus longue possible.

Nous ajouterons que, en vertu de l'ordonnance royale concernant les chaudières, les épaisseurs du métal doivent être d'autant plus fortes que les diamètres et les pressions sont plus considérables.

Il résulte de là que, dans la composition d'une chaudière à vapeur, on doit se proposer :

1° Une longue circulation de la fumée;

2° Le moins possible de coudes ou étranglements;

3° Des diamètres aussi petits que possible.

Une des conditions à remplir qui s'oppose le plus à la réalisation de ces trois circonstances, c'est l'espace réservé à la vapeur qui, comme l'expérience de tous les jours le prouve, n'est jamais trop grand.

Quand les chaudières sont cylindriques, avec ou sans bouilleurs, il est toujours bon de les munir d'un ou deux réservoirs cylindriques verticaux, dans lesquels se font les prises de vapeur.

Quand les chaudières sont à foyers intérieurs, ces réservoirs sont presque toujours indispensables.

En ce qui concerne le rapport qui doit exister entre la surface de chauffe des chaudières et leur surface totale, on compte, dans l'administration des mines, pour surface de chauffe des chaudières cylindriques à deux bouilleurs :

1° Moitié de la surface du corps;

2° Trois quarts de la surface totale des deux bouilleurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si le diamètre des bouilleurs est moitié de celui du corps, la surface de chauffe est égale aux cinq huitièmes de la surface totale.

Dans les chaudières à circulation intérieure, la surface totale des conduits est considérée comme surface totale de chauffe.

IV. — DES ÉPAISSEURS A DONNER AUX TÔLES.

Les épaisseurs des tôles pour chaudières en fer ou en cuivre, pressées intérieurement, sont déterminées par la formule suivante, annexée à l'ordonnance royale sur les appareils à vapeur, savoir :

$$e = 1{,}8\,D\,(n-1) + 3$$

dans laquelle on a :

e, épaisseur en millimètres ;

D, diamètre en mètres ;

n, numéro du timbre.

Quand les chaudières sont pressées extérieurement, l'épaisseur doit être double.

Pour chaudières en fonte, l'épaisseur doit être quintuple de celle nécessaire pour chaudières de mêmes dimensions en tôle de fer ou de cuivre.

Quand l'épaisseur des chaudières en tôle de fer ou cuivre, correspondant à une pression et à un diamètre donnés, dépasse 15 millimètres, il faut réduire l'une de ces deux quantités de manière que l'épaisseur n'ait pas besoin d'être supérieure à ce chiffre.

L'épaisseur 3 *millimètres* que l'on ajoute toujours, quels que soient les diamètre et pression, fait qu'il ne peut exister, sans autorisation spéciale, d'appareil à vapeur ayant moins de 3 millimètres d'épaisseur.

A notre avis, il deviendrait nécessaire de créer une exception, pour les épaisseurs, en faveur des chaudières tubulaires dont les surfaces-enveloppes ne sont jamais exposées au feu. On tolère, il est vrai, pour les locomotives; mais cela ne suffit pas et devrait s'étendre à toutes les chaudières tubulaires, à quelque usage qu'elles soient destinées, car il est à peu près certain que dans peu d'années elles deviendront à la mode, comme les chaudières à bouilleurs l'ont été, et seront substituées partout à ces dernières.

TITRE II.

DISTRIBUTION.

La distribution est la partie des machines à vapeur destinée à mettre alternativement chacune des faces du piston moteur en communication, d'une part, avec la chaudière à vapeur, d'autre part avec le tuyau de sortie. A cet effet, elle comprend plusieurs appareils que nous avons déjà étudiés comme pièces spéciales, savoir :

Les *tuyaux d'admission* de la vapeur motrice dans les boîtes de distribution ;

Les *distributeurs ;*

Les *conduits de vapeur* attenants aux cylindres ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les *mouvements des distributeurs;*

Les *modérateurs de la distribution.*

Nous connaissons les divers systèmes de construction de ces différents appareils; nous savons, en outre, dans quel cas chacun d'eux est plus spécialement applicable que les autres; il nous reste donc maintenant à déterminer les dimensions qu'ils doivent avoir, suivant les quantités de vapeur à dépenser dans un temps déterminé.

§ 1. — Tuyaux d'admission.

Soient : v, la vitesse du piston à vapeur;
u, la vitesse de la vapeur circulant dans les tuyaux;
H, la hauteur imaginaire génératrice de la vitesse u;
S, la surface du piston à vapeur;
s, la section du tuyau d'admission.

On a théoriquement :

$$u \times s = v \times S.$$

D'autre part, on a aussi :

$$u = \sqrt{2\,g\,H},$$

g étant l'intensité de la pesanteur ou 9,8088.

Convertissant H en colonne de mercure, nous avons pour :

h, colonne de mercure équivalente; 13590, poids du mètre cube de mercure; δ, poids du mètre cube de vapeur.

$$13590 \times h = \delta \times H,$$

Nous en déduisons :

$$H = h\frac{13590}{\delta}.$$

Si nous remplaçons u par sa valeur dans la première équation, nous obtenons, en résolvant par rapport à s :

$$s = \frac{S\,v}{\sqrt{2\,g\,h\,\frac{13590}{\delta}}}. \qquad (1)$$

Telle est l'expression théorique qui doit servir de base à la détermination de s.

Pratiquement, cette formule subit des modifications en ce que :

1° Il faut supposer que la valeur réelle de u n'est que les 0,65 en moyenne de ce qu'elle est théoriquement;

2° La vapeur se refroidissant promptement par son contact avec les parois des tuyaux dans lesquels elle circule, la pression à l'extrémité d'une conduite est d'autant plus faible par rapport à celle qui existe à l'origine, que la longueur de cette conduite est plus grande et son diamètre plus petit.

Or il a été reconnu, en ce qui concerne la longueur du tuyau d'admission, que, quelque soin que l'on prenne pour empêcher le refroidissement de la vapeur, il y a toujours désavantage à laisser une grande distance entre le générateur et sa machine. Sans donc chercher à faire entrer, comme cela a lieu pour les conduites d'eau, la longueur du tuyau d'admission dans la formule (1), donnant sa section, nous disons qu'en général il faut faire en sorte que cette longueur soit aussi petite que possible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En ce qui concerne la section du tuyau d'admission, il est évident que plus le diamètre de cette section est grand, plus les pressions extrêmes sont rapprochées l'une de l'autre ; mais avec l'augmentation du diamètre vient l'augmentation de la surface refroidissante ; il y a donc lieu, à notre avis, à ne pas exagérer ce diamètre, comme souvent on l'a fait, et à toujours le déterminer par la formule (1) convenablement modifiée. Pour cela, nous remarquons que, si on remplace, dans cette formule, la valeur théorique de u par sa valeur pratique, on obtient, en isolant les facteurs connus :

$$s = \frac{1{,}54}{\sqrt{19{,}62 \times 13590}} \times \frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

qui devient :

$$s = 0{,}003\,\frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

Si dans cette formule nous faisons : $v = 1^{m},00, h = 2^{m},28, \delta = 2^{k},1$ (à 4 atmosphères), il vient en nombre rond :

$$s = 0{,}003\,S.$$

Or, dans les mêmes circonstances de pression et de vitesse, on emploie généralement, en pratique, le tableau suivant :

DIAMÈTRES du tuyau d'admission en millim.	DIAMÈTRES du piston à vapeur en millim.	RAPPORTS de la section du tuyau à la surf. du piston.	DIAMÈTRES du tuyau d'admission en millim.	DIAMÈTRES du piston à vapeur en millim.	RAPPORTS de la section du tuyau à la surf. du piston.
30	100	0,09	100	275	0,13
40	125	0,10	110	300	0,13
50	150	0,11	120	325	0,13
60	175	0,12	130	350	0,14
70	200	0,12	140	375	0,14
80	225	0,13	150	400	0,14
90	250	0,13			

Si nous comparons la valeur de s, obtenue par la formule, modifiée, à celles relatées dans ce tableau, nous voyons qu'elles sont entre elles dans le rapport moyen de 3 à 130. Sans donner positivement raison à la formule, il est impossible, à notre avis, qu'il soit nécessaire de donner au tuyau d'admission de la vapeur des diamètres aussi forts que ceux qu'indique le tableau pour que cette dernière possède, dans la boîte à vapeur, une pression à peu près égale à celle de la chaudière. N'osant cependant pas nous mettre en opposition trop prononcée avec les usages établis, nous pensons que, en réduisant à 80 le coefficient 130 ci-dessus mentionné, la formule donnera toujours, pour s, des valeurs suffisantes pour que l'on n'ait jamais à constater des différences notables de pression ; on a alors :

$$s = 0{,}08\,\frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}. \qquad (2)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ II. — Distributeurs.

Les dimensions des distributeurs se déterminent d'après celles des orifices par lesquels se fait la distribution.

Quand la distribution se fait au moyen de tiroirs, les orifices sont rectangulaires et portent le nom de *lumières*. Quand la distribution se fait au moyen de soupapes, les orifices sont annulaires.

La section des lumières diffère de celle des orifices des soupapes en ce que, ces dernières étant mues par des appareils à déclic, l'ouverture est instantanée, tandis que, les tiroirs étant mus par des excentriques, l'ouverture des lumières se fait petit à petit. Il résulte de là que, pour avoir le plus de section d'écoulement possible au moment où le tiroir découvre les lumières, il faut donner à ces dernières une grande largeur.

On peut employer, pour déterminer les diamètres des soupapes et lumières, la même formule que pour le tuyau d'admission ; cependant, à notre avis, il est plus rationnel de remplacer le coefficient 0,08 par 0,10 pour les tiroirs et 0,05 pour les soupapes, ce qui donne :

$$\text{Section des lumières. . . . . } s = 0{,}10\,\frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

$$\text{Section des orifices des soupapes. . . } s' = 0{,}05\,\frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

1° *Lumières.*

La plus grande longueur que l'on puisse donner aux lumières est le diamètre dn piston ; dans ce cas, la boîte à vapeur est plus large que le cylindre. Ce n'est pas un grave inconvénient, et il y a peu matière à y regarder quand la vitesse du piston est grande ; aussi dans les nouvelles locomotives ne s'éloigne-t-on pas beaucoup de cette disposition. Mais, si on conserve la section totale donnée par la formule citée plus haut, il peut en résulter, dans ce cas, une largeur des lumières très-petite, ce qui n'est pas sans inconvénient pour l'exécution. En général, on donne aux lumières pour machines autres que locomotives une longueur égale à cinq fois la largeur. Nous pensons que l'on peut sans inconvénient pousser ce chiffre à six ; si alors L et l représentent les dimensions d'une lumière, on a :

$$L = 6\,l.$$

Or :

$$s = L \times l = 6\,l^2.$$

On a donc :

$$6\,l^2 = 0{,}1\,\frac{S\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

Remplaçant S par sa valeur. $0{,}785\,D^2$, D étant le diamètre du piston à vapeur, on obtient :

$$6\,l^2 = 0{,}0131\,\frac{D^2\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

Faisant successivement $h = 0^m{,}76$ et $h = 3^m{,}04$, on obtient pour δ les valeurs $0^k{,}60$ et $2^k{,}568$; admettant alors pour v la valeur $1^m{,}00$, on trouve :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Pour $h = 0{,}76$. . . . . $l = 0{,}108$ D
2° Pour $h = 3{,}04$. . . . . $l = 0{,}109$ D

C'est-à-dire à peu près la même dans les deux cas, et égale à 0,1 D.

C'est précisément la valeur que l'on donne généralement à l; il en résulte alors pour L :

$$L = 6\,l = 0{,}6\ D.$$

Nous considérons ces rapports comme très-convenables pour machines marchant à vitesse ordinaire. Dans le cas de locomotives, on peut, tout en conservant pour l sa valeur 0,1 D, porter celle de L à 0,8 ou 0,9 de D.

2° *Soupapes.*

L'ouverture annulaire des soupapes doit être au moins égale à la section de l'orifice d'introduction de la vapeur dans le cylindre. Or, le diamètre étant le même, il suffit, pour déterminer la hauteur x de cette ouverture, de poser, en désignant par d le diamètre :

$$3{,}1416\,d \times x = 0{,}785\,d^2;$$

d'où :

$$x = \frac{d}{4}.$$

Si nous appliquons aux soupapes les mêmes valeurs de h que nous avons appliquées aux tiroirs, nous obtenons :

$$0{,}785\ d^2 = 0{,}05\ \frac{0{,}785\ D^2\ v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

Et pour $h = 0{,}76$. . . . . $d = 0{,}21$ D
$h = 3{,}04$. . . . . $d = 0{,}216$ D;

C'est-à-dire dans les deux cas : $d = 0{,}2$ D
d'où : $x = 0{,}05$ D.

On peut opter entre 0,20 et 0,25; à notre avis, 0,2 est bien suffisant.

§ III. — Conduits de la vapeur attenants aux cylindres.

1° *Conduits des orifices d'introduction aux extrémités du cylindre.*

Quelle que soit l'espèce de distributeur employé, ces conduits sont toujours rectangulaires. Pour tiroirs, on les coule souvent avec le cylindre; alors il est important de leur donner le moins de largeur possible, afin que la surépaisseur de fonte qui en résulte soit moins forte; en général, on leur donne au moins, pour section, la section des orifices d'admission, et pour épaisseur totale, y compris la fonte, la largeur totale de la bride du cylindre, auquel cas ils affleurent en dehors. Pour l'épaisseur du vide, on prend un peu sur l'épaisseur du cylindre, ce qui est sans inconvénient et rend nulle la quantité de fonte qu'il faudrait laisser entre le conduit et le cylindre pour remplir l'espace provenant du placement d'une section rectangulaire sur une section circulaire. L'épaisseur étant connue, on détermine la largeur facilement. Le raccordement avec la lumière correspondante est un détail de fonderie facile à exécuter.

Pour *soupapes,* on leur donne une épaisseur égale à la moitié du diamètre de l'orifice d'admission; on détermine alors la largeur en posant :

$$l\,e = 0{,}785\,d^2;$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Et comme on a : $e = 0{,}5\,d$, il vient :

$$l = 1{,}57\,d.$$

En général, afin de laisser le moins de jeu possible entre les fonds et le piston, tout en empêchant la garniture de ce dernier de venir frotter contre les arêtes de rencontre des conduits avec le cylindre, on fait déboucher ces derniers presque en totalité dans les fonds préalablement évidés pour que la vapeur entre sans obstacles.

2° *Conduits des orifices d'exhaustion au dehors.*

Les mêmes calculs que pour les tuyaux et orifices d'introduction s'appliquent aux conduits d'exhaustion. Cependant on est dans l'usage de leur donner une section toujours supérieure à celle des autres, tant parce qu'on ne saurait rendre trop facile l'exhaustion de la vapeur que parce qu'ils sont toujours accompagnés de coudes qui tendent à retarder cette dernière.

Il est un cas cependant où, loin d'augmenter les dimensions de ces conduits, on leur donne des sections décroissantes au fur et à mesure qu'ils s'éloignent de la lumière de sortie; c'est lorsqu'on utilise la vapeur sortant pour produire le tirage, comme cela se pratique dans les locomotives. Dans ce cas, la résistance contre le piston est très-considérable, comme nous le verrons en parlant de ces moteurs.

§ IV. — Mouvements des distributeurs.

1° *Tiroirs.*

La course des tiroirs est (page 158 et suivantes) égale à deux ou trois largeurs de lumière, suivant le cas. La largeur d'une lumière étant égale à 0,1 D, il en résulte que la course des tiroirs est tantôt 0,2 D, tantôt 0,3 D.

Si nous représentons cette course par 1, la longueur des leviers de mise en mouvement des tiroirs est 1,5.

Le diamètre de l'arbre de tiroir se détermine de la manière suivante :

La surface d'un tiroir est au plus égale à huit fois la section d'une lumière d'introduction, qui elle-même est égale à

$$0{,}1\,D \times 0{,}6\,D = 0{,}06\,D^2.$$

On a donc pour surface du tiroir :

$$8 \times 0{,}06\,D = 0{,}48\,D^2.$$

La pression de la vapeur sur cette surface est :

$$0{,}48\,D^2 \times 1000^k \times h,$$

h étant exprimée en mètres d'eau.

Le frottement du tiroir sur la plate-forme est égal à environ les 0,2 de la pression de la vapeur sur sa surface, donc :

$$0{,}2 \times 0{,}48\,D^2 \times 1000 \times h,$$

qui, toute réduction faite, devient :

$$96\,D^2\,h.$$

Cette expression est précisément celle de la résistance qu'oppose le tiroir au mouvement que lui communique sa tige. L'arbre du tiroir résiste à la torsion; il est en fer; son diamètre se calcule alors par la formule :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$d^3 = 1{,}48\,\frac{A}{n}, \text{ en centimètres,}$$

dans laquelle A est égal à $2\,\pi\,r\,n\,Q$.

Or on a :

$$r = 1{,}5\,c,$$

c étant la course du tiroir ;

$$Q = 96\,D^2\,h.$$

On en déduit :

$$d^3 = 1{,}48 \times 6{,}283 \times 1{,}5\,c \times 96\,D^2\,h = 1340\,c\,D^2\,h$$

et : $$d = 11\,\sqrt[3]{c\,D^2\,h}, \text{ en centimètres.}$$

Pour exprimer d en mètres, il suffit de remplacer 11 par 0,11, et on a :

$$d = 0{,}11\,\sqrt[3]{c\,D^2\,h}.$$

Soient : $c = 2\,l = 2 \times 0{,}1\,D = 0{,}2\,D$,

$h = 10^m{,}32$,

On obtient : $$d = 0{,}11\,D\,\sqrt[3]{2{,}064} = 0{,}14\,D,$$

c'est-à-dire que le diamètre de l'arbre du tiroir doit être les 0,14 de celui du piston à basse pression.

Pour $h = 41^m{,}28$, on obtient :

$$d = 0{,}11\,D\,\sqrt[3]{8{,}256} = 0{,}223\,D,$$

c'est-à-dire que le diamètre de l'arbre du tiroir doit être les 0,223 de celui du piston à haute pression.

Ces dimensions sont de beaucoup supérieures à celles que l'on donne ordinairement, ce qui semblerait indiquer que le coefficient du frottement est moindre que celui que nous avons adopté. En général, le diamètre, aux tourillons des arbres de tiroirs, est égal, au plus, au diamètre de la tige du piston.

Nous verrons plus loin que, à force égale développée, les diamètres des pistons à vapeur sont entre eux comme :

Basse pression.	$D = 1{,}00$,
Haute pression sans détente. .	$D' = 0{,}50$,
Id. à détente. . .	$D'' = 0{,}80$.

La valeur 0,1 D, pour machines à basse pression, correspond à 0,2 D′ pour machines à haute pression sans détente, et à 0,125 D″ pour machines à détente.

Admettant que les valeurs sanctionnées par l'expérience, 0,1 D et 0,2 D′, sont bonnes, nous pensons qu'il y a lieu de remplacer l'expression 0,125 D″ par 0,15 D″, attendu que, dans les machines à détente, la pression est la même que pour les machines à haute pression sans détente, et la surface du tiroir est plus grande.

2° *Soupapes.*

La course des soupapes est toujours égale à au moins le quart de leur diamètre (page 252).

Les longueurs des leviers, bien que devant être égales à 1,5 fois cette course, sont souvent plus grandes par suite de dispositions particulières.

Quant au diamètre des arbres des leviers, nous pensons qu'on peut adopter la même règle que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour ceux des tiroirs, c'est-à-dire 9,1 D à basse pression, 0,2 D' à haute pression sans détente, et 0,15 D'' à détente.

§ V. — Modérateur de la distribution.

Le modérateur de la distribution comprend : la *valve de gorge* et le *pendule conique.*

Les dimensions de la valve de gorge se déterminent d'après celle du tuyau d'admission de la vapeur dans la boîte à vapeur; celles du pendule conique sont assez variables; néanmoins on peut dire que, en moyenne, la distance entre le centre de chaque boule et le centre d'oscillation de sa tige de suspension est égale au rayon de la manivelle, c'est-à-dire, comme nous le verrons plus tard, au diamètre du cylindre à basse pression.

Pour la détermination du nombre de tours de l'appareil par minute, ainsi que pour celle du poids de ses boules, nous renvoyons à la théorie que nous en avons donnée (page 173).

TITRE III.

TRAVAIL MOTEUR.

Le travail moteur est la partie des machines à vapeur destinée à convertir en une force unique, appliquée à l'extrémité d'une tige, la somme des actions de la vapeur qui se dépense à chaque instant.

A cet effet, il comprend trois pièces principales, savoir : le *cylindre à vapeur,* le *piston moteur,* la *tige du piston moteur.*

Nous connaissons les divers systèmes de construction de ces trois pièces, ainsi que les rapports qui doivent exister entre leurs dimensions propres; nous savons, en outre, dans quels cas chacun d'eux est plus spécialement applicable; il nous reste à déterminer les diamètres des cylindres et pistons moteurs, suivant les conditions de forces, vitesses et pressions dans lesquelles doivent fonctionner les machines.

I. — THÉORIE GÉNÉRALE DU TRAVAIL DE LA VAPEUR.

Soient : A (fig. A), un générateur de vapeur, communiquant avec un cylindre vertical B au moyen d'un tuyau muni d'un robinet C;

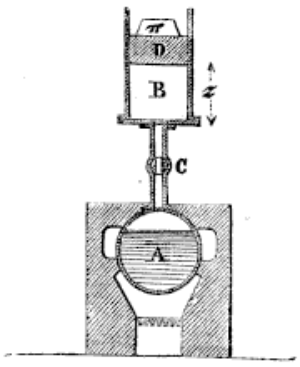


Fig. A.

D, un piston, chargé d'un poids π, mobile dans le cylindre.

Supposons que le volume de vapeur produit à chaque instant par le générateur est égal au volume qu'engendre en même temps le piston dans le cylindre et appelons :

h, la hauteur, en mètres, d'une colonne d'eau équivalente à la pression constante exercée par la vapeur dans le cylindre;

S, la surface du piston en mètres carrés;

z, un espace quelconque, en mètres, parcouru par le piston;

t_m, le travail produit par la vapeur pendant le parcours de cet espace par le piston.

Le poids du mètre cube d'eau étant 1000 kilogrammes, la pression de la vapeur sur le piston est :

$$S — h — 1000 \text{ kilogrammes.}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le travail étant égal à la pression qu'exerce la force multipliée par l'espace parcouru, le travail produit par la vapeur, pendant le parcours de l'espace z par le piston, est :

$$t^m = S - h - 1000 - z. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Si, au moment où le piston a parcouru l'espace z, on ferme le robinet C, le piston continue à monter; seulement, le volume engendré par suite de ce mouvement ascensionnel continuant à devenir de plus en plus grand, la vapeur renfermée dans ce volume se dilate et sa pression diminue.

Malgré les nombreuses expériences qui ont été faites jusqu'à ce jour, il n'est pas encore possible de donner la loi exacte suivant laquelle a lieu cette diminution de pression. A M. Regnault, qui s'en occupe si activement, est probablement réservé l'honneur de la déterminer; quant à présent, les résultats obtenus ont tant d'analogie avec ceux que donnent les gaz comprimés, qu'on a cru pouvoir, sans commettre d'erreur appréciable en pratique, adopter pour la vapeur la loi de Mariotte relative à la dilatation des gaz et qui dit :

A températures égales, les volumes des gaz sont en raison inverse des pressions.

Dans ce cas, pour deux espaces parcourus z et z', les pressions h et h' correspondantes sont liées entre elles par la relation :

$$S \times z : S \times z' :: h' : h,$$

d'où :
$$z\,h = z'\,h',$$

et :
$$h' = \frac{z\,h}{z'}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Pour des valeurs données à z', on déduit de cette équation des valeurs pour h, et réciproquement :

Soient $o\,x$, $o\,y$ (fig. B), deux axes rectangulaires; prenons $OA = z$, $OB = h$, et achevons le rectangle O A C B. Ce rectangle a pour surface :

$$OA \times OB = z \times h.$$

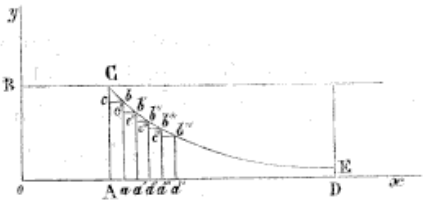


Fig. B.

Le travail t_m, donné par l'équation (1), peut alors être représenté par l'expression :

$$S \times 1000 \times \text{surf. O A C B.}$$

Soient O a, O a', O a'', etc., des valeurs successives de z' différant entre elles de quantités infiniment petites A a, $a\,a'$, $a'\,a''$, etc.;

Soient $a\,b$, $a'\,b'$, $a''\,b''$, etc., les valeurs correspondantes de h'.

Supposons que, au lieu de décroître instantanément, les valeurs de h' sont constantes pendant le parcours, par le piston, des espaces infiniment petits A a, $a\,a'$, $a'\,a''$, etc., et égales, entre chaque division, à la valeur donnée par l'équation (2).

Le travail produit pendant le parcours de chacun de ces espaces est alors :

Pour A a. . . . . $S \times 1000 \times A\,a \times a\,b = S \times 1000 \times$ surf. $a\,b\,c\,A$,

$a\,a'$. . . . . *id.* $\times\, a\,a' \times a'b' =$ *id.* $\times$ surf. $a\,a'\,b'\,c'$,

$a'\,a''$. . . . *id.* $\times\, a'\,a'' \times a''b'' =$ *id.* $\times$ surf. $a'\,a''\,b''\,c''$.

et pour l'espace A D = A a + $a\,a'$ + $a'\,a''$, etc., en désignant ce travail par t'_m :

$$t'_m = S \times 1000 \text{ (surf. A } a\,b\,c + \text{surf. } a\,a'\,b'\,c' + \text{etc.)},$$

c'est-à-dire la somme des rectangles compris dans l'intérieur de la courbe C E, construite, au moyen de l'équation (2), entre les verticales A C et D E.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les accroissements successifs A a, $a\,a'$, $a'\,a''$, etc., de z' étant infiniment petits, les horizontales $c\,b$, $c'\,b'$, $c''\,b''$, etc., se confondent avec la courbe C E, et la somme des petits rectangles n'est autre que la surface A D E C.

Le travail produit par la vapeur, pendant le trajet du piston depuis le point A jusqu'au point D, a alors pour expression :

$$t'\,m = \mathrm{S} \times 1000 \times \text{surf. A D E C.}$$

Reprenant l'équation (2) :

$$h' = \frac{z\,h}{z'}.$$

nous remarquons que z et h étant connues, z' et h' inconnues, cette équation est celle d'une *hyperbole* rapportée à ses asymptotes. La courbe C E est donc une branche d'hyperbole.

Or on a, en général (fig. C), pour déterminer la surface comprise entre les ordonnées de deux points B et m d'une courbe quelconque :

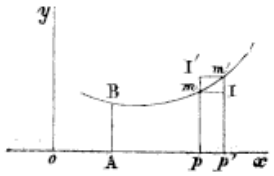


Fig. C.

$$\mathrm{O\,A} = a \qquad o\,p = x \qquad p\,p' = d\,x,$$
$$\mathrm{A\,B} = b \qquad p\,m = y \qquad m'\,\mathrm{I} = d\,y,$$
$$\sigma = \text{surf. A B } m\,p.$$

1°. . . . . $d\,\sigma = m\,m'\,p'\,p$;

2°. . . . . $m'\,\mathrm{I}'\,p\,p' > m\,m'\,p'\,p > m\,\mathrm{I}\,p'\,p$.

3° En remplaçant les surfaces par leurs mesures :

$$(y + d\,y)\,d\,x > m\,m'\,p'\,p > y\,d\,x.$$

4°. . . . . $\dfrac{y + d\,y}{y\,d\,x}\,d\,x > \dfrac{m\,m'\,p'\,p}{y\,d\,x} > 1$;

et comme on a :

$$\frac{y + d\,y}{y\,d\,x}\,d\,x = 1 + \frac{d\,y}{y},$$

il vient : 5°. . . . . $1 + \dfrac{d\,y}{y} > \dfrac{d\,\sigma}{y\,d\,x} > 1.$

$d\,y$ étant infiniment petit pour $d\,y = 0$, il vient :

6°. . . . . $\dfrac{d\,\sigma}{y\,d\,x} = 1.$

7°. . . . . $d\,\sigma = y\,d\,x.$

8°. . . . . $\sigma = \int y\,d\,x + \mathrm{C},$

C étant une constante.

Appliquant cette formule à la détermination de la surface A D E C (fig. B), nous avons :

1°. . . . . $h' = \dfrac{z\,h}{z'}.$

2°. . . . . $\sigma = \int h'\,d\,z' = \int \dfrac{z\,h\,d\,z'}{z'} = z\,h \int \dfrac{d\,z'}{z'}.$

Remarquant que l'on a, en général :

$$\int \frac{d\,x}{x} = \log.\,x + \mathrm{C},$$

il vient :

$$\sigma = z\,h \log.\,z' + \mathrm{C}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour $z' = z$ on a : $\sigma =$ zéro, car ce n'est qu'à partir de A C que commence la surface à évaluer, on en déduit : $0 = z\,h \log. z + C$;

d'où : $C = -z\,h \log. z$

et : $$\sigma = z\,h\,(\log. z' - \log. z) = z\,h \log. \frac{z'}{z}.$$

Pour $z' =$ O D, il vient $\sigma =$ surf. A D E C, et alors on a :

$$\text{Surf. A D E C} = z\,h \log. \frac{\text{O D}}{z}.$$

Log. $\frac{\text{O D}}{z}$ est un logarithme népérien ; pour qu'il représente un logarithme dans le système dont la base est 10, il faut le multiplier par le nombre 2,3026, et on a :

$$\text{Surf. A D E C} = z\,h \log. \frac{\text{O D}}{z}\,2{,}3026.$$

On en déduit :

$$t'_m = \text{S} \times 1000 \times z\,h \log. \frac{\text{O D}}{z}\,2{,}3026.$$

Si T_m représente le travail total effectué par le volume ($V = S \times z$) de vapeur introduite dans le cylindre, on a :

$$T_m = t_m + t'_m = \text{S} \times 1000 \times z\,h\,(1 + \log. \frac{\text{O D}}{z}\,2{,}3026),$$

et en remplaçant $S \times z$ par V :

$$T_m = \text{V}\,h \times 1000\,(1 + \log. \frac{\text{O D}}{z}\,2{,}3026).$$

Soit v la vitesse du piston = O D, on a :

$$T_m = \text{V}\,h \times 1000\,(1 + \log. \frac{v}{z}\,2{,}3026). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

On aurait de même en représentant par O D la course C du piston, et par O A un espace E parcouru avant la détente :

$$T_m = \text{V}\,h \times 1000\,(1 + \log. \frac{\text{C}}{\text{E}}\,2{,}3026).$$

$\frac{v}{z}$ et $\frac{\text{C}}{\text{E}}$, étant deux quantités égales à une troisième $\frac{\text{O D}}{\text{O A}}$, sont égales entre elles ; on en conclut qu'il n'est pas nécessaire d'avoir égard à la course du piston pour calculer le travail d'après la formule ci-dessus trouvée ; qu'il suffit seulement de donner à E, relativement à C, une valeur égale à celle qu'a z relativement à v.

Discussion.

On a 1°. . . . . $T_m = \text{V}\,h \times 1000\,(1 + \log. \frac{v}{z}\,2{,}3026)$;

2°. . . . . $\text{V} = \text{S} \times z$.

Pour une dépense constante V de vapeur par seconde, plus l'expression $\frac{v}{z}$ est grande, plus le travail produit est considérable ; pour $\frac{v}{z} = \infty$, il vient :

$$T_m = \infty.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce qui indique que, théoriquement, avec une dépense de vapeur très-petite, il est possible de produire une quantité de travail infiniment grande. Mais ce résultat suppose que la loi de dilatation des vapeurs est la même que celle des gaz; or ce fait est d'autant moins vrai que la valeur de $\frac{v}{z}$ est plus grande. Il est donc important, à notre avis, de ne procéder que graduellement dans les augmentations successives de valeur que l'on peut être tenté de donner à ce facteur.

Quoi qu'il en soit, si on admet la loi de *Mariotte* pour des valeurs de $\frac{v}{z}$ comprises entre 1 et 10, le tableau ci-dessous donne les valeurs relatives de T_m correspondant à diverses valeurs données au facteur $\frac{v}{z}$ dans la formule (3), savoir :

Tableau des accroissements successifs du travail produit dus à la détente.

VALEURS de $\frac{v}{z}$.	QUANTITÉS relatives de travail produit. $1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026.$	VALEURS de $\frac{v}{z}$.	QUANTITÉS relatives de travail produit. $1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026.$	VALEURS de $\frac{v}{z}$.	QUANTITÉS relatives de travail produit. $1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026.$	VALEURS de $\frac{v}{z}$.	QUANTITÉS relatives de travail produit. $1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026.$
1,00	1,000	3,50	2,250	6,00	2,790	8,50	3,140
1,25	1,223	3,75	2,330	6,25	2,831	8,75	3,171
1,50	1,405	4,00	2,385	6,50	2,870	9,00	3,200
1,75	1,560	4,25	2,445	6,75	2,910	9,25	3,230
2,00	1,692	4,50	2,507	7,00	2,950	9,50	3,250
2,25	1,810	4,75	2,555	7,25	2,980	9,75	2,275
2,50	1,918	5,00	2,610	7,50	3,020	10,00	3,302
2,75	2,010	5,25	2,660	7,75	3,048		
3,00	2,100	5,50	2,705	8,00	3,085		
3,25	2,180	5,75	2,748	8,25	3,110		

En ce qui concerne le facteur $V\,h$, nous remarquerons que, d'après le tableau de la page 230, si le poids de la vapeur dépensée est constant, quand l'une des deux quantités V ou h augmente, l'autre diminue et réciproquement; pour connaître dans quel cas ce produit est un maximum, il est indispensable d'avoir recours à des exemples. A cet effet, donnant à h différentes valeurs, nous formons le tableau suivant, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des quantités relatives de travail produit par 1 kilogramme de vapeur, sans détente, à différentes pressions.

PRESSIONS		VOLUMES de 1 kilog. vapeur.	TRAVAIL de 1 kilog. vapeur.	PRESSIONS		VOLUMES de 1 kilog. vapeur.	TRAVAIL de 1 kilog. vapeur.
en atmosphères.	en mètres d'eau. h	V	V h	en atmosphères.	en mètres d'eau. h	V	V h
	m.	m. c.	dynamies.		m.	m. c.	dynamies.
0,0625	0,64	22,250	14,58	4,25	43,86	0,446	19,60
0,125	1,29	11,800	15,22	4,50	46,44	0,424	19,60
0,250	2,58	6,135	15,82	4,75	49,02	0,404	19,60
0,500	5,16	3,205	16,60	5,00	51,60	0,385	19,90
0,75	7,72	2,202	17,00	5,25	54,18	0,368	20,00
1,00	10,32	1,689	17,50	5,50	56,76	0,353	20,20
1,25	12,90	1,373	17,90	5,75	59,34	0,339	20,40
1,50	15,48	1,161	18,00	6,00	61,92	0,326	20,40
1,75	18,06	1,007	18,10	6,25	64,50	0,314	20,40
2,00	20,64	0,891	18,50	6,50	67,08	0,303	20,40
2,25	23,22	0,799	18,60	6,75	69,66	0,293	20,40
2,50	25,80	0,726	18,80	7,00	72,24	0,283	20,50
2,75	28,38	0,665	18,90	7,25	74,82	0,274	20,50
3,00	30,96	0,614	19,00	7,50	77,40	0,264	20,50
3,25	33,54	0,570	19,20	7,75	79,98	0,258	20,60
3,50	36,12	0,533	19,40	8,00	82,56	0,251	20,70
3,75	38,70	0,506	19,60	9,00	92,88	0,226	21,00
4,00	41,28	0,472	19,60	10,00	103,28	0,205	21,10

Ce tableau indique que, pour des valeurs croissantes de h, le produit V h augmente, mais dans une très-faible proportion; il n'y a donc avantage à faire fonctionner la vapeur à une pression élevée qu'autant que cette dernière ne suscite pas de trop grandes difficultés dans l'exécution et l'entretien des appareils.

Ainsi, la quantité de vapeur dépensée restant constante, la valeur de T_m est d'autant plus grande que les facteurs h et $\frac{v}{z}$ sont eux-mêmes plus grands.

II. — EFFET UTILE PRATIQUE DES MACHINES A VAPEUR.

L'équation du travail est l'expression de l'équilibre dynamique entre la puissance et la résistance.

Dans une machine à vapeur, la puissance est unique, la résistance est multiple. Cette dernière se compose de :

1° La résistance qu'oppose le milieu dans lequel se meut la face du piston non soumise à l'action de la vapeur;

2° La résistance qu'opposent les frottements des pièces mobiles de la machine;

3° Le travail réellement utilisable.

En ce qui concerne la résistance du milieu opposé à l'action de la vapeur, quand la machine est sans condensation, le milieu dans lequel se meut la face du piston non soumise à l'action de la vapeur est l'air atmosphérique dont la pression théorique est $10^m,32$ d'eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si, comme dans les locomotives, la vapeur sortant du cylindre est utilisée à produire le tirage du foyer, le milieu dans lequel elle s'échappe avant de se précipiter dans l'atmosphère affecte une pression variable qui s'élève jusqu'à 25 mètres d'eau; si, au contraire, la vapeur n'a aucune fonction utile à remplir, les conduits d'échappement doivent être assez convenablement disposés pour que la pression du milieu dans lequel la vapeur s'échappe, avant de s'élancer dans l'atmosphère, ne dépasse pas 11 mètres.

Quand la machine est à condensation, la pression du milieu dans lequel la vapeur se précipite en sortant du cylindre est théoriquement nulle; mais, comme il n'est pas possible, pratiquement, de faire un vide parfait, la pression du condenseur varie entre $^1/_{16}$ et $^1/_8$ d'atmosphère, suivant la perfection avec laquelle il a été exécuté et fonctionne.

La résistance du milieu dans lequel se meut la face du piston non soumise à l'action de la vapeur est une résistance constante que nous pouvons représenter, d'une manière générale, par une colonne d'eau ayant pour base la surface du piston et pour hauteur h'. Lors donc que la vapeur travaille à détente, c'est-à-dire à pressions motrices, sans cesse décroissantes, il est évident que la limite inférieure de ces pressions est h' augmentée de toutes les résistances analogues. En effet, bien que le volant, dans les machines à rotation, soit destiné à restituer, quand la puissance est inférieure à la résistance, la quantité de force motrice qu'il a absorbée lorsque la puissance était supérieure à la résistance, il y a nécessairement perte d'effet utile dès qu'une portion quelconque de la force motrice emmagasinée dans cet organe est employée à faire le complément de ce qui est nécessaire pour vaincre la résistance du milieu opposé à l'action de la vapeur. Ainsi, quand la pression motrice décroissante atteint une valeur égale à h', il convient d'arrêter le piston et de ne pas détendre au delà du point où le fait a lieu.

En ce qui concerne les frottements de la machine :

Les frottements de la machine sont de deux natures, savoir :

Les frottements qui sont la conséquence de la transformation du mouvement que comporte l'utilisation de la force motrice;

Les frottements qui sont la conséquence du mouvement du piston.

Les premiers sont inévitables et varient entre 0.40 et 0.50 de la force motrice disponible après prélèvement de la fraction absorbée dans le cylindre à vapeur.

Les seconds sont comme la résistance opposée par le milieu dans lequel se meut la face du piston non soumise à l'action de la vapeur, et viennent s'ajouter à cette résistance. Dès que la pression motrice décroissante atteint une valeur égale à la somme de ces deux résistances, il y a lieu de ne pas pousser plus loin la détente, puisque, à partir de ce point, non-seulement l'action de la vapeur ne contribue plus, en si petite partie que ce soit, à la production du travail utilisable, mais encore elle est moindre que la résistance inutile.

Il est assez difficile de donner exactement la valeur du frottement du piston et de ses accessoires; nous pensons, néanmoins, que ce frottement peut être représenté assez exactement par 2 mètres d'eau, ce qui donne pour expression de la valeur de h', dans les machines

Sans condensation.	$h' = 13.00$
A condensation, à 1/16e d'atmosphère. .	$h' = 2.65$

Soit une différence de $10^m,35$, c'est-à-dire une atmosphère, entre les résistances opposées par le piston, dans les deux cas.

En ce qui concerne le travail réellement utilisable :

Nous avons pour expression de la puissance :

$$T_m = V\,h \times 1000\,(1 + \log.\,\frac{v}{z}\,2{,}3026).$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons, en outre, pour expression de la résistance constante du milieu dans lequel se meut la face du piston moteur non soumise à l'action de la vapeur, ainsi que du frottement dudit piston et de ses accessoires :

$$S v h' \times 1{,}000;$$

remplaçant dans cette expression S par sa valeur $\frac{v}{z}$, et, multipliant haut et bas par h, nous pouvons la mettre sous la forme :

$$V h \times 1000 \frac{v h'}{z h}.$$

Ce qui donne, pour expression de la puissance disponible utilisable tant à vaincre les frottements de la machine qu'à produire de l'effet utile :

$$V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z} 2{,}3026 - \frac{v h'}{z h}\right)$$

Soient T_u l'effet utile et K un coefficient représentant le rapport entre l'effet utile et le travail utilisable, nous obtenons enfin, pour expression de la force motrice réelle de la machine :

$$T_u = K V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z} 2{,}3026 - \frac{v h'}{z h}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

On voit, par cette équation, que l'effet utile est d'autant plus grand que

1° Le coefficient K et la pression h sont plus considérables;

2° La partie négative $\frac{v h'}{z h}$ est plus petite.

En ce qui concerne le coefficient K, nous avons dit que les frottements propres de la machine, abstraction faite de ceux du piston et de ses accessoires, variaient entre 0.40 et 0.50 du travail utilisable; le coefficient K varie donc lui-même entre 0.50 et 0.60; il est d'autant plus grand que la puissance des machines est plus grande et que le système de construction de ces dernières est moins compliqué.

En ce qui concerne la pression initiale h de la vapeur sur le piston, cette pression est proportionnelle aux progrès réalisés, chaque année, dans l'art de la chaudronnerie. En 1820, toutes les chaudières étaient à basse pression; successivement on les a timbrées à 2, 3, 4, 5, 6 et 7 atmosphères; il est même beaucoup de chaudières de locomotives que l'on timbre aujourd'hui à 8 atmosphères. Mais les locomotives, appareils qui sont l'objet de soins tout particuliers, ne peuvent servir d'exemple pour déterminer h dans la généralité des cas.

Dans ces dernières années, le timbre des chaudières à vapeur, le plus en vogue, était 5 atmosphères; M. *Cavé*, presque seul, faisait timbrer à 6; il est vrai que cet habile mécanicien et son très-regrettable beau-frère *Lemaître* ont toujours figuré au premier rang parmi les pionniers de l'industrie des appareils à vapeur. On peut dire, aujourd'hui, que le timbre 6 a cessé d'être leur monopole, et est généralement adopté. Jusqu'où ira-t-on? C'est ce qu'il nous est impossible de prévoir; tout ce que nous pouvons faire, c'est d'espérer que la substitution de l'acier fondu au fer et au cuivre, dans les chaudières, permettra de progresser, sous le rapport du timbre, plus rapidement qu'on ne l'a fait depuis vingt ans.

En ce qui concerne le terme négatif $\frac{v h'}{z h}$, nous avons dit que le travail utilisable était au maximum quand la pression motrice variable avait pour limite inférieure h'. Or, d'après la formule (2) de la page 256, quand l'ordonnée de la courbe est égale à h', on a, en remarquant que $z' = v$:

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$h' = \frac{z\,h}{v};$$

c'est-à-dire : $$v\,h' = z\,h;$$

d'où : $$\frac{v\,h'}{z\,h} = 1.$$

III. — DIFFÉRENTS GENRES DE MACHINES A VAPEUR.

Nous donnons le nom de *genres* aux divers modes de construction des machines à vapeur résultant des cas particuliers auxquels donnent lieu les différentes valeurs que peuvent affecter les variables contenues dans l'équation générale du travail :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v\,h'}{z\,h}\right)$$

Il y a quatre genres de machines à vapeur, savoir :

Les machines sans détente, à condensation ;

Les machines sans détente ni condensation ;

Les machines à détente, à condensation ;

Les machines à détente, sans condensation.

Pour obtenir les formules de chacun de ces genres de machines, il suffit de donner deux valeurs à z et à h', savoir :

à z. . . . . $z = v$, $z < v$;

à h'. . . . . $h' = 2^m{,}65$, $h' = 13^m{,}00$.

Pour $z = v$, on obtient :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 - \frac{h'}{h}\right)$$

$$= K\,V \times 1000\,(h - h'). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

C'est la formule générale des *machines sans détente*.

Pour $z < v$, on obtient, sans changement :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v\,h'}{z\,h}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

C'est la formule générale des *machines à détente*.

Pour $h' = 2^m{,}65$, la formule (1) devient

$$T_u = K\,V \times 1000\,(h - 2.65). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

C'est la formule des *machines sans détente, à condensation.*

La formule (2) devient :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v \times 2.65}{z \times h}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

C'est la formule des *machines à détente et condensation.*

Pour $h' = 13^m{,}00$, la formule (1) devient :

$$T_u = K\,V \times 1000\,(h - 13). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

C'est la formule des *machines sans détente ni condensation.*

La formule (2) devient :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v \times 13}{z \times h}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

C'est la formule des *machines à détente et condensation.*

Nous allons passer successivement en revue chacun de ces genres de machines à vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ 1. — Machines sans détente, à condensation.

La formule étant :

$$T_u = K\,V \times 1000\,(h - 2.65).$$

Ces machines fonctionnent habituellement à une atmosphère de pression effective, et on a :

$$h = 10.32 + 2.65 = 12^m.97$$

correspondant, d'après le tableau de la page 230, en remarquant que la hauteur d'eau est égale à 13.59 fois celle de mercure, à :

1° 1.25 atmosphère,

2° 106°.356 de température,

3° 1373.21 litres pour 1 kilog. de vapeur,

4° 0.728 kilogr. pour 1 mètre cube de vapeur.

Les machines de ce genre ne s'emploient à peu près plus, et ne conviennent, en tous cas, que pour forces dépassant 25 chevaux. Exécutées dans de bonnes conditions, elles peuvent donner 50 pour 100 d'effet utile, auquel cas on a : $K = 0{,}50$, et l'effet utile devient :

$$T_u = 0{,}50 \times V \times 1000 \times 10^m{,}32 = 5160\,V.$$

L'effet utile de 1 kilogramme de vapeur dépensée est alors, pour $V = 1^{m.c.}.37321$:

$$5160 \times 1.37321 = 7100 \text{ kilogrammètres.}$$

Nous avons dit que, pour que la résistance du milieu, dans lequel s'effectue la condensation, et des frottements propres du piston ne dépasse pas $2^m{,}65$ d'eau, il fallait opérer la condensation à $^1/_{16}$ d'atmosphère.

Or la condensation de la vapeur qui a fonctionné s'opère par une injection d'eau froide, et elle est d'autant plus complète, théoriquement, que la quantité d'eau injectée est plus considérable.

Soit P le poids de la vapeur employée par seconde à faire mouvoir le piston ; toute cette vapeur passant au condenseur, la quantité d'unités de chaleur qu'elle y porte est représentée par l'expression :

$$P \times 650.$$

Soient P′ le poids de l'eau employée à condenser cette vapeur, t la température de cette eau avant le mélange, et t' la température du mélange.

La quantité de chaleur gagnée par l'eau en entrant dans le condenseur est :

$$P'\,(t - t);$$

La quantité de chaleur perdue par la vapeur en se condensant est :

$$P\,(650 - t').$$

Ces deux quantités sont évidemment égales et on a :

$$P\,(650 - t') = P'\,(t' - t).$$

On en déduit :

$$P' = P\,\frac{650 - t'}{t' - t}. \qquad (7)$$

En donnant à t et t' différentes valeurs, on déduit de cette équation différentes valeurs pour P′ et, du tableau de la page 230, différentes valeurs pour h'.

Plus t' est grand, plus le numérateur de la fraction est petit, plus son dénominateur est grand ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

plus, par conséquent, la fraction est petite. De là, plus la quantité d'eau à injecter est faible et moins est considérable le travail à produire pour retirer cette eau du condenseur.

Mais, pour des valeurs croissantes de t', les valeurs de h' augmentent; la résistance contre le piston croissant, la valeur de h doit croître elle-même, si on veut se rapprocher de cette donnée :

$$h - h' = 10^{m},32.$$

Ainsi, d'un côté, il y a avantage, de l'autre il y a inconvénient à faire t' très-grand.

Comme, en définitive, si on fait la dépense d'un appareil de condensation, c'est pour avoir une pression contre le piston aussi petite que possible, par rapport à la pression atmosphérique, il faut donner la préférence à la condition qui correspond à h' très-petit; pour cela il faut faire t' aussi petit que possible.

Pour des valeurs décroissantes de t', P' augmente. Or il faut remarquer que l'eau prise à la surface du sol jouit de la propriété de dissoudre une quantité d'air que l'on évalue au $^{1}/_{20}$ de son volume, à la pression ordinaire. Il en résulte que plus on injecte d'eau dans le condenseur, plus on y introduit de cet air, qui, se trouvant à une faible pression, se dégage de l'eau et vient ajouter sa tension à celle de la vapeur qui y est contenue.

Ainsi, en donnant à t' une petite valeur, la pompe, chargée de purger le condenseur, a à effectuer un travail qui croît dans une proportion très-considérable.

En admettant que l'eau froide de condensation est à 10 degrés, température ordinaire des eaux de puits, on a le tableau suivant :

Tableau de la condensation de 1 *kilog. de vapeur à différentes températures.*

VALEURS de t'.	VALEURS de h' en eau.	VALEURS de P'.	VOLUMES DE L'AIR INJECTÉ à la pression atmosphérique.	VOLUMES DE L'AIR INJECTÉ à la pression du condenseur.	VOLUMES à retirer du condenseur.
	m.	kilog.	litres.	litres.	litres.
12°	0,146	319,00	15,950	1135,00	1455,00
31	0,430	29,90	1,495	35,90	66,00
38	0,645	22,00	1,100	17,55	40,55
51,45	1,300	14,42	0,721	5,72	21,14

De ces quatre valeurs de t' c'est $t' = 38$ degrés que l'on prend ordinairement; dans ce cas, h' est égale à $0^{m},645$ ou $^{1}/_{16}$ d'atmosphère environ.

Dans ce cas, l'injection est de 22 kilogrammes d'eau à 10 degrés par kilogramme de vapeur à condenser, et le travail de la pompe à air est de 40,55 litres à retirer pour la même quantité de vapeur condensée.

§ II. — Machines sans détente ni condensation.

La formule étant : $$T_u = K V \times 1000 (h - 13),$$

Il s'agit de rechercher quelle doit être la valeur de h pour que T_u soit un maximum.

A cet effet, remarquant que le travail théorique de 1 kilogramme de vapeur V h ne varie que de $17^{d},50$ à $21^{d},50$ (page 260), soit de 3,60 dynamies (3600 kilogrammètres) entre 1 et 10 atmosphères, si l'augmentation de la valeur de h n'avait d'autre effet que de faire croître T_u dans la même proportion, il n'y aurait aucun compte à tenir de cette valeur, et elle dépendrait exclusivement

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la forme qu'il convient de donner au générateur en vue du chauffage rationnel. Mais il n'en est pas ainsi ; le travail constant absorbé par la résistance de l'air extérieur et les frottements du piston peut, d'après la valeur de h, exiger soit la totalité, soit une infime partie du travail total dépensé. Or on ne fait pas une machine à vapeur uniquement pour mouvoir son piston, mais, au contraire, pour en tirer le maximum d'effet utile possible.

Le rapport de l'effet utile au travail absorbé par la résistance de l'air et du piston étant (page 263) :

$$\frac{K\,V \times 1000\,(h-13)}{V \times 1000 \times 13} = K\,\frac{(h-13)}{13}$$

Pour $h = 2 \times 13,\ 3 \times 13,\ 4 \times 13 \ldots\ldots 10 \times 13$, la perte à subir, pour une même quantité d'effet utile à produire, diminue au fur et à mesure que h augmente.

Il en est ainsi non-seulement pour l'effet utile, mais encore pour le prix d'acquisition de la machine même, et le capital engagé pour vaincre la résistance du piston est d'autant plus faible que cette résistance est moindre par rapport au travail utilisé.

Nous concluons de là que *les machines sans détente ni condensation* doivent fonctionner à la plus haute pression possible, et comme, dans l'état actuel des appareils à vapeur, la pression maxima que l'on puisse adopter est 7 atmosphères, ces machines ne peuvent être employées que là où le combustible ne coûte presque rien et où la détente n'est pas applicable.

Cette conclusion nous amène naturellement à rechercher quelle doit être la valeur de h pour que la *machine sans détente ni condensation* ne soit pas plus onéreuse que la *machine sans détente à condensation*.

Pour cela nous avons :

Machine sans détente à condensation (page 264)

$$T_u = 5160\ V,$$

dans laquelle le coefficient K est évalué 0,50. Or on peut admettre que, quand la machine à condensation donne un effet utile de 0.50, la machine sans condensation, construite d'après un système en rapport avec sa simplicité, en donne un de 0,70. La formule de cette machine devient alors :

$$T'_u = 0.70\ V' \times 1000\ (h-13).$$

Les quantités d'effet utile étant égales de part et d'autre, on a :

$$5160\ V = 700\ V'\ (h-13).$$

Or on a (page 264) pour valeur de V, correspondant à 1 kilogramme de vapeur :

$$V = 1^{m.c.},37321,$$

$$\text{d'où : } V'\,(h-13) = \frac{5160}{700}\,1.37321 = 10.12.$$

Empruntant au tableau de la page 230 les différentes valeurs de V' correspondant aux diverses valeurs de h, nous formons le suivant, savoir :

VALEURS de h en eau.	VALEURS de V'.	VALEURS de V' $(h-13)$.
m.	m.c.	
20,64	0,89126	6,85
30,96	0,61420	11,20
41,28	0,47192	13,40
51,60	0,38490	14,80
61,92	0,32615	16,00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce tableau montre que, pour $h = 2$ atmosphères, la machine sans détente ni condensation produit autant d'effet utile que la machine sans détente à condensation, ayant une pression motrice de 1.25 atmosphère. Si on ne tenait pas compte des coefficients de l'effet utile 0.50 et 0.70, on aurait : $V'(h-13) = 10.320 \times 1.37321 = 14.2$,
auquel cas il faudrait $h = 5$ atmosphères, pour que la machine sans condensation produisît autant de travail utilisable que la machine à condensation. Mais le coefficient K est précisément la grande affaire, en ce sens que tant que les constructeurs se sont acharnés à employer le système des machines à balanciers, aussi bien pour machines sans condensation que pour machines à condensation, il y avait peu de différence entre les valeurs de K pour ces deux genres. Mais aujourd'hui il n'en est plus ainsi ; on fait des machines, sans détente ni condensation, tellement simples, que les frottements des pièces en mouvement sont peu de chose, comparativement à ce qu'ils étaient autrefois. Aussi la machine sans détente, à condensation, n'a-t-elle plus aucune raison d'être, puisqu'elle ne donne pas plus d'effet utile que la machine sans détente ni condensation fonctionnant à 2 atmosphères, c'est-à-dire à une pression où le travail absorbé par la résistance de l'air et le piston est égal à près de deux fois le travail utilisable, c'est-à-dire trois fois l'effet utile.

Si donc il est encore des cas où la détente est incompatible avec le travail à effectuer, c'est la machine sans condensation qui doit être employée de préférence.

§ III. — Machines à détente et condensation.

La formule étant :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log \frac{v}{z}\, 2.3026 - \frac{v \times 2.65}{z \times h}\right),$$

nous avons vu (page 263) que le maximum d'effet utile de la vapeur correspond à :

$$\frac{v \times 2.65}{z\,h} = 1,$$

c'est-à-dire à :

$$\frac{v}{z} = \frac{h}{2.65}.$$

Nous venons de voir aussi (page 266) que la perte occasionnée par les résistances attenantes au piston est d'autant plus faible que h est plus grand par rapport à h', qui, dans le cas présent, est 2.65.

La plus grande valeur que l'on puisse donner à h est $7 \times 10.32 = 72^{m}.24$; mais, comme nous l'avons déjà dit, à moins de machines faisant l'objet de soins exclusifs, il convient, dans les usines, de ne pas supposer h, surtout à l'entrée de la vapeur dans le cylindre, supérieur à $5 \times 10{,}32 = 51^{m}.60$, correspondant à 5 atmosphères.

Or, pour $h = 51.60$, on a : $\frac{h}{2.65} = 19.50$,

ce qui donne, pour v : $v = 19.5\,z$.

Une détente aussi élevée entraîne avec elle de graves inconvénients : d'abord il n'est pas certain que la vapeur ainsi raréfiée se dilaterait conformément à la loi de Mariotte ; en tout cas, il conviendrait d'envelopper le cylindre et ses fonds dans une chemise de vapeur. En second lieu, autant la puissance serait faible à la fin de la course, autant elle serait forte au commencement ; il faudrait non-seulement un volant extrêmement énergique, mais des dimensions de cylindres correspondant à des forces plus que quadruples de la force moyenne, ce qui entraînerait dans des frais de construction considérables, occasionnerait des chocs et pourrait donner lieu à des

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

accidents graves. Il est probable qu'un jour viendra où ce degré de perfection sera atteint, et où la détente au $^1/_{20}$ de la course sera une réalité; mais en ce moment, il faut s'estimer très-heureux quand on opère régulièrement la détente au $^1/_8$ de la course.

Pour $v = 8\,z$ et $\frac{v}{z} = \frac{h}{2.65}$ on obtient $h = 21^m,20$, soit un peu plus de 2 atmosphères.

Ainsi, en détendant au $^1/_8$ de la course et en condensant la vapeur utilisée, il suffit d'une pression initiale de 2 atmosphères pour que la pression motrice variable soit, à la fin de la course, égale à la somme des résistances attenantes au piston.

Remarquant que, pour $h = 21^m.20$, on a : $V = 0^{m.c.}.871$, et admettant, pour K, la valeur de 0.50, nous obtenons ainsi pour effet utile de 1 kilogramme de vapeur :

$$T_m = 0.50 \times 0.871 \times 21.20 \times 1000\,(1 + \log 8 \times 2.3026 - 1) = 19400 \text{ kilogrammètres.}$$

Mais cette valeur de T_m est-elle maxima quelle que soit la valeur de h, et, bien qu'on détende au $^1/_8$ de la course, l'effet utile ne peut-il augmenter pour des valeurs croissantes de h?

D'abord, plus h est élevé, plus, d'après le tableau de la page 260, le travail avant la détente est considérable; il croît peu, mais enfin il croît. En second lieu, plus h est élevé, plus le volume de 1 kilogramme de vapeur est petit. Or ce volume est égal à $S\,z$; z est constant et égal à $\frac{v}{8}$, c'est donc S qui décroît au fur et à mesure que h augmente. Mais, quand S décroît, le travail absorbé par les résistances attenantes au piston diminue : le travail utilisable augmente donc. Nous voyons, d'après cela, qu'il n'est pas indispensable de faire $h = 21.20$, et que plus il est grand, plus l'effet utile est considérable.

Faisant donc $h = 51^m.60$, soit 5 atmosphères, auquel cas on a : $V = 0.385$, nous obtenons pour effet utile de 1 kilogramme de vapeur :

$$T_u = 0.50 \times 0.385 \times 51^m.60 \times 1000 \left(1 + \log 8 \times 2.3026 - 8\,\frac{2.65}{51.60}\right) = 26500 \text{ kilogrammèt.}$$

La machine, sans détente, à condensation, a seulement donné : 7100 kilogrammètres.

En présence de ces faits, il est évident que la machine à condensation ne peut plus exister sans détente, à moins que ce mode de distribution ne présente des difficultés d'exécution insurmontables. Nous verrons plus loin qu'il n'en est jamais ainsi.

§ IV. — Machines à détente, sans condensation.

La formule étant : $T_u = K\,V\,h \times 1000 \left(1 + \log \frac{v}{z}\,2.3026 - \frac{v}{z} \times \frac{13}{h}\right)$,

Comme précédemment, il faut, pour tirer de la vapeur son maximum d'effet utile :

$$\frac{v \times 13}{z \times h} = 1 \text{ et } h \text{ maxima.}$$

Pour $h = 52^m,00$ ou un peu plus de 5 atmosphères, on a : $\frac{52}{13} = 4$.

On en déduit : $v = 4\,z$.

Il faut détendre au $^1/_4$, ce qui est fort raisonnable. Le travail de 1 kilogramme de vapeur se trouve être dans ce cas, en remplaçant V par sa valeur $0^{m.c.}.380$, h par $52^m.00$, $\frac{v}{z}$ par 4, K par 0.60 :

$$T_u = 0.60 \times 0.38 \times 52 \times 1000\,(1 + \log 4 \times 2,3026 - 1) = 16600 \text{ kilogrammètres.}$$

Comparant entre eux les effets utiles des quatre genres de machines à vapeur fonctionnant dans les conditions les plus convenables, nous formons le tableau suivant, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des effets utiles comparés des quatre genres de machines à vapeur.

GENRES.	K.	h en eau.	V. en m.c.	h' en eau.	$\frac{v}{z}$	EFFET UTILE de 1 kilog. de vapeur en kilogrammètres.
		m.		m.		
Sans détente à condensation.	0,50	12,97	1,373	2,65	1	7100. . . . 1,00
Sans détente ni condensation.	0,70	51,60	0,385	13,00	1	10360. . . . 1,45
A détente et condensation.	0,50	21,20	0,871	2,65	8	19400. . . . 2,74
Id..	0,50	51,60	0,385	2,650	5	26500. . . . 3,72
A détente sans condensation.	0,60	52,00	0,380	13,00	4	16600. . . . 2,34

§ V. — Machines à deux cylindres.

Ces machines (fig. E) sont à détente et généralement à condensation. On les nomme aussi machines de Woolf, du nom de leur inventeur. Elles diffèrent des machines à détente ordinaires, en ce qu'il y a un piston qui fonctionne toujours à haute pression, ce qui établit moins de différence entre les pressions au commencement et à la fin de la course; mais elles sont à détente fixe. Une fois le rapport entre les volumes des cylindres établi, la détente est déterminée et reste invariable pour toutes les pressions auxquelles fonctionne l'appareil.

1° *Définition du mode d'action de la vapeur.*

La vapeur, sortant de la chaudière pour entrer dans le cylindre, arrive par le conduit S, entre par l'orifice *t* et agit sur le piston P pendant toute la course de ce dernier et à la même pression. Celle qui a servi pendant le coup précédent sort de C par l'orifice *b*, traverse le conduit *e* et entre, par l'orifice *a*, dans le grand cylindre, où elle agit sur le piston P' à pression, décroissant au fur et à mesure que ce piston avance.

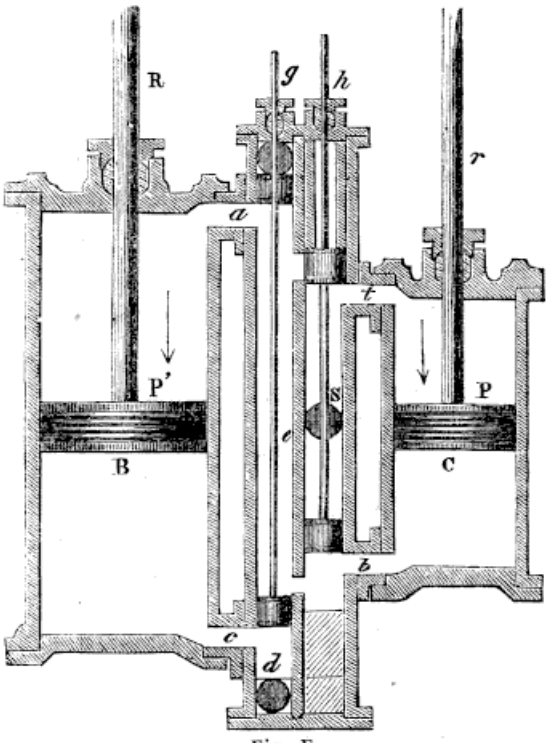


Fig. E.

Enfin la vapeur qui a servi dans le grand cylindre s'échappe par l'orifice *c* et se rend, par le conduit *d*, au condenseur.

2° *Définition du travail proprement dit.*

Le travail se compose de :

PLUS le travail de la vapeur agissant à pression constante sur le petit piston, pendant toute sa course;

MOINS la résistance variable opposée au petit piston par la vapeur qui se trouve entre lui et le grand piston;

PLUS le travail de la vapeur agissant à pression décroissante sur le grand piston, pendant toute sa course;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MOINS la résistance constante opposée au grand piston par la vapeur contenue dans le condenseur.

3° *Calcul du travail.*

PETIT PISTON; *puissance.* — Le travail de la vapeur sur le piston P est, en représentant le volume du petit cylindre par V :

$$+ V h \times 1000. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Résistance. — Le dessous du petit piston étant, avec le dessus du grand piston, paroi mobile d'un même milieu, les pressions variables qu'opère la vapeur dans ce milieu se font également sentir sur chacun d'eux. Si on représente par h_1 la pression moyenne exercée, la résistance opposée au petit piston pendant qu'il engendre le volume V est :

$$- V h_1 \times 1000. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

GRAND PISTON; *puissance.* — Le travail de la vapeur sur le piston P' est, en représentant le volume du grand cylindre par V' :

$$+ V' h'_1 \times 1000. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Résistance. — La résistance opposée par la pression du condenseur et les frottements du piston est, si on représente par h' une hauteur d'eau équivalente appliquée contre le grand piston :

$$- V' h \times 1000. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Faisant la somme des équations (1), (2), (3) et (4), nous obtenons pour expression du travail, en mettant h_1 en facteur commun :

$$T_m = V h \times 1000 + h_1 \times 1000 (V' - V) - V' h' \times 1000. \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Dans cette expression, V est le volume de la vapeur avant la détente; V' est le volume de la vapeur à la fin de la course. Or, quand on détend dans un seul cylindre et dans les mêmes conditions que ci-dessus, on peut aussi représenter le travail dû à la détente par :

$$h_1 \times 1000 (V' - V);$$

car h_1 est le même dans les deux cas, par la raison que la dilatation de la vapeur s'effectue de la même manière qu'on emploie deux cylindres ou qu'on n'en emploie qu'un seul (1). Mais lorsque

(1) Pour le démontrer, supposons que l'on a V' = 4 V et V = 10, nous formons le tableau suivant, savoir :

Tableau des volumes engendrés par les pistons des deux cylindres pour chaque dixième de course parcouru.

DIXIÈMES dont avance le petit piston.	VOLUME au-dessous du petit piston.	VOLUME au-dessus du grand piston.	TOTAL des deux volumes.	DIXIÈMES dont avance le petit piston.	VOLUME au-dessous du petit piston.	VOLUME au-dessus du grand piston.	TOTAL des deux volumes.
0	10	0	10	6	4	24	28
1	9	4	13	7	3	28	31
2	8	8	16	8	2	32	34
3	7	12	19	9	1	36	37
4	6	16	22	10	0	40	40
5	5	20	25				

Soit maintenant une machine à un seul cylindre détendant au quart, et soit divisée en dix parties égales la portion de la course comprise entre le point de détente et la fin. La détente étant au $\frac{1}{4}$, cette portion de la course est égale à trois fois la portion avant la détente; donc chacune de ses divisions est égale à $\frac{3}{10}$ de la portion de la course avant la détente. Nous en concluons que, à partir du point de détente jusqu'à la fin de la course, les volumes en-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la détente s'effectue au moyen d'un seul cylindre, le travail de la vapeur pendant la détente est représenté par :

$$V\,h \times 1000 \times \log.\,\frac{v}{z}\ 2.3026.$$

On a donc, quel que soit le mode de détente, c'est-à-dire que la détente ait lieu dans un seul cylindre ou qu'elle s'effectue dans deux cylindres :

$$h_1 \times 1000\,(V' - V) = V\,h \times 1000 \log\,\frac{v}{z}\,2.3026.$$

Remarquant que, quand on détend dans un seul cylindre, v et z sont entre eux comme les volumes V' et V, on a :

$$\frac{v}{z} = \frac{V'}{V}$$

et
$$T_m = V\,h \times 1000\left(1 + \log\frac{V'}{V}\,2.3026 - \frac{V'}{V}\,\frac{h'}{h}\right),$$

absolument comme dans les machines à un seul cylindre.

Récapitulation.

Étant donnés
Le coefficient de l'effet utile,
La pression initiale de la vapeur dans le cylindre,
Le volume de 1 kilogramme de vapeur à cette pression,
La résistance du piston au mouvement,
Le degré de détente convenable,

On peut non-seulement, comme nous l'avons fait plus haut, déterminer le travail de 1 kilogramme de vapeur dans chaque genre de machine, mais encore établir les rapports qui doivent exister entre les quatre diamètres de piston ayant même course, même vitesse et même force motrice à transmettre.

A cet effet, il suffit de prendre la formule générale :

$$T_u = K\,V\,h \times 1000\left(1 + \log\,\frac{v}{z}\,2.3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right)$$

et d'en déduire la valeur de V, qui est :

$$V = \frac{T_u}{K\,h \times 1000\left(1 + \log\,\frac{v}{z}\,2.3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right)};$$

Puis, conservant T_u constant, de remplacer, dans cette formule, V par $0{,}785\ D^2 z$ et les autres lettres par les quatre valeurs données dans le tableau de la page 269, ce qui donne :

1° Machine sans détente, à condensation,

$$D^2 = \frac{T_u}{0.785\ v \times 0.50 \times 1000\ (12.97 - 2.65)} = \frac{T_u}{v} \times \frac{1}{4050} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

gendrés par le piston, aux points de division ci-dessus spécifiés, exprimés en dixièmes de la portion de la course avant la détente, sont :

10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 31, 34, 37, 40,

absolument comme quand on détend avec deux cylindres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Machine sans détente ni condensation,

$$D'^2 = \frac{T_u}{0.785\ v \times 0.70 \times 1000\ (51.60 - 13.00)} = \frac{T_u}{v} \times \frac{1}{21300} \quad (2$$

3° Machine à détente et condensation,

$$D''^2 = \frac{T_u}{0.785\ \frac{1}{8}\ v \times 0.50 \times 51600\ \left(1 + \log 8 \times 2.3026 - 8\ \frac{2.65}{51.60}\right)} = \frac{T_u}{v} \times \frac{1}{6450} \quad (3)$$

4° Machine à détente, sans condensation,

$$D'''^2 = \frac{T_u}{0.785\ \frac{1}{4}\ v \times 0.60 \times 52000\ \left(1 + \log 4 \times 2.3026 - 4\ \frac{13}{52}\right)} = \frac{T_u}{v} \times \frac{1}{8540} \quad (4)$$

Faisant, dans la première équation, $D^2 = 1$, nous obtenons pour valeurs relatives des diamètres représentant une même force et une même vitesse :

$$D^2 = 1.000 \text{ et } D = 1.000$$
$$D'^2 = 0.190 \text{ et } D' = 0.436$$
$$D''^2 = 0.630 \text{ et } D'' = 0.795$$
$$D'''^2 = 0.475 \text{ et } D''' = 0.690$$

Ces rapports sont ceux qui doivent exister entre les diamètres des pistons moteurs des machines de même force, ayant même vitesse et satisfaisant aux conditions de pression et détente stipulées plus haut. En pratique on peut remplacer avantageusement par les nombres ronds suivants, savoir :

Machine sans détente, à condensation $D = 1$.

Machine sans détente sans condensation $D' = 0.50$.

Machine à détente et condensation $D'' = 0.80$.

Machine à détente sans condensation $D''' = 0.70$.

Nous donnons à D' une valeur de 0.50 et non de 0.45, parce que la pression de la vapeur, dans les machines à haute pression, est généralement très-variable. Bien que les machines à détente soient également à haute pression, il n'est pas nécessaire d'augmenter leurs diamètres dans la même proportion, attendu que l'on a, dans la variabilité de la détente, un moyen de conserver la régularité de la force motrice.

§ VI. — Des machines à air chaud.

Le chauffage de l'air, en vase clos, présentant des difficultés infiniment plus grandes que la vaporisation de l'eau, les machines à air chaud n'ont leur raison d'être qu'autant qu'une quantité donnée du calorique, appliquée au chauffage de l'air, pour produire de la force motrice, donne un effet utile plus considérable que si on l'applique à la vaporisation de l'eau pour produire le même résultat.

La première opération à faire, quand il s'agit de machines à air chaud, est donc de déterminer les effets utiles relatifs que peut produire une même quantité de calorique, 650 unités de chaleur, par exemple, dans les deux cas. Cette opération est d'autant plus importante qu'elle a pour but de détruire un de ces effets de mirage, comme il s'en rencontre souvent dans l'industrie ; ainsi, nous allons voir que si, d'une part, la quantité du travail de 650 unités de chaleur appliquées au chauffage de l'air est égale à plusieurs fois la quantité de travail engendré par 650 unités de chaleur appliquées à la vaporisation de l'eau, l'effet utile, dans le premier cas, peut être nul, tandis que, dans le second, il est toujours très-notable.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A cet effet, prenons pour type de la force motrice développée par la vapeur d'eau la machine dite à basse pression, c'est-à-dire fonctionnant sans détente et à condensation. Supposons, pour simplifier, que le vide dans le condenseur est parfait et que la vapeur motrice est à 100°. Nous savons que, dans ce cas, 1 kil. de vapeur, contenant 650 unités de chaleur, affecte une pression de $0^{m},76$ de mercure ou $10^{m},32$ d'eau et occupe un volume de 1696 litres, soit $1^{m.c.},695$.

Le travail de ce kilog. de vapeur est :

$$1,695 \times 10.32 \times 1000 = 17492 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail dépensé pour introduire 1 kilogramme d'eau dans le générateur est, théoriquement, nul; mais le travail dépensé pour retirer ce kilogramme d'eau du condenseur, à 38° (voir le tableau de la page 265), est :

$$0.04055 \times 10.32 \times 1000 = 418.476 \text{ kilogrammètres.}$$

Le travail utilisable de 1 kilogramme de vapeur, fonctionnant à basse pression, peut donc être évalué, en nombre rond, à 17000 kilogrammètres.

L'effet utile étant, généralement, moitié du travail utilisable, le résultat final de 650 unités de chaleur appliquées à la vaporisation de l'eau est, en effet utile :

8500 kilogrammètres.

Voyons maintenant ce que ces 650 unités de chaleur, appliquées au chauffage de l'air, vont donner, tant en travail utilisable qu'en effet utile.

Pour cela, remarquons tout d'abord que :

1° La condensation étant impossible, la machine fonctionne nécessairement à haute pression ; or nous avons vu (page 267) que, pour que le travail absorbé par la résistance de l'air extérieur soit un minimum, il faut que la pression intérieure soit un maximum.

2° Plus le volume d'air froid à introduire dans le générateur est petit, plus le travail à dépenser, pour introduire cet air, est faible.

Ces deux conditions, bien que différentes, sont remplies, si la température est un maximum. En effet, c'est par l'accumulation du calorique dans le gaz que l'on augmente la pression ; c'est aussi par l'accumulation du calorique qu'on augmente sa puissance et diminue sa consommation.

Il faut donc chauffer l'air à la plus haute température possible ; or, jusqu'à ce jour, on est parvenu à chauffer régulièrement l'air en vase clos à 300°, sans détériorer trop rapidement les appareils, mais on n'a pu encore aller au delà.

300° représentent un peu plus de deux atmosphères, comme on peut s'en convaincre en posant :

$$V' = V \frac{b}{h} \frac{1 + 0.00366 \times 300^{\circ}}{1 + 0.00366 \times 0^{\circ}},$$

expression dans laquelle on a : $V' = V$, ce qui donne pour h :

$$h = b \times 2.098.$$

Ainsi, dans l'état actuel des progrès de l'industrie, il ne faut pas espérer chauffer l'air à plus de 300° et faire fonctionner l'air chaud à plus de 2 atmosphères.

La capacité calorifique de l'air étant le quart de celle de l'eau, il suffit, pour obtenir le nombre de kilogrammes d'air à 300° qui renferment 650 unités de chaleur, de poser :

$$0.25 \times x \times 300 = 650,$$

d'où :

$$x = 8^{k},666.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le mètre cube d'air à 0°, sous la pression 0m,76 de mercure, pesant 1k,3, le volume d'air froid à introduire dans le générateur est représenté par :

$$\frac{8\,666}{1.300} = 6^{m.c.},666.$$

Le travail à dépenser pour introduire cet air se calcule en remarquant que la soupape de refoulement de la pompe, chargée de cette fonction, ne s'ouvre que quand l'air froid comprimé a atteint une compression égale à celle de l'air chaud dans le générateur ; la compression se faisant suivant la loi de *Mariotte*, le travail qu'elle nécessite est représenté par la formule des machines à détente, sans condensation, savoir :

$$T_r = V' h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{V}{V'} 2.3026 - \frac{V}{V'} \frac{10.32}{h}\right),$$

Dans laquelle :

$$V' = 1.2\,V;$$

$$V = 6^{m.c}.666,$$

$$h = 2\,b = 20^{m},64 \text{ d'eau.}$$

On en déduit :

$$T_r = 3.333 \times 20640 \times \log. 2 \times 2.3026,$$

et

$$T_r = 48000 \text{ kilogrammètres en nombre rond.}$$

Pour avoir le travail produit par cet air froid chauffé, supposons qu'il fonctionne dans les conditions les plus favorables, c'est-à-dire à détente à moitié de la course. Le volume de l'air froid ayant doublé dans le générateur par la température, son travail est exactement le double de celui qu'il a fallu dépenser pour l'introduire ; le travail produit est donc :

$$T_P = 96000 \text{ kilogrammètres,}$$

et le travail utilisable :

$$T_u = 48000 \text{ kilogrammètres.}$$

C'est ici qu'est l'effet de mirage par lequel se laissent séduire les inventeurs. Voici le raisonnement qu'ils font : la machine à vapeur, dépensant 630 unités de chaleur, produit 17000 kilogrammètres de travail utilisable et 8500 kilogrammètres d'effet utile ; la machine à air chaud, dépensant 630 unités de chaleur, produit 48000 kilogrammètres de travail utilisable ; en supposant qu'elle ait autant de frottement que la machine à vapeur, consommant la même quantité de calorique, il faut retrancher 8500 kilogrammètres de ce chiffre, et on obtient pour effet utile :

$$T = 48000 - 8500 = 39500 \text{ kilogrammètres,}$$

ce qui est près de cinq fois ce que donne la machine à vapeur. Puis on part de là pour annoncer des économies fabuleuses, pêcher des actionnaires et fabriquer de la ferraille. C'est qu'en effet ce raisonnement est faux. Une machine pouvant donner 39500 kilogrammètres par seconde ou par minute, comme on voudra, ne doit pas avoir les mêmes dimensions que la machine qui donne 8500 kilogrammètres dans le même temps. Il en résulte que, bien que le travail utilisable de l'air chaud soit près de six fois aussi considérable que celui de la vapeur pour une même quantité de calorique dépensé, cela ne prouve nullement que l'effet utile est plus considérable, qu'il est même égal.

Nous allons maintenant démontrer que, dans le cas présent, c'est-à-dire quand la machine à air chaud fonctionne à 2 atmosphères seulement, l'effet utile est à peu près nul.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un fait remarquable, qui a été observé dans les machines à vapeur, est le suivant, savoir :

Quelle que soit la force de la machine petite ou grande, le travail absorbé par les frottements, le travail des pompes à eau et le mouvement du modérateur sont à peu près moitié du travail total produit. Dans les petites machines, il s'élève à 55 pour 100; dans les grandes, il descend à 40 pour 100. Quand les machines sont à condensation, il est plus considérable; c'est pour cela que, dans notre appréciation comparative de la vapeur et de l'air chaud, nous avons retranché du travail total produit par la vapeur le travail absorbé par la pompe à air.

Les dimensions des machines étant proportionnelles aux quantités de travail total produit dans le même temps, et le travail absorbé par les frottements étant à peu près la moitié du travail total produit, il est évident que, si 650 unités de chaleur, appliquées au chauffage de l'air fonctionnant à 2 atmosphères, donnent 96000 kilogrammètres du travail total, il y a environ 48000 kilogrammètres absorbés par les frottements de la machine en mouvement. Comme, d'autre part, il y a 48000 kilogrammètres de travail absorbé par l'introduction de l'air froid, il se trouve que la quantité d'effet utile possible est à peu près nulle.

Il est vrai qu'il y a une objection à ce raisonnement; l'objection, la voici :

N'ayant besoin que de 8500 kilogrammètres, comme quand on emploie la vapeur, il est inutile que je consomme 650 unités de chaleur pour le chauffage de l'air. Que je produise :

8500	kilogrammètres	pour l'introduction de l'air froid,
8500	id.	pour les frottements,
8500	id.	pour l'effet utile,
TOTAL 25500	kilogrammètres,	au lieu de 96000, et j'aurai une économie de près des 3/4 du combustible.

Mais ce raisonnement est faux. Si vous produisez 25500 kilogrammètres, il y en aura toujours la moitié pour l'introduction de l'air froid et pour les frottements, attendu que la machine ne sera pas calculée sur un travail total de 17000 kilogrammètres, mais bien sur un travail total de 25500 kilogrammètres.

Ainsi 96000 kilogrammètres ou autre chiffre, suivant la pression, étant le travail total produit par 650 unités de chaleur appliquées au chauffage de l'air, il faut, pour qu'il y ait effet utile, que, déduction faite des 48000 kilogrammètres absorbés par les frottements, le travail d'introduction de l'air froid soit aussi petit que possible.

Or, nous l'avons dit, pour que le travail d'introduction de l'air froid soit aussi petit que possible, il faut que la quantité de cet air soit aussi petite que possible, c'est-à-dire que la température du générateur soit aussi élevée que possible.

On voit de suite, alors, quel peut être l'effet utile d'une machine à air chaud. Si le générateur est à 4 atmosphères, la proportion d'air froid à introduire est $^1/_4$ du volume sortant, et le travai qu'il absorbe est $^1/_4$ du travail produit.

Dans ce cas, on a :

$$4 = 1 + 0.00366\ t,$$

$$t = 810,$$

$$^1/_4\ x \times 820 = 650,$$

$$x = 3^k,17 \text{ air froid},$$

$$\frac{3.17}{1.3} = 2^{m.c},44 \qquad = V.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$^1/_4\,V = 0.61 \qquad = V'$$

$$0.61 \times 41^m,58 \times 1000 \times \log.\ 4 \times 2.3026 = 34700 \text{ kilogrammètres.}$$

Donc :

Travail absorbé par la pompe.	34,700 kilogrammètres.
Travail total produit.	138,800
Travail absorbé par les frottements. . . .	69,400
Effet utile.	34,700
Tandis que la vapeur ne donne que.	8,500

Mais quand pourra-t-on chauffer l'air à 820° en vase clos à 4 atmosphères?

En résumé, pour que la machine à air chaud produise de l'effet utile, il faut que la température du générateur dépasse 300°, et, pour que cet effet utile la rende capable de supplanter les machines à vapeur, il faut que la température du générateur atteigne au moins 500°.

TITRE IV.

TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

La transmission du mouvement est la partie des machines à vapeur destinée à opérer la transformation du mouvement rectiligne alternatif de la tige du piston moteur, en qui est concentrée la puissance, en celui, soit rectiligne alternatif d'une autre tige, soit circulaire continu d'un arbre, en qui est concentrée la résistance.

A cet effet, elle comprend : 1° un *guide* de la tige du piston moteur ; 2° une ou plusieurs autres *pièces de transformations de mouvements;* 3° un *volant* régulateur.

Parmi les pièces de transformations de mouvements qui peuvent être employées, il en est trois qui sont exclusivement préférées, savoir : le *balancier,* la *bielle,* la *manivelle.* Ces pièces s'emploient tantôt seules, tantôt réunies.

Quand le balancier figure dans une machine, le guide est, presque toujours, un parallélogramme.

Quand la transmission de mouvement comprend à la fois un balancier, une bielle et une manivelle, les dimensions principales qu'il convient de donner à l'ensemble des pièces qui la composent sont les suivantes, le diamètre du piston moteur de la machine à basse pression étant 1, savoir :

Parallélogramme, longueur. . .	1,50
— largeur. . . .	1,00
Balancier, longueur.	6,00
Bielle, longueur.	5,00
Manivelle, rayon.	1,00
Volant, diamètre.	6,00

Ces dimensions satisfont bien aux conditions théoriques que peut exiger une transmission régulière du mouvement. On peut diminuer les dimensions de la manivelle seulement, ou celles de la manivelle et de la bielle, sans que la transmission de mouvement souffre, pourvu que, dans le dernier cas, la longueur de la bielle soit toujours égale à au moins quatre fois le rayon de la manivelle ; le rapport 5 : 1 doit, autant que possible, être maintenu.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La section de la jante du volant se détermine d'après le poids que doit avoir cette pièce. Ce poids se calcule de la manière suivante.

POIDS DES JANTES DES VOLANTS.

Nous avons trouvé (page 185), pour expression de la quantité de travail absorbée par le volant quand le moment de la puissance est plus grand que celui de la résistance :

$$T = 0{,}00222 \frac{P R^2 m^2}{n},$$

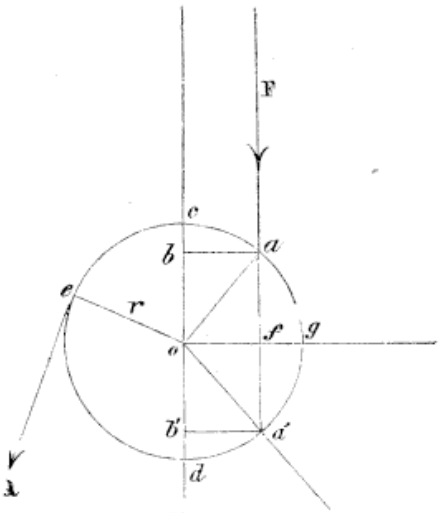


Fig. A.

équation dans laquelle on a :

P, poids de la jante en kilogrammes;
R, rayon du volant en mètres;
m, nombre de révolutions du volant par minute;
n, diviseur arbitraire variant entre 20 et 30.

On en déduit : $$P = T \frac{n}{0{,}00222\, R^2 m^2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Dans cette équation, T est la différence entre la quantité du travail transmis et celle du travail absorbé par la résistance à vaincre. Pour déterminer cette quantité, soient : o (fig. A) le centre de la circonférence décrite par le bouton a de la manivelle ayant pour rayon r; F la puissance transmise par la bielle, supposée toujours verticale, et Q la résistance appliquée tangentiellement à la circonférence.

Quand le bouton de la manivelle fait un tour, la puissance parcourt un diamètre en descendant et un autre en montant; la résistance parcourt une circonférence.

Si le mouvement est uniforme, le travail total dépensé par la puissance est égal au travail total absorbé par la résistance.

Or, la *puissance* F, abstraction faite de l'action du modérateur de la distribution, est une quantité tantôt constante, tantôt variable, suivant que la machine est *sans détente* ou *à détente*. La *résistance* Q est, au contraire, une quantité théoriquement constante

Quelle que soit F, le bras de levier de la puissance varie depuis le point c jusqu'au point d, entre zéro et r; celui de la résistance, au contraire, est constant.

Il résulte de là que, tandis que le moment de la résistance est toujours constant, celui de la puissance est toujours variable, soit par *son bras de levier seul*, soit par *son bras de levier et elle-même*.

Il y a donc deux cas à envisager, savoir : le cas où la puissance est constante, correspondant aux machines sans détente; 2° le cas où la puissance est variable, correspondant aux machines à détente.

§ I. Volant pour machine sans détente.

F CONSTANT.

Quand F est constant, on a :

Travail dépensé par la puissance pendant une révolution de la manivelle. . . . $F \times 4r$;
Travail absorbé par la résistance idem idem . . $Q \times 2\pi r$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si le mouvement de la machine est uniforme, les quantités de travail dépensé et absorbé à la fin de chaque révolution sont égales entre elles, et on a :

$$F \times 4r = Q \times 2\pi r.$$

On déduit de cette équation :

$$Q = \frac{2}{\pi} F. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

En second lieu, si x représente le bras de levier variable de la puissance, on a :

Moment de la puissance. . . . . $F \times x$;
Moment de la résistance. . . . . $Q \times r$.

Pour déterminer les points a et a', où ces deux moments sont égaux, il suffit de poser :

$$F \times x = Q \times r.$$

On déduit de cette équation :

$$x = r \frac{Q}{F},$$

et, en remplaçant Q par sa valeur tirée de l'équation (2) :

$$x = \frac{2}{\pi} r. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Le travail dépensé par la puissance entre les points a et a' est représenté par :

$$F \times a \text{ et } a' \text{ ou } F \times b\ b'.$$

Or, dans le triangle $o\,a\,b$, on a :

$$o\,b^2 = r^2 - a\,b^2 = r - x^2 = r - \frac{4}{\pi^2} r^2,$$

d'où on tire : $$o\,b = \frac{r}{\pi} \sqrt{\pi^2 - 4};$$

on en conclut : $$b\,b' = 2\,o\,b = \frac{2r}{\pi} \sqrt{\pi^2 - 4}.$$

Effectuant les calculs indiqués, on obtient : $b\,b' = 1{,}55\,r$
et, par suite : $c\,b + b\,d = 0{,}45\,r$ } . . . . . (4)

Le travail dépensé par la puissance, entre les points a et a', est représenté par :

$$F \times 1{,}55\,r. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Le travail absorbé par la résistance, entre les mêmes points a et a', est égal à :

$$Q \times \text{arc } a\ g\ a.$$

Or on a : $$f\,g = r - x = 0{,}364\,r \text{ (équat. 3)};$$

on en conclut : $$b\,b' : f\,g :: 1{,}55 : 0{,}364 :: 1 : 0{,}235.$$

Or, quand la hauteur de l'arc est égale à 0,235, sa longueur, exprimée en fonction de la corde, est :

$$1{,}14136;$$

on a donc : $$\text{arc } a\ g\ a' = 1{,}14136 \times 1{,}55\,r$$
$$= 1{,}77\,r;$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et, pour expression du travail absorbé par la résistance :

$$Q \times 1{,}77\ r.$$

Remplaçant Q par sa valeur $\frac{2}{\pi}$ F (équat. 2), on a enfin :

$$\text{Travail absorbé} = F \times 1{,}13\ r. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Résumant, nous avons :

Travail dépensé (éq. 5), ...	$F \times 1{,}55\ r$
Travail absorbé (éq. 6).	$F \times 1{,}13\ r$
Travail non utilisé.	$F \times 0{,}42\ r.$ . . . . (7)

C'est cette quantité 0,42 F*r* qui constitue le travail absorbé par le volant entre les deux points *a* et *a'*, on a donc :

$$T = F \times 0{,}42\ r.$$

Remplaçant T par cette valeur dans l'équation (1), nous obtenons :

$$P = F \times 0{,}42\ r \frac{n}{0{,}00222\ R^2 m^2}$$

$$= 189 \frac{r\ n\ F}{R^2 m^2}. \quad \ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Quelles que soient les vitesses de rotation relatives du volant et de la manivelle, comme on peut s'en convaincre en remarquant que la valeur T est indépendante de la vitesse de rotation de la manivelle.

Appliquons, pour exemple, cette formule aux machines sans détente à condensation, et posons :

D, diamètre du piston ;
$F = K \times 0{,}785\ D^2 \times 10320 = 8100\ K\ D^2$;
$r = D$;
$n = 25$;
$R = 3\ D$;
m variable et arbitraire ;

nous obtenons : $$P = 189 \frac{D \times 25 \times 8100\ K\ D^2}{9\ m^2\ D^2} = 4{,}250{,}000 \frac{K\ D}{m^2}$$

et le tableau suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des poids et sections des jantes des volants pour machines sans détente.

DIAMÈTRE des pistons à basse pression. D.	COEFFIC. de l'effet utile. K.	NOMBRE convenable de révolut. des volants par minute. m.	POIDS des jantes en kilog. P.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.	DIAMÈTRE des pistons à basse pression. D.	COEFFIC. de l'effet utile. K.	NOMBRE convenable de révolut. des volants par minute. m.	POIDS des jantes en kilog. P.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.
mètres.					mètres.				
0,05	0,40	52	31	46	0,80	0,55	24	3250	300
0,10	0,41	49	73	54	0,85	0,56	23	3820	332
0,15	0,42	46	126	62	0,90	0,57	22	4500	370
0,20	0,43	43	198	73	0,95	0,58	21	5300	412
0,25	0,44	40	292	86	1,00	0,59	20	6280	465
0,30	0,45	38	397	98	1,10	0,60	19	7750	521
0,35	0,46	36	528	112	1,20	0,61	18	9600	591
0,40	0,47	34	688	127	1,30	0,62	17	11800	670
0,45	0,48	32	890	146	1,40	0,63	16	14650	773
0,50	0,49	30	1155	171	1,50	0,64	15	18200	892
0,55	0,50	29	1390	188	1,60	0,65	14	22500	1040
0,60	0,51	28	1660	205	1,70	0,66	13	28200	1230
0,65	0,52	27	1970	224	1,80	0,67	12	35500	1460
0,70	0,53	26	2340	247	1,90	0,68	11	45100	1760
0,75	0,54	25	2750	271	2,00	0,69	10	58500	2160

La dernière colonne de ce tableau a été calculée en remarquant que, le diamètre du volant étant égal à 6 D, l'expression suivante représente approximativement le volume de la jante, savoir :

$$6\,\pi\,D \times s;$$

la densité de la fonte étant 7,2, on a, pour expression du poids : $P = 7200 \times 6\,\pi\,D\,s$,

et, toute réduction faite : $P = 135500\,D\,s;$

d'où : $s = 0{,}0000074\,\frac{P}{D}$ en mètres carrés;

et : $s = 0{,}074\,\frac{P}{D}$ en centimètres carrés.

§ II. — Volant pour machine à détente.

F VARIABLE.

Soit φ la valeur moyenne de F, on a, comme précédemment :

Travail dépensé par la puissance pendant une révolution de la manivelle. . $\varphi \times 4\,r;$

Travail absorbé par la résistance id. . . $Q \times 2\,\pi r;$

et : $$Q = \frac{2}{\pi}\,\varphi.$$

Pour déterminer φ on a la formule du travail (page 262) :

$$T_m = 1000\,V\,h\left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v\,h'}{z\,h}\right),$$

dans laquelle T_m est égal à φ multiplié par la vitesse v du piston moteur.

On déduit de cette équation :

$$\varphi = \frac{1000\,V\,h}{v}\left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right),$$

et : $$Q = \frac{2000\,V\,h}{\pi\,v}\left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right).$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour déterminer les points où le moment de la puissance est égal à celui de la résistance, la méthode la plus expéditive consiste à tracer une épure du travail. Mais, avant, il faut remarquer que si, quand les machines sont sans détente, la valeur de F est la même à chaque instant, pour toutes les positions, quelle que soit la pression, pourvu que la force à transmettre soit constante, il n'en est pas de même dans les machines à détente, et que, dans ce cas, la valeur de F à chaque instant, pour chaque machine, varie non-seulement suivant la pression h et le point de détente, mais encore suivant que la machine est avec ou sans condensation.

Ne pouvant résoudre la question d'une manière générale, nous allons rechercher les formules nécessaires à la détermination des poids des volants pour les deux cas particuliers suivants, qui sont les plus usités, savoir :

Machine à détente au quart, sans condensation :

Machine à détente au huitième et condensation.

1° *Poids et section de la jante du volant pour machine à détente au quart, sans condensation.*

Supposons :

$$h = 41^{m},28$$

$$v = 4\,z$$

$$\frac{v\,h'}{z\,h} = 1,$$

Nous obtenons pour expression de la résistance :

$$Q = \frac{2000 \times 41,28\,V}{4\,\pi\,z} \log. 4 \times 2,3026.$$

Remplaçant V par $S \times z$, et effectuant les calculs indiqués, nous obtenons, pour valeur de Q en fonction de la surface du piston moteur :

$$Q = 9120\,S. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Soient (fig. B) :

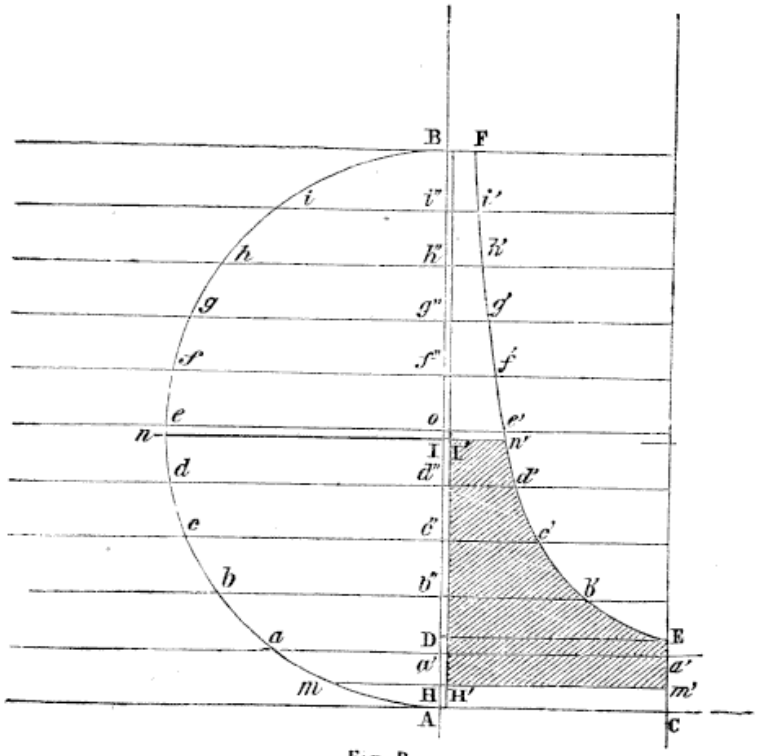


Fig. B

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

o, le centre de la circonférence décrite par la manivelle;

A B, un diamètre $= 2\,r$;

A C, une hauteur exprimant la pression initiale $h = 41^{m},28$;

A D, le quart de A B $= z'$.

La courbe E F, tracée au moyen de l'équation :

$$x\,y = z'\,h,$$

représente les limites des valeurs des différentes pressions en mètres d'eau de la vapeur sur le piston moteur pendant son parcours, depuis le point D jusqu'au point B.

Divisons le diamètre A B en dix parties égales, et élevons, sur chacun des points de division, des perpendiculaires sur cette droite qui rencontrent la demi-circonférence parcourue par le bouton de la manivelle, aux points a, b, c, d, e, f, g, h, i, et la ligne-limite des différentes pressions aux points a', b', c', d', e', f', g', h', i'.

Mesurant, aussi exactement que possible, les bras de leviers de la puissance $a\,a''$, $b\,b''$, $c\,c''$, $d\,d''$, etc., ainsi que les pressions $a'\,a''$, $b'\,b''$, $c'\,c''$, $d'\,d''$, etc., nous obtenons :

$$\begin{aligned} a\,a'' = i\,i'' &= 0{,}60\,r \\ b\,b'' = h\,h'' &= 0{,}80\,r \\ c\,c'' = g\,g'' &= 0{,}91\,r \\ d\,d'' = f\,f' &= 0{,}97\,r \\ e\,o &= r \end{aligned}$$

et :

$$\begin{aligned} a'\,a'' = b'\,b'' &= h = 41^{m},28 \\ c'\,c'' &= 34\ ,50 \\ d'\,d'' &= 25\ ,90 \\ e'\,o'' &= 20\ ,75 \\ f'\,f'' &= 17\ ,25 \\ g'\,g'' &= 14\ ,80 \\ h'\,h'' &= 12\ ,95 \\ i'\,i'' &= 11\ ,50 \\ \text{B F} &= 10\ ,32 \end{aligned}$$

La machine étant sans condensation, les pressions effectives de la vapeur sur le piston sont les différences entre celles données ci-dessus et $10^{m},32$, c'est-à-dire les hauteurs comprises entre C E F et la droite F G, menée par le point F parallèlement à A B, savoir :

Aux points a'. . . .	$30^{m},96$
b'. . . .	30 ,96
c'. . . .	24 ,18
d'. . . .	15 ,58
e'. . . .	10 ,43
f'. . . .	6 ,93
g'. . . .	4 ,48
h'. . . .	2 ,63
i'. . . .	1 ,18
F. . . .	0 ,00

Les moments de la puissance aux divers points de division de la circonférence sont, par conséquent :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Au point A.	1000 S	× 30m,96 × 0,00	= 0
a.	30 ,96	× 0,60 *r*	= 18600 S *r*
b.	30 ,96	× 0,80 *r*	= 24800 S *r*
c.	24 ,18	× 0,91 *r*	= 22000 S *r*
d.	15 ,58	× 0,97 *r*	= 15100 S *r*
e.	10 ,43	× *r*	= 10130 S *r*
f.	6 ,93	× 0,97 *r*	= 6720 S *r*
g.	4 ,48	× 0,91 *r*	= 4090 S *r*
h.	2 ,63	× 0 80 *r*	= 2100 S *r*
i.	1 ,18	× 0,60 *r*	= 708 S *r*
B.	0 ,00	× 0,00	= 0

Le moment de la résistance est constamment (équat. 9) :

$$9120\ S\ r.$$

Soit A B (fig. C) une droite égale à 2 *r*, divisée en dix parties égales; par les points de divi-

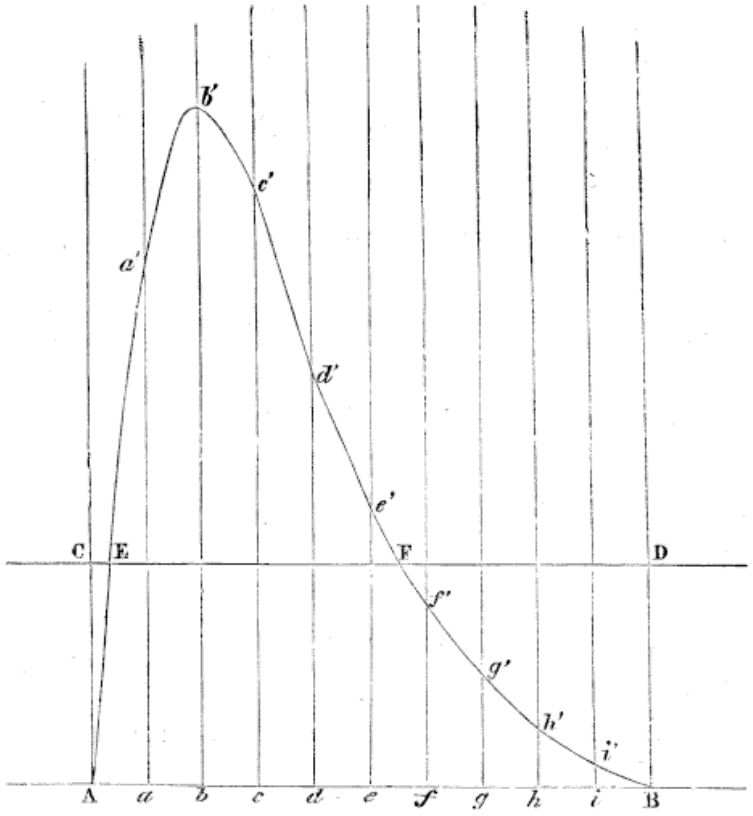


Fig. C.

sion A, *a*, *b*, *c*, *d*, etc., élevons des perpendiculaires sur lesquelles nous représentons, par des longueurs, les différents coefficients des expressions qui donnent, pour chacun des points *a*, *b*, *c*, etc., de la fig. A, les moments de la puissance et de la résistance. Nous obtenons ainsi :

1° Pour lien géométrique des moments de la résistance, la ligne C D, parallèle à A B pour laquelle on a :

$$C\ A = 9120.$$

2° Pour lien géométrique des moments de la puissance, la courbe A *a' b' c' d' e' f' g' h' i'* B,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dont les ordonnées $a\,a'$, $b\,b'$, $c\,c'$, etc., sont égales aux coefficients 18000, 24800, etc., trouvés précédemment.

Cette courbe rencontre C D aux deux points E et F ; c'est donc en ces points que les moments de la puissance et de la résistance sont égaux.

Mesurant exactement les distances C E et E F, nous trouvons :

$$\text{C E} = 0{,}10\,r,$$
$$\text{E F} = 0{,}96\,r.$$

Nous reportons ces quantités sur la ligne A B (fig. B) à partir du point A, ce qui nous donne les deux points H et I, par lesquels nous élevons deux perpendiculaires $m\,m'$, $n\,n'$.

Or le travail produit par la puissance entre les deux points H et I est égal à :

$$1000\,\text{S (surf. H}\,m'\,\text{E D} + \text{surf. D E}\,n'\,\text{I} - \text{surf. H H' I I'}),$$

expression dans laquelle on a :

$$\text{Surf. H}\,m'\,\text{E D} = r\,(0{,}5 - 0{,}10)\,41{,}28 = 16{,}50\,r;$$

$$\text{Surf. D E}\,n'\,\text{I} = 0{,}5\,r \times 41{,}28 \log. \frac{\text{A I}}{\text{A D}}\,2{,}3026.$$

Mais : $$\text{A I} = \text{A H} + \text{H I} = r\,(0{,}10 + 0{,}96) = 1{,}06\,r;$$

Donc : $$\text{Surf. D E}\,n'\,\text{I} = 20{,}64\,r \log. \frac{1{,}06}{0{,}50}\,2{,}3026 = 15{,}45\,r;$$

$$\text{Surf. H H' II'} = 10{,}32 \times 0{,}96\,r = 9{,}90\,r.$$

Remplaçant les surfaces comprises entre parenthèses par leurs valeurs, nous obtenons pour expression du travail produit :

$$1000\,r\,\text{S}\,(16{,}50 + 15{,}45 - 9{,}90),$$

ou, toute réduction faite : $$22050\,r\,\text{S}.$$

Le travail absorbé par la résistance dans le même temps est :

$$\text{Q} \times \text{arc}\,m\,n.$$

Q est égal à 9120 S; l'arc $m\,n$, mesuré avec soin, est égal à 1,16 r; on a donc, en remplaçant Q et $m\,n$ par leurs valeurs :

$$9120\,\text{S} \times 1{,}16\,r,$$

ou, toute réduction faite : $$10600\,r\,\text{S}.$$

Nous déduisons de là :

Travail produit.	22050 r S
Travail absorbé par la résistance. . .	10600 r S
Travail absorbé par le volant.	11450 r S

On a alors, pour poids du volant (équat. 1) :

$$\text{P}' = 11450\,r\,\text{S}\,\frac{n}{0{,}0022\,\text{R}^2\,m^2}$$

$$= 5{,}200{,}000\,\frac{r\,n\,\text{S}}{\text{R}^2\,m^2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

En remplaçant S par $\text{K} \times 0.785\ \text{D}'''^2$, valeur dans laquelle K est le coefficient de l'effet utile et D''' le diamètre du piston à vapeur, à détente sans condensation ; en remplaçant r par D, dia-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mètre du piston à vapeur de même force, à condensation sans détente; en faisant $n = 25$, $R = 3D$, et en donnant à m, nombre de révolutions du volant par minute, une valeur convenable, on obtient pour P' une expression de la forme :

$$P' = a \times \frac{K D}{m^2},$$

a étant un coefficient quelconque. Comparant cette valeur de P' à celle de P (page 280), qui est :

$$P = 4{,}250{,}000 \frac{K D}{m^2},$$

on en déduit :

$$P' = \frac{a}{4{,}250{,}000} P. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

et on forme un tableau analogue à celui que nous avons donné (page 280) pour les machines sans détente.

2° *Poids et section de la jante du volant pour machine à détente au huitième et condensation.*

Supposons :

$$h = 41^m,28$$

$$v = 8z$$

$$h' = \frac{10{,}32}{8}$$

$$\frac{v h'}{z h} = 0{,}25;$$

d'où :

$$Q = \frac{2000 \times 41{,}28 V}{8 \pi z} (0{,}75 + \log. 8 \times 2{,}3026).$$

Remplaçant V par Sz et effectuant les calculs indiqués, nous obtenons pour valeur de Q en fonction de la surface du piston moteur :

$$Q = 9360 S. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Soient (fig. D) comme précédemment :

o, le centre de la circonférence décrite par le bouton de la manivelle,
A B, un diamètre $= 2r$;
A C, une hauteur exprimant la pression initiale $h = 41{,}28$;
A D, le huitième de A B $= z''$.

La courbe E F, tracée au moyen de l'équation :

$$x y = z'' h,$$

représente les limites des valeurs des différentes pressions, en mètres d'eau, de la vapeur sur le piston moteur, pendant son parcours depuis le point D jusqu'au point B.

Divisons le diamètre A B en dix parties égales, et élevons, par chacun des points de division, des perpendiculaires sur cette droite qui rencontrent la demi-circonférence décrite par le bouton de la manivelle, aux points a, b, c, d, e, f, g, h, i, et la ligne-limite des différentes pressions aux points a', b', c', d', e', f', g', h', i'.

Mesurant aussi exactement que possible les bras de leviers de la puissance aa'', bb'', cc'', etc.,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ainsi que les pressions $a'\,a''$, $b'\,b''$, $c'\,c''$, etc., nous obtenons pour les bras de leviers les mêmes nombres que précédemment (page 282), et pour les pressions :

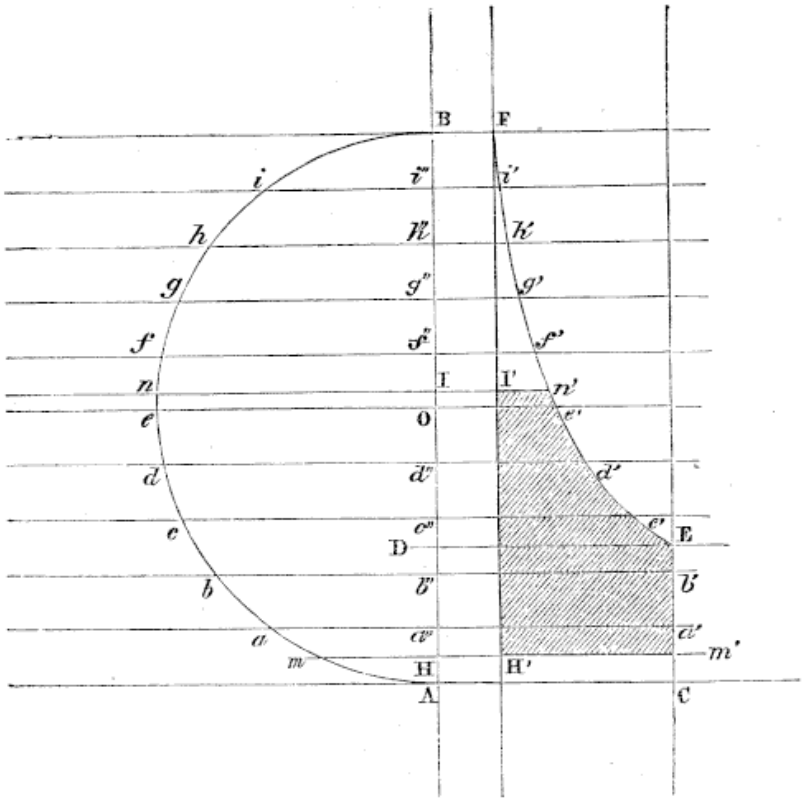


Fig. D.

$a'\,a'' = 41^{m},280$
$b'\,b'' = 25^{m},750$
$c'\,c'' = 17^{m},250$
$d'\,d' = 12^{m},900$
$e'\,e'' = 10^{m},320$
$f'\,f'' = 8^{m},600$
$g'\,g'' = 7^{m},375$
$h'\,h'' = 6^{m},450$
$i'\,i'' = 5^{m},775$
$B\,F = 5^{m},160$

La machine étant à condensation, les pressions effectives de la vapeur sur le piston sont les différences entre celles données ci-dessus et $\frac{10,32}{8}$, c'est-à-dire $1^{m},29$, représentées par les hauteurs comprises entre C E F, et la droite F G menée par le point F parallèlement à A B, savoir :

Aux points a'. . . . . $39^{m},990$
b'. . . . . $23^{m},460$
c'. . . . . $15^{m},960$
d'. . . . . $11^{m},610$
e'. . . . . $9^{m},030$
f'. . . . . $7^{m},310$
g'. . . . . $6^{m},085$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

h'.	$5^m,160$
i'..	$4^m,485$
F..	$3^m,870$

Les moments de la puissance aux divers points de division de la circonférence sont, par conséquent :

Aux points A.	$1000\ S \times 39,990 \times 0,00$	$= 0$
a.	$39,990 \times 0,60\ r$	$= 24000\ S\ r$
b.	$23,460 \times 0,80\ r$	$= 18700\ S\ r$
c.	$15,960 \times 0,91\ r$	$= 14500\ S\ r$
d.	$11,610 \times 0,97\ r$	$= 11250\ S\ r$
e.	$9,030 \times\ r$	$= 9030\ S\ r$
f.	$7,310 \times 0,97\ r$	$= 7100\ S\ r$
g.	$6,085 \times 0,91\ r$	$= 5520\ S\ r$
h.	$5,160 \times 0,80\ r$	$= 4130\ S\ r$
i.	$4,485 \times 0,60\ r$	$= 2700\ S\ r$
B.	$3,870 \times 0,00$	$= 0$

Le moment de la résistance est constamment égal à (équat. 12) :

$$9360\ S \times r.$$

Soit A B (fig. E) une droite égale à $2\ r$, divisée en dix parties égales; par les points de division A, a, b, c, etc., élevons des perpendiculaires sur lesquelles nous représentons, par des longueurs, les différents coefficients des expressions qui donnent, pour chacun des points a, b, c, etc., de la figure C, le moment de la puissance et de la résistance; nous obtenons ainsi :

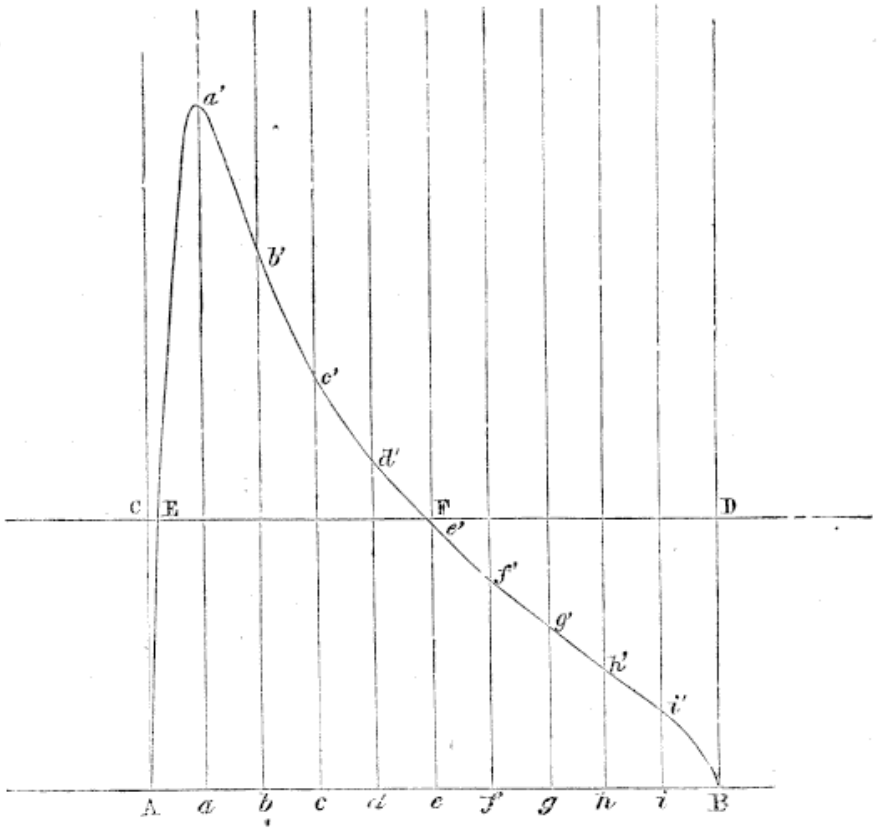


Fig. E.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Pour lien géométrique des moments de la résistance, la ligne C D, parallèle à A B, pour laquelle on a :

$$C A = 9360.$$

2° Pour lien géométrique des moments de la puissance, la courbe A a' b' c' d' e' f' g' h' i' B, dont les ordonnées aa', bb', etc., sont égales aux coefficients 24000, 18700, etc., trouvés précédemment.

Cette courbe rencontre C D aux deux points E et F ; c'est donc en ces points que les moments de la puissance et de la résistance sont égaux.

Mesurant exactement les distances C E, E F, nous trouvons :

$$C E = 0{,}08\, r$$

$$E F = 0{,}89\, r.$$

Nous reportons ces quantités sur la ligne A B (fig. D), à partir du point A, ce qui nous donne les deux points H et I, par lesquels nous élevons deux perpendiculaires mm', nn'.

Or le travail produit par la puissance entre les deux points H et I est égal à :

$$1000\, S\ (\text{Surf. H } m'\text{ E D} + \text{surf. D E } n'\text{ I} - \text{surf. H H' I I'}),$$

expression dans laquelle on a :

$$\text{Surf. H } m'\text{ E D} = r\ (0{,}25 - 0{,}80)\ 41{,}28 = 7{,}02\, r$$

$$\text{Surf. D E } n'\text{ I} = 0{,}25\, r \times 41{,}28 \log. \frac{A I}{A D}\ 2{,}3026.$$

Or : $$A I = A H + H I = r\ (0{,}08 + 0{,}89) = 0{,}97\, r;$$

Donc : $$\text{Surf. D E } n'\text{ I} = 10{,}32\, r \log. \frac{0{,}97}{0{,}25}\ 2{,}3026 = 13{,}80\, r$$

$$\text{Surf. H H' I I'} = 1{,}29 \times 0{,}89\, r = 1{,}15\, r.$$

Remplaçant les surfaces comprises entre parenthèses par leurs valeurs, nous obtenons pour expression du travail produit :

$$1000\, r\, S\ (7{,}02 + 13{,}80 - 1{,}15),$$

ou, toute réduction faite : $$19670\, r\, S.$$

Le travail absorbé par la résistance dans le même temps est :

$$Q \cdot \text{arc } m\, n.$$

Q est égal à 9360 S; l'arc $m\, n$, mesuré avec soin, est égal à $1{,}12\, r$; on a donc, en remplaçant Q et $m\, n$ par leurs valeurs :

$$9360\, S \times 1{,}12\, r,$$

ou, toute déduction faite : $$10480\, r.$$

Nous déduisons de là :

Travail produit.	19670 r S
Travail absorbé par la résistance.	10480 r S
Travail absorbé par le volant.	9190 r S

On a alors, pour poids du volant (équat. 1) :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$P'' = 9190\, r\, S \frac{n}{0{,}00222\, R^2\, m^2}$$

$$= 4{,}150{,}000 \frac{r\, n\, S}{R^2\, m^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

En opérant comme pour les machines à détente, sans condensation, on obtient pour P'' une valeur en fonction de P.

TITRE V.

CONDENSATION.

La condensation est la partie des machines à vapeur dites à *condensation*, destinée à entretenir un vide aussi complet que possible dans le cylindre, du côté de la surface du piston opposé à celui qui est en communication avec la chaudière.

A cet effet, elle comprend deux appareils principaux, savoir : le *condenseur* et la *pompe à air*.

Le *condenseur* est un espace fermé, suffisamment grand, dans lequel arrivent, d'une part, la vapeur qui a cessé de fonctionner utilement dans le cylindre ; d'autre part, un jet d'eau froide convenablement dirigé pour effectuer rapidement la condensation de cette dernière.

La *pompe à air* est une pompe à eau ordinaire, assez grande pour enlever du condenseur l'eau chaude qui s'y dépose à chaque instant, ainsi que l'air qui s'y dégage, soit de la vapeur utilisée, soit de l'eau froide injectée.

A ces appareils sont jointes deux *bâches*, dont l'une, dite *bâche d'eau froide*, sert de réservoir à l'eau d'injection dans le condenseur ; et l'autre, dite *bâche d'eau chaude*, sert à recevoir l'eau sortant de la pompe à air.

DIMENSIONS DES CONDENSEURS ET POMPES A AIR.

Nous avons vu (page 264) comment on détermine la quantité d'eau P' à injecter dans le condenseur pour liquéfier 1 kilogramme de vapeur à une température donnée t. Nous avons vu, en outre, que 38° était la température la plus avantageuse de condensation, et que, dans ce cas, le volume de l'air dilaté s'élève à vingt fois celui de l'eau injectée.

Partant de ces données, nous déterminerons les dimensions des condenseurs et pompes à air de la manière suivante :

En ce qui concerne les dimensions des condenseurs, il n'existe pas de calculs théoriques pour les déterminer rigoureusement. Quand ces appareils sont très-grands, la condensation s'y effectue bien, mais le vide s'y fait mal, vu la difficulté que l'on éprouve à chasser l'air qui s'y trouve chaque fois que l'on remet la machine en train ; quand ils sont très-petits, au contraire, la vapeur sortant du cylindre, ne se dilatant presque pas, opère, contre le piston moteur, une pression qui décroît graduellement au fur et à mesure que sa condensation a lieu. Ces deux inconvénients, provenant de dimensions extrêmes, font que l'on est dans l'usage de ne donner à ces appareils que des dimensions moyennes.

En général, le condenseur est un cylindre dont la capacité est la même que celle du corps de la pompe à air, excepté dans quelques cas particuliers, où il est plus commode de lui donner une autre forme, comme pour machines de navigation, par exemple.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En ce qui concerne la pompe à air, si on représente par V' le volume que doit engendrer son piston pour condenser 1 kilogramme de vapeur, on a, d'après le tableau de la page 265, en remarquant que les pompes ne produisent jamais que les 0,75 du volume calculé :

$$0{,}75\ V' = 0^{cm.c.},04055$$

et :

$$V' = 0^{m.c.},054.$$

Soit V le volume de vapeur dépensée correspondant à une course de piston, sans détente, à condensation. Admettons, en outre, qu'il se perd, à chaque coup de piston, par les conduits de lumières et le jeu laissé dans le cylindre, ponr éviter les chocs du piston contre les fonds, un volume de vapeur égal à $\frac{V}{n}$; n étant un nombre entier et positif, qui varie suivant la perfection avec laquelle les machines sont exécutées.

Le volume de vapeur à condenser, par chaque coup de piston, est représenté par :

$$V\left(1+\frac{1}{n}\right);$$

le poids du mètre cube de vapeur, à 1 atmosphère $^1/_4$, étant égal à $0^k,72$, celui d'une cylindrée est égal à :

$$0{,}72\ V\left(1+\frac{1}{n}\right);$$

on a alors la proportion :

$$1 \text{ kil. vapeur} : 0^{m.c.},054 :: 0{,}72\ V\left(1+\frac{1}{n}\right) \text{ kil. vapeur} : x;$$

on en déduit :

$$x = 0{,}04\ V\left(1+\frac{1}{n}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Cette expression est celle du volume qne doit engendrer le piston de la pompe à air, quand le piston moteur engendre le volume V.

Si, dans cette équation, on remplace x par $0{,}785\ D'^2 \times C'$ et V par $0{,}785\ D^2 \times C$, D et D' étant les diamètres des pistons, C et C' leurs courses, on obtient :

$$D'^2 C' = 0{,}04\ D^2 C\left(1+\frac{1}{n}\right)$$

et

$$D' = 0{,}2\ D\sqrt{\frac{C}{C'}\left(1+\frac{1}{n}\right)}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Prenons pour exemple une machine à balancier ordinaire. Dans ce cas, la pompe à air est à simple effet, et la course de son piston est moitié de celle du piston moteur. Il en résulte que, quand le piston moteur a parcouru 2 C, le piston de la pompe à air n'a parcouru *utilement* que $^1/_2$ C, d'où résulte que l'on a :

$$2\,C : \frac{1}{2}\,C :: C : C' = \frac{1}{4}\,C;$$

remplaçant C' par cette valeur dans l'équation (2), nous obtenons :

$$D' = 0{,}4\ D\sqrt{1+\frac{1}{n}}.$$

n varie entre 5 et 10 ; supposons-le égal à 5, nous obtenons enfin :

$$D' = 0{,}44\ D. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Cette valeur de D' n'est pas celle que l'on adopte généralement. Est-ce routine, est-ce expé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rience ? Nous croyons plus sage d'admettre cette dernière hypothèse. Watt faisait : $D' = {}^2/_3\ D$, et depuis on s'est peu écarté de cette donnée. Cela provient de ce que les eaux de condensation ne sont pas toujours froides ; la mise en train est bien plus facile avec une puissante pompe à air qu'avec une faible ; enfin, la vapeur entraîne avec elle une certaine quantité d'eau qu'il faut condenser.

Nous pensons qu'il est possible d'arriver à un résultat satisfaisant en faisant seulement :

$$D' = 0{,}6\ D. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Dans ce cas, on obtient pour volume engendré par le piston de la pompe à air par rapport à V :

$$x' = \frac{0{,}36}{0{,}194}\ x = 1{,}86\ x = 0{,}074\ V\left(1 + \frac{1}{n}\right),$$

c'est-à-dire près du double de ce qu'indique la théorie en tenant compte de la vapeur perdue.

FORMES ET DISPOSITIONS DES APPAREILS DE CONDENSATION.

Les formes et dispositions des appareils de condensation varient suivant les dispositions des machines auxquelles on les applique. Les pompes à air, qui en constituent la pièce la plus importante, sont généralement *à simple effet, aspirantes et élévatoires*. Elles diffèrent de la plupart des pompes du même genre en ce que, au lieu de deux appareils d'obturation, dont l'un avant le piston et l'autre sur le piston, elles en ont le plus souvent trois, dont les deux premiers comme ci-dessus, et le troisième après le piston, et, quand elles n'ont que deux appareils d'obturation, ce sont toujours les deux derniers que l'on emploie. Cela provient de la circonstance particulière dans laquelle fonctionnent ces pompes.

En effet, bien que le travail de l'aspiration, dans un condenseur où existe un vide plus ou moins complet, soit identique avec celui qui résulte, dans une pompe ordinaire, d'une colonne aspirante de 8 à 9 mètres, comme il en existe, le mode de fonctionnement en diffère essentiellement, en ce que, dans une pompe ordinaire, quand l'air a été chassé, le soulèvement des obturateurs, pour le passage de l'eau d'une chambre dans une autre, se fait immédiatement par le seul changement de direction du piston, par la raison que l'eau est incompressible, tandis que, dans la pompe à air, une portion du fluide à enlever étant élastique, le soulèvement des obturateurs n'a lieu que quand la pression en amont est devenue supérieure à la pression en aval, ou réciproquement quand la pression en aval est devenue inférieure à la pression en amont. Or, quand le piston, supposé vertical, descend, si sa surface supérieure est soumise à la pression de l'atmosphère, le soulèvement de l'obturateur dont il est muni n'a lieu que quand la pression, dans la chambre au-dessous, qui était tout à l'heure égale à un huitième d'atmosphère au plus, est devenue plus grande que celle d'une atmosphère ; si, au contraire, la chambre existant au-dessus du piston est fermée par un obturateur, la pression qui y existe, primitivement égale à celle de l'atmosphère, diminue au fur et à mesure que celle du dessous augmente, et le soulèvement de l'obturateur dont est muni le piston se fait beaucoup plus tôt; il en résulte que la portion du fluide élastique, qui se trouve au-dessous, passe au-dessus en plus grande quantité et permet un soulèvement plus prompt de l'obturateur d'amont à la remonte du piston.

On peut objecter à cette observation que, si l'obturateur du piston, descendant, doit toujours arriver jusqu'au fluide incompressible, il est peu important que son soulèvement ait lieu plus tôt ou plus tard : cela est juste, mais il n'en est pas toujours ainsi, surtout au moment de la mise en train, et il est bon nombre de coups de piston qui, même pendant la marche, n'enlèvent que de l'air.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'obturateur de la chambre du dessus est donc indispensable. Quant à celui qui, d'ordinaire, existe entre le condenseur et la chambre du dessous, il est essentiellement utile en ce que, quand le piston descend, il accélère le soulèvement de l'obturateur du piston en rendant plus petit l'espace dans lequel se comprime l'air qui se trouve au-dessous de ce dernier quand il descend, et c'est, à notre avis, une mauvaise chose que le supprimer.

La figure 12 (pl. 19) représente un appareil de condensation dont la pompe à air est munie de trois obturateurs. A est la bâche d'eau fraîche ; le condenseur B et la pompe à air C y sont noyés et maintenus, ainsi, aussi froids que possible ; de plus, ces pièces n'ayant pas de contact avec l'air extérieur, s'il existe quelque fuite dans leurs joints ou dans la garniture du stuffing-box de la pompe à air, il ne peut jamais s'y introduire que de l'eau, dont l'effet ne peut nuire à leur bon fonctionnement, si toutefois la quantité de cette dernière, qui y pénètre, n'est pas considérable.

Le seul inconvénient que présente cette disposition, c'est de refroidir inutilement l'eau contenue dans la pompe à air, attendu que, d'une part, cette eau, qui est en partie utilisée pour l'alimentation, a besoin d'être aussi chaude que possible; d'autre part, l'échauffement de l'eau de la bâche qui en résulte ne peut que nuire à la condensation. Il serait donc bon, à notre avis, de munir le corps de la pompe à air d'une chemise, non pas métallique, c'est inutile, mais en bois ou toute autre substance non conductrice de la chaleur.

En D est la bâche d'eau chaude percée de deux trous, dont l'un *a*, inférieur, est destiné à recevoir un tuyau conduisant l'eau à la pompe alimentaire, et l'autre *b*, sur le côté, est destiné à recevoir un tuyau de trop-plein conduisant l'eau au dehors. La vapeur arrive au condenseur par le tuyau *c ;* l'eau de condensation y arrive par le tuyau *d* partant de la partie inférieure de la bâche, où elle est la plus froide; un robinet *e*, dont la manœuvre est rendue facile par une série de renvois *f*, sert à règler l'*injection*.

Le clapet est l'obturateur exclusivement employé pour l'appareil de condensation; en *g* est celui qui sert à séparer le condenseur de la chambre inférieure de la pompe à air, et en *h* celui qui sert à séparer de la bâche d'eau chaude la chambre supérieure de la pompe à air. Le premier est dans une chapelle facilement abordable, et le second dans l'intérieur même de la boîte d'eau chaude. Le piston se construit de la manière indiquée par les figures de 24 à 31 de la planche 14.

En *i* est la soupape d'exhaustion de l'air pour la mise en train; cette soupape est renfermée dans une petite bâche contenant de l'eau destinée à en rendre la fermeture hermétique (fig. 13).

L'appareil de condensation que nous venons de décrire occupe une place assez considérable; aussi se loge-t-il toujours dans les fondations. Il convient particulièrement pour les grandes machines; pour les petites, on préfère avoir recours à une disposition de condenseur et pompe à air réunis qui supprime la bâche d'eau froide, du moins en ce qui concerne le rôle d'appareil refroidissant et fermant hermétiquement que nous lui avons vu remplir tout à l'heure.

La figure 14 représente la disposition de condenseur et pompe à air réunis, le plus généralement adoptée dans ce cas. Dans cette disposition, il n'y a que deux clapets, celui du piston et celui de refoulement ; le clapet d'aspiration est supprimé. Nous avons dit plus haut quel inconvénient présente, à notre avis, cette suppression ; aussi ne considérons-nous pas comme bonne cette disposition, quelque ingénieuse qu'elle soit d'ailleurs.

Nous verrons plus loin quelles sont les diverses modifications que subit l'appareil de condensation suivant l'espèce de machine à laquelle on l'applique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE VI.

ALIMENTATION.

L'alimentation est la partie des machines à vapeur chargée de procurer toute la quantité d'eau qui est nécessaire à leur bon fonctionnement.

A cet effet, elle comprend une série d'appareils dont les deux principaux sont :

1° *La pompe d'eau fraîche*, chargée de fournir l'eau froide, qu'elle tire soit d'un puits, soit d'un cours d'eau voisin, et qu'elle dépose dans une bâche, d'où elle est dirigée sur les divers points où elle est nécessaire ;

2° *La pompe d'alimentation*, exclusivement employée à maintenir constant le niveau de l'eau dans le générateur.

Pour une même force de machine, il y a deux dimensions de la pompe d'eau fraîche, suivant qu'il y a condensation ou non ; tandis qu'il n'y a qu'une dimension de pompe alimentaire, quel que soit le genre.

POMPE D'EAU FRAICHE.

Les pompes d'eau fraîche sont généralement à simple effet.

Quand les machines sont sans condensation, les dimensions de la pompe d'eau fraîche se déterminent d'après la quantité d'eau qu'il faut pour l'alimentation, c'est-à-dire au moyen des mêmes considérations que celles relatives à la pompe d'alimentation, dont nous parlerons ci-après. Cependant on compte toujours sur une dépense d'eau un peu plus considérable, afin d'être certain que l'on n'en manquera jamais, et pour pouvoir, au besoin, remplir les chaudières qui ont été vidées pour le nettoyage.

Quand les machines sont à condensation, les dimensions de la pompe d'eau fraîche se déterminent d'après les considérations suivantes :

La quantité d'eau provenant de la condensation de 1 kil. de vapeur utilisée est d'environ 25 litres. Il résulte de là que, si on considère comme vapeur toute l'eau qui passe des chaudières au cylindre moteur, pour chaque litre d'eau fourni aux chaudières par la pompe alimentaire, la pompe d'eau fraîche doit fournir 25 litres.

Si d et d' représentent les diamètres de ces deux pompes, c et c' leurs courses, on a, en admettant des vitesses égales :

$$d^2 c = 25\, d'^2 c';$$

d'où :

$$d^2 = 25\, d'^2 \frac{c'}{c};$$

et :

$$d = 5\, d' \sqrt{\frac{c'}{c}}.$$

Les pompes d'eau fraîche sont tantôt aspirantes et élévatoires, tantôt aspirantes et foulantes.

Quand elles sont aspirantes et élévatoires, les dispositions le plus généralement employées sont celles représentées dans les fig. 15 (pl. 19) et 1 (pl. 20).

La disposition de la fig. 1 (pl. 20) présente sur celle de la fig. 15 (pl. 19) l'avantage de rendre très-facile la visite du clapet d'aspiration, par l'addition d'une chapelle à la partie inférieure du corps de pompe.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quand elles sont foulantes, on emploie l'une des dispositions représentées dans les fig. 2 et 3 (pl. 20). Celle de la fig. 2, comme celle de la fig. 15 (pl. 19), présente l'inconvénient de rendre difficile la visite des clapets; aussi la disposition de la fig. 3 est-elle presque exclusivement employée pour ce genre de pompes d'eau fraîche.

POMPE D'ALIMENTATION.

Les pompes d'alimentation sont à simple effet; leurs dimensions se déterminent d'après les considérations suivantes; soient :

D, le diamètre du piston moteur, à basse pression;

C, la course de dito;

d', le diamètre du piston de la pompe d'alimentation;

c', la course de dito.

Si la pompe alimentaire est mue par l'arbre de la machine, pour chaque double coup de piston moteur, le piston de cette pompe donne un coup simple; la quantité de vapeur dépensée pendant le même temps est représentée par :

$$2 \times 0^k,72 \times 0,785\ D^2 \times C.$$

Admettant qu'il se perd une quantité d'eau égale à celle réellement utilisée, soit par les soupapes, soit par les conduits des lumières, soit enfin entraînée à l'état liquide, le poids d'eau à fournir pour chaque double coup de piston moteur est :

$$4 \times 0,72 \times 0,785\ D^2\,C. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Le volume engendré par le piston de la pompe alimentaire pendant ce temps est :

$$0,785\ d'^2 \times c',$$

et, comme les pompes ne donnent que les 0,75 du volume calculé, le volume d'eau réellement envoyé à la chaudière est :

$$0,75 \times 0,785\ d'^2\,c';$$

son poids est :

$$1000 \times 0,75 \times 0,785\ d'^2\,c'. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Pour conserver le niveau constant dans les chaudières, il faut que l'alimentation soit égale à la dépense; on a donc, en égalant les expressions (1) et (2) :

$$4 \times 0,72 \times D^2\,C = 1000 \times 0,75 \times d'^2\,c'.$$

On déduit de cette équation :

$$d'^2 = 0,00385\ D^2\,\frac{C}{c'}$$

et :

$$d' = 0,062\ D\ \sqrt{\frac{C}{c'}}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

En adoptant cette formule, il est rare que l'on obtienne, pour la pompe alimentaire, un diamètre suffisant, attendu qu'elle ne satisfait qu'à la seule condition d'envoyer à la chaudière autant d'eau qu'il s'en dépense. Or, quand la machine est arrêtée, il se perd toujours de la vapeur; quand, d'un autre côté, la machine marche, si la pompe fonctionne mal, il faut arrêter cette dernière, et, par conséquent, l'alimentation, pour visiter les soupapes. Dans les deux cas, il faut pouvoir envoyer aux chaudières, pendant un certain temps, plus d'eau qu'elles n'en dépensent. Pour obtenir ce résultat, il faut que la pompe ait un diamètre supérieur à celui qui est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rigoureusement nécessaire; c'est pourquoi on substitue toujours le coefficient 0,07 au coefficient 0,062, ce qui donne :

$$d' = 0{,}07\ D \sqrt{\frac{C}{c'}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Si dans cette équation on fait :

$C = c'$, on obtient : $d' = 0{,}07$ D,
$C = 2c'$ — $d' = 0{,}10$ D.

Dans ce dernier cas, le diamètre du piston de la pompe alimentaire est égal à celui de la tige du piston moteur.

Si nous appliquons la formule (3) à la détermination du diamètre du piston de la pompe d'eau fraîche, nous obtenons, pour le cas de condensation :

$$d = 0{,}31 \sqrt{\frac{C}{c}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

et pour : $C = c$, on obtient : $d = 0{,}31$ D,
$C = 2c$, — $d = 0{,}437$ D.

Les pompes d'alimentation sont toujours aspirantes et foulantes, et, le plus souvent, à piston plein.

Quand la force des machines ne dépasse pas 10 chevaux, on emploie assez généralement la pompe en bronze de M. *Thiébaut* aîné (fig. 4 et 5, pl. 20). Cette pompe, d'une exécution facile, est parfaitement disposée pour la visite des soupapes.

Pour forces au-dessus de 10 chevaux, les mécaniciens préfèrent employer les pompes en fonte à piston en fer plein ou bronze creux, suivant la qualité des eaux d'alimentation (fig. 6).

Les fig. 7, 8 et 9 représentent un système de pompe alimentaire adopté par les mécaniciens Giraudon et Tamizier. Dans cette pompe, chaque soupape affleure une partie plane extérieure, recouverte d'un chapeau creux que tient en place un étrier à vis facile à enlever. Cette disposition présente le grand avantage de rendre très-simples le rodage et le nettoyage de ces pièces, qui se dérangent si fréquemment.

En général, toutes les fois que l'on fait usage de soupapes, il faut éviter avec soin qu'il n'y passe aucune matière grasse, la moindre parcelle de suif suffisant, comme on peut s'en convaincre facilement, pour arrêter le jeu de ces pièces.

On a employé dans la machine de Saint-Ouen, de 40 chevaux, la pompe alimentaire à piston garni représentée dans les fig. 10, 11, 12. Cette disposition est bonne pour basse pression, mais ne conviendrait pas autant pour haute pression, à cause de la garniture du piston qu'il faudrait renouveler trop souvent, attendu que, quand elle fuit, on ne peut la rendre étanche en la serrant, comme cela a lieu pour celle d'un stuffing-box.

TITRE VII.

BATI.

Le bâti est la partie des machines à vapeur destinée à relier entre elles les autres parties et à en maintenir les pièces constituantes aux places qu'elles doivent occuper.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A cet effet, il comprend une série de pièces tantôt en *métal*, tantôt en *bois*, tantôt en *pierre*, dont les formes et dimensions varient suivant la disposition et l'emplacement de celles des parties de la machine qu'il est appelé à relier entre elles.

Il résulte de cette définition que la composition des bâtis découle naturellement de celle des machines complètes, et ne peut être étudiée à fond qu'en présence d'une disposition donnée de ces dernières; mais il est des principes qui sont généralement suivis dans la composition d'un bâti, à quelque cas de machine qu'il appartienne, et ce sont ces principes que nous croyons devoir exposer ici.

On peut dire, en général, qu'il existe trois espèces de bâtis, savoir :

Les bâtis pour *machines fixes;*

Les bâtis pour *machines de bateaux;*

Les bâtis pour *machines locomotives.*

Les premiers sont en *bois* et *fonte*, montés sur maçonneries;

Les seconds sont en *fonte*, montés sur les carlingues des bateaux;

Les derniers, primitivement en *bois* et *fer*, sont aujourd'hui exclusivement en *fer* et montés sur des roues.

§ I. — Bâtis pour machines fixes.

Les machines fixes sont celles que l'on établit à demeure sur le sol. Elles sont généralement montées sur une fondation en maçonnerie de *pierre de taille*, *moellons* ou *briques*, et enfermées dans un local dont les parois latérales sont plus ou moins utilisées à la consolidation du bâti, suivant la disposition.

Dans la composition d'un bâti pour machine fixe, on peut se proposer de satisfaire à l'une des trois conditions suivantes, savoir :

1° *Utiliser, autant que possible, les fondations et murs latéraux à relier les différentes parties de la machine, de manière à rendre le bâti à peu près nul;*

2° *Employer exclusivement le bâti à la liaison des différentes parties de la machine, et ne faire usage des maçonneries que pour maintenir ce dernier en place;*

3° *Affranchir complétement la machine du joug des maçonneries, afin de pouvoir la déplacer plus facilement.*

Dans le premier cas, quelle que soit la disposition de la machine, il y a à lutter contre une propriété des maçonneries, fatale en mécanique, savoir : le TASSEMENT; aussi n'est-il généralement pas avantageux de confier aux maçonneries tout ou partie des fonctions qui appartiennent exclusivement aux bâtis.

Il est cependant un cas où l'on substitue avec avantage la maçonnerie à la fonte ; c'est lorsqu'il s'agit de supporter un fort balancier. Dans ce cas, au lieu d'un entablement en fonte monté sur colonnes, dont les extrémités vont se loger dans les murs longitudinaux, on emploie un mur en pierres de taille (pl. 20, fig. 13, 14 et 15), traversant de part en part le bâtiment de la machine. Dans ce cas, les supports A, A du balancier sont montés sur une même plaque à oreilles B, B, traversée, ainsi que le bâtiment de la machine, par deux fortes *jumelles* C, C, en bois, dont le but est d'augmenter la résistance du mur du milieu de celle des deux murs latéraux qui lui sont parallèles. Quatre boulons D, D, D, D traversent les jumelles, ainsi que la plaque à oreilles B, B, et vont s'assembler à clavettes avec deux *sommiers* en fonte E, E, situés à une certaine distance au-dessous, et traversant le mur de part en part. C'est au moyen de ces boulons que, d'un côté, le soulèvement du balancier par les actions simultanées du piston moteur et de la bielle est rendu impossible ; de l'autre, les jumelles sont maintenues fixes entre les oreilles de la plaque B, B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Au-dessous de la plaque B, B et au-dessus des sommiers D, D sont deux lits F, F' de forts madriers, dont le but est de convertir en une seule masse toute la maçonnerie comprise entre les deux plans horizontaux *a b*, *c d*. La hauteur *a c* de cette maçonnerie est calculée de manière que son poids soit de beaucoup supérieur à la somme des deux actions qui tendent à la soulever.

Des boulons en fer G, G, G, longitudinaux et transversaux, passés dans les murs et munis, à leurs extrémités, de boucliers H, achèvent de consolider le système.

Dans le deuxième cas, on ne laisse d'action aux maçonneries que dans le sens où le tassement ne peut être nuisible, c'est-à-dire dans le sens horizontal; on se trouve alors dans les meilleures conditions de l'établissement des machines pour certaines dispositions que l'on ne peut rendre indépendantes des murs qu'à l'aide de complications, quelquefois infructueuses, dans le bâti. Tel est le cas des machines à balancier de forces au-dessous de 60 chevaux et des machines dites verticales.

En général on donne, autant que possible, au bâti, dans ces machines, la forme d'un entablement monté sur des colonnes. Les proportions architecturales sont généralement conservées, sauf en ce qui concerne le diamètre des colonnes, qui, au lieu d'être de deux modules, comme pour colonnes en pierre, n'est que d'un module, dimension suffisante pour la fonte et donnant au bâti une apparence de légèreté fort satisfaisante pour l'œil.

Le troisième cas est tantôt la conséquence de certains systèmes, tantôt essentiellement antipathique avec certains autres; en général, il ne convient qu'autant que l'arbre moteur est situé près du sol, ce qui ne veut pas dire qu'il convient toutes les fois que cela a lieu.

La fig. 16 représente une disposition de chevalets, avec croix de Saint-André, transversale à l'intérieur, employée par M. Farcot, mécanicien à Paris, pour rendre indépendant des murs le bâti d'une machine à balancier, l'un de ceux qui exigent le plus impérieusement le soutien de ces derniers. Nous ne doutons nullement que cette disposition réussisse pour forces au-dessous de 16 chevaux, et c'est suffisant dans la plupart des cas de machines fixes pour usines.

Quel que soit celui de ces trois modes de consolidation que l'on adopte, la disposition la plus convenable pour fixer tout l'ensemble à la fondation en maçonnerie consiste dans l'emploi d'une seule ou de deux plaques de fonte assemblées entre elles à boulons, formant, en quelque sorte, la base du bâti. Ces plaques, qui portent le nom de *plaques de fondation*, sont assemblées avec la fondation au moyen de longs boulons dits *boulons de fondation*, de la même manière que les boulons D, D, fig. 13, 14, 15. L'extrémité située dans la fondation possède, au lieu de tête, une clavette et une plaque portant sur des sommiers en bois ou fonte passés dans la maçonnerie; l'extrémité supérieure est à filet de vis et écrous (fig. 17).

§ II. — Bâtis pour machines de bateaux.

Les bâtis pour machines de bateaux sont de la troisième catégorie des bâtis que nous venons de passer en revue pour machines fixes. Il faut que les machines se supportent elles-mêmes; aussi, quand elles sont à balanciers en dessous, leurs bâtis consistent-ils généralement en une forte plaque de fondation, dont une partie sert à agrandir le condenseur, sur laquelle s'élèvent, de part et d'autre, deux entablements longitudinaux d'ordres dorique, gothique et autres, après lesquels viennent se fixer les différentes parties.

Le fond des bateaux se trouve alors muni de fortes *carlingues* en bois, que les boulons de fondation des machines traversent de part en part, ainsi que le fond auquel ils sont fixés.

Toute disposition qui tend à consolider les machines autrement que par un bâti indépendant et une plaque de fondation fixée aux carlingues est mauvaise, et expose le bateau soit à se déformer, s'il est en fer, soit à se détraquer, s'il est en bois.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ III. — Bâtis pour locomotives.

Les bâtis pour locomotives se composent de deux parties principales, savoir : 1° le *châssis;* 2° les *roues* et *essieux*.

Le *châssis* est un cadre rectangulaire, tantôt en bois recouvert de tôle, tantôt en fer, sur les faces longitudinales, et en bois sur les faces transversales, servant d'intermédiaire entre les diverses parties de la machine et les essieux des roues sur lesquels porte tout le système. Il varie de formes et de dimensions suivant le système de transmission de mouvement adopté et suivant le goût des constructeurs.

Quand les cylindres sont placés sous la boîte à fumée et transmettent le mouvement aux roues motrices par l'intermédiaire d'un essieu coudé, le châssis est assez large pour embrasser les roues dans son intérieur ; dans ce cas, il porte sur les essieux par l'intermédiaire de ressorts et de boîtes adaptées à des tourillons *extérieurs*. Les boîtes sont logées dans les rainures verticales pratiquées à l'intérieur de plaques de garde fixées au châssis et dans lesquelles elles peuvent osciller. Cette espèce de châssis a pour section uniforme un rectangle de 10 à 12 centimètres de large sur 20 à 22 de haut.

Quand les cylindres sont situés en dehors de la chaudière et transmettent le mouvement aux roues motrices par l'intermédiaire de boutons rapportés aux moyeux qui, dans ce cas, font fonction de manivelles, alors le châssis change complétement de forme et se compose, soit d'une portion de châssis extérieur ordinaire portant sur les essieux des petites roues, augmentée de deux grandes traverses intérieures en fer, portant sur l'essieu des grandes roues, soit de deux grandes traverses seulement, reliées entre elles, aux extrémités, ou par des madriers en bois, ou par d'autres traverses également en fer. Dans ce cas, toutes les roues sont en dehors du cadre, et les boîtes sur lesquelles portent les ressorts du châssis sont en dedans des roues.

Nous verrons plus loin, en parlant de la composition des locomotives, quels sont les avantages et les inconvénients de ces diverses dispositions.

CONCLUSION.

Résumant toutes les dimensions proportionnelles déterminées ci-dessus, tant pour la composition des pièces que pour celle des parties, et faisant l'application des résultats obtenus à la série des cas généraux des machines à vapeur qui sont le plus susceptibles de se présenter, nous obtenons les tableaux suivants, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

1° DISTRIBUTION.

NUMÉROS D'ORDRE.	DIMENSION DES LUMIÈRES DES TIROIRS						DIAMÈTRES des soupapes et tuyaux de conduite.			DIAMÈTRES DES				Épaisseur des fontes.
	sans détente à condensation.		sans détente ni condensation.		à détente.		sans détente à condens.	sans détente ni condens.	à détente.	Tiges des tiroirs ou soupapes.	Arbres des tiroirs ou soupapes.	Boutons des man. d'excentriq.	Boulons de la dist. en général.	
	Long.	Larg.	Long.	Larg.	Longueur.	Largeur.								
	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	m.	mm.	mm.	mm.	mm.	mm.
1	0,025	0,005	0,0125	0,0025	0,01875	0,00375	0,01	0,005	0,0075	5	8	8	5	5
2	0,050	0,010	0,0250	0,0050	0,03750	0,00750	0,02	0,010	0,0150	6	10	10	8	7
3	0,075	0,015	0,0375	0,0075	0,06275	0,01125	0,03	0,015	0,0225	6	12	12	10	9
4	0,100	0,020	0,0500	0,0100	0,07500	0,01500	0,04	0,020	0,0300	8	15	15	10	11
5	0,125	0,025	0,0625	0,0125	0,09375	0,01875	0,05	0,025	0,0375	8	18	18	12	13
6	0,150	0,030	0,0750	0,0150	0,11250	0,02250	0,06	0,030	0,0450	10	21	21	12	14
7	0,175	0,035	0,0875	0,0175	0,13125	0,02625	0,07	0,035	0,0525	10	25	25	15	15
8	0,200	0,040	0,1000	0,0200	0,15000	0,03000	0,08	0,040	0,0600	12	30	30	15	16
9	0,225	0,045	0,1125	0,0225	0,16875	0,03375	0,09	0,045	0,0675	12	35	35	15	17
10	0,250	0,050	0,1250	0,0250	0,18750	0,03750	0,10	0,050	0,0750	15	40	40	15	18
11	0,275	0,055	0,1375	0,0275	0,20675	0,04125	0,11	0,055	0,0825	15	45	42	18	19
12	0,300	0,060	0,1500	0,0300	0,22500	0,04500	0,12	0,060	0,0900	18	50	44	18	20
13	0,325	0,065	0,1625	0,0325	0,24375	0,04875	0,13	0,065	0,0975	18	55	46	18	21
14	0,350	0,070	0,1750	0,0350	0,26250	0,05250	0,14	0,070	0,1050	21	60	48	18	22
15	0,375	0,075	8,1875	0,0375	0,28125	0,05625	0,15	0,075	0,1125	21	65	50	18	23
16	0,400	0,080	0,2000	0,0400	0,30000	0,06000	0,16	0,080	0,1200	25	70	52	21	23
17	0,425	0,085	0,2125	0,0425	0,31325	0,06375	0,17	0,085	0,1275	25	75	54	21	24
18	0,450	0,090	0,2250	0,0405	0,33650	0,06750	0,18	0,090	0,1350	30	80	56	21	24
19	0,475	0,095	0,2375	0,0475	0,35625	0,07125	0,19	0,095	0,1425	30	85	58	21	25
20	0,500	0,100	0,2500	0,0500	0,37500	0,07500	0,20	0,100	0,1500	35	90	60	21	25
21	0,550	0,110	0,2750	0,0550	0,41250	0,08250	0,22	0,110	0,1650	35	95	62	25	26
22	0,600	0,120	0,3000	0,0600	0,45000	0,09000	0,24	0,120	0,1800	35	100	64	25	26
23	0,650	0,130	0,3250	0,0650	0,48750	0,09750	0,26	0,130	0,1950	40	100	66	25	27
24	0,700	0,140	0,3500	0,0700	0,52500	0,10500	0,28	0,140	0,2100	40	100	68	25	27
25	0,750	0,150	0,3750	0,0750	0,56250	0,11250	0,30	0,150	0,2250	40	110	70	25	28
26	0,800	0,160	0,4000	0,0800	0,60000	0,12000	0,32	0,160	0,2400	45	110	72	30	28
27	0,850	0,170	0,4250	0,0850	0,63750	0,12750	0,34	0,170	0,2650	45	110	74	30	29
28	0,900	0,180	0,4500	0,0900	0,67500	7,13500	0,36	0,180	0,2700	45	120	76	30	29
29	0,950	0,190	0,4750	0,0950	0,71250	0,14250	0,38	8,190	0,2850	50	120	78	30	30
30	1,000	0,200	0,5000	0,1000	0,75000	0,15000	0,40	0,200	0,0300	50	120	80	30	30

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

2° TRAVAIL MOTEUR (1).

NUMÉROS D'ORDRE.	DIAMÈTRES DES CYLINDRES A VAPEUR				Courses des pistons.	ÉPAISSEURS				LONGUEURS	DIAMÈT. des		RAPPORTS entre les surf. des pistons.		COEFFICIENTS probables de l'effet utile.
	sans détente		à détente			des cylindres.	des pistons au centre.	du jeu des pistons.	de l'entrée des fonds.	des cylindres.	tiges des pistons.	boulons des cylindres.	celle du 1er étant 1.	successifs.	
	à condensat.	sans condensation.	à condensation.	sans condensation.											
	m.	m.	m.	m.	m.	mm.	mm.	mm.	mm.	m.	mm.	mm.			
1	0,05	0,025	0,04	0,035	0,10	8	50	20	20	0,190	12	6	1	1,000	0,39
2	0,10	0,050	0,08	0,070	0,20	10	60	24	24	0,308	15	8	4	4,000	0,40
3	0,15	0,075	0,12	0,105	0,30	12	70	28	28	0,426	18	10	9	2,250	0,41
4	0,20	0,100	0,16	0,140	0,40	14	80	32	32	0,544	21	12	16	1,780	0,42
5	0,25	0,125	0,20	0,175	0,50	16	90	36	36	0,662	25	12	25	1,560	0,43
6	0,30	0,150	0,24	0,210	0,60	18	100	40	40	0,780	30	15	36	1,440	0,44
7	0,35	0,175	0,28	0,245	0,70	20	110	44	44	0,898	35	15	49	1,360	0,45
8	0,40	0,200	0,32	0,280	0,80	22	120	48	48	1,016	40	18	64	1,305	0,46
9	0,45	0,225	0,36	0,315	0,90	24	130	52	52	1,134	45	18	81	1,265	0,47
10	0,50	0,250	0,40	0,350	1,00	26	140	56	56	1,252	50	21	100	1,235	0,48
11	0,55	0,275	0,44	0,385	1,10	28	150	60	60	1,370	55	21	121	1,210	0,49
12	0,60	0,300	0,48	0,420	1,20	30	160	64	64	1,488	60	25	144	1,190	0,50
13	0,65	0,325	0,52	0,455	1,30	32	170	68	68	1,606	65	25	169	1,175	0,51
14	0,70	0,350	0,56	0,490	1,40	34	180	72	72	1,724	70	25	196	1,160	0,52
15	0,75	0,375	0,60	0,525	1,50	36	190	76	76	1,842	75	30	225	1,145	0,53
16	0,80	0,400	0,64	0,560	1,60	38	200	80	80	1,960	80	30	256	1,140	0,54
17	0,85	0,425	0,68	0,595	1,70	40	210	84	84	2,078	85	30	288	1,125	0,55
18	0,90	0,450	0,72	0,630	1,80	42	220	88	88	2,196	90	35	324	1,122	0,56
19	0,95	0,475	0,76	0,665	1,90	44	230	92	92	2,314	95	35	361	1,120	0,57
20	1,00	0,500	0,80	0,700	2,00	46	240	96	96	2,432	100	35	400	1,110	0,58
21	1,10	0,550	0,88	0,770	2,20	48	250	100	100	2,650	110	40	484	1,205	0,59
22	1,20	0,600	0,96	0,840	2,40	50	260	104	104	2,868	120	40	576	1,190	0,60
23	1,30	0,650	1,04	0,910	2,60	52	270	108	108	3,086	130	40	676	1,175	0,61
24	1,40	0,700	1,12	0,980	2,80	54	280	112	112	3,304	140	45	784	1,160	0,62
25	1,50	0,750	1,20	1,050	3,00	56	290	116	116	3,522	150	45	900	1,145	0,63
26	1,60	0,800	1,28	1,120	3,20	58	300	120	120	3,740	160	45	1024	1,138	0,64
27	1,70	0,850	1,36	1,190	3,40	60	310	124	124	3,958	170	50	1152	1,123	0,65
28	1,80	0,900	1,44	1,260	3,60	62	320	128	128	4,176	180	50	1296	1,120	0,66
29	1,90	0,950	1,52	1,330	3,80	64	330	132	132	4,394	190	50	1444	1,115	0,67
30	2,00	1,000	1,60	1,400	4,00	66	340	136	136	4,612	200	50	1600	1,105	0,68

(1) Les vitesses que l'on donne aujourd'hui aux machines à vapeur sont tellement variables, qu'il n'est pas possible de les déterminer à priori. Pour trouver la force correspondant à une vitesse déterminée pour un diamètre de piston donné, il convient de résoudre l'équation (1) de la page 262.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU DES DIMENSIONS A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

5° TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

NUMÉROS D'ORDRE.	BALANCIER A UNE SEULE FLASQUE. Dimensions. Long. en mètres.	Larg. en mètr.	Épais. en mill.	Diam. en mill. des tour. en fer. extr.	au milieu	au quart.	DIMENSIONS des parallélogram. en mètres. Long.	Larg.	LONGUEURS DES BIELLES en mètres.	MANIVELLES. Rayons en mètres.	Diam. des entrées des arbres en fonte.	boutons en fer.	ARBRE DES VOLANTS en fonte; diam. des tourillons.	VOLANTS. Poids des jantes en kil. sans détente.	à détente sans condensation.	à condensation.	Diam. en mètr.
											mm.	mm.	mm.				
1	0,30	0,50	4	12	18	9	0,075	0,05	0,25	0,05	30	15	25	31	55	46	0,30
2	0,60	0,10	6	20	30	15	0,150	0,10	0,50	0,10	50	25	40	73	128	109	0,60
3	0,90	0,15	9	25	35	18	0,225	0,15	0,75	0,15	70	35	60	126	220	188	0,90
4	1,20	0,20	13	30	45	21	0,300	0,20	1,00	0,20	85	40	75	198	347	295	1,20
5	1,50	0,25	15	35	50	25	0,375	0,25	1,25	0,25	110	45	95	292	510	435	1,50
6	1,80	0,30	18	40	55	30	0,450	0,30	1,50	0,30	120	50	110	397	695	592	1,80
7	2,10	0,35	23	45	65	30	0,525	0,35	1,75	0,35	140	55	130	528	926	785	2,10
8	2,40	0,40	25	50	70	35	0,600	0,40	2,00	0,40	170	65	160	688	1200	1022	2,40
9	2,70	0,45	28	55	75	35	0,675	0,45	2,25	0,45	180	70	170	890	1560	1327	2,70
10	3,00	0,50	30	60	80	40	0,750	0,50	2,50	0,50	200	75	190	1155	2030	1720	3,00
11	3,30	0,55	33	60	85	40	0,825	0,55	2,75	0,55	220	80	200	1390	2440	2075	3,30
12	3,60	0,60	35	65	90	45	0,900	0,60	3,00	0,60	240	85	220	1660	2910	2470	3,60
13	3,90	0,65	38	70	95	45	0,975	0,65	3,25	0,65	260	90	240	1970	3450	2940	3,90
14	4,20	0,70	40	75	100	50	1,050	0,70	3,50	0,70	280	95	260	2340	4100	3480	4,20
15	4,50	0,75	43	75	110	55	1,125	0,75	3,75	0,75	300	95	280	2750	4820	4100	4,50
16	4,80	0,80	45	80	120	60	1,200	0,80	4,00	0,80	325	100	300	3250	5700	4850	4,80
17	5,10	0,85	48	85	120	60	1,275	0,85	4,25	0,85	350	110	325	3820	6700	5700	5,10
18	5,40	0,90	50	90	130	65	1,350	0,90	4,50	0,90	375	110	350	4500	7900	6700	5,40
19	5,70	0,95	55	95	130	65	1,425	0,95	4,75	0,95	400	120	375	5300	9300	7900	5,70
20	6,00	1,00	60	100	140	70	1,500	1,00	5,00	1,00	450	130	400	6280	11000	9360	6,00
21	6,60	1,05	65	110	150	75	1,650	1,10	5,50	1,10	500	140	450	7750	13600	11550	6,60
22	7,20	1,10	70	120	160	80	1,800	1,20	6,00	1,20	550	150	500	9600	16850	14300	7,20
23	7,80	1,15	75	130	180	90	1,950	1,30	6,50	1,30	600	160	550	11800	20650	17600	7,80
24	8,40	1,20	80	140	200	100	2,100	1,40	7,00	1,40	700	180	650	14650	25750	21900	8,40
25	9,00	1,25	85	150	220	110	2,250	1,50	7,50	1,50	750	190	700	18200	32000	27150	9,00
26	9,60	1,30	90	160	220	110	2,400	1,60	8,00	1,60	800	200	750	22500	39500	33500	9,60
27	10,20	1,35	95	170	240	120	2,550	1,70	8,50	1,70	850	220	800	28200	49500	42000	10,20
28	10,80	1,40	100	180	240	120	2,700	1,80	9,00	1,80	900	220	850	35500	62100	53000	10,80
29	11,40	1,45	110	190	260	130	2,850	1,90	9,50	1,90	1000	240	950	45100	79000	67200	11,40
30	12,00	1,50	120	200	260	130	3,000	2,00	10,00	2,00	1100	240	1000	58500	102500	87200	12,00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAU DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

4° CONDENSATION. 5° ALIMENTATION.

NUMÉROS D'ORDRE.	DIAMÈTRES théorique des pistons des pompes à air.		DIAMÈTRES des robinets et tuyaux d'inject.	DIAMÈTRES des tiges des pistons des pompes à air.	DIAMÈTRES des boulons en millim.		Épaisseurs en millim. des		LARGEURS en mètres des clapets pour longueurs égales aux diamètres des pompes à air.		DIAMÈTRES EN MÈTRES des pompes pour demi-course.	
	sans détente.	à détente.			pompes à air.	bâches.	cylind. et boîtes à clapets.	bâches.	sans détente.	à détente.	Eau fraîche à condensat.	d'alimentation
	m.	m.	mm.									
1	0,03	0,025	5	9	6	6	8	6	0,01	0,010	0,025	0,009
2	0,06	0,050	10	10	7	7	10	7	0,02	0,020	0,030	0,010
3	0,09	0,075	15	12	8	7	12	8	0,03	0,025	0,035	0,015
4	0,12	0,100	21	15	9	8	14	9	0,04	0,035	0,040	0,021
5	0,15	0,125	25	18	10	8	15	10	0,05	0,045	0,060	0,025
6	0,18	0,150	30	21	12	9	16	11	0,06	0,050	0,070	0,030
7	0,21	0,175	35	21	12	9	17	12	0,07	0,060	0,080	0,035
8	0,24	0,200	40	25	15	10	18	13	0,08	0,070	0,090	0,040
9	0,27	0,225	45	25	15	10	19	14	0,09	0,075	0,100	0,045
10	0,30	0,250	50	30	18	12	20	15	0,10	0,085	0,120	0,050
11	0,33	0,275	55	30	18	12	21	16	0,11	0,095	0,140	0,055
12	0,36	0,300	60	35	18	12	22	17	0,12	0,100	0,160	0,060
13	0,39	0,325	60	35	21	15	23	18	0,13	0,110	0,180	0,065
14	0,42	0,350	70	40	21	15	24	19	0,14	0,115	0,200	0,070
15	0,45	0,375	75	40	21	15	25	20	0,15	0,120	0,220	0,075
16	0,48	0,400	80	45	25	18	26	21	0,16	0,130	0,240	0,080
17	0,51	0,425	85	45	25	18	27	22	0,17	0,140	0,260	0,085
18	0,54	0,450	90	50	25	18	28	23	0,18	0,150	0,280	0,090
19	0,57	0,475	95	50	30	21	29	24	0,19	0,160	0,300	0,095
20	0,60	0,500	100	55	30	21	30	25	0,20	0,170	0,325	0,100
21	0,66	0,550	110	55	30	21	31	26	0,22	0,180	0,350	0,110
22	0,72	0,600	110	60	30	21	32	27	0,24	0,200	0,375	0,120
23	0,78	0,650	120	65	35	25	33	28	0,26	0,215	0,400	0,130
24	0,84	0,700	120	70	35	25	34	29	0,28	0,230	0,450	0,140
25	0,90	0,750	130	75	35	25	35	30	0,30	0,250	0,500	0,150
26	0,96	0,800	130	80	35	25	36	31	0,32	0,265	0,550	0,160
27	1,02	0,850	140	85	40	30	37	32	0,34	0,285	0,600	0,170
28	1,08	0,900	140	90	40	30	38	33	0,36	0,300	0,650	0,180
29	1,14	0,950	140	95	40	30	39	34	0,38	0,320	0,700	0,190
30	1,20	1,000	150	100	40	30	40	35	0,40	0,340	0,650	0,200

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LIVRE TROISIÈME.

Composition proprement dite des machines à vapeur.

Trois données fondamentales président à la composition d'une machine à vapeur, savoir :

La nature du travail auquel est appliquée la force motrice de la vapeur ;

La quantité de ce travail à effectuer dans un temps donné ;

La manière dont il est le plus convenable de faire fonctionner la vapeur, suivant la nature et la quantité du travail à effectuer dans un temps donné.

La composition résultant des différents cas auxquels donne lieu la nature du travail à effectuer constitue les différentes ESPÈCES de machines à vapeur : on la nomme *composition générale.*

La composition résultant des différents cas auxquels donnent lieu les quantités variables de force motrice à transmettre constitue les différentes DISPOSITIONS de machines à vapeur : on la nomme *composition spéciale.*

La composition résultant des différents cas auxquels donnent lieu les diverses manières dont fonctionne la vapeur constitue les différents GENRES de machines à vapeur : on la nomme *composition secondaire.*

COMPOSITION GÉNÉRALE.

On considère trois modes principaux d'application *directe* de la force motrice de la vapeur, savoir :

1° A un travail intermittent,

2° Au mouvement d'une tige constamment résistante,

3° A la rotation d'un arbre.

Ces trois modes d'application constituent trois grandes espèces principales de machines à vapeur, savoir :

Les machines à simple effet ;

Les machines à double effet, sans rotation ;

Les machines à double effet, à rotation.

Les machines à simple effet s'emploient tantôt pour élever de l'eau, tantôt pour mouvoir des machines-outils, telles que marteaux, cisailles, poinçons, etc.

Les machines à double effet, sans rotation, s'emploient généralement pour mouvoir un piston soufflant de l'air dans les hauts fourneaux, cubilots, feux d'affineries ou de forges à main, etc., ou aspirant de l'air dans un tube de chemin amosphérique.

Les machines à double effet, à rotation, s'emploient tantôt à mouvoir, par l'intermédiaire d'un arbre de couche, les machines-outils en usage dans les arts et manufactures, tantôt à mouvoir, par l'intermédiaire d'un arbre coudé, des roues à pales ou à hélice adaptées à un bateau, tantôt enfin à mouvoir deux roues accouplées sur un même essieu de locomotive et suffisamment chargées pour avoir avec le sol une adhérence supérieure à la résistance qu'oppose au mouvement un convoi qu'elles remorquent sur un chemin de fer.

Il résulte de là que, considérées sous le point de vue des résultats différents auxquels donnent lieu leurs divers emplois, ces trois grandes espèces de machines à vapeur se subdivisent en six autres distinctes, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A simple effet. . . . . { les machines hydrauliques ; les machines-outils ;

A double effet, sans rotation, les machines soufflantes ;

A double effet, à rotation. . { les machines fixes ; les appareils moteurs pour bateaux ; les machines locomotives.

COMPOSITION SPÉCIALE.

La puissance des machines à vapeur varie suivant les besoins du travail entre 20 et 100,000 kilogrammètres par seconde, soit au moyen d'un seul appareil, soit au moyen de deux appareils accouplés.

Le nombre des forces comprises entre ces limites, pour lesquelles on exécute des appareils, est d'environ *quarante*, pouvant se diviser en sept catégories distinctes, savoir :

1re	catégorie.	de 20	à	300	kilogrammètres par seconde.
2e	id.	300	à	900	id.
3e	id.	900	à	2000	id.
4e	id.	2000	à	4000	id.
5e	id.	4000	à	8000	id.
6e	id.	8000	à	40000	id.
7e	id.	40000	à	100000	id.

Pour chacune de ces catégories, il est une ou plusieurs DISPOSITIONS qui conviennent plus particulièrement que toutes les autres.

On nomme *système* un mode d'exécution d'une disposition, particulier à un constructeur.

COMPOSITION SECONDAIRE.

Nous avons vu (page 263), en parlant du travail moteur, qu'il existe quatre états dans lesquels peut fonctionner la vapeur :

1° Sans détente, à condensation ;
2° Sans détente ni condensation ;
3° A détente et condensation ;
4° A détente, sans condensation.

Ces quatre états de la vapeur fonctionnant constituent les quatre GENRES dans lesquels peuvent être exécutées plus ou moins convenablement les diverses espèces et dispositions de machines relatées ci-dessus, et que nous allons passer successivement en revue.

TITRE I.

MACHINES A VAPEUR HYDRAULIQUES A SIMPLE EFFET.

Lorsqu'on applique la force motrice de la vapeur à l'élévation de l'eau, la machine sert généralement à mouvoir des pompes.

Quand la force à transmettre n'est pas considérable, il arrive souvent que le mouvement est communiqué à ces pompes par une machine à rotation ; mais quand cette force est supérieure à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4,000 kilogrammètres par seconde, il est convenable de communiquer directement le mouvement du piston à vapeur à ceux des pompes. Comme ces dernières sont à simple effet, les machines à vapeur employées, dans ce cas, le sont aussi.

Ce qui rend impossible l'application, aux pompes d'une certaine force, des machines à vapeur à rotation, c'est la nécessité dans laquelle on est d'imposer aux pistons des pompes un temps d'arrêt au moment où, arrivés à l'extrémité de leur course, soit ascendante, soit descendante, suivant le cas, les clapets ouverts tendent à se fermer sous l'influence de leur propre poids. Il ne faut pas croire que, à ce moment, le mouvement de l'eau cesse subitement par le fait seul de l'arrêt du piston. Loin de là, l'eau a une vitesse acquise qui fait que, quand le piston est arrêté, elle continue à monter et s'oppose, pendant quelques secondes, à la fermeture des clapets ouverts. On comprend que, si, au moment où le piston arrive à l'extrémité de sa course, dans un sens, il reprenait immédiatement son mouvement en sens contraire, non-seulement il ferait refluer, par les clapets ouverts, une partie de l'eau qu'il vient d'élever, mais encore il ferait subir aux clapets un choc d'autant plus violent que ces derniers sont plus grands.

La pompe est donc un appareil essentiellement destiné à fonctionner par intermittence, c'est-à-dire avec temps d'arrêt à chacune des extrémités de sa course. Son effet utile dépend même principalement de la manière dont ce temps d'arrêt s'opère. En effet, une pompe marchant très-lentement et subissant néanmoins son temps d'arrêt, à chaque extrémité de la course, risque fort de laisser redescendre, par les clapets ouverts, une partie de l'eau qu'elle a élevée, par cette raison toute simple que la vitesse du piston, pendant l'aspiration et le refoulement, étant faible, la vitesse acquise par l'eau, à la fin de la course, est elle-même faible et se perd presque instantanément. Si, au contraire, la vitesse du piston est convenablement accélérée depuis le commencement jusqu'à la fin de sa course, l'eau, loin de tendre à redescendre par les soupapes ouvertes, continue son mouvement ascensionnel pendant quelques secondes, et donne un effet utile pratique presque égal à l'effet utile théorique.

C'est là tout le secret des appareils d'épuisement bien conçus.

Malgré tous les soins pris pour éviter les chocs violents des clapets, ces derniers ne laissent pas, néanmoins, que de se détériorer assez promptement par le renouvellement continuel de ces chocs, qui, quelque faibles qu'ils soient, ont lieu à chaque extrémité de course du piston. Pour rendre les chocs moins sensibles, ce que l'on a fait de mieux jusqu'à présent a été de remplacer les grands clapets et les grandes soupapes par plusieurs petits clapets (voir la pompe à air de l'appareil moteur de la planche 40) ou plusieurs petites soupapes.

On a aussi employé avec succès les soupapes dites *du Cornwall,* dont nous avons parlé, pour la distribution dans les machines à vapeur (pl. 11 et 12), en les modifiant un peu, c'est-à-dire en donnant à l'eau une prise suffisante pour les faire ouvrir; car, si la pression de l'eau était sans action pour ouvrir la soupape, la pompe ne fonctionnerait pas.

Les machines à vapeur employées au mouvement des pompes pour épuisement sont généralement désignées sous le nom de machines hydrauliques ou d'épuisement.

La théorie des machines à simple effet est la même que celle des machines à vapeur à double effet, seulement leur travail n'en est que la moitié pour un même nombre de coups doubles de piston.

Quand on les applique au mouvement des pompes, il se présente deux cas principaux, savoir:

1° Ou les pompes sont aspirantes et élévatoires;

2° Ou les pompes sont aspirantes et foulantes.

Si les pompes sont aspirantes et *élévatoires*, la charge à soulever se compose de :

1° L'eau contenue au-dessus des pistons des pompes;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Les tiges et pistons des pompes.

Dans ce cas, la descente des pistons et des tiges a lieu en vertu de leur poids seul, sans effectuer de travail; il faut alors que leur poids ne soit que juste équivalent à la charge nécessaire pour produire cette descente, sans quoi la machine effectuerait un travail inutile à chaque coup de piston.

Pour que le poids effectif des pistons et des tiges ne soit pas supérieur à la charge nécessaire pour produire leur descente, il faut, le plus souvent, les attacher à l'extrémité d'un balancier dont l'autre extrémité est chargée de contre-poids.

Ce genre de pompes n'est donc pas très-convenable quand le puits est profond, c'est-à-dire quand le poids des tiges et pistons est considérable.

On est cependant obligé d'y avoir recours dans les mines, sinon pour toute la hauteur du puits, du moins pour les pompes inférieures qui sont exposées à être noyées, et ne pourraient se réparer si elles étaient à refoulement.

Si les pompes sont aspirantes et *foulantes*, la charge à soulever se compose seulement des tiges et pistons des pompes.

Dans ce cas, la montée de l'eau dans les tuyaux d'ascension et la descente des tiges et pistons ont lieu en vertu du poids de ces pièces. Quand, par hasard, ce poids n'est pas assez considérable, ce qui est fort rare, il suffit d'adapter à la *mère tige* quelques contre-poids en fonte sans addition d'aucune pièce extraordinaire; quand, au contraire, il est trop fort, ce qu'il faut éviter autant que possible, on ajoute des contre-poids à l'autre extrémité du balancier.

Ce genre de pompes est donc le plus convenable pour les épuisements; aussi est-ce celui que l'on emploie de préférence, le précédent étant, comme nous l'avons dit plus haut, réservé pour les étages inférieurs seulement.

Par le fait seul que les machines d'épuisement sont comprises dans les trois dernières catégories, il est de la plus haute importance de leur donner toutes les dispositions qui peuvent apporter de l'économie dans la dépense de la vapeur, attendu que la consommation du combustible y est considérable. Aussi ces machines sont-elles toutes à détente et condensation ; à détente, parce qu'on peut appliquer ce mode de distribution à toutes les machines ; à condensation, parce que l'eau ne peut manquer d'être en abondance là où la force motrice est spécialement employée à l'extraire Malheureusement, comme il n'y a pas de volant pour régulariser l'application de la force dépensée, la détente ne peut jamais être que très-faible.

Dans les machines d'épuisement des mines de Cornwall, on est arrivé à ne brûler que 2 kilog. au plus de houille par force de cheval et par heure, tandis que, dans les autres modes d'application de la force motrice de la vapeur, cette consommation est, en moyenne, de 4 kilog. et s'élève quelquefois à 6 kilog. Cela vient de ce que non-seulement on emploie la détente et la condensation, mais encore le mouvement du piston est combiné de manière à laisser à l'eau un maximum de vitesse acquise.

La transmission du mouvement du piston moteur aux tiges et pistons des pompes s'effectue de trois manières principales, savoir :

1° Par l'intermédiaire d'un balancier droit ;

2° Par l'intermédiaire d'un balancier d'équerre ;

3° Sans balancier.

§ 1. — Machines d'épuisement à balancier droit.

Ces machines (pl. 21, fig. 1), qui sont les mieux disposées pour la condensation, par suite de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la facilité qu'elles offrent à la mise en mouvement de leurs pompes propres, conviennent spécialement pour les pompes d'épuisement, aspirantes et foulantes.

Elles consistent en un balancier A, porté sur un mur, et communiquant, par chacune de ses extrémités, d'une part à la tige du piston moteur B, d'autre part à la *maîtresse-tige* C des pompes.

La course du piston D est limitée, d'une part, par les fonds des pompes contre lesquels frappent accidentellement les pistons ; d'autre part, par la traverse en fer E, passée dans l'oreille F du balancier et venant accidentellement aussi frapper contre les poutrelles élastiques G avant que le piston n'ait atteint le fond du cylindre. Nous disons accidentellement, en parlant des arrivées du piston moteur à chacune des extrémités de sa course, parce que le poids des tiges, la pression de la vapeur dans le cylindre et les ouvertures des soupapes sont réglés de manière à ce que ces chocs n'aient pas lieu dans l'état normal de la machine.

La distribution des machines d'épuisement se fait généralement au moyen des soupapes. Nous avons vu (page 164) en quoi elle consiste pour machines à double effet ; nous allons expliquer en quoi celle des machines à simple effet en diffère.

Dans ce cas, il n'y a que trois soupapes, savoir :

La soupape d'introduction S ;

La soupape d'équilibre S' ;

La soupape d'exhaustion S''.

La première permet à la vapeur d'entrer dans le cylindre au-dessus du piston.

La seconde établit la communication entre le dessus et le dessous du piston.

La troisième permet à la vapeur, contenue sous le piston, de se rendre au condenseur.

La première et la troisième s'ouvrent ensemble quand la seconde vient de fermer. Alors le piston descend, et, comme la machine est à détente, la soupape d'introduction se ferme pendant le trajet de ce dernier depuis le haut jusqu'au bas du cylindre. Quand le piston est arrivé à ce dernier point, la soupape d'exhaustion se ferme et la soupape d'équilibre s'ouvre.

La communication ayant lieu entre le dessus et le dessous du piston, la pression devient égale de part et d'autre, et le piston remonte en vertu du poids des tiges. A peine est-il arrivé en haut de sa course que la soupape d'équilibre se ferme, après quoi les soupapes d'introduction et d'exhaustion s'ouvrent, et ainsi de suite.

La vitesse avec laquelle se succèdent les coups de piston, dans les machines d'épuisement, est réglée par un petit appareil nommé *cataracte*.

La cataracte est une pompe foulante H (fig. 1) dont le piston est mû par un levier à deux branches I, monté sur un arbre J, de la manière suivante :

En *t* de la tige T des manettes est un taquet qui, au moment où le piston moteur arrive au bas de sa course, vient frapper sur l'extrémité de la branche du levier I opposée à celle qui s'assemble avec le piston de la pompe H, et fait ainsi lever d'une certaine quantité ce dernier, ainsi qu'un contre-poids K suspendu au levier à une seule tête L. Quand la tige T remonte, le taquet *t* abandonnant le levier I, le contre-poids K tend à faire redescendre le piston de la pompe et à chasser, par le tuyau de refoulement, l'eau qu'a aspirée ce dernier en se soulevant, et cela d'autant plus rapidement, que la section de ce tuyau est plus considérable. Il résulte de là que, en faisant varier, au moyen d'un robinet, la section d'écoulement de l'eau par ce tuyau, la descente du piston et du contre-poids K est plus ou moins prompte. Si l'ouverture de la soupape d'introduction n'a lieu que quand le piston est au bas de sa course, on voit par là que le nombre des coups de piston de la machine est entièrement assujetti à la quantité plus ou moins grande dont est ouvert le robinet du tuyau de refoulement de la pompe.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les figures 2 et 3 (pl. 21) représentent, d'une manière aussi détaillée que possible, un mouvement de distribution pour machine à simple effet, analogue à celui de la figure 1, et qui a été employé par M. Amédée Burat. Ce mouvement diffère quelque peu de ceux que nous avons décrits (pages 171 et 172), comme on va le voir.

Dans les figures 2 et 3 de la planche 21 on a :

	Introduction.	Équilibre.	Exhaustion.
Soupapes.	S	S′	S″
Leviers.	L	L′	L″
Arbres.	A	A′	A″
Manettes.	M	M′	M″
Contre-poids.	P	P′	P″
Cames.	C	C′	C″
Chiens d'arrêt.	c	c'	c''
Taquet de la tige des manettes. .	t	t'	t''

Dans la position des figures, le piston moteur vient d'arriver au bas de sa course ; le taquet t'' a abaissé la manette M″ et fermé la soupape S″. En même temps, la tige T des manettes a appuyé sur le levier, ci-dessus décrit, de la cataracte, a fait lever le contre-poids K et la tige T′ assemblée à charnière avec le levier de ce contre-poids. Cette tige T′, en se levant, a soulevé le chien d'arrêt c et décroché la came C ; il en est résulté que le contre-poids P′ agissant, la soupape d'équilibre S′ a été ouverte.

Le piston est donc au moment de remonter en vertu du poids des tiges et pistons des pompes suspendus à l'autre extrémité du balancier. Quand il sera arrivé à l'extrémité supérieure de sa course, la soupape d'introduction, que le taquet t tient actuellement fermée, en agissant sur la manette M conjointement avec le chien c qui agit sur la came C, n'aura plus d'obstacle à sa levée que le chien c. Or la tige T, qui a été élevée par le levier de la cataracte quand ce dernier a été choqué par le taquet de la tige des manettes, va commencer à redescendre par suite de l'action du contre-poids de cet appareil, et, en descendant, elle fera remonter la tige T″ à laquelle elle transmet le mouvement par un petit levier à deux têtes. Quand la tige T″ aura atteint les chiens c et c'', elle les soulèvera et décrochera les cames C et C′ d'ouverture des soupapes S′ et S″ par l'action des contre-poids P et P″.

Le taquet t et la manette M diffèrent des autres taquets et manettes en ce qu'ils sont employés à effectuer la détente au moyen de la soupape d'introduction. A cet effet, le taquet est très-long et la manette très-courte, de telle sorte que, quand ces deux pièces se sont rencontrées, la manette passe derrière en fermant la soupape ; afin que la détente soit variable, le taquet t est à coulisse sur la tige T, et maintenu en place par la tringle τ terminée inférieurement par un pas de vis ; ce pas de vis est passé dans une petite douille δ fixée à la tige T, et s'assemble avec elle au moyen de deux écrous ε ε'.

§ II. — Machines d'épuisement à balancier d'équerre.

Le balancier d'équerre (pl. 3, fig. 28) est indispensable pour les machines d'épuisement, toutes les fois que les pompes sont aspirantes et élévatoires. L'extrémité opposée à celle des tiges des pompes porte une tige en fer à laquelle sont suspendus des poids en quantité suffisante pour faire équilibre à l'excédant de poids des tiges sur le poids rigoureusement nécessaire à leur descente, lequel est peu considérable.

Le cylindre à vapeur est alors horizontal et communique le mouvement au balancier, par l'in-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

termédiaire d'une bielle dont l'une des têtes s'assemble avec l'extrémité de la branche supérieure du balancier.

Nous ne connaissons pas d'application de ce genre de machines à simple effet pour les mines. Nous avons vu fréquemment employer le balancier d'équerre pour les petits épuisements, mais alors il fonctionnait dans une circonstance particulière que nous allons relater.

Il arrive souvent, dans les mines, qu'un puits cesse de donner des produits ou cesse de servir à l'épuisement; en d'autres termes, qu'une machine reste sans usage près d'un puits. Dans ce cas, si on a percé un puits dans le voisinage, pour faire un épuisement, au lieu d'y transporter la machine qui chôme, on établit une communication de mouvement, au moyen d'une série de bielles consécutives, entre cette machine et un balancier d'équerre situé à l'orifice de ce puits. Pour cela il suffit d'adapter une manivelle à l'extrémité extérieure de l'arbre moteur de cette machine qui, quoiqu'à double effet, sert à manœuvrer des pompes à simple effet.

Ce n'est point une situation régulière de machine, il est vrai, mais c'est bon pour servir provisoirement dans une exploitation.

§ III. — Machines d'épuisement sans balancier.

Dans ces machines, le cylindre à vapeur est vertical, et la tige de son piston est située directement sur le prolongement de celle des pompes.

Ce système convient dans les mêmes circonstances que le système à balancier droit, c'est-à-dire pour pompes aspirantes et foulantes; seulement le poids du piston à vapeur, au lieu de contre-balancer une portion du poids des tiges, s'ajoute à ce poids, et il faut une disposition accessoire pour équilibrer l'excédant de poids des tiges dans le cas où il y en a.

Cette disposition, qui est presque universellement adoptée aujourd'hui dans les machines d'épuisement, présente l'avantage de ne faire supporter au balancier que le travail résultant du mouvement des contre-poids qui servent à équilibrer l'excédant de poids des tiges, tandis que, dans les dispositions précédentes, le balancier supporte tout le travail. Or il ne faut pas se dissimuler que le balancier en fonte est une pièce déplorablement cassante, et que moins on la charge, mieux elle résiste. Cette fragilité de la fonte a fait même que, depuis quelques années, tous les balanciers de machines d'épuisement se font en tôle de fer.

Les personnes qui désireraient avoir des renseignements complets sur les machines d'épuisement employées, en Belgique et en France, dans le bassin de la Loire, consulteront avec fruit les remarquables mémoires qu'a publiés M. *Baure*, ingénieur des mines de Terrenoire, dans le *Bulletin de la Société de l'industrie minérale,* qui paraît à *Saint-Étienne*.

TITRE II.

MACHINES A VAPEUR OUTILS.

Les machines à vapeur outils ont pour but de remplacer, dans les ateliers, les machines à rotation pour toutes les opérations où le travail est intermittent et presque instantané.

Ces machines, dont l'idée première appartient à M. Cavé, sont principalement remarquables par la simplicité de leur construction; elles sont toutes *sans détente ni condensation*, et il ne conviendrait nullement de leur adjoindre l'un ou l'autre de ces auxiliaires.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les figures 1 et 2 (pl. 22) représentent la première machine de cette espèce que construisit M. Cavé. Elle était destinée à opérer le forage et le découpage à volonté des grosses tôles employées dans la chaudronnerie. Les figures 3, 4, 5, 6 représentent les détails du poinçon et de la cisaille pour qu'ils puissent facilement se substituer l'un à l'autre. Depuis, on a supprimé la bielle, la manivelle et le volant dans toutes les machines de ce genre, et on les a remplacés par une poutrelle en bois contre laquelle vient frapper la tête d'assemblage de la tige du piston avec le levier de l'outil.

Les figures 7 et 8 représentent l'ingénieuse application de l'idée de M. Cavé, qu'a faite M. Bourdon, du Creusot, à la mise en mouvement des marteaux de forges.

C'est avec plaisir que nous voyons figurer, l'un à côté de l'autre, les noms de ces deux grands mécaniciens, à l'occasion d'une des plus importantes améliorations qu'ait subies l'outillage qui, comme on le sait, leur en doit tant d'autres.

TITRE III.

MACHINES SOUFFLANTES, A DOUBLE EFFET.

1° SANS ROTATION.

Les machines à double effet sans rotation sont, comme nous l'avons dit plus haut, employées le plus généralement à mouvoir des pistons soufflants.

Dans ce cas, elles se composent de deux grandes parties principales, savoir : le *moteur* et la *soufflerie*.

Le moteur est basé sur les mêmes principes que les machines, dites à rotation, dont nous parlerons ci-après ; il diffère cependant de ces dernières en ce qu'il est privé de la série des pièces exclusivement employées à la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston moteur en celui circulaire continu d'un arbre principal.

La soufflerie se compose d'un cylindre dans lequel se meut un piston recevant son mouvement du piston moteur de différentes manières, suivant les positions relatives des axes de ces deux appareils.

On considère, dans la soufflerie, deux positions principales de l'axe du cylindre, savoir : la position *verticale* et la position *horizontale*.

Dans les deux cas, les cylindres moteur et soufflant sont fixes ; de plus, les courses et vitesses de chacun des pistons sont égales entre elles : il résulte de là que les tiges sont ou assemblées entre elles de manière à n'en former qu'une seule et même, ou mises en communication par un appareil simple de transmission de mouvement.

Les axes des cylindres pouvant se trouver soit horizontaux, soit verticaux, on voit qu'il peut se présenter quatre cas de machines à double effet, sans rotation, savoir :

Cylindre moteur vertical. . . .	{ Cylindre soufflant vertical, Cylindre soufflant horizontal.
Cylindre moteur horizontal.. . .	{ Cylindre soufflant vertical, Cylindre soufflant horizontal.

Le calcul des soufflerie à piston est des plus simples; soient :

D le diamètre du piston,

v sa vitesse,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

h la pression manométrique en mercure,

La pression sur le piston est :

$$0.785\ D^2 \times h \times 13590.$$

Si v est la vitesse, le travail théorique est :

$$0.785\ D^2 \times h \times 13590 \times v.$$

Pratiquement, quand on construit une soufflerie, on suppose que l'effet utile est les 0,60 du travail théorique nécessaire, et que la quantité d'air soufflé est les 0,75 de la quantité théorique, calculée d'après les dimensions du cylindre et sa course.

Ainsi, pour une force de 60 chevaux à produire pour le mouvement d'une machine soufflante à piston, il faut 100 chevaux effectifs à la machine à vapeur, et, pour un volume d'air de 750 litres à introduire dans le cylindre, il faut un volume, dans le cylindre, de 1 mètre cube. Beaucoup de machines soufflantes donnent jusqu'à 0,90 du volume théorique, mais il ne faut pas compter sur la constance d'un rendement aussi considérable.

1° Cylindre moteur et cylindre soufflant verticaux.

Il existe deux dispositions qui satisfont à ce cas :

La première consiste à placer les deux cylindres l'un au-dessus de l'autre, de manière qu'ils aient même axe. Cette disposition, que l'on emploie quelquefois, est la plus simple que l'on puisse imaginer; le seul inconvénient qu'elle présente, c'est de rendre inégales les quantités de travail à dépenser pour soulever et faire descendre les pistons. Il faut que l'appareil soit à simple effet pour que cet inconvénient disparaisse; mais cela ne peut avoir lieu qu'à l'aide d'un poids considérable suspendu à la tige du piston, ce qui ne convient que quand la machine sert également à épuiser une mine, comme en Belgique.

La seconde disposition consiste à mettre les deux cylindres aux extrémités d'un même balancier préalablement muni de deux parallélogrammes destinés à guider les tiges de pistons. Cette disposition, qui est presque exclusivement employée et représente le meilleur type de l'espèce de machine que nous étudions en ce moment, présente, sur la précédente, le grand avantage d'équilibrer les poids des deux pistons l'un par l'autre.

2° Cylindre moteur vertical et cylindre soufflant horizontal.

La disposition qu'il convient d'employer dans ce cas consiste à transmettre le mouvement du piston moteur à l'autre au moyen d'un balancier coudé à angle droit, et communiquant avec les tiges du piston soit au moyen de bielles suivies de guides, soit directement au moyen de parallélogrammes.

Cette disposition serait certainement avantageuse sous le rapport de la simplicité; mais les cylindres soufflants sont généralement d'un très-grand diamètre, et, quand on les place horizontalement, ils s'ovalisent; il est vrai que l'on remédie facilement à ce défaut en les alésant, pour ce cas seulement, horizontalement. En outre, la fonte du piston soufflant porte sur la paroi du cylindre, tandis que, quand ce dernier est vertical, il n'y a que la garniture qui frotte.

3° Cylindre moteur horizontal et cylindre soufflant vertical.

Ce cas, qui est l'inverse du précédent, se résout par la même disposition que ci-dessus, mais ne présente pas les mêmes inconvénients, attendu que, d'une part, les cylindres à vapeur sont rarement assez grands et assez peu épais pour craindre l'ovalisation; d'autre part, le frottement de la garniture du piston moteur contre la paroi inférieure du cylindre n'est guère plus considérable quand ce dernier est horizontal que quand il est vertical.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'avantage que présente cette disposition de conserver toutes les pièces mobiles de l'appareil à une petite distance du sol, et la simplicité que comporte son exécution, nous la font considérer comme une des meilleures que l'on puisse adopter; cependant elle n'a pas, que nous sachions, encore été appliquée.

4° Cylindre moteur et cylindre soufflant horizontaux.

Après ce que nous avons dit sur le second cas, il reste peu à dire sur ce dernier. Les tiges des pistons se trouvant réunies en une seule, comme dans la première disposition du premier cas, le travail à dépenser est égal de part et d'autre; mais, de part et d'autre aussi, ce travail se trouve augmenté de toute la résistance que présente le frottement occasionné par le poids des deux pistons. Il en résulte que si d'une part la disposition est simple, d'autre part elle est tant soit peu vicieuse et n'est pas d'une application heureuse.

Quel que soit celui de ces quatre cas qui se présente, les formes et dimensions de la soufflerie sont à peu près les mêmes.

La figure 9 (pl. 22) représente le système de soufflerie le plus généralement employé. Dans cette figure on a :

A, cylindre soufflant vertical;
B, piston soufflant mis en mouvement par un balancier muni d'un parallélogramme;
C, C', clapets d'aspiration du vent;
C'', C''', clapets de refoulement du vent;
D, boîte à vent;
E, conduite au régulateur;
F, régulateur.

Dans cette figure le régulateur est à capacité constante et sphérique; c'est la disposition de *Decazeville*. Le régulateur à capacité constante est certainement le meilleur; mais il est inutile de lui donner la forme coûteuse d'une sphère; il suffit de le faire cylindrique et en tôle mince, jamais en maçonnerie, car, quelques soins qu'on apporte dans l'exécution de ces derniers, on ne peut éviter les fuites, et il faut y renoncer. En G est un petit piston faisant fonction de cataracte pour proportionner le nombre des coups du piston à la dépense du vent.

En H est une valve de gorge mue par un petit piston I dont le dessous communique avec la boîte à vent. Cette valve de gorge a pour but de produire le même effet que les clapets C'' C''', c'est-à-dire de s'ouvrir, quand il y a refoulement, et se fermer quand il y a aspiration.

De cette manière, si les clapets C'' et C''' sont en mauvais état, la valve de gorge fonctionne à leur place et retient une partie de l'air qui tend à s'échapper.

En K est une soupape de sûreté destinée à empêcher la pression de s'élever dans le régulateur pour le cas où, la dépense de vent étant très-faible, la cataracte G se dérangerait et laisserait fonctionner la machine sans interruption.

Dans les machines à double effet, sans rotation, la distribution se fait généralement par soupapes, attendu qu'il est indispensable que l'exhaustion ait lieu instantanément à la fin de la course, si on veut éviter le choc des pistons contre les fonds des cylindres.

Quand ces machines sont à balancier, cette dernière pièce est munie, à chacune de ses extrémités, d'une oreille à traverse K venant frapper les jumelles, comme cela a lieu dans les machines à simple effet.

On voit, par là, que, d'une part, il est bon de ne faire usage de la machine à double effet sans rotation que dans les cas où la force à développer est assez considérable; d'autre part, il faut

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

laisser aux pistons un jeu assez considérable dans les cylindres, si l'on veut éviter que les traverses K, K choquent à chaque coup de piston.

Aussi, quand la force de ces machines ne dépasse pas 50 chevaux, préfère-t-on les mettre à rotation par l'addition d'une *bielle*, une *manivelle*, un *arbre* et un *volant* qui, tout en rendant possible l'usage du tiroir mû par excentrique, servent à limiter la course des pistons et permettent de leur laisser moins de jeu.

Ce qui fait que, pour grandes souffleries, on préfère généralement les machines à rotation, c'est que, d'une part, le temps d'arrêt, qui a lieu à la fin de la course, permet aux clapets du vent de se fermer par leur propre poids, effet qui n'a pas toujours lieu dans le cas de rotation, surtout si la vitesse est grande, et, alors, occasionne des pertes; d'autre part, la dépense étant très-considérable et le plus souvent *variable*, il est de la plus haute importance de ne donner que le nombre de coups de piston strictement nécessaire.

2° A ROTATION.

Il est un cas de soufflerie pour lequel on peut regarder comme inutile et même nuisible de se conformer à la condition du temps d'arrêt si avantageuse dans tous les autres : c'est lorsqu'il s'agit de souffler ou d'aspirer de l'air dans un tuyau de chemin atmosphérique. En effet, ce à quoi on s'attache le plus, là, ce n'est pas à produire proportionnellement à une dépense variable, mais bien à faire le plus possible dans un temps donné. Le temps d'arrêt devient alors inutile, en ce qui concerne la dépense; il continuerait à être avantageux pour la fermeture des clapets, s'il ne nuisait à la condition de vitesse à laquelle doivent nécessairement satisfaire ces appareils. Il résulte de là que ces machines, quelque puissantes qu'elles soient, se font toujours à rotation.

Quand les souffleries à rotation sont à cylindres verticaux situés aux extrémités d'un balancier, la bielle se place à environ le quart de la longueur de ce dernier; dans ce cas, le rayon de la manivelle n'est plus que le quart de la course des pistons. Cette disposition, qui double l'effort auquel doivent résister la bielle et la manivelle, a souvent pour inconvénient de faire casser l'une de ces pièces; aussi n'est-elle vraiment praticable que pour forces au-dessous de 25 chevaux : au-dessus, on préfère avoir recours à d'autres dispositions.

Les planches 22 (fig. 10), 23, 24 représentent le système des machines aspirantes à rotation, établies par M. Eugène Flachat, sur le chemin de fer atmosphérique de Saint-Germain.

Chaque appareil se compose de deux machines à vapeur à rotation, dites horizontales, accouplées et possédant chacune une force de 100 à 125 chevaux. Un volant placé sur l'arbre moteur A commun aux deux machines, et qui, au premier abord, peut sembler inutile, à cause de l'accouplement des manivelles à angle droit, non-seulement régularise parfaitement le mouvement, mais encore *empêche les machines de s'emporter*, quand, par hasard à une forte charge, succède subitement une résistance à peu près nulle, soit par suite d'accident, soit pour toute autre cause.

La soufflerie se compose de deux cylindres. La transmission du mouvement des pistons moteurs aux pistons aspirants n'est pas directe; elle se fait par l'intermédiaire d'un pignon B, une roue dentée C et un second arbre à manivelle D.

Cette disposition, qui fait perdre, il est vrai, au moteur une légère portion de sa force, présente le grand avantage de permettre à l'ingénieur de donner à chacun des pistons la vitesse qui convient le mieux, eu égard à la nature du fluide dans lequel il se meut.

Cette condition, indispensable à l'obtention du maximum d'effet utile, ne peut être remplie qu'imparfaitement au moyen de la transmission de mouvement directe, attendu qu'elle exige l'emploi d'un balancier à branches inégales, ce à quoi on n'a généralement pas recours.

La vitesse du piston à vapeur pouvant et devant être très-grande, tant à cause de la forte pres-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sion qui produit l'écoulement, qu'à cause du refroidissement qu'il faut éviter, celle du piston à vent devant être très-faible, au contraire, la pression génératrice de l'écoulement étant elle-même très-faible, on préfère, dans les cas ordinaires, prendre une vitesse moyenne qui ne convient ni à l'un ni à l'autre des fluides. Cela est peut-être raisonnable quand la force à transmettre est faible, mais ne convient nullement quand elle est considérable ; aussi, comme nous l'avons observé déjà, faut-il avoir recours, alors, à la machine à double effet, sans rotation, et à repos aux extrémités de la course.

Pour machines aspirantes de chemins atmosphériques, la machine sans rotation serait très-dangereuse par le motif, mentionné plus haut, qui a nécessité l'emploi du volant. Il résulte de là que l'addition des engrenages est la seule combinaison convenable.

La force à transmettre allant en augmentant à chaque instant, depuis zéro jusqu'à un maximum déterminé, l'application de la détente variable était indispensable; elle a été faite à ces machines d'une manière fort ingénieuse.

La distribution a lieu par soupapes à lanterne. A cet effet, le mouvement du distributeur se fait au moyen d'un arbre E à *cames*, dont deux cylindriques et fixes pour les soupapes d'exhaustion F, F' et deux coniques, montées sur manchons mobiles, pour les soupapes d'introduction G, G'. Ces manchons à prisonniers sont mus, soit à la main, au moyen de la manivelle à quatre branches H et la vis sans fin I, soit par le pendule conique J, au moyen de deux pignons dont un seul K est visible (fig. 2, pl. 23), pouvant engrener *alternativement* avec la roue L montée sur l'arbre I, suivant que la vitesse de la machine augmente ou diminue, savoir : quand la vitesse augmente, les boules du pendule s'écartent ; le pignon inférieur J monte, engrène auec la roue L et présente des sections décroissantes des cames aux tringles de soulèvement des soupapes d'introduction G G ; quand la vitesse diminue, le contraire a lieu ; c'est le pignon supérieur qui engrène avec la roue L et présente des sections croissantes des cames aux tringles des soupapes d'introduction.

A notre avis, deux vis sans fin coniques engrenant alternativement avec une roue cylindrique conviendraient peut-être mieux que les pignons K, par la raison qu'elles agiraient moins promptement. Il est probable que l'on a employé cette disposition dans l'une des autres machines commandées pour le même usage.

Outre la détente, les machines du chemin atmosphérique de Saint-Germain possèdent la condensation, mais avec cette importante modification que la pompe à air est mue par une machine spéciale N (pl. 24, fig. 2 et 3). Ce système de condensation, qui est la conséquence de la disposition des machines motrices, lesquelles se prêtent peu à la condensation, présente l'avantage de permettre au mécanicien d'obtenir tout le vide qu'il croit nécessaire, par une accélération, indépendante, dans la vitesse de la pompe à air.

Nous n'entrerons pas, en ce moment, dans d'autres détails sur les machines motrices, attendu qu'elles appartiennent aux machines à rotation dont l'étude va suivre.

TITRE IV.

MACHINES A DOUBLE EFFET ET A ROTATION, FIXES.

Ces machines, dont l'usage est, on peut le dire, universellement répandu aujourd'hui, ont donné lieu, par suite des différents cas qui se présentent dans leur application, à un nombre assez considérable de dispositions diverses.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ces dispositions, dont chacune convient plus particulièrement à un certain genre et à certaine force, dérivent généralement des trois circonstances suivantes, savoir :

1° *L'état mécanique du cylindre moteur ;*

2° *La position de son axe ;*

3° *La position de l'arbre moteur.*

En effet, le CYLINDRE MOTEUR peut, au choix du constructeur, affecter, pendant le travail, l'un des trois états mécaniques suivants, savoir :

1° *L'état de repos ;*

2° *L'état d'oscillation autour d'un axe perpendiculaire au plan du mouvement du sien ;*

3° *L'état de rotation autour d'un axe également perpendiculaire au plan du mouvement du sien.*

Dans les deux premiers cas, l'AXE DU CYLINDRE peut occuper l'une des trois positions générales suivantes, savoir :

1° La position verticale ; 2° la position inclinée ; 3° la position horizontale.

Dans le troisième cas, l'AXE DU CYLINDRE occupe successivement toutes ces positions.

L'ARBRE MOTEUR peut, comme le cylindre, occuper les trois positions générales définies ci-dessus. Il en résulte que le nombre des dispositions diverses que peut affecter une machine, eu égard à l'état du cylindre moteur et aux positions que peuvent occuper ce même cylindre et l'arbre moteur, se monte à vingt-sept. Mais, parmi ces dispositions, il en est d'inusitées ou de si peu employées, qu'on peut les négliger complétement, sauf à y revenir à l'occasion en parlant des machines qui s'y appliquent le plus facilement; ce sont celles dans lesquelles l'arbre moteur est vertical ou incliné. Retranchant ces deux dernières, nous obtenons pour dispositions le plus généralement usitées les sept dispositions suivantes, savoir :

1° Cylindre fixe, vertical ; arbre horizontal.
2° Id. id. incliné ; id.
3° Id. id. horizontal ; id.
4° Id. oscillant, vertical ; id.
5° Id. id. incliné ; id.
6° Id. id. horizontal ; id.
7° Id. tournant id. id.

Chacune de ces dispositions générales donne lieu à un plus ou moins grand nombre de dispositions particulières, que l'on nomme SYSTÈMES, et dépendant, pour la plupart, du genre de la machine et du plus ou moins de hauteur existant entre le sol de la machine et l'axe de l'arbre moteur.

Laissant de côté, pour le moment, l'influence que peut avoir le genre d'une machine sur son système, nous allons envisager les différents cas auxquels donne lieu la hauteur de l'axe de l'arbre moteur au-dessus du sol de la machine. A cet effet, prenant pour unité de hauteur le rayon de la manivelle, nous ferons remarquer que, dans la presque totalité des circonstances qui se présentent lors de l'établissement des machines, la hauteur de l'axe de l'arbre moteur est comprise entre *moins* un et *plus* dix rayons de la manivelle au-dessus du sol de la machine. Rappelant que l'on a, en moyenne (page 276) :

Diamètre du cylindre à basse pression. . . .	1
Rayon de la manivelle.	1
Longueur du balancier.	6
Longueur de la bielle.	5
Diamètre du volant.	6

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et faisant successivement la hauteur de l'axe de l'arbre moteur égale à —1, +1, +2, +3, + etc., nous obtenons la série suivante de dispositions particulières de machines les plus employées, savoir :

Soient (pl. 25, fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14) :

L T, le niveau du sol de la machine ;
A, l'arbre moteur ;
B, le cylindre à vapeur ;
C, l'épaisseur du piston moteur augmentée du jeu et des entrées du fond et du couvercle ;
D, le balancier ;
E, la bielle ;
F, la manivelle ;
G, le volant.

Nous avons :

1° *Pour arbre moteur situé entre* — 1 *et zéro au-dessus du sol de la machine :*

Machine A BALANCIER (fig. 1) dans laquelle la longueur de la bielle E est portée à 6, au lieu de 5 qu'elle est dans la figure.

Machine A DEUX BIELLES (fig. 2) dans laquelle la longueur des bielles E est portée à 6, comme ci-dessus.

Machine A BIELLE EN CADRE (fig. 3), surbaissée.

Machine A CYLINDRE TOURNANT (fig. 6) avec arbre moteur au-dessous de l'axe de rotation du cylindre.

2° *Pour arbre moteur situé entre zéro et* + 1 *au-dessus du sol de la machine :*

Machine A DEUX BIELLES (fig. 2) dans son état normal.
Machine A BIELLE EN CADRE (fig. 3) surhaussée.
Machine HORIZONTALE (fig. 4).
Machine OSCILLANTE, horizontale (fig. 5).
Machine A CYLINDRE TOURNANT (fig. 6).

3° *Pour arbre moteur situé entre* + 1 *et* + 3 *au-dessus du sol de la machine :*

Machine INCLINÉE (fig. 7).
Machine OSCILLANTE, inclinée (fig. 8).

4° *Pour arbre moteur situé entre* + 3 *et* + 4 *au-dessus du sol de la machine :*

Machine OSCILLANTE verticale (fig. 9).

5° *Pour arbre moteur situé entre* + 4 *et* + 5 *au-dessus du sol de la machine :*

Machine A TIGE BIELLE (fig. 10).
Machine A BIELLE EN RETOUR (fig. 11).
Machine OSCILLANTE en dessous, verticale (fig. 12).

6° *Pour arbre moteur situé entre* + 5 *et* + 6 *au-dessus du sol de la machine:*

Machine VERTICALE SURBAISSÉE (fig. 13) dans laquelle la longueur de la bielle est réduite à 4.
Machine INCLINÉE (fig. 7).

7° *Pour arbre moteur situé entre* + 6 *et* + 8 *au-dessus du sol de la machine:*

Machine VERTICALE SURBAISSÉE (fig. 13) dans son état normal.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

8° *Pour arbre moteur situé entre* +8 *et* +10 *au-dessus du sol de la machine :*

Machine VERTICALE (fig. 14).

Récapitulant, nous trouvons que, pour hauteurs de l'axe de l'arbre moteur comprises entre — 1 et + 10, il existe douze *dispositions particulières* ou *systèmes de machines,* savoir :

MACHINES A CYLINDRE FIXE.

1° A BALANCIER,
2° A DEUX BIELLES;
3° A BIELLE EN CADRE;
4° HORIZONTALES;
5° INCLINÉES;
6° A TIGE BIELLE;
7° A BIELLE EN RETOUR;
8° VERTICALES SURBAISSÉES;
9° VERTICALES;

MACHINES A CYLINDRE OSCILLANT.

10° OSCILLANTES, PAR LE MILIEU;
11° OSCILLANTES, PAR L'EXTRÉMITÉ;

MACHINES A CYLINDRE TOURNANT.

12°

Nous allons examiner successivement chacune de ces dispositions.

CHAPITRE PREMIER.

MACHINES A BALANCIER.

Les machines A BALANCIER sont les plus anciennes des machines à cylindre et piston. Autrefois, quand les autres dispositions particulières mentionnées ci-dessus étaient inconnues, on les appliquait à la transmission de toutes les forces motrices, quelque petites qu'elles fussent. Aujourd'hui ces machines ne sont généralement employées que pour forces d'au moins douze chevaux. Elles conviennent spécialement pour les genres *à condensation*, la communication du mouvement aux pompes se faisant d'une manière très-simple par l'intermédiaire du balancier.

Quand la force de ces machines ne dépasse pas quarante chevaux, il est toujours bon de les établir sur une seule ou deux plaques réunies de fondation. Cela permet de les monter à l'usine et de déterminer ainsi exactement les longueurs et positions respectives des différentes pièces avant de les expédier, ce qui simplifie considérablement la besogne du mécanicien chargé de la pose.

DES DIVERS MODES DE CONSTRUCTION DES MACHINES A BALANCIER.

Les machines à balancier se distinguent particulièrement entre elles par le système de bâti adopté pour supporter le balancier.

On considère trois systèmes principaux de construction de ce bâti donnant lieu à trois modes principaux de construction des machines, savoir :

1° Les machines montées complétement sur leur plaque de fondation;
2° Les machines à entablement logé dans les murs;
3° Les machines à support du balancier en maçonnerie.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

I. — MACHINES MONTÉES COMPLÉTEMENT SUR LEUR PLAQUE DE FONDATION.

Ces machines ne s'emploient généralement que pour forces au-dessous de seize chevaux. Dans ce cas, le balancier est posé soit sur un entablement à six colonnes, système bien connu, dit de Watt, soit sur deux chevalets (pl. 20, fig. 16) reliés entre eux par des croix de Saint-André.

Les entablements à six colonnes, outre qu'ils contiennent beaucoup de fonte, présentent l'inconvénient de n'être pas suffisamment rigides pour empêcher les vibrations que produisent les oscillations du balancier et de la manivelle. Les chevalets, au contraire, bien que moins élégants, mais affectant la forme triangulaire dans tous leurs assemblages, sont d'une rigidité suffisante pour détruire des vibrations et n'occasionnent qu'une dépense raisonnable de matière première; aussi sont-ils employés par bon nombre de mécaniciens.

La figure 1 (pl. 26) représente une machine à chevalet de la force de quinze chevaux, système de M. Farcot. Cette machine à *détente*, au moyen de deux tiroirs superposés et à *condensation*, est particulièrement remarquable par la manière dont se fait le règlement de la détente au moyen du pendule conique. En A est un manchon communiquant avec les boules du pendule et portant deux pignons coniques dentés, mais à frottement avec la roue conique B, montée sur l'arbre creux C et poussée par un ressort D; l'extrémité de cet arbre repose dans la gorge E du manchon A, par l'intermédiaire de la fourchette F dont la queue est prolongée dans l'intérieur de l'arbre.

Quand le pendule est dans son état normal, les deux pignons frottent peu et, agissant en sens contraire, ne produisent aucun effet. Lorsqu'au contraire le manchon monte ou descend, l'un des pignons agit seul et fait varier la détente en imprimant un mouvement de rotation à la roue B.

Cette machine contient, en outre, une disposition nouvelle pour empêcher le refroidissement du cylindre. Cette disposition consiste dans l'emploi d'une enveloppe en fonte dont le diamètre est suffisant pour faire séjourner autour du cylindre une couche d'air d'une épaisseur de 5 à 6 centimètres.

L'air, étant mauvais conducteur de la chaleur, agit avec autant d'efficacité que toutes les substances solides que l'on pourrait employer; de plus, il laisse s'écouler facilement le long des parois du cylindre la vapeur condensée qui se dégage par les fuites. Cette enveloppe n'empêche pas M. Farcot de faire usage de la chemise, dans laquelle circule un courant de vapeur venant directement de la chaudière et se rendant au cylindre, disposition qui n'est pas aussi bonne que celle qui consiste à avoir un courant spécial pour la chemise (page 178).

L'appareil de condensation est à condenseur et pompe à air réunis; cette dernière n'a que deux obturateurs seulement; nous avons dit notre avis (page 291) sur cette disposition que beaucoup de mécaniciens s'obstinent à conserver, nous n'y reviendrons pas.

II. — MACHINES A ENTABLEMENT LOGÉ DANS LES MURS.

Ces machines conviennent parfaitement pour forces au-dessous de 75 chevaux. Dans ce cas, le balancier est monté sur un entablement, soit simple, soit *gothique*, monté lui-même sur deux colonnes que traversent, dans toute leur longueur, deux boulons suffisamment forts et destinés à relier les supports du balancier avec la fondation.

La figure 2 (pl. 26) représente une machine de ce genre, de la force de 12 chevaux, à détente et condensation, dessinée d'après les principes que nous avons émis dans la composition des pièces générales, et indiquant, par l'absence de ces pièces, la manière dont nous comprenons l'application de ces principes à l'étude d'un projet de machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La distribution à deux tiroirs superposés présente une particularité qu'il est bon de signaler.

Assez généralement, lorsque le tiroir de détente n'est pas conduit par une tige et se trouve simplement serré au moyen de ressorts contre le tiroir de distribution, il arrive que, au bout d'un certain temps, ce tiroir tombe et rend la distribution inégale. Pour éviter cela, nous avons fait la tige du tiroir de distribution creuse et fait passer dans son intérieur une autre tige attenante au tiroir de détente et assemblée à frottement avec la première au moyen d'un stuffing-box. L'appareil de règlement du mouvement du tiroir de détente se place alors, soit en dehors, à l'extrémité de cette tige, soit sur le couvercle de la boîte à vapeur, comme dans la figure 13 (pl. 10). De cette manière, l'extrémité de la tige intérieure indique à chaque instant le mouvement du petit tiroir, et si, par hasard il vient à tomber, il suffit de serrer la garniture pour le ramener à son état normal.

L'appareil de condensation est celui qu'ont importé les Anglais en France; c'est sans contredit le meilleur; nous en avons déjà parlé (page 292), nons n'y reviendrons pas.

On y remarquera que cette machine est montée sur une plaque de fondation qui embrasse non-seulement le cylindre et les supports du balancier, comme dans la disposition de M. Farcot, mais encore la manivelle et une partie de l'arbre du volant.

Cette disposition, qui n'est pas indispensable avec la machine à balancier actuelle, présente le grand avantage de permettre le montage complet de cette machine à l'usine avant l'expédition. Comme on le voit, les appareils de condensation et d'alimentation étant fixés à cette plaque, leur déplacement, par suite du tassement des maçonneries, est impossible. Le seul inconvénient que présente cette disposition, c'est de ne permettre de donner à la bielle que cinq fois la longueur du rayon de la manivelle, longueur suffisante du reste, mais ne satisfaisant pas au cas où l'arbre moteur est situé au-dessous du sol de la machine.

Les figures 1 et 2 (pl. 27) représentent uue élégante machine à deux cylindres de M. Alexander, dont le balancier est monté, comme celui de la précédente, sur un entablement à deux colonnes et portant dans les murs. Dans cette machine, la distribution est faite au moyen d'un seul tiroir à deux conduits (fig. 3 et 4), et cinq lumières, dont les deux extrêmes opèrent la distribution dans le petit cylindre et les deux intermédiaires dans le grand.

Cette disposition de tiroir n'est pas adoptée seulement par M. Alexander; elle figure aussi dans les machines de M. Charpin (pl. 28, fig. 1 et 2). Ces dernières machines diffèrent des autres de ce genre par la concentricité des cylindres. Avant de nous prononcer sur ce mode de construction difficile et coûteux de l'appareil moteur, nous attendrons les résultats qu'auront incessamment donnés les trois ou quatre machines de ce système existant dans le département de la Seine.

III. — MACHINES A SUPPORT DU BALANCIER EN MAÇONNERIE.

Ces machines conviennent exclusivement, dans le cas qui nous occupe, pour forces dépassant 60 chevaux.

Nous avons vu (page 296) à quelles conditions il faut satisfaire pour obtenir un montage solide, nous n'y reviendrons pas.

Les figures 5 et 6 (pl. 27) représentent une machine de ce système, de la force de 70 chevaux, à détente et condensation *ad libitum*, qui a été établie par M. Gallafent dans l'usine à fer de M. Mertian, à Montataire (Oise). C'est avec étonnement que nous y voyons figurer un tiroir en coquille, la force absorbée par la mise en mouvement de cet appareil devant être assez notable.

La détente de M. Gallafent, à deux tiroirs superposés et mis en mouvement chacun par un excentrique spécial, est, à bien peu de chose près, la même que celle représentée dans la planche 10 (fig. 14 et 15), et imaginée par M. Trésel, de Saint-Quentin.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est bon de dire cependant que M. Gallafent a sur M. Trésel, qui pensait être l'inventeur de ce nouveau mode de distribution, le mérite d'avoir employé sa détente bien avant que M. Trésel ait fait connaître la sienne.

Ce que cette détente présente de plus remarquable, c'est d'être variable à la main et à chaque instant par le simple déplacement de l'excentrique du tiroir de détente.

Comme dans la machine de M. Farcot, nous remarquons que la pompe à air de l'appareil de condensation est à deux obturateurs seulement; c'est une économie bien mal entendue.

CHAPITRE II.

MACHINES A DEUX BIELLES.

Ces machines, imaginées par M. Maudslay, de Londres, sont, après les machines à balancier, celles qui ont rendu le plus de services à l'industrie. Occupant un faible espace comparativement aux précédentes, et ayant l'arbre moteur situé près du sol, elles ont, presque partout, remplacé avantageusement ces dernières pour forces à transmettre au-dessous de 25 chevaux. Bien que ce système puisse être employé sans inconvénient, il est bon de dire, cependant, qu'il convient moins que le précédent pour les genres *à condensation,* étant, dans ce cas, plus compliqué.

Deux inconvénients graves existent dans la machine à deux bielles, et sont la cause pour laquelle son application est limitée à la force de 25 chevaux. Le premier de ces inconvénients réside dans la nécessité où l'on est de guider l'extrémité supérieure de la tige du piston dans une coulisse assez longue, recevant son point d'appui du bas; le second réside dans l'emploi de l'arbre à deux manivelles coudées. Ces deux inconvénients, qu'éludent plus ou moins heureusement les constructeurs qui s'adonnent spécialement à ce système, occasionnent généralement des vibrations qui accélèrent la détérioration des appareils, et en rendent sinon la durée moindre, à coup sûr l'effet utile moins considérable.

DIVERS MODES DE CONSTRUCTION DES MACHINES A DEUX BIELLES.

Les premières machines de M. Maudslay étaient toutes à condensation; elles consistaient (pl. 28, fig. 3 et 4) en un socle en fonte suffisamment rigide, sur lequel étaient établis, d'une part, le cylindre moteur au centre; d'autre part, un châssis composé de quatre colonnes reliées entre elles par des croix de Saint-André, et supportant les coulisses-guides de la tige du piston. Dans l'intérieur du socle se trouvaient les appareils de mouvement du distributeur, de condensation et d'alimentation; le tout hors du sol et facile à visiter. Ces machines étaient réellement d'un aspect fort agréable; mais la hauteur énorme qu'elles comportaient, sans admettre la moindre liaison avec les murs voisins, les rendait, malgré la diminution de la course et l'augmentation proportionnelle du diamètre du cylindre, impropres à des transmissions de forces supérieures à 12 chevaux. Il résulte de là qu'aujourd'hui ce modèle est presque exclusivement réservé pour les machines de 4 chevaux qu'emploient les chocolatiers et autres industriels qni, n'ayant besoin que d'une basse pression et ayant peu d'espace disponible, tiennent à exposer leur moteur aux regards du public.

Plus tard, quand les machines à haute pression ont été en vogue, la hauteur énorme du socle étant devenue inutile, on baissa considérablement le cylindre, ce qui permit d'en faire l'application à des forces plus considérables. Les figures 5 et 6 (pl. 28) représentent le mode de construction de ce système employé par M. Saulnier (Popincourt). Dans la machine de M. Saulnier, le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

socle n'existe plus que pour le cylindre seul ; les colonnes du châssis, portant la coulisse, reposent directement sur la plaque de fondation.

Cette ingénieuse disposition permet de rendre plus grand l'écartement entre les colonnes et, par là, de donner plus de base, partant, plus de solidité à l'appareil ; néanmoins elle ne détruit pas le principe des vibrations qui, dans les assemblages rectangulaires, existe toujours, quelque force que l'on donne aux pièces. Ce par quoi la machine de M. Saulnier est le plus remarquable, à notre avis, c'est par la distribution ; ainsi, en premier lieu, l'arrivée de la vapeur motrice dans la boîte à vapeur et la sortie de celle qui a fonctionné se font par les deux colonnes A et B (fig. 6), communiquant avec des tuyaux noyés dans le sol ; en second lieu, le distributeur est à détente (fig. 7) au moyen d'un seul tiroir et d'un excentrique (fig. 8 et 9) analogue à celui que nous avons décrit (page 169) ; de plus, la détente est variable au moyen d'une came supplémentaire comme avec l'excentrique de M. Tamizier, que nous avons représenté (pl. 10, fig. 11).

Il existe à Paris un grand nombre de ces machines, dont les forces varient entre 12 et 25 chevaux ; mais cette dernière force est la limite à laquelle on puisse prudemment aller.

La fig. 10 (pl. 28) représente le mode de construction de la machine à deux bielles employée par M. Giraudon. Ce mode se distingue du précédent par la substitution, aux colonnes toscanes, d'un entablement moyen âge, qui se prête parfaitement aux exigences de la coulisse. Cette disposition a, sur la précédente, l'avantage de rapprocher considérablement du sol la base de la coulisse et de substituer, à l'assemblage rectangulaire de la machine de M. Saulnier, un assemblage presque triangulaire et, partant, invariable. Nous approuvons fort cette disposition.

Les figures 1 et 2 (pl. 29) représentent un mode particulier de construction des machines à deux bielles qu'a employé M. Gallafent pour machines ne dépassant pas six chevaux. Dans ces machines, il n'y a plus ni colonnes, ni entablement moyen âge pour supporter les coulisses ; c'est le cylindre seul qui est chargé de ce soin ; à cet effet, il est muni de deux fortes oreilles, rapportées à sa bride supérieure et consolidées par des nervures, sur lesquelles viennent s'assembler à boulons les bases des deux coulissse. Comme on le voit, cette disposition ne présente pas assez de stabilité pour être appliquée à des forces au-dessus de 6 chevaux ; mais, pour cette force et au-dessous, elle est suffisante, comme le prouvent les nombreuses applications qu'en a faites M. Gallafent.

CHAPITRE III.

MACHINES A BIELLE EN CADRE.

Ce système de machines, que deux constructeurs de Paris, MM. Beslay et Hermann, exécutent seuls à notre connaissance, a pour but de permettre l'usage du même mode de transmission de mouvement que dans la machine système Maudslay, au moyen d'une seule bielle et une seule manivelle. A cet effet, les deux bielles y sont remplacées par un cadre, rectangulaire chez l'un, trapézoïdal chez l'autre, enveloppant tout le cylindre et suffisamment grand pour ne pas le rencontrer dans les mouvements oscillatoires qu'il décrit par suite du mouvement circulaire continu d'une de ses extrémités et du mouvement rectiligne alternatif de l'autre.

Les figures 3, 4 (pl. 29) représentent, en coupe longitudinale et transversale, une machine de 20 chevaux de ce système, construite par M. Beslay. Outre la disposition ingénieuse qui fait la base de ce système, la machine de M. Beslay contient diverses particularités qu'il est bon de signaler. Les coulisses sont, comme dans la machine de M. Gallafent, supportées par la bride du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cylindre. La distribution est à détente au moyen de deux tiroirs ayant chacun une boîte spéciale. Ces tiroirs sont mis en mouvement par deux excentriques circulaires, dont l'un, celui de détente, est mobile et permet de faire varier cette dernière. Pour la force de 20 chevaux, la détente a lieu au quart de la course, la pression initiale de la vapeur étant supposée 4 atmosphères. En outre, le tiroir de distribution a une avance telle que l'exhaustion commence aux $\frac{9}{10}$, et l'introduction un peu avant le commencement de la course du piston.

La pompe alimentaire (fig. 5 et 6) est mue par un excentrique au moyen d'une bielle en cadre analogue à celle du cylindre à vapeur.

Comme les figures l'indiquent, le jeu du piston dans le cylindre est à peu près nul. Nous souhaitons que cette disposition, qui a pour but d'économiser la vapeur, n'amène pas tôt ou tard la rupture d'un fond ou d'un couvercle ; ce qui est certain, à notre avis, c'est que, s'il n'existe pas plus de jeu dans les machines construites que dans le dessin, cette rupture est imminente, si elle n'a pas déjà eu lieu. Le jeu du piston est une circonstance malheureuse qu'il faut subir tant que l'on fera usage de coussinets susceptibles de s'user; il faudrait, pour que le jeu pût être aussi faible que M. Beslay le fait, que les quatre coussinets, qui tendent à déplacer le piston par leur usure fussent en acier, ainsi que les tourillons auxquels ils sont assemblés.

CHAPITRE IV.

MACHINES HORIZONTALES.

Ces machines, dont l'usage est très-répandu aujourd'hui, ont été pendant longtemps repoussées par les constructeurs comme exposant le cylindre à une prompte détérioration par suite du frottement inégal du piston dans son intérieur. Primitivement appliquées aux locomotives où elles étaient à peu près indispensables, elles ne tardèrent pas à prouver que la prévention qu'on avait contre elles était mal fondée. En effet, bien que, sans contredit, le poids du piston occasionne contre la partie inférieure du cylindre un frottement plus considérable que celui qu'exerce cette pièce dans les autres parties, ce frottement n'entraîne pas avec lui une usure assez sensible pour qu'il soit nécessaire de renoncer à cette disposition.

Le grand avantage des machines horizontales, c'est d'avoir toutes leurs pièces près du sol, de comporter conséquemment un bâti peu compliqué, ainsi qu'un montage simple et peu coûteux, d'être facilement déplaçables, quand toutefois on a soin de prévoir, dans leur composition, la possibilité d'un déplacement.

Elles conviennent généralement pour toutes les forces et les genres *sans condensation;* néanmoins on les emploie fréquemment pour les genres à condensation, notamment dans la navigation ; dans ce cas, on les munit d'une pompe à air, soit verticale, soit, plus souvent, horizontale, qui reçoit son mouvement tantôt directement derrière le cylindre, tantôt d'un *balancier* spécial. Quand la force des appareils est considérable, on dégage la machine de son appareil de condensation que l'on fait alors mouvoir par une petite machine spéciale, comme cela a lieu dans les machines soufflantes du chemin atmosphérique de Saint-Germain (pl. 22, 23, 24).

De la proximité qui existe entre les diverses parties de ces machines et le sol, il résulte qu'on peut leur laisser prendre une vitesse beaucoup plus considérable qu'aux autres machines, sans avoir à redouter de violents ébranlements susceptibles de compromettre la solidité.

C'est ainsi que, avec une machine horizontale d'une force nominale de 20 chevaux, à la vitesse ordinaire, on obtient facilement 30 et même 40 chevaux en accélérant convenablement cette vi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tesse ; c'est là une notable économie dans le prix d'achat, appréciable dans beaucoup de cas, mais pas dans tous cependant, car il n'est pas encore établi que la dépense en combustible et d'entretien n'est que proportionnelle à la force produite.

Les figures 1 et 2 (pl. 30) représentent une machine horizontale de la force de 12 chevaux, munie d'un système de boîte à eau chaude sous le cylindre pour l'alimentation, ne laissant voir d'autre tuyau que celui d'arrivée de la vapeur dans la boîte de distribution. Cette disposition de l'échappement, que nous avons proposée il y a vingt ans, a, depuis, été employée avec succès dans un grand nombre de machines horizontales.

Établie sur une plaque de fondation en deux pièces que sépare une lunette portant l'une des extrémités des glissières, tandis que l'autre tient au cylindre, cette machine est complétement indépendante des murs latéraux et peut être livrée par le constructeur toute montée ; elle se fixe au sol au moyen de neuf boulons de fondation, dont la longueur n'a pas besoin d'être aussi forte que pour une machine à balancier, attendu qu'aucun effort ne tend à soulever l'appareil au-dessus du sol.

Telle que nous l'avons représentée, la machine est destinée à servir de moteur pour l'extraction dans les mines ; à cet effet, elle porte, à l'extrémité de l'arbre du tiroir, une manette à double bouton pour le changement de marche : le débrayage du crochet d'excentrique s'effectue alors au moyen du levier à chien représenté, en détail, dans la figure 3.

Quand la force des machines horizontales est au-dessous de 12 chevaux, on peut employer sans inconvénient la bielle à fourchette ; dans ce cas, la tige du piston est maintenue en ligne droite par un long *support-guide* situé entre les deux bras de la fourchette. A 12 chevaux et au-dessus on préfère, à la bielle à fourchette, la bielle à deux têtes de la figure. Cela tient à ce que, les maçonneries tassant toujours et inégalement, le support de l'arbre du volant, situé sur le mur du local renfermant la machine, se trouve toujours, au bout d'un certain temps, au-dessous de la position normale qu'il doit occuper ; il résulte de là que la manivelle, ne tournant plus dans le plan vertical du mouvement, exerce sur la bielle un effort de flexion auquel cette dernière résiste d'autant mieux qu'elle n'a qu'une tête à l'emmanchement avec la tige du piston.

La disposition des figures 1 et 2 de la planche 30 convient parfaitement pour forces ne dépassant pas 25 chevaux ; les glissières seules peuvent varier. Afin d'éviter la trop grande longueur dans ces machines, on leur donne une course moindre que celle qu'elles devraient rigoureusement avoir d'après le tableau de la page 300 ; en général, on leur donne celle de la machine à balancier immédiatement inférieure ; la bielle et la manivelle sont alors raccourcies dans la même proportion, et la vitesse normale de rotation augmentée.

Les figures 4, 5, 6, 7, 8, 9 (pl. 30) représentent une machine horizontale de la force de 60 chevaux, dont nous avons fourni les plans, destinée, comme la précédente, à l'exploitation d'une mine. Cette machine, à détente sans condensation, se fait remarquer par la disposition moderne de ses tiroirs et l'emploi de la coulisse *Stephenson* pour opérer le changement de marche. La mise en mouvement à la main ne pouvant plus se faire au moyen d'une manette, comme dans la disposition précédente, nous avons adapté aux conduits de vapeur du cylindre deux robinets R, R′ communiquant avec le régulateur à main R″ et se manœuvrant simultanément au moyen des leviers accouplés L et L′ ; les clefs de ces robinets sont placées de telle manière que, quand l'un est ouvert, l'autre est fermé et réciproquement, les deux pouvant néanmoins se fermer en même temps.

Bien que nous eussions pu faire usage du tiroir en coquille pour la distribution, ce que semble prouver la machine de M. Gallafent (pl. 27, fig. 5 et 6), nous avons préféré le tiroir à garniture en D couché, comme étant d'une manœuvre douce, condition assez essentielle dans l'emploi de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la coulisse *Stephenson*. De cette manière, notre tiroir de détente se trouve un peu éloigné du cylindre et permet à un assez grand volume de vapeur contenu dans la boîte de distribution de s'y détendre; c'est un petit inconvénient qu'il serait, nous le pensons, assez difficile d'éviter sans compliquer l'appareil.

Quand les machines horizontales sont destinées à transmettre un mouvement régulier, toujours dans le même sens, et affectent des dimensions un peu fortes, on peut y opérer la distribution au moyen de soupapes, comme cela a lieu dans les machines atmosphériques de Saint-Germain (pl. 22, 23, 24), décrites précédemment (page 314). Les soupapes présentent sur les tiroirs le grand avantage de livrer à la vapeur de grands orifices d'écoulement dès l'origine de la course du piston, et de permettre ainsi à cette dernière d'agir constamment à sa pression maxima; cet avantage est d'autant plus appréciable que, dans les machines à tiroirs sans avance, la vapeur agit sur le piston à pression croissant insensiblement depuis le commencement jusqu'au tiers de la course, et constitue à la fin de cette dernière la même dépense que si la pression eût été constante et maxima pendant toute la course. Mais, si les soupapes conviennent particulièrement dans ce cas, elles ne conviennent pas autant lorsqu'il s'agit d'accélérer la vitesse; les chocs successifs qu'elles éprouvent contre leurs siéges sont alors d'autant plus violents, que la vitesse de la marche est plus grande, ce qui rend d'autant plus prompte la détérioration de ces appareils. Comme on le voit, il est bon d'être bien renseigné sur la vitesse que devront avoir les machines avant de déterminer le système de distribution qui peut leur convenir.

Telles sont les principales observations que comportent, si nous ne nous trompons, les machines horizontales; nous voudrions pouvoir en parler plus longuement, attendu qu'elles sont destinées à être, avant peu de temps, presque exclusivement employées dans les arts, tant à cause de leur simplicité et de leur solidité que par suite de leur bas prix d'acquisition et de montage, et de la grande vitesse qu'elles peuvent affecter.

CHAPITRE V.

MACHINES INCLINÉES.

Ces machines, que l'on peut regarder moins comme un type spécial que comme une modification soit de la machine horizontale, soit de la machine verticale, suivant les cas, sont tantôt à cylindre fixe, tantôt à cylindre oscillant. Dans tous les cas, leur disposition est assujettie à la distance qui existe entre l'arbre moteur et le sol; autant que possible, le bâti est tel que l'écartement entre le cylindre et l'arbre moteur reste constant. A cet effet, on emploie fréquemment un bâti composé de deux flasques, en fonte à jour, parallèles au plan du mouvement de l'appareil, embrassant à la fois le cylindre, la plaque de fondation et l'arbre moteur; cette disposition solide ne présente d'autre inconvénient que d'être un peu lourde.

Les figures 1 et 2 (pl. 31) représentent un système de machines inclinées, imaginé par M. Eugène Bourdon, de Paris. Ce système, particulièrement applicable pour forces au-dessous de 20 chevaux, est remarquable par une grande légèreté jointe à une grande simplicité; de plus, il peut rester le même, quelle que soit l'inclinaison de l'axe du cylindre par rapport au sol, la hauteur des chevalets A changeant seule. Le tiroir placé sur le côté permet la transmission directe du mouvement par la barre d'excentrique, ce qui est aujourd'hui tout à fait à l'ordre du jour.

Les machines inclinées sont employées dans la navigation à peu près toutes les fois qu'on ne

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fait pas usage des balanciers en dessous. C'est là seulement que, à notre avis, elles acquièrent quelque importance; aussi renvoyons-nous, pour plus de détails sur ces machines, aux appareils moteurs des bateaux à vapeur, dont nous parlerons ci-après.

CHAPITRE VI.

MACHINES A TIGE-BIELLE.

Ces machines, dont le but est d'éviter l'emploi du cylindre incliné pour le cas où la distance de l'arbre moteur au sol est comprise entre 4 et 5 fois le rayon de la manivelle, sont de deux systèmes principaux, savoir :

1° La machine dite à *coffre* ou à *fourreau* (pl. 31, fig. 3 et 4), de l'invention de MM. Broderip et Fr. Humphrys, ingénieurs anglais;

2° La machine à couvercle mobile (pl. 31, fig. 5 et 6) de l'invention de MM. Legendre et Averly, mécaniciens à Lyon.

Le premier système consiste dans la substitution, à la tige, d'un cylindre creux, à section rectangulaire suffisante pour permettre l'oscillation de la bielle, qui prend alors directement sur le piston. Cette disposition présente un avantage et quelques inconvénients. L'avantage spécialement appréciable dans la navigation est d'exiger un très-faible poids de matières pour constituer un moteur très-puissant. Les inconvénients, largement compensés par l'avantage précité, lorsque la légèreté de l'appareil est considérée comme indispensable, sont au nombre de trois, savoir :

1° Le stuffing-box du couvercle, dans lequel passe le fourreau, est considérable et nécessite une surveillance continuelle.

2° Les pressions de la vapeur, en dessus et en dessous du piston moteur, diffèrent d'autant plus entre elles que la section du coffre est plus grande.

3° La longueur de la bielle doit être très-grande par rapport au rayon de la manivelle, si on veut que la largeur du coffre soit de beaucoup moindre que le diamètre du piston. Il en résulte que, dans ces machines, il faut augmenter le diamètre du piston et diminuer la course, pour une longueur de bielle normale donnée, correspondant à la force dont on veut disposer.

Le second système, qui se fait remarquer par l'absence des deux premiers inconvénients signalés ci-dessus, consiste à recouvrir d'un stuffing-box mobile la portion du couvercle qu'il faut rigoureusement percer pour permettre les oscillations de la tige-bielle. Cette disposition n'est pas sans grandes difficultés d'exécution, attendu qu'au lieu d'une fuite à intercepter il y en a trois, comme on peut s'en convaincre en remarquant que le stuffing-box de la tige doit être à rotule dans la plaque mobile à coulisses qui ferme le passage de la tige dans le couvercle. Aussi, comme les figures l'indiquent, y a-t-il deux stuffing-boxes l'un dans l'autre, à l'endroit de la rotule, qui font présumer que toutes les chances de fuites extraordinaires de ce côté sont anéanties; d'autre part, la plaque à coulisses, faisant tiroir contre le couvercle, doit faire présumer aussi que, de ce côté, les fuites seront à peu près nulles.

En résumé, si l'on peut reprocher quelque chose à ce dernier système, c'est, comme au premier, de nécessiter un raccourcissement de la course et une augmentation de diamètre au piston; ensuite, de posséder un couvercle d'une exécution fort difficile et d'une durée, en bon état, assez problématique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE VII.

MACHINES A BIELLE EN RETOUR.

Cet ingénieux système, inventé par M. Pauwels, n'a pas, à notre avis, été apprécié comme il le mérite. La disposition originale de sa transmission de mouvement l'a fait plutôt considérer comme une intention de système particulier que comme une disposition utile; cependant il est incontestable, à notre avis, que c'est la meilleure des dispositions que l'on puisse employer pour le cas où la hauteur de l'arbre moteur au-dessus du sol est comprise entre 4 et 5 fois le rayon de la manivelle, c'est-à-dire le cas de la majeure partie des ateliers de tourneries en général.

Les machines à bielle en retour (pl. 31, fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12) dérivent à la fois des machines dites à deux bielles (pl. 28) et des machines dites verticales (pl. 34) : des machines à deux bielles, par le système de bâti et de guide adopté pour maintenir la tige dans l'axe vertical du mouvement du piston moteur; des machines verticales, par la position de la bielle et de la manivelle, qui sont situées au-dessus du cylindre.

Ce en quoi ces machines diffèrent essentiellement des deux autres précitées, et en quoi réside le principe du système, c'est l'emploi du secteur circulaire, emmanché à l'extrémité de la tige du piston, qui reporte à son centre la tête d'assemblage de cette tige, avec la bielle ainsi qui le guide, et permet de rapprocher l'arbre moteur du sol de toute la longueur de la bielle, c'est-à-dire, dans des conditions normales, de cinq rayons de manivelles. Malheureusement, s'il est quelque défaut capital qui puisse être reproché à ce système de machine, c'est de ne pouvoir gagner ces cinq rayons de manivelles, sur les machines verticales, qu'au détriment de la bielle. En effet, si on mesure la longueur de la bielle et de la manivelle des figures 7 et 8 de la planche 31, on trouve que ces longueurs sont entre elles dans le rapport de 1 à 3, rapport certainement trop faible. Or, pour rendre ce rapport plus considérable, il faudrait allonger le cadre et, partant, reporter encore plus haut le guide de la tête d'assemblage avec la bielle de la tige du piston; mais ce guide, s'il n'est pas déjà trop haut, l'est bien assez pour la solidité de l'appareil; il n'y a donc pas lieu à augmenter le rapport des longueurs entre la manivelle et la bielle autrement qu'en diminuant la course et en augmentant le diamètre du cylindre. C'est là un vice capital qu'on ne peut contester; peut-être l'inventeur serait-il arrivé à le faire disparaître en reportant les guides aux extrémités de l'arc de cercle formant la base du secteur. Dans ce cas, le secteur pourrait avoir n'importe quelle hauteur, et la bielle reprendrait sa longueur normale.

Laissant de côté la transmission de mouvement, nous remarquerons que la machine de M. Pauwels se distingue encore, par la disposition ingénieuse de sa distribution à détente variable et de son chauffage de l'eau d'alimentation par la vapeur utilisée.

La distribution est à deux tiroirs superposés, dont un en deux parties, celui de détente, mus chacun par un excentrique particulier. La détente est rendue variable au moyen de l'appareil A, représenté sur une plus grande échelle dans la figure 9, au moyen duquel on accélère ou retarde la fermeture des lumières d'introduction, absolument comme avec l'appareil qui, dix ans plus tard, a été appliqué aux locomotives par M. Meyer et a fait tant de bruit. Ce en quoi l'appareil de M. Pauwels pourrait être inférieur à celui de M. Meyer, c'est qu'il nécessite trois stuffing-boxes à côté l'un de l'autre : M. Meyer en emploie bien trois aussi, mais ils sont répartis deux d'un côté et un seul de l'autre; nous parlerons, du reste, de ce système de détente lorsqu'il sera question des locomotives.

L'appareil de chauffage de l'eau d'alimentation consiste en un gros tuyau en fonte communiquant, d'une part, avec la lumière d'exhaustion du cylindre, d'autre part avec le tuyau d'échap-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pement, dans lequel circule le tuyau conduisant l'eau de la pompe alimentaire à la chaudière. Cette disposition, qui n'est pas neuve et est employée plus ou moins heureusement par beaucoup de mécaniciens, présente, dans l'appareil de M. Pauwels, l'avantage de permettre un nettoyage facile des tuyaux, ce qui est fort important. En effet, il existe entre ces tuyaux, dont l'un est en fonte et l'autre en cuivre, une réaction galvanique, dont les effets sont singulièrement favorisés par la circulation de la vapeur, qui y fait régner une température d'environ 100 degrés; cette réaction a pour conséquence de faire cristalliser plus ou moins grossièrement, sur les parois du tube en cuivre, une partie des sels que tient en dissolution l'eau d'alimentation; il résulte de là qu'au bout d'un certain temps, si on n'a pas soin de nettoyer l'appareil, l'eau, se trouvant séparée de la vapeur par une enveloppe non conductrice, se chauffe à peine.

Avec l'appareil de M. Pauwels, il suffit d'enlever trois ou quatre écrous pour retirer immédiatement le tube d'alimentation du tube réchauffeur.

Les machines à bielle en retour conviennent particulièrement pour forces comprises entre 8 et 30 chevaux. Au-dessous de 8 chevaux, elles coûtent trop cher, comparativement à d'autres plus simples, qui conviennent aussi bien pour ces forces. Au-dessus de 30 chevaux, elles sont trop élevées pour que le guide de la tige ait une stabilité suffisante.

Elles n'admettent pas la condensation dans leur état normal.

CHAPITRE VIII.

MACHINES VERTICALES SURBAISSÉES.

Nous donnons ce nom aux machines verticales dont le cylindre est plus ou moins enfoncé dans le sol; on en distingue deux systèmes principaux :

1° La machine verticale surbaissée ordinaire,

2° La machine à colonne.

I. — MACHINE VERTICALE SURBAISSÉE ORDINAIRE.

Cette machine, qui ne diffère de la machine verticale proprement dite qu'en ce que son cylindre est noyé en tout ou partie dans le sol par suite du plus ou moins de hauteur que possède l'arbre moteur, a été l'objet d'une fort intéressante application, à savoir : le chauffage de la vapeur fonctionnant.

M. Frey, mécanicien à Belleville, a établi, rue des Vinaigriers, une machine verticale surbaissée, dont le cylindre plonge en entier dans le canal qui conduit les gaz du foyer à la cheminée. Déjà, depuis longtemps, des expériences avaient été faites dans le but de chauffer ainsi le cylindre; mais elles avaient présenté pour principal inconvénient d'amener la carbonisation des étoupes et des graisses existant dans la boîte à vapeur et dans le cylindre.

La machine de M. Frey (pl. 32, fig. 1, 2) possède une garniture de piston métallique, et les étoupes des stuffing-boxes sont hors de la portée des gaz chauds. Cette machine fonctionne convenablement; quant à l'économie qu'elle a dû apporter dans la dépense en combustible, nous pensons qu'elle n'a pas, jusqu'ici, été parfaitement déterminée par des expériences comparatives.

Les fig. 3, 4, 5, 6 (pl. 32) représentent une machine à deux cylindres de même système, imaginée par M. Tamizier.

II. — MACHINES A COLONNES.

Ce système, que deux mécaniciens de Paris, MM. Farcot et Alexander, exécutent seuls, à notre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

connaissance, a été importé d'Angleterre par l'un de ces mécaniciens; il réside tout entier dans l'ingénieuse idée qu'a eue son inventeur, d'envelopper tout l'appareil dans une immense colonne en fonte montée sur un piédestal et servant de point d'appui à toutes les pièces fixes et mobiles.

Les fig. 1, 2, 3 (pl. 33) représentent la disposition adoptée par M. Farcot. La tige du piston est guidée par un parallélogramme d'Olivier Evans A B C, dont les branches sont passées dans quatre larges ouvertures pratiquées dans la colonne, tant pour alléger l'appareil que pour faciliter l'abord des pièces situées à l'intérieur. La disposition de M. Alexander ne diffère de la présente qu'en ce que les ouvertures, au lieu d'être pratiquées à l'aplomb des angles du piédestal, sont situées à l'aplomb des faces planes, c'est-à-dire là où sont les pleins dans la machine de M. Farcot.

Par cette raison que la tige du piston est guidée par un parallélogramme, ces machines comportent facilement l'application de la condensation par l'addition du guide D E F qui reçoit son mouvement du premier. Le cylindre étant noyé dans le sol, il en résulte qu'on empêche facilement son refroidissement, en employant une chemise de vapeur et en anéantissant toute circulation d'air dans le piédestal. Comme, en définitive, le cylindre, muni des tuyaux qui y aboutissent inévitablement, n'est pas une des plus belles pièces des machines à vapeur, ce système gagne plutôt qu'il ne perd à la dissimulation de cette pièce; mais malheureusement il n'est guère possible de dissimuler le cylindre sans faire subir le même sort à la distribution; or la distribution, qui n'est pas toujours belle non plus, a besoin, elle, d'être en évidence, sinon pour être vue, du moins pour être facilement visitée et réparée toutes les fois qu'elle l'exige. Dans ce système de machines, c'est précisément ce qui n'a pas lieu; la distribution est reléguée dans le sol, et l'on n'y peut voir généralement clair qu'à l'aide d'une chandelle et en se couvrant de graisse. C'est là un grave inconvénient qu'il serait difficile d'éviter sans en entraîner un plus grand encore. Il faut donc se résigner, quand on emploie ces appareils solides, élégants et indépendants des maçonneries voisines, à éprouver quelquefois de grands désagréments par suite de l'emplacement incommode de la distribution. C'est, du reste, le seul vice que nous trouvions dans ces machines qui, sous un petit volume, réunissent si facilement la détente et la condensation, n'exigent aucune maçonnerie préparatoire autre que leur fondation, emploient peu de matière et sont applicables aux plus grandes forces. Disons, en outre, qu'elles sont exécutées par deux des plus habiles mécaniciens de Paris.

CHAPITRE IX.

MACHINES VERTICALES.

On donne le nom de machines verticales, proprement dites, aux machines dont le cylindre, vertical et fixe, est posé sur une plaque de fondation située au niveau du sol, et transmet le mouvement à un arbre situé à une hauteur assez grande pour qu'aucun des systèmes précédemment étudiés puisse être employé. Ces machines diffèrent des machines verticales surbaissées en ce que l'entablement, qui supporte le tourillon de l'arbre moteur, est surhaussé de la quantité dont le cylindre sort du sol, pour avoir sa plaque de fondation de niveau avec lui.

Ce sont les plus gracieuses de toutes les machines à vapeur, quand elles sont bien construites. Occupant peu de place à la base, elles s'élèvent majestueusement en étalant aux yeux de l'observateur toute leur transmission de mouvement; mais elles ne peuvent convenir malheureusement que pour de petites forces, à moins que l'on se décide à faire des murs suffisamment épais pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

aller maintenir en place un arbre moteur et un entablement à une hauteur égale à au moins neuf fois le rayon de la manivelle, ce qui, pour 100 chevaux, fait 9 mètres.

La hauteur de 5 mètres nous paraît un maximum pour ce genre de machines. Or 5 mètres correspondent à un rayon de manivelle de $0^m,55$ au plus, c'est-à-dire à 16 chevaux.

Il existe trois systèmes principaux de machines verticales, représentés par trois mécaniciens de talent, savoir :

1° Le système Imbert,

2° Le système Bourdon,

3° Le système Meyer.

Dans les machines de feu Imbert (pl. 33, fig. 4 et 5), la tige du piston est guidée en ligne droite par deux galets roulant entre deux colonnettes en fer, qui portent par leur base sur le cylindre, et par leur corniche à l'entablement de la machine. Cet entablement, monté sur deux colonnes, est relié à un fort mur en pierres de taille qui l'empêche de prendre le moindre mouvement vibratoire.

La détente s'y effectue au moyen d'un seul tiroir à recouvrement mû par un excentrique dont la forme est déterminée d'après le point de la course où l'on veut détendre.

Ces machines sont très-soignées et donnent assez d'effet utile. Une d'elles, essayée par nous, au frein dynamométrique, détendant au $^1/_3$ et calculée pour donner une force de 15 chevaux, à 60 pour 100 d'effet utile, a donné une force de 16 chevaux $^1/_2$.

Les machines de M. Bourdon (pl. 34, fig. 1, 2, 3) sont, en tout point, conformes à celles de M. Imbert, sauf en ce qui concerne la conduite de la tige du piston qui, dans celles qui nous occupent, se fait au moyen d'un parallélogramme de Watt, dont les points fixes sont sur les colonnes de l'entablement, disposition qui permet d'employer facilement la condensation.

Les machines de M. Meyer (pl. 34, fig. 4, 5) diffèrent des précédentes par le système d'entablement que ce mécanicien y a adapté et par la détente qui a lieu au moyen d'une soupape dont l'ouverture est réglée par le pendule conique.

La tige du piston est, comme chez M. Imbert, guidée en ligne droite par deux galets roulant entre deux colonnettes ; mais l'entablement, au lieu de porter dans le mur, se termine aux colonnes, ce qui nécessite pour ces dernières un diamètre très-fort, et deux autres colonnettes sur le cylindre, afin de diminuer, antant qne possible, les vibrations qui résultent nécessairement de cette disposition d'entablement analogue à celle des anciennes machines de Watt, abandonnée.

Nous avouons franchement que, pour notre part, nous trouvons cette disposition non-seulement très-vicieuse à cause des vibrations forcées qu'elle suscite, non-seulement très-disgracieuse à cause des proportions énormes qu'il faut donner aux parties de l'entablement, mais encore très-coûteuse pour celui qui l'exécute ; aussi sommes-nous bien convaincus que le mécanicien habile qui l'a adoptée y renoncera tôt ou tard pour lui substituer la disposition d'entablement de MM. Imbert et Bourdon.

Quant à la détente, c'est bien différent, quoique nous préférions les tiroirs pour cette partie de la distribution, dans les petites machines, nous ne sommes pas assez ennemis des soupapes pour ne pas reconnaître qu'il y a là une très-jolie disposition.

La bague du pendule conique, qui, douée d'un mouvement rectiligne alternatif sur la tige de ce dernier, sert à manœuvrer les leviers de fermeture de la valve de gorge, suivant le plus ou moins d'écartement des boules, est remplacée par un cône tronqué à deux génératrices opposées saillantes. Ce tronc de cône tourne tangentiellement à l'intérieur d'un cadre situé à l'extrémité d'une tige de soupape maintenue fermée par un ressort ou un contre-poids. Chaque fois que l'une des génératrices saillantes rencontre, en tournant, la face de contact du cadre, elle le pousse

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en arrière et ouvre la soupape; cette ouverture est d'autant plus grande que la section du cône, correspondant au plan du cadre, a un plus grand diamètre. Ce tronc de cône est renversé de manière que, quand les boules s'écartent par suite de la trop grande vitesse, il présente une petite section produisant une petite ouverture de soupape, tandis que, quand les boules se rapprochent par suite de la trop petite vitesse, il présente une grande section produisant une grande ouverture de soupape. Les quantités de vapeur dépensée se trouvent ainsi proportionnelles aux quantités de travail à effectuer; en outre de cela, M. Meyer équilibre le poids des boules, de manière que l'action de la force centrifuge agisse seule sur la détente.

CHAPITRE X.

MACHINES A CYLINDRE OSCILLANT SUR UN AXE SITUÉ AU MILIEU DE SA LONGUEUR.

Cette disposition, d'origine anglaise, a été adoptée, en France, pour la première fois, par M. Cavé, qui en a fait, avec le plus grand succès, l'application à la transmission de toutes les forces, quelque grandes qu'elles soient.

Après M. Cavé, plusieurs mécaniciens, notamment MM. Tamizier, Kientzy et Stoltz fils, ont adopté à peu près exclusivement ce système, dont ils ont modifié toutefois la distribution d'une manière assez notable pour constituer autant de systèmes différents.

Nous allons examiner successivement chacun de ces systèmes.

1° Machines de M. Cavé.

Ces machines sont tantôt verticales, tantôt inclinées, tantôt horizontales. Quand elles sont verticales (pl. 35, fig. 1 et 2), leur bâti se compose d'un entablement monté sur quatre colonnes et reposant sur une plaque qui sert en même temps de support à l'axe d'oscillation du cylindre. La distribution s'y fait de différentes manières : tantôt le distributeur se compose de deux robinets (pl. 10, fig. 3) tournant autour d'un axe qui reçoit un mouvement de rotation de l'arbre moteur par l'intermédiaire d'un arbre à genou et d'engrenages; tantôt il se compose (pl. 35, fig. 1, 2, 3, 4) d'un papillon A, d'introduction à détente variable et de deux tiroirs B, C d'exhaustion, le tout mis en mouvement par un excentrique D, recevant également son mouvement de l'arbre moteur par l'intermédiaire d'un arbre à genou et d'engrenages; il existe aussi quelques machines de M. Cavé, dans lesquelles l'excentrique est posé sur l'arbre moteur lui-même, près de la manivelle, et transmet directement son mouvement aux tiroirs.

Quand ces machines sont inclinées, le bâti est analogue à celui des machines inclinées, et se compose de deux flasques à jour et parallèles au plan du mouvement, reliant entre eux l'axe d'oscillation du cylindre, l'arbre moteur et le sol. Ces machines sont généralement accouplées et s'emploient pour bateaux.

Quand le cylindre est horizontal, le bâti consiste simplement en une forte plaque de fondation aux extrémités de laquelle sont deux couples de supports destinés à recevoir, le premier l'axe d'oscillation du cylindre, le second l'arbre moteur; la distribution se fait d'une manière analogue aux précédentes.

Ce que présentent de plus remarquable les machines oscillantes de M. Cavé, c'est le grand nombre d'applications qui en ont été faites par leur inventeur, toujours avec succès. Ainsi ce système, qui semble ne pas devoir être appliqué à des forces dépassant 12 chevaux, M. Cavé l'a appliqué à des machines de 60, 80 et même 120 chevaux. Partout on est satisfait, parce que ce

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sont des machines simples, exigeant peu de réparations et résistant à toutes les causes de rupture que redoutent les autres.

Quelque satisfaisants que soient les résultats de ces machines, il faut cependant convenir qu'elles laissent à désirer sous le rapport de la distribution, qui y est toujours un peu compliquée; aussi ne sont-elles pas aussi répandues qu'elles devraient l'être et le seraient, si leur distribution était aussi bonne et aussi simple que celle des machines à cylindre fixe.

2° Machines de M. Tamizier.

Les machines de M. Tamizier sont toutes à cylindre vertical; leur force dépasse rarement 12 à 16 chevaux; elles se composent (pl. 36, fig. 1, 2, 3, 4) d'un entablement moyen âge, à deux colonnes seulement, portant l'arbre moteur et reposant sur une plaque de fondation à laquelle sont fixés, comme précédemment, les supports de l'axe d'oscillation du cylindre. La distribution s'effectue au moyen d'un seul tiroir en bronze mû par l'excentrique à détente variable, dont nous avons parlé (page 170); comme dans les machines de M. Cavé, la tige du piston moteur est guidée par un galet roulant entre deux tringles en fer fixées au couvercle supérieur du cylindre.

Il serait difficile de préciser lequel, de MM. Cavé et Tamizier, a le meilleur appareil de distribution; on peut dire cependant que, dans la machine de M. Tamizier, la distribution se fait absolument de même que dans les machines à cylindre fixe, ce qui est un avantage; mais, en revanche, il faut reconnaître que la transmission du mouvement de l'excentrique au tiroir n'est pas irréprochable, par suite de la quantité de pièces qu'elle nécessite, malgré l'avantage qu'elle présente de placer le tiroir à portée du mécanicien, qui le manœuvre à la main avec la plus grande facilité au moyen du petit levier A.

L'appareil d'alimentation de M. Tamizier mérite une mention particulière. Comme on le voit, cet appareil se compose d'une bâche à eau froide B, à niveau rendu constant par le robinet à flotteur C, dans laquelle vient puiser la pompe alimentaire D, que nous avons décrite (page 295). Au sortir de cette pompe, l'eau d'alimentation va circuler dans un serpentin à deux branches E, situé dans l'intérieur du tube F d'échappement de la vapeur qui a fonctionné. Comme une partie de la vapeur qui traverse ce tube se condense, un petit tuyau G, prenant à sa partie inférieure, absorbe l'eau au fur et à mesure qu'elle se dépose, et la conduit dans le vase fermé H, d'où elle est chassée dans le réservoir B par le tube I, en vertu de la pression qu'exerce la vapeur, qui se dilate dans le tube F.

En somme, les machines de M. Tamizier, modestement limitées à la force de 20 chevaux, se font remarquer par le soin qu'apporte leur constructeur dans tous les détails de leur exécution, et sont généralement estimées par les industriels qui en font usage.

3° Machines de M. Kientzy.

Ces machines, qui, sous le rapport de l'exécution, ne valent pas celles de MM. Cavé et Tamizier, sont particulièrement remarquables par la simplicité de leur distribution et, partant, de beaucoup supérieures aux précédentes dans un grand nombre de cas.

Comme celui des machines de M. Tamizier, leur bâti (pl. 35, fig. 5, 6, 7, 8) se compose de deux colonnes à entablement moyen âge, portant sur une plaque de fondation à laquelle sont fixés les supports de l'axe d'oscillation du cylindre. L'appareil distributeur, à deux tiroirs superposés pour détendre, au lieu de se mouvoir parallèlement à la tige du piston moteur, se trouve appliqué sur une plate-forme perpendiculaire à cette tige et située immédiatement au-dessus de l'axe d'oscillation du cylindre. Le tiroir de détente recevant son mouvement, comme dans les machines horizontales, d'un petit taquet de détente variable, dont la tige traverse le couvercle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la boîte à vapeur, le tiroir de distribution a sa tige terminée par un galet qui circule, pendant l'oscillation du cylindre, dans une coulisse A, dont la forme a été déterminée de manière à faire parcourir au tiroir une course entière par chaque oscillation du cylindre. Cette coulisse, simple pièce de fer fixée à la plaque de fondation au moyen de deux ou quatre boulons, remplace à la fois l'excentrique, les arbres, les engrenages, les leviers, etc., qu'emploient MM. Cavé et Tamizier.

4° Machines de M. Stoltz fils.

Ces machines (pl. 36, fig. 5 et 6) ne présentent rien de bien remarquable dans leur exécution, si ce n'est une grande simplicité rachetée par une mauvaise disposition de la distribution qui est placée dans l'axe cylindrique d'oscillation du cylindre et dans son support. Il en résulte que ce système est tout au plus applicable à des forces au-dessous de 8 chevaux, limite que, du reste, M. Stoltz a le bon esprit de ne pas dépasser.

Ce qui rend vicieux le mode de distribution de ce système, c'est la promptitude avec laquelle se détruit le contact des deux parties cylindriques, dont l'une s'use en augmentant, et l'autre en diminuant le diamètre.

Pour dissimuler le dégagement de vapeur qui est la conséquence de ce contact imparfait des surfaces composant l'appareil distributeur, M. Stoltz termine, de part et d'autre, son support par deux stuffing-boxes à garniture de chanvre, qui remplissent parfaitement le but que l'inventeur se propose, mais rendent le système peut-être moins bon, en ce sens qu'il devient alors impossible d'apprécier l'importance de la perte de vapeur qui a lieu dans l'intérieur.

CHAPITRE XI.

MACHINES A CYLINDRE OSCILLANT SUR UN AXE SITUÉ A SON EXTRÉMITÉ.

Cette disposition, qui date de 1838 seulement, a donné lieu à différents systèmes, dont les principaux sont : le système Fèvre, le système Leloup, le système Frey, le système Farcot.

1° Machines de M. Fèvre.

M. Fèvre, ex-ingénieur des ateliers de la maison Cail, est, à notre connaissance, le premier qui ait exécuté des machines oscillant sur un axe situé à l'extrémité du cylindre.

Les premières machines de cet ingénieur étaient d'une simplicité réellement extraordinaire ; malheureusement, les résultats qu'elles donnèrent furent mauvais, et il fallut les modifier considérablement. Il résulta de là que, de simples qu'elles étaient, elles devinrent si compliquées, qu'on leur préféra tout autre système ; de sorte qu'il ne s'en construit plus une seule actuellement dans l'établissement qui les avait exclusivement adoptées.

Elles consistent (pl. 37, fig. 1 et 2) en un cylindre à vapeur A, muni, à sa partie inférieure, d'une rotule B, qui coïncide aussi parfaitement que possible avec une cuvette hémisphérique C, dans laquelle elle oscille.

Dans l'origine, le cylindre était à simple effet quant à la distribution, bien qu'à double effet quant au mode de transmission de la force ; alors il avait une section double de celle qu'il doit avoir quand il est à double effet, et le piston, plein, était d'un poids égal à la demi-pression qu'exerçait la vapeur au-dessous de lui. De cette manière, la moitié du travail effectué par la vapeur, pendant une levée du piston, était absorbée par ce dernier, qui la restituait en descendant. La distribution se faisait au contact de la rotule et de la cuvette par l'oscillation du cylin-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dre. Deux petits axes vissés aux extrémités du diamètre perpendiculaire au plan d'oscillation empêchaient la rotule de tourner sur elle-même dans la cuvette.

Ces machines, dont les forces étaient de 1, 2, 3 et 4 chevaux, se répartissaient, en plus ou moins grand nombre, dans les diverses parties d'un même atelier, toutes alimentées par le même générateur, et mettaient, chacune, en mouvement un groupe de machines-outils dont les temps de fonctionnement et d'arrêt correspondaient. Il y avait, dans cette division de la force, une idée fort ingénieuse qui est comprise et appliquée de plus en plus aujourd'hui; mais, par malheur, cette idée ne suffit pas, à elle seule, pour rendre le système bon; les fuites nombreuses et réitérées qui se manifestèrent dans la distribution nécessitèrent de si fréquents rodages des rotules qu'il fallut de toute nécessité modifier cette partie.

Les rotules présentaient, sur les axes cylindriques, l'avantage de se prêter aux oscillations transversales du bouton de la manivelle, qui se meut rarement dans le plan théorique du mouvement; aussi tâcha-t-on de les conserver et se contenta-t-on d'abord, pour éviter les fuites, de les surmonter d'une zone assemblée à boulons avec la cuvette. De plus, au lieu d'une seule lumière à la rotule, communiquant alternativement avec deux lumières, l'une d'introduction, l'autre d'exhaustion, situées dans la cuvette, on en mit deux, afin que les effets de la distribution fussent plus prompts, et on les éloigna assez pour qu'il n'y eût pas de fuite de vapeur de la lumière d'introduction de la cuvette par celle d'exhaustion.

La rotule se trouvant, en quelque sorte, enveloppée par une sphère creuse, et ne pouvant plus être soulevée par l'action de la vapeur sur le cylindre, en sens contraire de celle qui a lieu dans les machines à simple effet, on pensa qu'il était plus avantageux de mettre le cylindre à double effet que d'avoir cet énorme piston plein, dont le stuffing-box perdait toujours, et dont l'application à des forces notables était impossible. On rétablit alors l'ancien système de distribution, qui consistait à opérer la distribution dans le cylindre par une seule lumière sur la rotule; seulement, la distribution doublant, on doubla l'appareil, ce qui donna deux lumières dans la rotule, une pour le haut et une pour le bas; et dans la cuvette, trois lumières, dont une d'introduction, au milieu, et deux d'exhaustion, de chaque côté. Ce mode de construction n'eut pas plus de succès que les précédents, toujours à cause des fuites, qui augmentaient plutôt qu'elles ne diminuaient. Alors M. Fèvre se décida à employer le tiroir, et arriva à la disposition des figures 1 et 2 (pl. 37).

Dans cette disposition, l'appareil est à simple effet; le tiroir D, dont le mouvement est produit par l'oscillation de sa plate-forme autour du levier E fixe, sert uniquement à ouvrir la lumière *a* d'exhaustion (fig. 3 et 4). L'introduction se fait par la soupape F, que met en mouvement un excentrique fixé sur l'arbre moteur; il en résulte que la lumière *b* reste toujours ouverte, quelle que soit la position du tiroir D. La vapeur sortant du cylindre s'écoule, partie par le tuyau d'échappement G, partie par l'orifice *c*, d'où elle se répand dans l'enveloppe du cylindre et l'espace contenu au-dessus du piston. De cette manière, si le cylindre se refroidit par le contact de cette vapeur dilatée, le refroidissement est moindre que s'il se remplissait d'air froid, comme il faudrait que cela eût lieu à la descente du piston.

Comme on le voit, cette dernière disposition ne laisse pas que d'être assez compliquée pour donner un résultat médiocre, car une machine à simple effet et à rotation n'en vaut pas une à double effet. D'un autre côté, le tiroir est inabordable; pour le visiter, il faut démonter le cylindre, et il n'y a pas moyen de voir comment il fonctionne.

2° Machines de M. Leloup.

Ces machines (pl. 37, fig. 5, 6 et 7), dont le principe n'est pas de beaucoup supérieur à celui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des précédentes, en ce qu'il est exactement le même que celui des machines de M. Stoltz fils, ont joui et jouissent encore d'une certaine faveur, grâce à l'habileté du mécanicien qui les a adoptées.

Elles consistent en un cylindre A à double effet, oscillant sur un axe fixe B, monté sur deux supports, dans lequel se fait la distribution au moyen de deux conduits et trois lumières, *a*, *b*, *c* (fig. 8), d'une part, et de deux lumières, *d*, *e*, d'autre part, communiquant l'une avec le dessus et l'autre avec le dessous du piston. Un chapeau renversé C, assemblé à boulons avec la base du cylindre qui porte sur l'axe B, maintient aussi complet que possible le contact des parties frottantes, et rend les deux pièces principales solidaires l'une de l'autre.

Cette disposition présente l'avantage d'être d'une exécution très-facile : un axe à tourner, un manchon à aléser, un axe à roder dans un manchon, telles sont les trois opérations principales pour l'exécution de ce système. Or ces opérations s'exécutent par les procédés les plus ordinaires de l'atelier de construction ; aussi, quels que soient les résultats, ces machines ont-elles, à nos yeux, le grand mérite de résoudre le problème d'une manière à la fois simple et ingénieuse.

Malheureusement, il faut l'avouer, ces machines ne sont pas irréprochables. Tant que leurs forces ne dépassent pas 6 chevaux, elles vont, on peut même dire qu'elles sont très-satisfaisantes ; mais au delà, la distribution se détériore promptement, et nécessite de fréquents rodages de l'axe dans le manchon.

Néanmoins cela n'empêche pas M. Leloup d'avoir bon nombre de machines de 15 et 20 chevaux réparties dans divers points de la France, où elles fonctionnent sinon parfaitement, du moins toujours, parce qu'elles sont d'une exécution si simple et si solide, que jamais aucune pièce ne fait défaut, avantage certainement appréciable ; la distribution seule laisse à désirer, surtout quand l'arbre moteur n'est pas parfaitement perpendiculaire au plan du mouvement.

Dans ces machines, comme dans toutes les machines oscillantes en général, il est bien difficile de faire l'application de la détente. M. Leloup l'emploie cependant d'une manière analogue à ce que fait M. Fèvre. Pour cela, il place, entre le tuyau d'arrivée de la vapeur et l'axe d'oscillation du cylindre, une boîte à tiroir ou à soupape K (fig. 5), mue par un excentrique à deux cames, dont les sections sont variables suivant le degré de détente que l'on veut obtenir.

3° Machines de M. Frey.

Ces machines (pl. 38, fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6) diffèrent des précédentes en ce que l'axe d'oscillation du cylindre fait corps avec lui, ce qui renvoie la distribution en dehors et permet une application facile de la disposition de M. Kientzy.

M. Frey cependant n'a pas voulu avoir recours au système d'un de ses collègues, et a employé une autre disposition, qui, quoique moins bonne, n'est pas sans un certain mérite. Cette disposition consiste dans l'emploi de deux surfaces coniques pour opérer la distribution au moyen de l'oscillation du cylindre. Les surfaces coniques présentent, en effet, sur les surfaces cylindriques et sphériques le grand avantage d'entrer de plus en plus l'une dans l'autre au fur et à mesure qu'elles s'usent, et de ne jamais laisser ainsi de jeu entre elles, comme cela a lieu avec les précédentes.

Le seul inconvénient que présente la disposition de M. Frey, c'est d'éloigner le distributeur du cylindre ; mais, comme en définitive il n'applique son système qu'à des machines dont la force ne dépasse pas 8 chevaux, cet inconvénient est sans importance.

La détente se fait dans ces machines, comme dans celles de M. Leloup, au moyen d'une soupape mue par un manchon à cames de sections variables ; seulement ici la variation des sections

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des cames a lieu à chaque instant, et est commandée par le pendule conique au moyen d'un appareil analogue à celui de M. Meyer, que nous avons déjà décrit. C'est une bonne application qu'on ne saurait trop encourager.

4° Machines de M. Farcot.

Ce que M. Frey n'a pas voulu faire M. Farcot l'a entrepris, à quelques modifications près. En effet, les machines oscillantes de M. Farcot (pl. 38, fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12), comme les précédentes, consistent en un cylindre faisant corps avec son axe d'oscillation, et, comme celles de M. Kientzy, ont leur distribution à deux tiroirs. Ce en quoi elles diffèrent de ces dernières, c'est la manière analogue à ce qui existe dans les machines de M. Fèvre, dont le mouvement est communiqué au tiroir de distribution. A notre avis, M: Farcot eût mieux fait d'employer le procédé Kientzy, qui est plus simple. Du reste, ce n'est probablement pas sérieusement que ce mécanicien a proposé ce système, car il en a fort peu construit, s'il en a construit, et ne paraît pas avoir l'intention d'en faire beaucoup.

CHAPITRE XII.

MACHINES A CYLINDRE TOURNANT.

Ces machines, dont l'idée première nous paraît appartenir à feu Romancé, se divisent en trois catégories distinctes, savoir :

Les machines à cylindre tournant dans une courbe,

Les machines à cylindre tournant sur un axe excentré par rapport à l'arbre moteur,

Les machines à cylindre fixe sur une plate-forme mobile.

1° Machines à cylindre tournant dans une courbe.

Ces machines (pl. 39, fig. 1 et 2), dites de Romancé, consistent en un cylindre A, ou deux cylindres accouplés à angle droit suivant un axe B passant par le milieu de leur longueur, autour duquel ils tournent. Ces cylindres sont munis, chacun, d'une tige qui les traverse de part en part, et se termine par deux galets C, C' qui roulent dans une courbe fermée D satisfaisant aux conditions suivantes, savoir :

1° Une seule des normales à cette courbe passe par l'axe B de rotation des cylindres, et est partagée par cet axe en deux parties dont la différence est égale à la course du piston;

2° Toute ligne passant par l'axe de rotation B et se terminant à la courbe D a pour longueur la longueur de la normale précitée;

3° La longueur totale de la tige du piston, y compris ses galets, est égale à ladite normale.

Il résulte de cette définition que si *a b* est la normale passant par l'axe, et si la ligne des centres des galets coïncide avec *a b*, l'action de la vapeur sur le piston est détruite par la résistance de la courbe; si, au contraire, la ligne des centres des galets ne coïncide pas avec *a b*, l'action de la vapeur sur le piston devenant oblique par rapport à la tangente à la courbe D, il y a décomposition en deux forces, dont l'une normale qui est détruite, l'autre tangente qui obtient tout son effet et fait tourner le cylindre jusqu'à ce que la ligne des centres des galets coïncide de nouveau avec la normale *a b*.

Pour rendre le mouvement continu, on fait usage de deux cylindres ou on ajoute un volant.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Romancé, dans le but de simplifier sa machine par la suppression du volant, mettait les galets aux extrémités de l'une des diagonales du rectangle formé par les guides EE′ de la tige du piston.

De cette manière, l'action de la vapeur était oblique par rapport à la tangente quand la ligne des centres des galets coïncidait avec la normale de repos *a b*. Cette disposition, qui ne pouvait avoir de résultat effectif qu'autant qu'il y avait du jeu dans les articulations, présentait le grave inconvénient de tendre constamment à convertir le rectangle en un parallélogramme; de plus, quand on veut les faire tourner dans les deux sens, il faut un autre système de galets aux extrémités de l'autre diagonale, système qui nécessite également une seconde courbe; aussi, consulté sur le meilleur mode de construction de ces machines, avons-nous tout d'abord fait placer les centres des galets sur l'axe de la tige du piston comme dans la figure 1 (pl. 39).

Bien que possédant un point mort, les machines à un seul cylindre fonctionnent sans volant. Ce résultat provient de ce qu'on leur donne une grande vitesse de rotation et de l'avance à la distribution; néanmoins il est préférable d'avoir deux cylindres accouplés.

Comme on le remarque, en examinant la figure, il n'y a qu'une moitié de la courbe sur laquelle roulent les galets avec pression; l'autre moitié ne sert qu'à opérer le raccordement des deux extrémités de la première et à éviter les chocs à chaque changement de la distribution.

La portion de courbe utile, n'ayant à satisfaire qu'à la condition d'avoir ses extrémités normales à la droite *a b*, peut être une demi-conférence dont le centre est distant de l'axe B d'une demi-course; l'autre portion de courbe se trace au moyen d'une règle de longueur passant constamment par l'axe B et se terminant à la courbe utile.

La distribution de ces machines est analogue à celle de M. Stoltz fils, en d'autres termes n'est pas des plus satisfaisantes. La vapeur arrive par le tuyau F et sort par le tuyau G. Les lumières d'introduction se trouvent dans le patin du support de l'axe B, et les lumières d'exhaustion dans le chapeau; il y a donc lieu à mettre la portion utile de la courbe en dessus, afin que la réaction de la vapeur contre le couvercle presse constamment sur la portion du tourillon par laquelle se fait l'introduction.

Ce système, dont la bonne exécution est fort difficile, aurait une application utile de la plus haute importance: par l'extrême légèreté et la simplicité de son mécanisme, il conviendrait essentiellement à la marine; partout ailleurs il est mauvais et dispendieux, malgré le bas prix auquel il peut être livré.

2° Machines à cylindres tournant sur un axe excentré avec l'arbre moteur.

Ce système, imaginé par feu Mouline, a pour but d'éviter la courbe de Romancé, laquelle occasionne une perte assez notable de force par suite du roulement tangentiel des galets et du frottement des axes de ces derniers dans leurs coussinets.

Il consiste (pl. 39, fig. 3, 4, 5, 6) en un cylindre A muni d'un axe, soit au milieu de sa longueur et d'un côté seulement, comme l'a imaginé feu Mouline, soit à son extrémité, comme nous l'avons dessiné, au moyen duquel il tourne dans deux supports fixes B et C. L'extrémité de la tige du piston est assemblée avec un tourillon fixé à un volant dont l'axe de rotation est excentré de celui du cylindre d'une demi-course. La distribution se fait par la méthode vicieuse que nous avons décrite plus haut.

Il est possible que, par la suite, ces machines soient utiles à quelque chose; quant à présent, elles ne sont que bonnes à citer pour convaincre les inventeurs qu'une idée de ce genre ne serait pas neuve aujourd'hui.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Machines à cylindre fixé sur une plate-forme mobile.

Ce système, imaginé par le mécanicien Butt, est une machine ordinaire recevant la vapeur d'une chaudière fixe et se trouvant posée sur une partie mobile.

Il consiste (pl. 39, fig. 7, 8) en une petite machine horizontale A, montée sur une plate-forme B, qui est fixée à un arbre C. L'arbre D de la machine A porte un pignon E, qui engrène avec une roue fixe F dentée à l'intérieur; il résulte de cette disposition que, quand la machine marche, le pignon roule dans l'intérieur de la roue D, et entraîne dans son mouvement l'arbre C.

Il nous paraît difficile d'aller plus loin.

TITRE V.

APPAREILS MOTEURS POUR LA NAVIGATION.

Les appareils moteurs pour la navigation ne sont, en principe, qu'un cas particulier de machines à rotation fixes, dont l'arbre moteur est situé à une hauteur moyenne au-dessus du niveau du sol, qui n'est autre chose alors que le niveau supérieur des *carlingues* du navire.

Dans l'origine de l'application de la force motrice de la vapeur à la navigation, le passage de la manivelle aux points morts se faisait, comme pour les machines à rotation fixes, au moyen d'un volant. Plus tard, on a renoncé à ce moyen et on a préféré employer deux machines ayant chacune pour force la moitié de la force totale à produire : ces machines communiquent le mouvement à l'arbre par des manivelles situées dans des plans passant par l'axe de rotation et perpendiculaires entre eux.

Si le volant n'avait présenté d'autre inconvénient que d'occuper beaucoup de place, on aurait toujours conservé la première disposition, attendu qu'elle nécessite un bien moindre poids de matière que l'emploi de deux machines. Mais une des principales conditions auxquelles doivent satisfaire les appareils moteurs, c'est de pouvoir s'arrêter et changer de sens de marche très-promptement, ce que ne permet le volant qu'à l'aide de débrayages plus ou moins longs à manœuvrer, et encore faut-il presque deux volants pour les changements de marche, celui qui est lancé dans un sens ne pouvant servir pour la marche en sens inverse et instantanée.

Deux machines, au contraire, disposées de manière à être manœuvrées simultanément, s'arrêtent en un instant par fermeture de la communication avec la chaudière, attendu que la seule pièce qui y fait volant est l'*appareil propulseur* dont la force d'inertie est promptement détruite par la résistance de l'eau.

Pendant longtemps on n'a généralement employé qu'un seul système d'appareils propulseurs, savoir : les *roues à pales*.

Depuis quelques années, un nouveau système, longtemps combattu par la routine, fait une concurrence redoutable aux roues à pales, et finira bientôt par les détrôner : c'est le système dit à *hélice*.

Dans le cas des roues à pales, l'arbre moteur est situé transversalement dans le navire; dans le cas des hélices, au contraire, cet arbre est situé longitudinalement.

Avant d'entrer dans les détails de construction des appareils moteurs propres à communiquer

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le mouvement aux propulseurs, nous allons donner la théorie au moyen de laquelle on détermine, suivant les dimensions et la vitesse de *sillage* du navire :

1° Les dimensions et la vitesse de l'appareil propulseur ;

2° La force de l'appareil moteur.

CHAPITRE PREMIER.

THÉORIE DES BATEAUX A VAPEUR.

I. — THÉORIE DES ROUES A PALES.

Les roues à pales consistent en une série de surfaces rectangulaires, généralement en bois, appelées pales, réparties uniformément sur une circonférence à laquelle et au plan de laquelle elles sont normales.

Ces pales sont maintenues en place au moyen de deux ou trois fermes en fer, selon leurs dimensions. Les fermes se composent de deux jantes, l'une intérieure, l'autre extérieure, reliées entre elles par des bras dont les extrémités concourantes vont se noyer dans un tourteau en fonte situé sur l'arbre moteur.

La hauteur de l'arbre moteur au-dessus du niveau de l'eau est calculée de manière que, le navire étant convenablement chargé, les roues plongent d'une quantité qui dépasse de quelques centimètres la hauteur d'une pale.

Ces roues, tournant de manière à ce que les pales frappent l'eau en sens contraire de l'avancement du navire, font équilibre, par leurs pressions sucessives contre l'eau, à la résistance qu'éprouve le navire en marche.

La théorie de ces appareils propulseurs consiste dans la détermination des relations qui existent entre :

1° La section résistante du navire ;

2° La vitesse de d° ;

3° La section résistante des pales ;

4° La vitesse de d° ;

5° La force motrice à dépenser.

Pour déterminer ces relations, supposons un bateau placé sur un lac, c'est-à-dire dans une eau dormante, et soient :

S, la section transversale résistante de ce bateau. (Cette section est théoriquement la section transversale maxima, c'est-à-dire celle du *maître-couple*.)

s, la surface résistante des pales. (Cette surface est théoriquement celle des deux pales verticales plongées.)

v, la vitesse de sillage du bateau.

u, la vitesse du centre de pression des pales à la circonférence qu'il décrit.

R, la résistance de l'eau par mètre carré de surface verticale noyée, parcourant $1^m,00$ par seconde. (Cette résistance varie entre 50 et 60 kilog.)

§ 1. — Rapport théorique des vitesses.

Les résistances des fluides sont proportionnelles aux carrés des vitesses ; si donc la résistance est R, pour une vitesse de 1 mètre par seconde, pour la vitesse v du bateau, on obtient la résistance R′ au moyen de la proportion :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$R : R' :: 1 : v^2$$

d'où : $$R' = Rv^2$$

de même si la résistance est Rv^2 pour une surface 1 animée de la vitesse v, pour la surface S du bateau animée de la même vitesse, la résistance est :

$$S\,R\,v^2.$$

La vitesse des pales, à la circonférence décrite par le centre de pression (lequel est situé à $\frac{2}{3}$ à partir de l'arête intérieure de la pale, ou à $\frac{1}{3}$ à partir de l'arête extérieure), étant u, et le bateau les entraînant en sens contraire avec la vitesse v, la vitesse des pales, par rapport à l'eau, est :

$$u - v\,;$$

Leur surface résistante est s; on a donc pour résistance de l'eau contre les pales, d'après ce que nous avons dit plus haut :

$$s\,R\,(u-v)^2.$$

Le mouvement du bateau et celui des pales sont uniformes; les deux résistances contraires sont, par conséquent, égales entre elles, et on a :

$$S\,R\,v^2 = s\,R\,(u-v)^2.$$

On en déduit :

$$S\,v^2 = s\,(u-v)^2$$

$$(u-v^2) = v^2\,\frac{S}{s}$$

et : $$u = v\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

De cette première relation nous concluons que :

1° La vitesse des pales est fonction de la vitesse de sillage du bateau;

2° $\frac{S}{s}$ étant constant pour un même bateau, la vitesse des pales est proportionnelle à celle du bateau.

§ II. — Expression théorique du travail.

La vitesse des pales étant u, et la résistance que l'eau leur oppose étant $R\,s\,(u-v)^2$, si T_m représente le travail à produire par seconde, on a :

$$T^m = R\,s\,(u-v)^2 \times u$$

$$= \quad R\,S\,v^2\,u$$

Si dans cette équation on remplace :

1° u, par sa valeur en fonction de v;

2° v, par sa valeur en fonction de u, on obtient :

$$1°\ T_m = R\,S\,v^3\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

$$2°\ T_m = R\,S\,u^3\,\frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De ces deux équations on déduit :

$$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{RS\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{T_m\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}{RS}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Discussion. Les deux valeurs de v et u diffèrent entre elles par le facteur $\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)$ qui se trouve, à la première puissance, au dénominateur de la valeur de v et, à la deuxième puissance, au numérateur de la valeur de u.

Si dans ces expressions on fait $s = S$, il vient :

$$v = u ;$$

ce qui doit avoir lieu en effet.

Une importante remarque à faire, c'est que les variations dans le terme $\frac{S}{s}$ se font sentir au dénominateur de la valeur de v et au numérateur de la valeur de u.

Ainsi plus s est grand, plus la vitesse du bateau est grande, et plus celle des pales est petite, et réciproquement, la limite supérieure de l'une étant la limite inférieure de l'autre.

Si nous considérons maintenant l'une des deux valeurs de T_m, nous trouvons, en prenant la deuxième :

$$\text{Pour } u = 1. \quad \ldots\ldots \quad T_m = \frac{RS}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

$$\text{Pour } u = 2. \quad \ldots\ldots \quad T_m = \frac{8RS}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

$$\text{Pour } u = 3. \quad \ldots\ldots \quad T_m = \frac{27RS}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

C'est-à-dire que les quantités de travail à dépenser pour mouvoir le bateau sont proportionnelles aux cubes de vitesse.

La vitesse des pales étant plus considérable que celle du bateau, il faut, pour dépenser le moins de travail possible, faire en sorte que u se rapproche le plus possible de v, c'est-à-dire donner à s la plus grande valeur possible, ce qu'indique aussi l'équation ci-dessus.

§ III. — Formules pratiques.

Dans les formules du paragraphe précédent, nous avons représenté par S et s les sections résistantes du bateau et des pales, disant que, théoriquement, elles devaient être celles de la partie immergée du *maître-couple* et des deux pales.

Soient x et y les deux coefficients pratiques par lesquels doivent être multipliées les sections

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

immergées du maître-couple et des pales, pour représenter les sections résistantes correspondantes; on a :

Section résistante du bateau $= S\,x$.

Section résistante des pales $= s\,y$.

Substituant ces valeurs à la place de S et s, dans les équations (1, 2, 3, 4, 5), nous obtenons :

$$1^\circ\ u = v\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right) \quad (6)$$

$$2^\circ\ T_m = R\,S\,x\,v^3\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right) \quad (7)$$

$$3^\circ\ T_m = R\,S\,x\,u^3\,\frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)^2} \quad (8)$$

$$4^\circ\ v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{R\,S\,x\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)}} \quad (9)$$

$$5^\circ\ u = \sqrt[3]{\frac{T\,m}{R\,S\,x}\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)^2} \quad (10)$$

Dans son Traité sur l'état actuel (1842) de la marine à vapeur, M. Campaignac donne (p. 32 à 35) deux tableaux des proportions principales de 13 bâtiments à vapeur naviguant sur mer et faisant partie du deuxième volume de l'Atlas du *Génie maritime*, savoir :

NOMS des NAVIRES.	NOMS des CONSTRUCTEURS des appareils moteurs.	FORCES des APPAREILS MOTEURS en chevaux.	DESTINATIONS ORDINAIRES.
Saint-Pierre.	Maudslay.	12	Bastia, Livourne.
»	Maudslay.	20	»
Estafette.	Fawcett.	50	Calais, Douvres.
Marseillais.	Fawcett.	80	Marseille, Agde.
Mercurio.	Fawcett.	80	Côtes d'Espagne.
Gulnare.	Fawcett.	100	Post-Office.
Léopold II.	Fawcett.	120	Livourne, Marseille.
Phocéen.	Milles.	120	Marseille, Espagne.
Sphinx.	Fawcett.	160	Marine impériale française.
Mentor.	Bury.	160	Postes royales.
Ferdinand II.	»	180	Naples, Marseille.
Médéa.	Maudslay.	220	Marine royale anglaise.
Véloce.	Fawcett.	220	Marine impériale française.

Appliquant les formules ci-dessus à chacun des bâtiments mentionnés dans ce tableau, nous

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

allons déterminer les valeurs de x et y d'après les valeurs des quantités T_m, S, s, v, u, $\frac{u}{v}$, données dans ces tableaux.

A cet effet, nous mettrons la formule (6) sous la forme :

$$\frac{u}{v} = 1 + \sqrt{\frac{S x}{s y}}$$

puis remplaçant, dans l'équation (9) la valeur du second membre de cette équation par le premier, nous obtenons, en élevant le tout au cube :

$$v^3 = \frac{T_m}{R\,S\,x\,\frac{u}{v}}$$

Nous en déduisons :

$$1^o\ x = \frac{T_m}{v^3\,R\,S\,\frac{u}{v}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (11).$$

En second lieu, l'équation (6) nous donne :

$$2^o\ \frac{x}{y} = \frac{s}{S}\left(\frac{u}{v} - 1\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (12);$$

remplaçant, dans cette équation, x par sa valeur, et résolvant par rapport à y, nous obtenons :

$$y = \frac{S}{s\left(\frac{u}{v} - 1\right)^2} \times \frac{T_m}{v^3\,R\,S\,\frac{u}{v}}$$

qui, simplifiée, devient :

$$y = \frac{T_m}{s\,v^2\,u\,R\left(\frac{u}{v} - 1\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (13).$$

Connaissant les valeurs de x, y et $\frac{x}{y}$, par les formules (11, 12 et 13), nous formons le tableau suivant :

NOMS des NAVIRES.	FORCES des appareils moteurs en chevaux.	FORCES en TONNEAUX de 1,000 kilogr. des marchandises contenues.	RAPPORTS entre la force motrice en kilogrammètres et la section immergée du maître-couple en mètr. carrés ou : $\frac{Tm}{S}$	RAPPORTS entre la section immergée du maître-couple et la surface des aubes plongeantes ou : $\frac{S}{s}$	VITESSES de sillage des navires en mètres ou v.	RAPPORTS entre les vitesses de sillage du navire et celles des pales ou : $\frac{u}{v}$	VALEURS correspondantes des coefficients x.	VALEURS correspondantes des coefficients y.	RAPPORTS entre les coefficients x et y ou : $\frac{x}{y}$
Saint-Pierre. . .	12	51.092	274.00	4.67	3.344	1 565	0.0850	1 24	0 0683
»	20	70 791	376 00	4 22	3.858	1 495	0 0796	1 38	0 0580
Estafette. . . .	50	137 247	520 00	4.71	4.285	1 305	0 0920	4.67	0 0198
Marseillais. . .	80	397.799	475 00	6 96	4 285	1 410	0 0775	3 22	0 0241
Mercurio. . . .	80	337.085	460 00	7 25	4.285	1 410	0 0750	3 25	0 0232
Gulnare.	100	310 276	552 00	6 24	4.501	1 360	0 0808	3 90	0 0208
Léopold II. . .	120	524.667	542 00	6 59	4 475	1 375	0 0800	3 74	0 0214
Phocéen.	120	390.449	785 00	3 82	5 041	1 290	0.0862	3 94	0 0220
Sphinx.	160	769.057	554 00	6 72	4 630	1 422	0.0715	2 71	0 0265
Mentor.	160	771.042	580 00	6 86	4.733	1 440	0.0690	2 45	0 0282
Ferdinand II. .	180	635 864	732.00	»	5.092	»	»	»	»
Médéa.	220	1024 841	590 00	6 88	4 938	1 406	0 0630	2 63	0 0240
Véloce.	220	1297.004	569.00	8 67	4.861	1 406	0.0635	3 33	0 0190
Moyenne.	17 50		540.00	6.13	4.520	1.410	0 0755	2 76	0 0274

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on examine attentivement les trois dernières colonnes de ce tableau, on remarque que :

1° Les valeurs de x sont comprises entre 0 063 et 0,092, et celles de y, entre 1,24 et 4,67 ,

2° Les valeurs de x ont, en général, une tendance à décroître avec l'accroissement de force de l'appareil moteur; mais cette décroissance n'est pas prononcée, puisqu'il existe des valeurs de x qui sont à peu près les mêmes, pour des appareils de forces très-différentes, comme cela a lieu pour le *Phocéen* et le *Saint-Pierre ;*

3° Les valeurs de y ont, en général, une tendance à croître avec l'accroissement de force de l'appareil moteur, c'est-à-dire en raison inverse de x; mais cette croissance n'est pas non plus prononcée, puisqu'il existe des valeurs de y qui sont supérieures, pour des appareils de petite force, à celles des appareils de grande force, comme cela a lieu pour *l'Estafette.*

Or il est évident que ces variations proviennent principalement de la forme de la carène du navire. Dans cette hypothèse, on se demande s'il y a lieu à adopter des moyennes, ou plutôt à déterminer les valeurs de x et de y suivant les proportions relatives des autres facteurs de formules.

En adoptant les valeurs moyennes de x et de y, indiquées au bas du tableau, on obtient le résultat suivant :

Tableau comparatif des forces des appareils moteurs, suivant que l'on adopte pour x *et* y *les valeurs moyennes, ou les valeurs correspondantes à chaque bâtiment.*

NOMS DES NAVIRES.	VALEURS DE		FORCES MOTRICES en chevaux	
	S.	*s.*	pour des valeurs moyennes de x et y.	pour des valeurs exactes de x et y.
	mètres carrés.	mètres carrés.		
Saint-Pierre.	3 288	0 704	9 2	12
»	3 981	0 944	16 6	20
Estafette.	7 211	1 532	42 7	50
Marseillais.	12 604	1 810	78 9	80
Mercurio.	13 071	1 810	82 9	80
Gulnare.	13 523	2 168	97 0	100
Léopold II.	16 604	2 518	117 5	120
Phocéen.	11 459	3 002	108 0	120
Sphinx.	21 628	3 218	169 0	160
Mentor.	20 766	3 026	174 0	160
Ferdinand II.	18 442	»	»	180
Médéa.	27 974	4 064	267 0	220
Véloce.	28 989	3 340	274 0	220

Il résulte de ce tableau que, pour des bateaux de petite dimension, la formule indique des forces motrices moindres que celles qui sont réellement nécessaires, tandis que pour des bâtiments de grande dimension elle indique le contraire.

L'adoption de valeurs moyennes pour x et y serait donc une mauvaise chose, et il est préférable de faire varier ces quantités suivant les différents cas qui peuvent se présenter.

A cet effet, nous remarquons que, des six colonnes de données que renferme le tableau de la page 342, il n'en est réellement que deux qui influent d'une manière notable sur les valeurs de x et de y, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La colonne des rapports entre S et s,
La colonne des rapports entre u et v.

Or, si nous considérons les deux navires *Marseillais* et *Médéa*, nous trouvons :

Marseillais. . . . . $\frac{S}{s} = 6.96$, $\frac{u}{v} = 1.41$, $\frac{x}{y} = 0.0241$.
Médéa. . . . . 6.88, 1.406, 0.0240.

Ce résultat ne semble-t-il pas indiquer que, pour des rapports égaux entre S et s, u et v, les rapports entre x et y sont aussi égaux?

Adoptons cela comme principe, il en résulte que, quelle que soit la force du navire, on a toujours, pour $S = 6{,}96\, s$ et $u = 1{,}41\, v$:

$$x = 0{,}0241\, y$$

Si maintenant nous considérons les diverses valeurs de $\frac{u}{v}$ qui se rapprochent de 1.41, nous voyons que, quand les valeurs de $\frac{S}{s}$ augmentent, celle de $\frac{x}{y}$ diminue et réciproquement.

De même, si nous considérons les diverses valeurs de $\frac{S}{s}$ qui se rapprochent de 7, nous voyons que les valeurs de $\frac{u}{v}$ augmentent, celle de $\frac{x}{y}$ augmente aussi.

Nous formons ainsi le tableau suivant dont nous n'osons garantir l'exactitude parfaite, mais qui donne des résultats plus exacts que la moyenne et tout à fait en rapport avec ceux des navires dont nous avons parlé plus haut :

Tableau des différentes valeurs de $\frac{x}{y}$ correspondant aux différentes valeurs de $\frac{S}{s}$ et de $\frac{u}{v}$.

VALEURS de $\frac{S}{s}$.	VALEURS DE $\frac{u}{v}$.						
	1.25	1.30	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55
4.0	0.018	0.022	0.028	0.036	0.046	0.058	0.072
4.5	0.017	0.021	0.026	0.034	0.042	0.054	0.068
5.0	0.016	0.020	0.024	0.032	0.039	0.050	0.064
5.5	0.015	0.019	0.023	0.030	0.036	0.046	0.060
6.0	0.014	0.019	0.022	0.028	0.033	0.042	0.056
6.5	0.013	0.018	0.021	0.026	0.031	0.039	0.052
7.0	0.013	0.018	0.020	0.024	0.028	0.036	0.048
7.5	0.012	0.017	0.019	0.022	0.026	0.033	0.044
8.0	0.012	0.016	0.018	0.020	0.024	0.030	0.040
8.5	0.011	0.015	0.017	0.019	0.022	0.028	0.036
9.0	0.011	0.014	0.016	0.018	0.020	0.026	0.032
9.5	0.010	0.013	0.015	0.017	0.019	0.024	0.029
10.0	0.010	0.012	0.014	0.016	0.018	0.022	0.026

Il ne suffit pas de connaître les valeurs de $\frac{x}{y}$, il faut encore connaître l'une de ces deux quantités.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A l'effet de déterminer x, nous remarquons en premier lieu qu'il a été constaté, par des expériences, que la section résistante des navires décroît avec l'augmentation de la vitesse de sillage. En second lieu, si nous comparons des navires ayant la même vitesse, nous trouvons :

Estafette. . . $v = 4.285$. . . . $S = 7.211$. . . $x = 0.0920$
Marseillais.. . $v = 4.285$. . . . $S = 12\,604$. . . $x = 0.0775$
Mercurio. . . $v = 4.285$. . . . $S = 13.071$. . . $x = 0.0750$

De même :

Gulnare.. . . $v = 4.500$. . . . $S = 13.523$. . . $x = 0.0808$
Léopold II. . . $v = 4.475$. . . . $S = 16.604$. . . $x = 0,0800$

c'est-à-dire que plus les sections des maîtres-couples sont considérables, plus les valeurs de x sont faibles. x décroît donc avec l'augmentation de la vitesse et celle du maître-couple, c'est-à-dire avec l'accroissement de dimensions du navire, et on a le tableau suivant, dont nous n'osons non plus garantir la parfaite exactitude, mais qui est préférable à une valeur moyenne de x.

Tableau des différentes valeurs de x correspondant aux différentes valeurs de S *et de* v.

VALEURS de S en mètres carrés.	VALEURS DE v EN MÈTRES PAR SECONDE :								
	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50	7.00
3	0.092	0.090	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076
4	0.090	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076	0.074
5	0.088	0.086	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072
7	0.086	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.070
10	0.084	0.082	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.070	0.068
13	0.082	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.070	0.068	0.066
16	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.070	0.068	0.066	0.064
20	0.078	0.076	0.074	0.072	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062
25	0.076	0.074	0.072	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060
30	0.074	0.072	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058
35	0.072	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056
40	0.070	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056	0.054
45	0.068	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056	0.054	0.052
50	0.066	0.064	0.062	0.060	0.058	0.056	0.054	0.052	0.050

Comparant les valeurs de x et celles de $\frac{x}{y}$ données par les tableaux à celles données par l'expérience, nous obtenons :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NOMS DES NAVIRES.	VALEURS DE x		VALEURS DE $\frac{x}{y}$	
	d'après le tableau.	réelles.	d'après le tableau.	réelles.
Saint-Pierre	0.091	0.0850	0.066	0.0683
»	0.087	0.0796	0.056	0.0580
Estafette	0.081	0.0920	0.021	0.0198
Marseillais	0.077	0.0775	0.024	0.8241
Mercurio	0.077	0.0750	0.023	0.0232
Gulnare	0.076	0.0808	0.022	0.0208
Léopold II	0.074	0 0800	0.024	0.0214
Phocéen	0.076	0.0862	0.022	0.0220
Sphinx	0.071	0.0715	0.027	0.0265
Mentor	0.070	0.0690	0.029	0.0282
Médéa	0.067	0.0630	0.025	0.0240
Véloce	0.066	0.0635	0.019	0.0190

Comme on le voit, les valeurs de $\frac{x}{y}$ sont, on peut dire, exactes; celles de x le sont moins, ce qui semble indiquer qu'il est un facteur autre que S et v, qui influe sur la valeur de cette quantité. Néanmoins, comme les valeurs de x données par le tableau sont généralement plus fortes que celles exactes; comme, d'un autre côté, substituées dans la formule (7) (page 341) :

$$T_m = R\,S\,x\,v^3\left(1 + \sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)$$

elles donnent, pour T_m, des valeurs généralement supérieures à celles qui sont rigoureusement nécessaires, notre avis est qu'on peut les adopter sans inconvénients.

II. — THÉORIE DES ROUES A HÉLICES.

Les roues à hélices se composent d'une ou plusieurs surfaces hélicoïdales ayant même axe, courbes directrices égales et même pas.

Elles agissent sur l'eau absolument de la même manière qu'une vis sur son écrou; seulement, comme l'eau, qui fait fonction d'écrou, est essentiellement déplaçable, le résultat de leur rotation est de refouler l'eau dans un sens, tout en faisant avancer le bateau en sens contraire.

Les roues à hélices sont à une seule *spire* complète ou à plusieurs portions de spire dont la somme est égale à une spire complète.

En ce qui concerne l'emploi d'une seule spire, nous démontrons qu'il doit en être ainsi, en faisant observer que, pour l'équilibre de la vis, dans laquelle on a :

p, puissance,
q, résistance,
r, rayon du cylindre,
a, pas de l'hélice,

Il suffit de poser, *quel que soit le nombre des spires consecutives :*

$$q \times a = p \times 2\pi r,$$

d'où :

$$q = \frac{p \times 2\pi r}{a},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

valeur invariable qui représente la puissance appliquée directement à la résistance.

On peut demander pourquoi, si une seule spire est suffisante, on en met plusieurs dans les vis.

Pour répondre à cette question, il suffit de remarquer que la résistance se fait sentir sur toute la surface hélicoïdale convexe de la vis en contact avec la surface hélicoïdale concave correspondante de l'écrou, et que, conséquemment, la pression sur chacun des points de cette surface est en raison inverse de son étendue.

Alors les dimensions des filets peuvent être d'autant moindres qu'ils ont une moins grande résistance à vaincre, c'est-à-dire qu'ils ont une plus grande surface de contact avec l'écrou.

Or, ce qui distingue particulièrement la surface hélicoïde, se mouvant dans un fluide, de celle qui se meut dans un corps solide, c'est que la résistance que lui oppose le fluide est toujours très-faible comparativement à celle d'un écrou. Il en résulte qu'une seule spire est suffisante, puisqu'elle produit théoriquement le même travail que plusieurs et est assez forte pour lutter seule contre l'action destructive de la résistance.

En ce qui concerne l'emploi de plusieurs portions de spire, dont la somme est égale à une spire complète, pour produire le même effet que cette dernière, nous faisons observer que l'action d'une surface hélicoïde qui tourne est égale à la somme des actions de ses *génératrices*. Or, que ces génératrices tiennent toutes les unes aux autres, ou agissent seulement par groupes isolés, sans sortir de l'angle des deux plans passant par l'axe, entre lesquels elles se trouvent lors de la génération de la surface, l'effet est à peu près le même; la surface hélicoïdale se trouve divisée, par des plans perpendiculaires à l'axe, en deux, trois, quatre, etc., parties égales, dont les axes, refoulés les uns dans les autres, n'en forment plus qu'un, qui a pour longueur la longueur d'une de ces parties.

Les figures 9, 10, 11, 12 (pl. 39) représentent des roues à hélices du genre de celles dont nous parlons. Elles diffèrent de la définition que nous venons d'en donner par les espaces vides qui existent entre les plans passant par l'axe qui les contiennent; mais nous ferons observer que si elles ont un diamètre assez grand pour représenter, avec ces vides, la même surface que celle complète rigoureusement nécessaire, cela n'y fait encore rien.

Nous avons dit plus haut que l'effet de plusieurs portions de surface hélicoïdale devait être *à peu près* le même que celui de la surface complète si, réunis, ils composent cette surface. En effet, nous ne pensons pas que le résultat doive être absolument le même, par la raison que chaque génératrice, prise isolément, n'aurait certainement pas la faculté de produire en tournant une pression sur l'eau parallèle à l'axe. Il faut donc qu'elles soient réunies en certain nombre pour agir efficacement. Il résulte de là que plus le nombre des portions en lesquelles est divisée la surface est considérable, plus il y a de génératrices extrêmes qui ne fonctionnent pas. Mais la perte que l'on subit dans ce cas est bien faible, et est largement compensée par l'avantage que l'on réalise en pouvant diminuer la longueur de l'axe.

Ces principes bien établis, soient maintenant :

S, la section résistante du bateau;

D, le diamètre du cylindre circonscrit à la surface hélicoïdale, c'est-à-dire sur la surface duquel est tracée l'hélice directrice de cette surface;

s, la surface, base de ce cylindre $= 0.785\ D^2$;

a, le pas de l'hélice directrice;

n, le nombre des révolutions de la roue par minute:

v, la vitesse de sillage du bateau;

u, une vitesse que nous définirons plus loin égale à $\frac{an}{60}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ I. — Rapport théorique des vitesses.

On a, pour expression de la résistance à l'avancement du bateau, comme pour le cas de roues à pales :

$$R\,S\,v^2$$

Considérant la surface hélicoïdale comme composée d'une spire complète, et cette spire comme coupée par une infinité de surfaces cylindriques concentriques avec elle, et dont les diamètres varient depuis *zéro* jusqu'à D, les intersections de tous ces cylindres avec la surface hélicoïdale sont des hélices. Or, quand la surface fait un tour sur son axe, l'action de chacune des hélices composantes est de transporter une molécule d'eau, parallèlement à l'axe, depuis une de ses extrémités jusqu'à l'autre.

La somme des actions des hélices composantes n'est autre que celle d'une surface égale à s, et avançant dans le liquide de la longueur de l'axe.

Alors, nous avons pour expression de la résistance de cette surface :

$$R\,s \times \text{le carré de sa vitesse.}$$

C'est précisément cette vitesse que nous avons représentée par u, quantité égale à autant de fois a, par seconde, que la roue fait de tours dans le même temps, c'est-à-dire $\frac{an}{60}$. En outre, le bateau étant animé de la vitesse v en sens contraire, sa vitesse réelle d'action, par rapport à l'eau, est $u - v$, et la résistance de la roue est :

$$R\,s\,(u-v)^2$$

c'est-à-dire la même expression que pour les pales.

On en déduit immédiatement :

$$S\,v^2 = s\,(u-v)^2$$

et

$$u = v\left(1 + \sqrt{\frac{S}{s}}\right).$$

Si on veut déduire de là le nombre de tours de la roue par minute, on a :

$$n = \frac{60\,v}{a}\left(1 + \sqrt{\frac{S}{s}}\right).$$

Si $S = s$, $a = v$, il vient $n = 120$.

Ainsi, le nombre de tours par minute est au moins égal à 120.

§ II. — Expression théorique du travail.

Les expressions du travail théorique se présentent naturellement les mêmes que pour les roues à pales, celles des résistances étant aussi les mêmes.

On en déduit les quatre équations suivantes, en remplaçant u et s par leurs valeurs :

1° $$T_m = R\,S\,v^3\left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\,D^2}}\right). \quad (1)$$

2° $$T_m = R\,S\,\frac{a^3\,n^3}{216000}\,\frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\,D^2}}\right)^2}. \quad (2)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° $$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{RS\left(1+\sqrt{\frac{S}{0.785\,D^2}}\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

4° $$n = \frac{60}{a}\sqrt[3]{\frac{T_m}{RS}\left(1+\sqrt{\frac{S}{0.785\,D^2}}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

§ III. — Formules pratiques.

Remplaçons comme précédemment (page 341) :

S par Sx

s par sy

Les quatre formules ci-dessus deviennent alors :

1° $$T_m = RSx\,v^3\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{0.785\,D^2 y}}\right)$$

2° $$T_m = RSx\,\frac{a^3 n^3}{216000} \times \frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{0.785\,D^2 y}}\right)^2}$$

3° $$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{RSx\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{0.785\,D^2 y}}\right)}}$$

4° $$n = \frac{60}{a}\sqrt[3]{\frac{T_m}{RSx}\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{0.785\,D^2 y}}\right)^2}$$

Il ne nous reste plus qu'à vérifier si les valeurs de x et y que nous avons données pour roues à pales doivent être les mêmes pour roues à hélices. A cet effet, nous avons les renseignements suivants :

L'*Archimède*, de 80 chevaux, celui sur lequel se firent les premières expériences des bateaux à hélices, avait les proportions suivantes :

Diamètre du cylindre enveloppe de l'hélicoïde.	D =	1m75
Longueur de la spire complète.	a =	2. 44
Vitesse moyenne de sillage du navire. . . .	v =	4. 50
Nombre de tours par minute.	n =	138. 66
Surface immergée du maître-couple.. . . .	S =	12. 50

Substituant ces valeurs dans les formules pour en déduire celles de x et y, il vient :

1° En rétablissant u et s et divisant les équations donnant u et v l'une par l'autre :

$$\frac{u^3}{v^3} = \left(1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}\right),$$

d'où :

$$\frac{u}{v} = 1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}$$

$$\left(\frac{u}{v}-1\right)^2 = \frac{Sx}{sy}$$

$$\frac{x}{y} = \frac{\left(\frac{u}{v}-1\right)^2}{\frac{S}{s}}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Remettant pour u et s leurs valeurs :

$$\frac{x}{y} = \frac{\left(\frac{a\,n}{60\,v} - 1\right)^2}{\frac{S}{0.785\,D^2}}$$

$$a\,n = 340 \qquad \frac{a\,n}{60\,v} = 1.26$$

$$60\,v = \qquad\qquad$$

$$0.785\,D^2 = 2.41 \qquad \frac{S}{0.785\,D^2} = 5.20$$

$$S = 12.50$$

d'où :

$$\frac{x}{y} = \frac{5.2}{(0.26)^2} = 0.013.$$

Pour *Marseillais*, de 80 chevaux, nous avons trouvé :

$$\frac{u}{v} = 1.41$$

$$\frac{S}{s} = 6.96$$

$$\frac{x}{y} = 0.0241.$$

Pour *Mercurio*, de 80 chevaux, nous avons trouvé :

$$\frac{u}{v} = 1.41$$

$$\frac{S}{s} = 7.25$$

$$\frac{x}{y} = 0.0232.$$

c'est-à-dire, pour ces deux navires, à peu près le double que pour l'*Archimède*, sans doute parce qu'ils ne sont pas dans les mêmes conditions.

3° Substituant, pour $\frac{x}{y}$, sa valeur 0,013 dans l'équation qui donne v, nous obtenons :

$$(4.50)^3 = \frac{80 \times 75}{55 \times 12.5 \times x\,(1 + \sqrt{5.2 \times 0.013})}$$

$$x = \frac{600}{91 \times 55 \times 12.5\,(1 + 0.26)}$$

$$= 0.0761.$$

Pour *Marseillais*, de 80 chevaux, nous avons trouvé :

$$x = 0.0775$$

Pour *Mercurio*, de 80 chevaux, nous avons trouvé :

$$x = 0.075$$

c'est-à-dire absolument le même résultat.

Pour apprécier l'importance de la valeur $\frac{x}{y} = 0.013$, proposons-nous de trouver quelle doit être la force d'un bâtiment ayant les proportions de l'*Archimède*, en prenant pour valeurs de x et y les données de nos tables.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons, dans ce cas : D'après les tableaux des pages 344 et 345.

$$R = 55 \qquad \frac{S}{s} = 5.20 \qquad x = 0.0761$$

$$S = 12.50 \qquad \frac{u}{v} = 1.26 \qquad \frac{x}{y} = 0.016$$

$$v = 4.50$$

$$T_m = \frac{55 \times 12.50 \times 0.0761 \times 91 \,(1 + \sqrt{5.2 \times 0.016})}{75 \text{ kilogrammètres.}}$$

$$= 82{,}2 \text{ chevaux.}$$

La différence ne mérite pas que l'on y fasse attention.

Ainsi, on peut conclure de ce résultat que les mêmes formules et les mêmes valeurs de x et y peuvent servir pour les roues à pales et pour les roues à hélices.

Nous voudrions appuyer cette conclusion de renseignements aussi précis sur d'autres bâtiments à hélices que ceux que nous possédons sur l'*Archimède*. Malheureusement nous ne le pouvons pas et laissons ce soin à ceux de MM. les ingénieurs qui, approuvant nos formules, sont en état de se procurer ces renseignements.

Nous nous abstiendrons de renseignements sur le rapport entre le tonnage des navires et la section immergée du maître-couple, cela rentrant dans le domaine du constructeur de navires.

CHAPITRE II.

COMPOSITION DES APPAREILS MOTEURS POUR BATEAUX.

Nous allons maintenant nous occuper des appareils moteurs.

Les appareils moteurs employés dans la navigation doivent, à notre avis, être à condensation pour deux motifs principaux, savoir :

1° L'eau est en abondance et ne coûte rien à amener dans la bâche d'eau fraîche ;

2° Les chaudières les plus convenables étant celles à foyers intérieurs, la pression ne peut y être très-élevée.

Malgré ces deux motifs, on a construit et on construit encore beaucoup d'appareils moteurs sans condensation et à foyers extérieurs.

Ces appareils sont généralement moins lourds que les premiers, en ce qui concerne les machines : parce qu'ils ont de moins le condenseur et les accessoires ; 2° parce qu'ils peuvent affecter des formes qui nécessitent moins de matériaux.

En ce qui concerne les chaudières, ils sont sensiblement aussi lourds, s'ils ne le sont pas plus, à cause des foyers en tôle et maçonnerie dont il faut les munir. En outre, ils sont plus sujets à occasionner le feu à bord.

En général, on peut sans inconvénient employer des machines sans condensation pour des forces totales ne dépassant pas 50 chevaux. Au delà, nous pensons qu'il y a toujours plus d'avantage à employer la condensation.

Dans l'origine de la navigation à vapeur, le mouvement était transmis à l'arbre moteur par une seule machine à volant. Cette disposition, gênante pour la manœuvre, présentait l'avantage d'exiger peu de matériaux.

On l'a remplacée par deux machines accouplées, de forces égales, dont les manivelles sont à angle droit entre elles, sur l'arbre moteur ; cet arbre pour roues à pales se trouve à une hauteur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

au-dessus des carlingues, variant entre quatre et cinq fois le rayon de la manivelle des machines à rotation de mêmes forces.

Il résulte de cette position de l'arbre moteur que, si l'on veut faire usage des machines à rotation ordinaires, on a à choisir entre les cinq dispositions suivantes, savoir :

1° Les machines à tige-bielle ;

2° Les machines en bielle en retour ;

3° Les machines inclinées, fixes ;

4° Les machines oscillantes ;

5° Les machines à cylindre tournant.

Ces dispositions présentent toutes, plus ou moins, l'avantage d'être peu pesantes, mais elles ne sont applicables régulièrement qu'aux appareils sans condensation.

Par ce motif, il a fallu trouver une disposition d'appareil moteur, pour la navigation, qui se prêtât facilement à la condensation. La machine à balancier étant la plus convenable pour ce genre, les idées se sont portées naturellement vers elle, et, par une série de transformations et modifications, on est arrivé à composer la disposition représentée dans les planches 40 et 41, qui a été longtemps employée pour les bâtiments de quelque importance.

La machine à balancier pour bateaux est montée sur une plaque de fondation A, d'une seule pièce, recevant tout le système.

Au lieu d'un seul balancier situé à une certaine hauteur au dessus du sol, elle en possède deux B, B, placés le plus près possible de la plaque de fondation, de chaque côté.

La communication entre la tige du piston et les balanciers a lieu par l'intermédiaire d'une traverse C, d'un parallélogramme D, D, renversé, dont on peut voir dans la figure A ci-jointe le tracé, sur lequel, du reste, nous reviendrons.

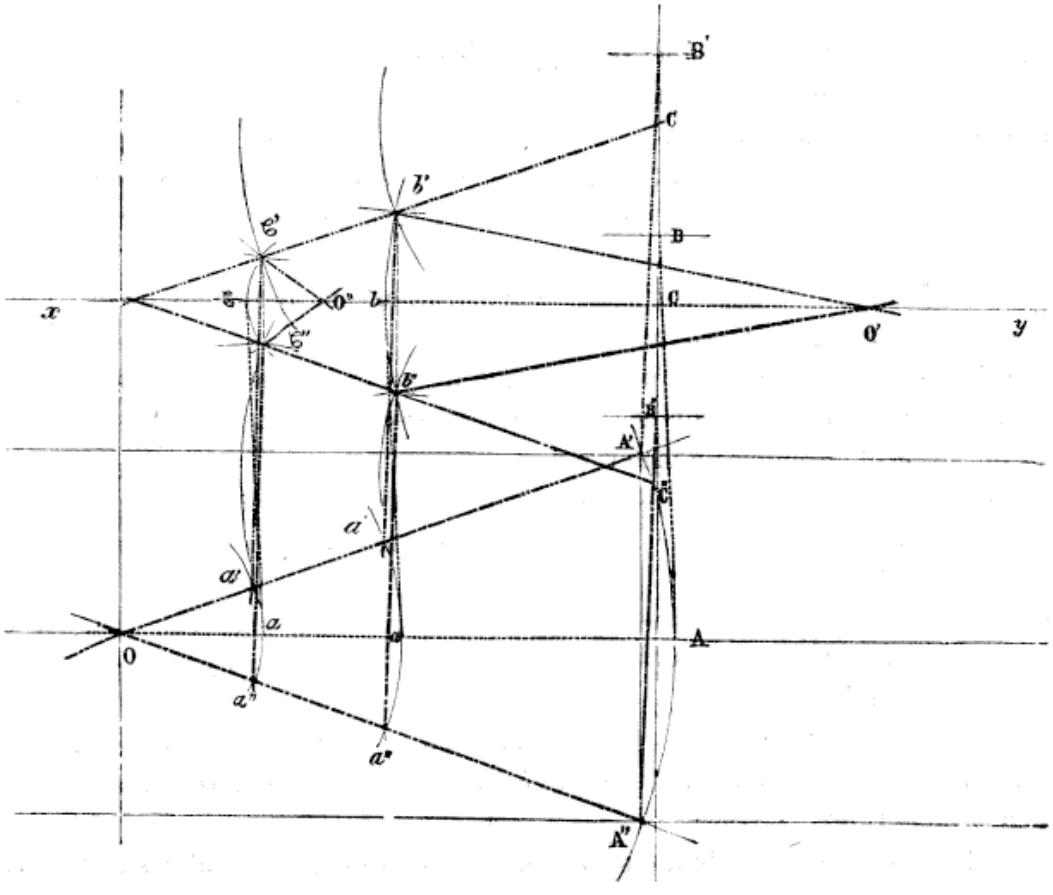


Fig. A.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Des balanciers à la manivelle, la communication a lieu par l'intermédiaire d'une bielle E, dite en T renversé ou à traverse.

L'arbre moteur est porté sur un bâti composé de deux chevalets F F, qui vont se relier au cylindre afin d'être plus rigides. Ces chevalets sont, en outre, reliés entre eux au moyen de croix de Saint-André.

L'appareil de condensation présente une disposition remarquable. Au lieu d'une capacité particulière pour le condenseur, on met à profit la plaque de fondation et les hautes nervures longitudinales inférieures dont elle doit être munie pour ne pas casser sous l'influence des actions opposées de la puissance et de la résistance. On forme ainsi un assez grand espace G, à l'extrémité duquel est le premier clapet H de la pompe à air I, ouvrant dans une autre capacité où plonge cette dernière aussi profondément que possible.

La bâche d'eau chaude J consiste alors en une colonne sur laquelle on prend quelquefois pour augmenter la capacité du condenseur, comme le montre la figure. Cette colonne s'élève suffisamment haut pour venir jeter son eau de condensation à une hauteur plus élevée que le niveau de l'eau dans laquelle navigue le bateau.

Non-seulement cette colonne sert de bâche à eau chaude et de condenseur, mais encore elle sert de support à l'axe des balanciers, qui est fixe, pour raisons que nous indiquerons plus loin, et de point d'appui aux chevalets formant le bâti.

Les pompes alimentaires prennent leur eau en K de la boîte d'eau chaude; elles sont tantôt simples, tantôt doubles, et mises en mouvement par le tourillon L des balanciers.

Outre les pompes alimentaires, les appareils moteurs qui vont sur mer possèdent des pompes dites à eau saturée, servant à purger les chaudières des eaux mères, saturées de sel prêt à se déposer. Afin de perdre le moins possible du calorique qu'entraînent ces eaux avec elles, on les fait circuler dans des serpentins au travers de l'eau qui doit servir à l'alimentation des chaudières. Ils contiennent encore une ou deux autres pompes destinées à épuiser les eaux qui se trouvent à la partie inférieure des bateaux.

Comme on le voit, il ne manque pas de pompes pour les appareils moteurs des bateaux, et la machine à balancier seule peut suffire facilement à leur mise en mouvement; aussi est-elle, comme nous l'avons déjà dit, presque universellement employée, malgré quelques inconvénients graves qu'elle présente, savoir :

1° Un poids considérable de matière, même abstraction faite de celle nécessaire pour la condensation;

2° Des chances de rupture fréquentes daus les pièces de la transmission du mouvement, par suite de la difficulté que l'on éprouve à conserver le système dans le plan théorique du mouvement.

Aussi, quelque admiration que nous professions pour ces machines, nous sommes convaincus que tôt ou tard elles feront place à d'autres, puisées dans l'un des cinq systèmes dont nous avons parlé plus haut, convenablement modifié.

Pour roues à hélices, on n'a pas encore de système positivement adopté. L'arbre moteur des machines n'étant pas l'arbre de la roue, il faut transmettre le mouvement à ce dernier au moyen d'engrenages. A cet effet, comme c'est l'arbre de la roue qui tourne le plus vite, on munit l'arbre moteur d'une roue d'engrenage à dents de bois, l'autre étant muni d'un pignon en fonte.

Quelque bien construits que soient les engrenages, ils ne valent pas une transmission directe de mouvement; aussi y a-t-il là un vice qui a été évité par M. Cavé dans la construction de l'appareil moteur du *Chaptal*.

Cet habile constructeur remarquant que, dans les locomotives, on donne, sans difficulté, 180

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tours à l'essieu moteur, sans que le fonctionnement des machines souffre sensiblement, a supprimé totalement les engrenages et les a remplacés par deux coudes analogues à ceux des essieux des anciennes locomotives, puis a transmis directement le mouvement au moyen de quatre cylindres horizontaux fixes dont les bielles sont assemblées deux à deux avec le même coude.

Les machines ainsi construites diffèrent peu des machines horizontales ordinaires ; leur course seule est beaucoup plus petite, tant à cause des coudes de l'arbre que pour diminuer la course des pistons, ce qui diminue leur vitesse ; enfin pour rendre les cylindres aussi courts que possible, attendu que la largeur du bateau, à l'endroit où ils sont placés, n'est pas considérable.

En résumé, de toutes les machines employées pour la navigation, les machines à balanciers seules diffèrent, d'une manière notable, des machines à rotation fixes.

C'est donc à l'étude de ces dernières machines que nous consacrerons ce que nous avons à dire sur les appareils moteurs employés dans la navigation.

CHAPITRE III.

ÉTUDE DES MACHINES A BALANCIER EMPLOYÉES DANS LA NAVIGATION.

Comme par le passé, nous considérons sept parties principales dans l'appareil moteur d'un bateau, savoir :

1° La vaporisation,
2° La distribution,
3° Le travail,
4° La transmission du mouvement,
5° La condensation,
6° L'alimentation,
7° Le bâti,

et nous en ajoutons un huitième, savoir :

Le propulseur.

Chacune de ces parties, considérée isolément, va nous présenter des différences notables avec ce que nous avons eu occasion de constater pour les machines à rotation fixes.

I. — VAPORISATION.

Les chaudières employées à bord des bâtiments à vapeur sont de trois espèces principales, savoir :

Les chaudières à conduits intérieurs et faces planes, dites à basse pression ;
Les chaudières tubulaires, dites à moyenne pression ;
Les chaudières cylindriques à deux bouilleurs, dites à haute pression.

§ 1. — Chaudières à conduits intérieurs et faces planes, dites à basse pression.

Ces chaudières (pl. 17, fig. 13, 14, 15), les plus anciennes et les plus généralement employées, consistent en un ou plusieurs corps A, tous indépendants les uns des autres, et chauffés chacun par un ou plusieurs foyers spéciaux dont les conduits se réunissent à une certaine distance, pour aller de là déboucher dans une cheminée commune à tous les corps composant le générateur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Selon ses dimensions, chaque corps se compose d'un ou deux compartiments qui communiquent ensemble.

La surface de chauffe n'étant autre que celle des conduits de la fumée depuis les foyers jusqu'à la cheminée, on donne à la somme de ces conduits une section aussi grande que possible. A cet effet, on laisse une épaisseur d'eau de 10 centimètres environ entre toutes les parois parallèles, soit en dessus, soit en dessous, soit de côté, et une de 20 centimètres entre le niveau supérieur de l'eau et les parois supérieures des carneaux, et on fait serpenter ces derniers dans la chaudière de manière à leur faire occuper tout l'espace qui leur est consacré.

Le nombre des foyers contenus dans chaque corps se règle de la manière suivante : si A est la section convenable des carneaux pour l'écoulement des gaz brûlés provenant de la combustion d'un poids P de houille par heure, on divise cette section en autant d'autres qu'elle peut en contenir, ayant pour hauteur la hauteur de l'eau dans la chaudière moins 30 centimètres, et pour largeur au moins $0^m,40$, c'est-à-dire de quoi permettre à un homme de circuler dans l'intérieur pour visiter et nettoyer. Autant on trouve de ces sections, autant il faut de foyers distincts pour les alimenter. On obtient ainsi le maximum de surface de chauffe possible. On peut, ou faire circuler séparément tous les conduits d'un même corps depuis les foyers jusqu'à la cheminée, ou les réunir en un seul, ou en deux à une certaine distance des foyers. Cela dépend nécessairement de la disposition des conduits et de la place disponible. En général, il est bon de les réunir en un seul avant leur communication avec la cheminée, parce que de cette manière il n'y a qu'un seul registre à manœuvrer pour chaque corps de chaudière.

Bien que dans les chaudières à parois planes la pression de la vapeur ne doive pas s'élever au-dessus de 1 atmosphère $\frac{1}{4}$, on prévoit généralement le cas où cette pression serait suffisante pour déformer les parois, ou bien encore celui où elle serait dépassée par une circonstance fortuite, en reliant les faces parallèles, deux à deux, par des boulons rivés de part et d'autre et ne permettant ni l'écartement ni le rapprochement. Malgré cette précaution, il n'est pas prudent de faire fonctionner ces chaudières à plus de 1 atmosphère $\frac{1}{4}$, et on ne doit jamais dépasser une atmosphère $\frac{1}{2}$. L'ordonnance royale du 22 mai 1843 ne les autorise d'ailleurs que jusqu'à cette pression, sans épreuve à la presse hydraulique.

On comprend facilement la vogue dont a joui pendant longtemps ce système de construction des chaudières à vapeur pour bateaux, en remarquant qu'il présente les avantages suivants, savoir :

La quantité d'eau contenue est minima; le poids dont cette eau surcharge le bateau est donc aussi minimum.

La surface de chauffe, inférieure à celle des chaudières tubulaires, est plus considérable, à espace égal occupé, que celle des chaudières cylindriques à deux bouilleurs.

Le chauffage est intérieur, ce qui permet d'utiliser plus complétement la chaleur développée par le combustible et de rendre moindre le danger d'incendie.

Il est vrai qu'elles emploient plus de tôle que les autres et ne peuvent résister qu'à de faibles pressions; mais, comme les principaux appareils moteurs sont à basse pression, ce n'est là qu'un petit inconvénient.

Néanmoins, il faut le dire, elles ont été remplacées avec succès par les chaudières tubulaires, pour raisons que nous donnerons ci-après.

Le tableau suivant, emprunté en partie à l'ouvrage de M. Campaignac, donne les proportions principales de plusieurs générateurs employés dans la marine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des proportions de chaudières à parois planes pour appareils moteurs fonctionnant à basse pression.

NOMS des NAVIRES.	FORCE EN CHEVAUX.	NOMBRES des compartiments.	NOMBRES DE CORPS.	NOMBRES DES FOYERS.	SURFACES DES GRILLES en mètres carrés.	SURFACES DE CHAUFFE en mètres carrés.	SECTIONS TOTALES des carneaux en mètres carrés.	SECTIONS DES CHEMINÉES en mètres carrés.	HAUTEURS TOTALES des cheminées en mètres.	VOLUMES TOTAUX des chaudières en mètres cubes.	VOLUMES DE L'EAU contenue dans les chaudières en mètres cubes.	VOLUMES DE LA VAPEUR contenue dans les chaudières en mètres cubes.	VOLUMES DES FOYERS et carneaux en mètres cubes.
St.-Pierre. . . .	12	2	2	2	1.01	20.32	0.52	0.17	6 60	8.91	2.54	2.14	4.24
Liamone.	50	2	2	2	2.70	63.17	0.80	0.30	11.28	30.66	7.53	11.49	11.65
»	60	»	»	»	»	»	»	0.37	11.36	»	»	»	»
Rapide.	80	1	1	4	5.20	96.80	0.55	0.48	15.16	45.51	15.18	10.11	20.22
African.	90	2	2	4	5.32	96.28	1.14	0.58	»	51.15	19.82	12.17	19.16
Héva.	100	»	»	2	8.00	83.00	0.80	0.60	»	»	»	»	»
Rollon.	120	»	»	4	6.40	100.00	1.05	0.88	»	»	»	»	»
Madagascar. . .	120	»	»	6	8.16	110.00	1.26	0.95	»	»	»	»	»
Castor.	120	2	2	4	6.48	152.83	1.38	0.89	14.96	75.29	30.12	12.08	33.10
Léonidas.	160	3	1	6	8.40	182.96	2.46	0.93	15.04	94.39	29.32	25.84	39.31
Eurotas.	160	2	2	6	7.49	147.96	1.48	0.86	13.88	84.25	32.87	15.92	34.46
Sphinx.	160	2	1	6	9.78	194.13	1.40	1.16	17.49	106.66	33.21	28.16	45.28
Ténare.	180	2	2	6	8.81	169.23	1.92	0.89	13.95	97.56	38.65	18.72	40.19
Médéa.	220	2	2	6	10.41	233.10	2.88	1.09	14.75	131.70	51.00	24.77	55.93
Véloce.	220	4	1	8	14.30	240.58	2.16	1.47	»	128.14	35.67	37.50	54.97
Labrador.	450	8	4	16	22.00	419.44	5.92	3.14	13.90	247.05	81.00	77.84	85.64

Si nous déduisons de ce tableau les proportions moyennes par force de cheval, nous composons le suivant, savoir :

Tableau des limites et valeurs moyennes des proportions, par force de cheval, des chaudières à parois planes et conduits intérieurs pour bateaux.

NOMS DES PARTIES DES CHAUDIÈRES.	POUR FORCES DES APPAREILS EN CHEVAUX.		
	Petites.	Moyennes.	Grandes.
Surface de grille en mètres carrés.	0.085	0.065	0.045
Surface de chauffe id.	1.708	1.300	0.900
Section totale des carneaux id.	0.044	0.030	0.013
Section des cheminées id.	0.015	0.011	0.007
Volumes des chaudières en mètres cubes. . . .	0.750	0 650	0.550
Volumes de l'eau id.	0.220	0.190	0.160
Volumes de la vapeur id.	0.180	0.150	0.120
Volumes des foyers et carneaux id.	0.350	0.310	0.270

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il résulte de ce tableau que :

1° Si on représente par 1 la surface de chauffe, on a en moyenne :

Surface de chauffe.	1.000
Surface de grille.	0.050
Section des carneaux.	0.025
Section de la cheminée.	0.009

2° Si on représente par 1 le volume total de la chaudière, on a en moyenne :

Volume de la chaudière.	1.000
Volume occupé par l'eau.	0.300
Volume occupé par la vapeur	0.250
Volume occupé par les foyers et carneaux	0.450

Nous ajouterons : 1° en ce qui concerne la surface de chauffe :

A notre avis, bien que les données des tableaux fassent varier cette surface entre $0^{m.q.}$,93 et $1^{m.q.}$,70 par cheval, il est convenable d'adopter pour limites, quelles que soient les forces, les deux chiffres $1^{m.q.}$,00 et $1^{m.q.}$,50 : le premier, pour appareils de grandes forces, parce que, quand un corps de chaudière vient à manquer, il faut pouvoir y suppléer avec les autres; le second, pour appareils de petites forces, parce qu'une trop grande surface de chauffe augmente le poids des chaudières et diminue le tirage des cheminées.

On peut voir, d'après les dimensions considérables des grilles, que ce tirage n'est pas très-fort; il faut donc éviter tout ce qui peut concourir à le rendre encore moindre. En effet, en admettant 5 kilogrammes de houille brûlée par cheval et par heure, on voit que chaque 10 décimètres carrés de surface de grille correspond seulement à 7 ou 8 kilogrammes de houille brûlée, tandis que cette surface devrait correspondre à 12 kilogrammes pour charbon moyen, et à 15 kilogrammes pour excellent charbon.

2° En ce qui concerne les volumes :

A notre avis, les volumes-limites $0^{m.c.}$,75 et $0^{m.c.}$,55 par force de cheval peuvent être adoptés sans inconvénient.

D'après ce, nous donnons le tableau suivant comme devant servir à déterminer les proportions des chaudières pour tous les cas qui peuvent se présenter.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des surfaces de chauffe et volumes totaux des chaudières à faces planes et conduits intérieurs, PAR CHEVAL, *pour appareils moteurs de différentes forces.*

FORCES en chevaux des appareils moteurs.	SURFACES de chauffe par cheval en mètres carrés.	VOLUMES totaux des chaudières, par cheval, en mètres cubes.	FORCES en chevaux des appareils moteurs.	SURFACES de chauffe par cheval en mètres carrés.	VOLUMES totaux des chaudières, par cheval, en mètres cubes.
12	1.50	0.72	200	1.14	0.60
18	1.47	0.71	250	1.11	0.59
24	1.44	0.70	300	1.08	0.58
32	1.41	0.69	350	1.05	0.57
40	1.38	0.68	400	1.02	0.56
50	1.35	0.67	500	0.99	0.55
60	1.32	0.66	600	0.96	0 54
70	1.29	0.65	700	0.93	0.53
80	1.26	0.64	800	0.90	0.52
100	1.23	0.63	900	0.87	0.51
120	1.20	0.62	1000	0.84	0.50
150	1.17	0.61			

§ II. — Chaudières tubulaires, dites à moyenne pression.

Les chaudières tubulaires pour bateaux sont basées sur le même principe que les chaudières de locomotives. Ce qui, pendant longtemps, a fait reculer devant leur emploi pour bateaux, c'est l'application qu'on y faisait des tubes de petit diamètre, lesquels s'engorgeaient rapidement par suite des dépôts de suie qui s'y formaient, quand on brûlait de la houille. Ces dépôts provenaient non-seulement du petit diamètre des tubes, mais encore du peu de tirage qui existe dans ces chaudières, comparativement à celui des chaudières de locomotives. On y aurait brûlé du coke, que le même effet se serait manifesté plus lentement ; seulement, dans ce cas, les dépôts eussent été de la cendre. C'est pour ce motif que, dans les *Étoiles*, voulant employer des chaudières tubulaires, le constructeur mit les tubes verticaux ; les cendres retombaient alors dans le foyer.

D'essais en essais, on passa des petits tubes aux grands tubes et, ceux-ci réussissant, on en réduisit successivement le diamètre jusqu'à 10 centimètres, dimension à peu près adoptée aujourd'hui.

Les fig. 5 et 6 (pl. 19) représentent une chaudière tubulaire américaine, dont le plan a été importé en France par M. Cornu. La fumée, au sortir du foyer, se précipite dans deux tubes de 40 centimètres de diamètre, et rayonne, dans leur parcours, une partie de sa chaleur sur l'eau ; pénétrant ensuite dans une caisse analogue aux boîtes à fumée des locomotives, elle s'élève et revient en avant par une série de petits tubes de 65 millimètres de diamètre intérieur.

Cette ingénieuse disposition permet à la fumée de laisser déposer, dans les grands tubes et dans la caisse opposée au foyer, une bonne partie de la suie dont elle est chargée, avant d'entrer dans les petits tubes, dont on peut alors diminuer proportionnellement le diamètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons vu, chez M. Lemaître, chaudronnier à la Chapelle-Saint-Denis, des chaudières analogues, dans lesquelles les deux tubes de 40 centimètres de diamètre étaient remplacés par une série de tubes de 10 centimètres. Nous ne doutons nullement du succès de cette disposition.

Généralement les chaudières tubulaires pour bateaux affectent la même forme que les chaudières de locomotives, et, à notre avis, de toutes les dispositions, c'est encore la meilleure, quand on lui donne assez de longueur.

Les chaudières ainsi construites peuvent facilement subir l'épreuve à la presse hydraulique pour trois atmosphères ; bien certainement, l'usage s'en généralisant, les chaudronniers en perfectionneront la construction et les feront timbrer à quatre.

Le grand avantage que présentent ces chaudières, c'est de peser infiniment moins que les autres, vides ou pleines, à surface de chauffe égale ; de plus, elles occupent moins de place, et permettent l'emploi de la détente à un point beaucoup plus élevé que celles à faces planes.

Ces avantages ont été si bien constatés, que, cette année, le ministre de la marine en a prescrit l'emploi pour tous les nouveaux bâtiments de la marine royale, et ceux des anciens qui auront des rechanges à subir.

§ III. — Chaudières cylindriques à deux bouilleurs, dites à haute pression.

Nous avons dit que les appareils moteurs pour bateaux devaient, à raison même de la nature du lieu dans lequel ils fonctionnent, être à condensation et, autant que possible, à détente.

L'emploi des chaudières à haute pression pour ces machines ne pourrait être motivé que par la détente à un point élevé. Or, quelque important que soit le rôle de cet organe dans une machine à vapeur, il ne saurait, à notre avis, faire prévaloir les chaudières à haute pression, pour machines à condensation, tant à cause de leur poids considérable qu'à cause des fourneaux intérieurs qu'il faut leur donner.

Les chaudières à bouilleurs pour bateaux sont donc bonnes dans le cas seulement où l'appareil moteur est sans condensation, cas qui ne se présente à peu près que pour les petites machines, dont l'appareil de condensation augmenterait beaucoup le poids non-seulement par lui-même, mais parce qu'il exigerait des machines à balancier, lesquelles sont les plus lourdes.

Dans le cas où l'on fait usage des chaudières cylindriques à deux ou plusieurs bouilleurs, on les dispose généralement comme l'indiquent les fig. 13 et 14 (pl. 39).

Les bouilleurs sont ou très-rapprochés les uns des autres, ce qui rend facile l'interruption de communication entre le dessous et le dessus, ou assemblés directement à la chaudière, ce qui présente l'inconvénient d'exposer une partie de la surface de cette dernière à l'action directe du feu.

Le fourneau est établi sur des plaques de tôle mince recouvertes d'un carrelage destiné à retenir la chaleur. Ces plaques de tôle sont posées sur une charpente en fer ; au-dessous de la grille, est un espace vide d'au moins 20 centimètres de haut.

Sur les parois latérales existent encore des plaques de tôle, en dehors desquelles on peut circuler ; à l'intérieur il y a deux murs en briques, destinés, comme le carrelage, à retenir la chaleur dans le fourneau.

En avant et en arrière, même système à peu près de fermeture.

Tantôt les foyers sont isolés et envoient leurs gaz à la cheminée par un foyer spécial, tantôt ils sont réunis deux à deux.

Les chaudières communiquent toutes entre elles, soit par des coudes A placés sur les bouilleurs, soit latéralement.

Une disposition importante, adoptée par MM. Cochot, et ayant pour but d'empêcher les bouilleurs de se brûler, consiste à établir une communication entre le dessus des bouilleurs et le dessus

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des chaudières, au moyen de tubes adaptés à l'avant du fourneau en dehors. Par cette disposition, jamais les bouilleurs ne forment de chambres de vapeur, cette dernière pouvant se rendre, par un conduit spécial extérieur, à la partie supérieure de la chaudière.

Bien certainement on arriverait au même résultat que MM. Cochot en donnant aux bouilleurs une légère inclinaison, tout en leur conservant à chacun les deux *cuisses* indispensables, pour que les mouvements ascendant et descendant n'aient pas lieu par la même tubulure. Mais généralement on place les bouilleurs parallèlement aux chaudières, et alors la disposition de MM. Cochot ne peut être que bonne.

II. — DISTRIBUTION.

La distribution s'effectue toujours au moyen de tiroirs et excentriques, quelle que soit la force des appareils moteurs.

Pour machines de 30 chevaux chaque et au-dessous, on peut employer sans inconvénients le tiroir en coquille, simple jusqu'à 20 chevaux, double au-dessus de 20 chevaux.

Au delà de 30 chevaux, le tiroir en D couché est préférable, la pression de la vapeur n'ayant pas d'influence sur son frottement dans les garnitures, et la manœuvre en étant, par cela même, plus facile.

Dans les planches 40 et 41, représentant, en plan, coupe et élévation, les appareils moteurs de 450 chevaux, commandés aux ateliers français par la marine royale, la distribution se compose de deux boîtes à vapeur indépendantes l'une de l'autre et contenant chacune un tiroir en D couché, dont la garniture est serrée par des vis traversant les couvercles. L'introduction de la vapeur dans ces boîtes a lieu par un conduit faisant corps avec le cylindre.

Au lieu d'une seule et même tige pour les deux tiroirs, exigeant soit un stuffing-box de plus sous la boîte supérieure, soit un tuyau de communication entre les deux boîtes comme dans la fig. 1 (pl. 11), on a préféré munir chacune des tiges d'une traverse terminée par deux douilles dans lesquelles se logent les extrémités de deux tringles mises en mouvement par le levier à contre-poids L, au moyen de la traverse supérieure. Cette disposition présente l'avantage de permettre l'enlèvement facile du couvercle de la boîte à vapeur du bas, pour visiter ou refaire la garniture de son tiroir.

La détente a lieu par une soupape à lanterne S, mise en mouvement par une came double C située sur l'arbre moteur; elle se compose de plusieurs disques ayant la même forme, et pouvant s'échelonner de manière à allonger ou raccourcir la portion de circonférence correspondant au soulèvement de la soupape, disposition adoptée, il est vrai, par tous les mécaniciens de Paris pour leurs petites machines, mais peu convenable pour des appareils de 450 chevaux. Il est vrai qu'elle n'est qu'accessoire, et destinée seulement à servir quand le travail des voiles contribue pour beaucoup à l'avancement du navire.

D'ordinaire, et cela a lieu dans les appareils de 450 chevaux, comme la planche l'indique, la détente s'effectue au moyen d'un recouvrement extérieur ajouté au plein des tiroirs, avec une avance suffisante à l'excentrique, pour permettre l'exhaustion avant la fin de la course du piston; on peut détendre ainsi entre les $\frac{3}{4}$ et la fin de la course, suivant les dimensions du recouvrement et l'avance, ce qui est raisonnable, pour de la vapeur fonctionnant à basse pression.

Dans la fig. 1 de la planche 40, le recouvrement n'a pour but principal que d'empêcher l'admission d'avoir lieu avant l'arrivée du piston à la fin de sa course. Ainsi, d'après la position des tiroirs, on voit que le piston descend; l'admission a donc lieu par le tiroir du haut, et l'exhaustion par celui du bas. Or, bien que les tiroirs aient encore à monter d'une petite quantité, on voit, d'après leur position par rapport aux lumières, que la lumière du haut sera fermée avant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

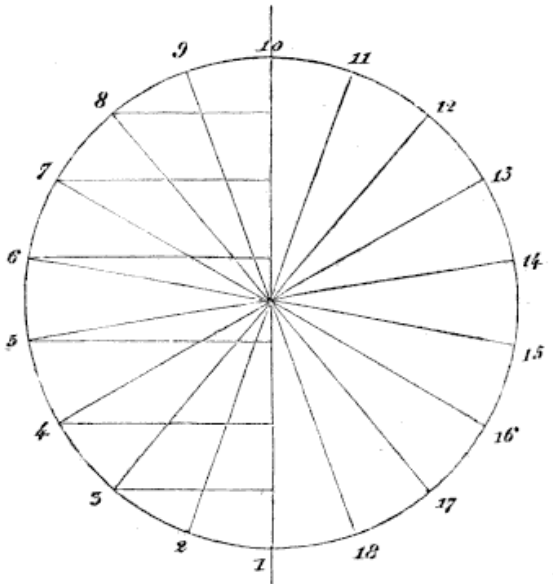
celle du bas; que, par conséquent, son ouverture à l'exhaustion aura lieu avant l'ouverture à l'admission de la lumière du bas. La hauteur du plein est telle, que l'exhaustion commence en haut au moment même où elle cesse en bas, c'est-à-dire que l'on a :

$$a\ b = c\ d.$$

La détente en haut a lieu au moment où l'extrémité e du tiroir atteint le point f de la lumière, et n'est utilisée que pendant le temps qui s'écoule entre les deux fermetures des lumières; c'est-à-dire dans une très-petite portion de la course.

La hauteur des lumières étant 160, celle des pleins des tiroirs est 205, c'est-à-dire de 45 millimètres en sus.

La course des tiroirs est la même que s'il n'y avait pas de recouvrement; or l'ouverture



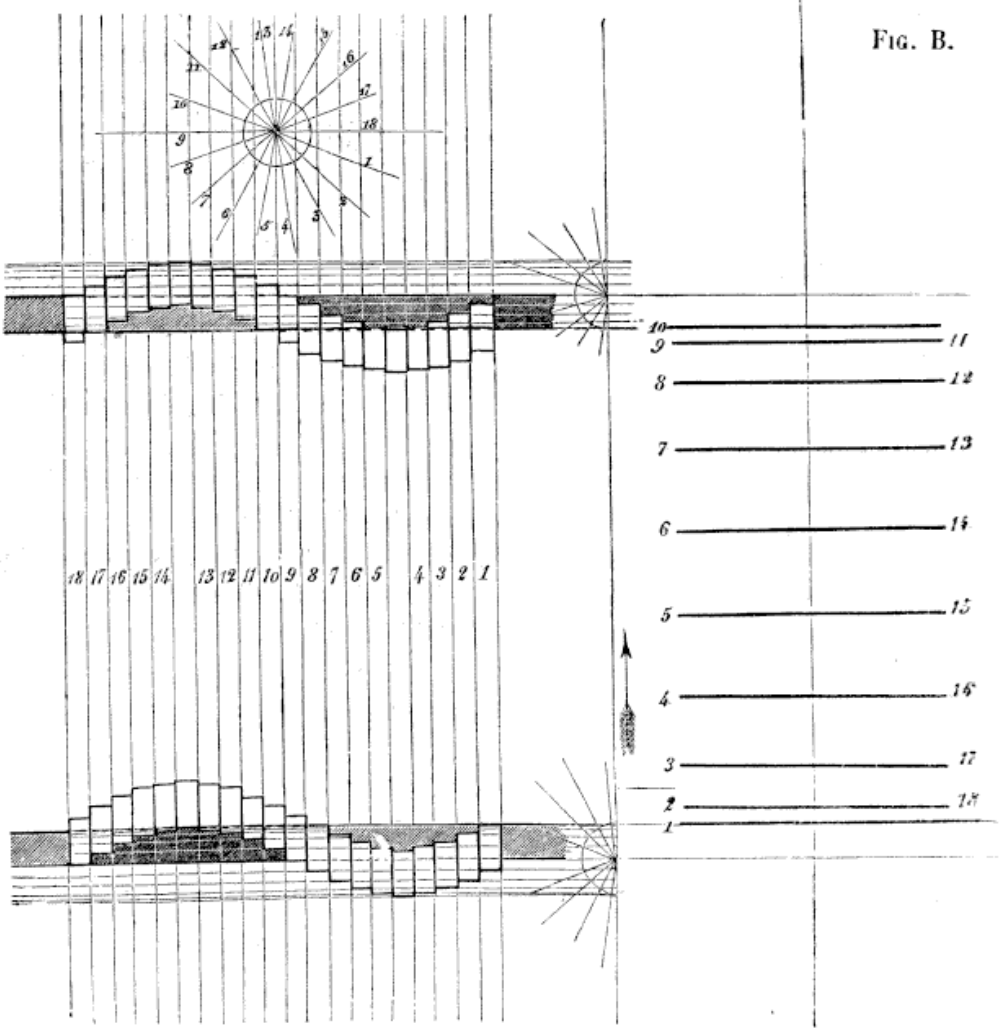


FIG. B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

totale à l'exhaustion étant 160, il en résulte que celle à l'admission n'est que $160 - 45 = 115$.

Pour déterminer à quel point exact de la course la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre, il suffit de remarquer que, quand le piston parcourt $2^m,30$, qui est sa course, les tiroirs parcourent $0^m,32$. Muni de ces données, on construit l'épure de la figure B (page 361), dans laquelle les chiffres 1, 2, 3, 4, 5, etc., indiquent les positions correspondantes du piston et des tiroirs pour une avance de 20 degrés à l'excentrique. La hauteur du recouvrement est naturellement égale à la projection de l'arc, avance du centre de l'excentrique sur la circonférence qu'il décrit autour de l'axe de l'arbre moteur.

Dans les appareils moteurs pour bateaux, comme dans les machines fixes pour mines, on est dans l'usage de changer la marche au moyen d'un seul excentrique dont le crochet embraye dans un levier double. Cette disposition était fort bonne autrefois quand, l'excentrique n'ayant pas d'avance, les deux branches du levier occupaient des positions symétriques par rapport à lui. Aujourd'hui il n'en est plus ainsi, et ce que l'on donne d'avance à l'excentrique, pour la marche en avant, constitue un retard pour la marche en arrière, et la rend beaucoup moins facile. Il serait cependant superflu de mettre deux excentriques, attendu que la marche en arrière n'a lieu généralement qu'à l'abordage, c'est-à-dire dans un moment où la vitesse doit être petite.

III. — CYLINDRE A VAPEUR.

Une notable modification a lieu dans les cylindres des appareils moteurs à balanciers pour bateaux : la course du piston est diminuée et le diamètre est augmenté. Cette modification provient de deux causes principales, savoir :

La première, parce que plus le cylindre est bas et large, plus il y a de stabilité dans la machine dont le bâti doit au cylindre une grande partie de sa rigidité, y étant relié par de fortes attaches;

La seconde, parce que la hauteur, au-dessus du sol de la machine, est généralement plus près de quatre que de cinq fois le rayon de la manivelle de la machine à rotation fixe, de force convenable. Il en résulte que, si l'on conservait la dimension de cette dernière à la manivelle et au cylindre, la bielle se trouverait n'avoir pour longueur que de trois et demie à quatre fois le rayon de la manivelle, ce qui n'est pas suffisant. Il faut donc, de toute nécessité, diminuer la course des pistons à vapeur et augmenter leur diamètre.

Il serait difficile d'affirmer si cette modification augmente ou diminue le poids des appareils moteurs; nous pensons qu'il est sensiblement le même dans les deux cas.

Nous trouvons dans l'ouvrage de M. Campaignac les dimensions des cylindres de huit appareils moteurs de différentes forces. Comparant ces dimensions à celles que nous avons données pour les machines à rotation fixes, nous formons le tableau suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau comparatif des dimensions des cylindres à vapeur pour appareils moteurs en deux machines, et des machines à rotation fixes, de même force.

FORCES totales en chevaux des appareils moteurs.	NOMS des constructeurs des appareils moteurs.	DIAMÈTRES des cylindres en mètres		RAPPORTS des diamètres des cylindres.	COURSES DES PISTONS en mètres		RAPPORT des courses des pistons.
		des appareils moteurs.	des machines à rotation.		des appareils moteurs.	des machines à rotation.	
60	Maudslay. . . .	0.816	0.70	1.16 à 1	0.914	1.40	0.65 à 1
80	Fawcett.	0.914	0.80	1.14 id.	1.067	1.60	0.66 id.
160	Maudslay. . . .	1.221	0.95	1.29 id.	1.372	1.90	0.72 id.
160	Fawcett.	1.221	0.95	1.29 id.	1.448	1.90	0.76 id.
160	Miller.	1.231	0.95	1.30 id.	1.372	1.90	0.72 id.
220	Fawcett.	1.400	1.05	1.36 id.	1.676	2.10	0.80 id.
220	Miller.	1.430	1.05	1.33 id.	1.500	2.10	0.72 id.
450	Schneider. . . .	1.930	1.45	1.33 id.	2.280	2.90	0.79 id.
	Moyennes..			1.27 à 1	. . . . .		0.73 à 1

Il résulte de ce tableau que l'on peut admettre, en nombres ronds, pour rapport moyen, les chiffres suivants; savoir :

	Machines à rotation.	Appareils moteurs.
1° Diamètres des cylindres.	1	1.25
2° Courses des pistons.	1	0.75

Remarquant que la course, dans les machines à rotation, est double du diamètre du cylindre à condensation sans détente, nous obtenons, en exprimant tout en fonction diamètre du cylindre de la machine à rotation :

Diamètres des cylindres.	1	1.25
Courses des pistons.	2	1.50

d'où la proportion : 1.25 : 1.50 :: 1 : 1.2

qui indique que la course des pistons, dans les appareils moteurs, est égale à 1.2 fois le diamètre des cylindres seulement.

Quant aux vitesses de rotation, elles se déduisent des volumes engendrés par les pistons, lesquels volumes doivent être égaux dans le même temps.

Soient : C, D, n les course, diamètre et nombre de révolutions par minute pour appareils moteurs,

c, d, n' les course, diamètre et nombre de révolutions par minute pour machines à rotation; on a pour expression des volumes engendrés par les pistons :

	Pendant une course.	Pendant une minute.
1° Appareils moteurs.	D^2C	$2nD^2C$
2° Machines à rotation.	d^2c	$2n'd^2c$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Or les volumes engendrés par minute sont égaux à force égale produite, et il vient :

$$2n\,D^2C = 2n'\,d^2\,c$$

On en déduit :

$$n = n'\,\frac{d^2\,c}{D^2\,C}.$$

Remplaçant, dans cette équation, les quantités d, c, D, C par leurs valeurs en fonction de $d=1$, il vient :

$$n = n'\,\frac{1\times 2}{1.56\times 1.50} = \frac{2\,n'}{2.34} = 0.855\,n'.$$

La vitesse de rotation pour appareils moteurs est égale aux 0.855 *de la vitesse de rotation des machines à balancier ordinaires.*

On en déduit pour vitesses relatives v et v' des pistons :

$$v = \frac{2\,C\,n}{60},$$

$$v' = \frac{2\,c\,n'}{60},$$

$$\frac{v}{v'} = \frac{C\,n}{n\,c} = \frac{1.5\times 0.855}{2\times 1},$$

$$v = \frac{1.28}{2}\,v' = 0.64\,v'.$$

A forces égales produites, les vitesses du piston, pour appareils moteurs de bateaux, ne sont que les 0.64 *des vitesses des pistons pour machines à rotation fixes.*

Partant de ces diverses données, nous formons le tableau suivant, savoir :

Tableau des proportions principales des cylindres pour appareils moteurs de bateaux en deux machines à balancier, à faible détente et condensation.

DIAMÈTRES des cylindres en mètres.	COURSES des pistons en mètres.	NOMBRES de révolutions par minute.	FORCES motrices utilisables, à peu près correspondantes, en chevaux.	DIAMÈTRES en mètres des cylindres des machines à rotation correspondantes.	DIAMÈTRES des cylindres en mètres.	COURSES des pistons en mètres.	NOMBRES de révolutions par minute.	FORCES motrices utilisables, à peu près correspondantes, en chevaux.	DIAMÈTRES en mètres des cylindres des machines à rotation correspondantes.
0.50	0.60	29.0	12	0.40	1.20	1.44	19.4	150	0.96
0.55	0.66	27.0	16	0.44	1.30	1.56	18.6	200	1.04
0.60	0.72	25.5	20	0.48	1.40	1.68	17.8	225	1.12
0.65	0.78	25.0	25	0.52	1.50	1.80	17.0	275	1.20
0.70	0.84	24.0	32	0.56	1.60	1.92	16.5	320	1.28
0.75	0.90	23.5	40	0.60	1.70	2.04	16.0	380	1.36
0.80	0.96	23.0	48	0.64	1.80	2.16	15.5	450	1.44
0.85	1.02	22.5	58	0.68	1.90	2.28	15.0	500	1.52
0.90	1.08	22.0	65	0.72	2.00	2.40	14.5	600	1.60
0.95	1.14	21.50	75	0.76	2.20	2.64	14.0	750	1.76
1.00	1.20	21.0	90	0.80	2.40	2.88	13.5	950	1.92
1.10	1.32	20.2	125	0.88	2.60	3.12	13.0	1100	2.08

IV. — TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

La transmission du mouvement comprend

Le parallélogramme,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les balanciers,
La bielle,
Les manivelles coudées et l'arbre moteur.

§ 1. — Parallélogramme.

Le parallélogramme pour appareils moteurs est basé sur le même principe que celui de Watt pour machines à rotation; il en diffère néanmoins en quelques points, comme nous allons le voir.

Soient (fig. A, page 352) :

O, le centre d'oscillation du balancier, ayant pour longueur αA, et pour oscillation l'arc A' A''.

B, B', B'', les positions de la tête de la tige du piston à vapeur, correspondant aux trois positions O A, OA' OA'' du balancier.

Joignons A B, A' B', A'' B''.

Il y a deux cas :

1° Ou les boutons des porte-guides sont situés dans le plan horizontal passant par le point B, comme dans les parallélogrammes de Watt;

2° Ou les boutons des porte-guides sont situés dans un plan horizontal situé au-dessous de B.

Dans le premier cas, le tracé est absolument le même que celui des parallélogrammes de Watt, et, pour une longueur égale à la moitié de O A, l'axe des boutons des porte-guides passe par le point B.

Dans le second cas qui est le plus fréquent, pour motifs que nous expliquerons ci-après, le tracé se fait bien comme dans le premier, mais l'axe des boutons porte-guides est changé, comme nous allons le voir.

Soit XY le plan horizontal des porte-guides. Ce plan rencontre en C la pièce B A, dite *bielle pendante*, et remplaçant *la grande chape* du parallélogramme ordinaire.

Prenons C' A' et C'' A'' égaux à C A.

Soit A a la longueur du parallélogramme; nous le formerons en prenant C b = A a et en joignant a b.

Le balancier, étant en O A', A B vient en A' B' et b en b', à l'intersection des arcs de cercle décrits des points a' et C', comme centres, avec a b et C b pour rayons.

De même, le balancier, étant en O A'', A B vient en A'' B'' et le point b en b'', à l'intersection des arcs de cercle décrits des points a'' et C'', comme centres, avec a b et C b pour rayons. Connaissant les trois points b, b' b'' de l'arc décrit par l'extrémité mobile du guide, on obtient l'axe des boutons des porte-guides en déterminant le centre O' de cet arc; O' b représente alors la longueur des guides, celle des contre-guides étant C b = A a.

Généralement, et pour motifs que nous donnerons aussi ci-après, la longueur du parallélogramme est plus considérable que nous ne l'avons supposée; elle est généralement voisine de A α = 0.75 O A.

Dans ce cas le point O'', axe des boutons des porte-guides, se trouve en dedans de l'appareil, et très-rapproché de l'arc $\mathcal{C}$ $\mathcal{C}'$ $\mathcal{C}''$ décrit par le sommet $\mathcal{C}$ du parallélogramme.

Nous allons maintenant expliquer pourquoi le plan des boutons de porte-guides est abaissé, et pourquoi le parallélogramme est allongé. Si on se porte à la figure 1 de la planche 40, on voit qu'il n'existe aucun point, en dehors de l'appareil, auquel on puisse facilement relier les porte-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

guides, tandis qu'il existe à l'intérieur un châssis dont la partie supérieure, qui relie le cylindre à l'arbre moteur, convient parfaitement pour supporter ces pièces. La partie supérieure de ce châssis étant un plan incliné, on en rapproche l'axe O″, en baissant le plan de cet axe et allongeant le parallélogramme.

Le plus souvent c'est le point O″ que l'on se donne, et alors on détermine le point C par une horizontale, et le point α par trois arcs de cercle décrits des points C' C'', comme centres, avec AC pour rayon.

Au lieu de boutons porte-guides en O″, on met un arbre passant dans deux supports et faisant corps avec les contre-guides CC et les guides qui ne sont autre chose, dans ce cas, que de petits leviers s'assemblant à charnières ou à chapes fermées avec les tringles αC; ces tringles remplacent les chapes de pompe à air du parallélogramme de Watt. Le parallélogramme ne sert alors qu'à guider en ligne droite le piston à vapeur.

Nous n'entrerons dans aucun détail sur le mode de construction des différentes pièces qui composent un parallélogramme, ceux que nous avons donnés sur la composition générale des pièces des machines et les figures des pl. 40 et 41 indiquant suffisamment en quoi consistent les modifications qu'il faut apporter au mode de construction ordinaire pour les obtenir. Nous ferons remarquer que la largeur de ces parallélogrammes étant au moins égale au diamètre extérieur des brides du cylindre, l'axe à T de la tige du piston des machines à rotation fixes est remplacé par une traverse en fer forgé absolument semblable à celles que l'on emploie pour transmettre le mouvement aux tiroirs dans les machines à balanciers fixes. Cette traverse est une des pièces les plus difficiles à exécuter quand l'appareil moteur acquiert une certaine importance. On voit, dans la figure 1 de la planche 40, un assemblage de la tige du piston avec la traverse qui ne s'emploie pas fréquemment, à savoir : une clavette et un écrou, dont les fonctions sont de se suppléer mutuellement, en cas de relâchement de l'un ou de l'autre. Nous n'attachons pas grande importance à ce mode d'assemblage; une bonne clavette fendue et à goupille tordue nous paraît aussi bonne.

§ II. — Balanciers.

Les balanciers pour bateaux diffèrent sensiblement des balanciers ordinaires. D'abord, au lieu d'être fixes sur un axe mobile dans des coussinets, ils sont mobiles sur un axe fixe; à cet effet, ils sont munis, dans leur intérieur, de coussinets dont le serrage s'effectue au moyen de clavettes. En second lieu, les têtes sont en fourchettes, et par conséquent munies d'un axe à un seul tourillon, avec lequel s'assemblent les têtes qui terminent les bielles.

La première de ces modifications provient de ce que, si les balanciers étaient fixes sur un même axe, ils se mouvraient ensemble de quantités égales dans le même temps, et ne se prêteraient nullement aux efforts de flexion que font subir aux bielles les boutons de manivelles qui ne tournent pas exactement dans le plan perpendiculaire à l'arbre des roues. Cette disposition serait certainement avantageuse pour le cylindre à vapeur, parce que la tige ne serait pas contrariée dans son mouvement, mais elle présente l'inconvénient de faire casser les bielles principales, effet qui est souvent suivi de la rupture d'un des fonds du cylindre. Lorsqu'au contraire les balanciers sont indépendants l'un de l'autre, la bielle n'éprouve qu'une légère résistance aux oscillations transversales que lui fait subir le bouton de la manivelle; il y a alors, dans le mouvement des balanciers, un certain gauche qui réagit faiblement sur la traverse de la tige du piston, le jeu des divers tourillons dans leurs coussinets, depuis la bielle jusqu'à cette traverse, étant suffisant pour détruire une partie de son action.

Quelques précautions que l'on prenne pour rendre insensibles les oscillations transversales de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la bielle principale, il arrive encore souvent qu'elle se casse. Aussi est-ce là le mauvais côté des appareils moteurs à balanciers pour bateaux.

§ III. — Bielle principale.

La bielle pour appareil moteur est une espèce de T renversé. Elle consiste en un corps rond terminé, d'une part, par une tête à chape et coussinets propre à recevoir le bouton de la manivelle; d'autre part, par une partie cylindrique à embase formant assemblage avec une traverse égale à celle du cylindre à vapeur. Les extrémités de cette traverse reçoivent deux têtes rapportées, à chapes et coussinets, qui forment l'assemblage avec les extrémités des balanciers.

Les bielles pour appareils moteurs sont en fer; on ne saurait donner trop de force à ces pièces si susceptibles de se rompre, surtout à la partie inférieure du corps, qui est presque constamment exposée à des efforts successifs et contraires de flexion transversale.

§ IV. — Manivelles coudées et arbre moteur.

Dans les appareils moteurs, on emploie deux manivelles par machine. Autrefois on faisait ces manivelles en fonte, aujourd'hui on les fait en fer; elles ne présentent, du reste, aucune particularité par rapport à celles que nous avons représentées dans les fig. 36 et 37 (pl. 4), et dont nous avons parlé dans la composition des pièces générales de transformations de mouvements; seulement elles sont plus courtes.

L'arbre moteur est en trois parties, savoir :

Une partie entre les deux machines recevant deux manivelles à angle droit;

Deux parties en dehors des machines et se prolongeant suffisamment à l'extérieur du navire pour recevoir les tourteaux des bras des roues.

V. — CONDENSATION.

Dans l'appareil de condensation pour appareils moteurs, on distingue

Le condenseur,
La pompe à air,
La bâche d'eau chaude.

Il n'existe pas de bâche d'eau fraîche pour deux motifs principaux, savoir :

Le premier, parce qu'elle occuperait une place assez considérable et qu'il n'y en a pas beaucoup;

Le second, parce qu'elle augmenterait le poids des machines dans une notable proportion sans de grands avantages.

Le condenseur et la bâche à eau chaude forment une seule pièce dont la partie inférieure est traversée par une partie creuse dans laquelle est logé l'axe fixe des balanciers. Le condenseur se trouve, en outre, agrandi par une chambre que l'on pratique dans la plaque de fondation entre les *carlingues* qui servent à les supporter.

La pompe à air est tantôt en fonte, tantôt en cuivre, tantôt en fonte garnie intérieurement de cuivre. On la fait sans inconvénient en fonte pour bateaux naviguant sur les rivières; mais, pour la mer, il est indispensable que le corps de pompe et le piston soient en bronze, l'action corrosive de l'eau salée mettant promptement les pompes en fonte hors de service.

Par suite de la prolongation du condenseur dans la plaque de fondation, on emploie pour la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pompe à air une disposition qui lui permet de retirer du condenseur beaucoup plus d'eau qu'avec les pompes à air ordinaires. Cette disposition consiste à noyer une portion de son corps de pompe dans la chambre où, par aspiration, elle fait venir l'eau et l'air du condenseur. La partie inférieure se trouvant à quelques centimètres seulement du fond de cette chambre, l'air qui arrive se trouve toujours dans la partie supérieure et n'entre dans le corps de pompe que quand la presque totalité de l'eau y est déjà.

Nous ne doutons nullement que tôt ou tard on n'adopte cette disposition pour toutes les machines à condensation.

Le piston de la pompe à air reçoit son mouvement des balanciers par l'intermédiaire d'une traverse et de deux petites bielles; cette traverse est guidée en ligne droite par deux tiges cylindriques fixées dans le bâti de la machine.

VI. — ALIMENTATION.

L'alimentation comprend

Les pompes alimentaires,
Les pompes d'épuisement des eaux mères.

Il y a deux pompes alimentaires par machine, savoir :

Une pompe de service régulier,
Une pompe supplémentaire.

Ces pompes sont mises en mouvement par la traverse de la pompe à air ou par des tourillons spéciaux du balancier.

Elles s'embrayent et se débrayent facilement, soit au moyen d'une grande douille à clavette, soit au moyen d'un décrochage.

Les pompes d'épuisement des eaux mères, qui s'emploient uniquement pour la mer, sont mises en mouvement par le balancier; il y en a tantôt une, tantôt deux. L'eau qu'elles tirent des chaudières traverse l'eau d'alimentation dans des serpentins avant de se rendre à la mer: elles peuvent ainsi chauffer jusqu'à 100° l'eau d'alimentation. La construction de ces diverses pompes ne présente rien de particulier; elles sont toutes aspirantes et foulantes à piston plein.

Les pompes d'épuisement des eaux mères sont munies, sur leur tuyau de décharge, d'une soupape suffisamment chargée pour que l'eau des chaudières ne soit pas poussée trop vite à la mer par la pression qu'exerce intérieurement la vapeur. L'exhaustion n'a lieu que par le soulèvement de cette soupape qu'opèrent, à chaque coup, les pistons de ces pompes; ce soulèvement ne pouvant avoir lieu qu'en vertu d'une pression supérieure à celle de la vapeur dans la chaudière, il en résulte que la soupape d'aspiration est toujours fermée quand la soupape de refoulement est ouverte.

VII. — BATI.

Le bâti est une des parties les plus importantes des appareils moteurs pour bateaux, par le nombre des conditions auxquelles il doit satisfaire et auxquelles il ne satisfait pas toujours.

En effet, un bon bâti d'appareil moteur doit

1° Ne s'appuyer que sur les parties fixes des machines et être d'une rigidité extrême;

2° Être aussi léger que possible, le poids étant préjudiciable au navire;

3° Relier entre elles les diverses parties de l'appareil afin que dans le mouvement elles ne perdent pas leurs positions relatives.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ces diverses conditions sont remplies plus ou moins rigoureusement par deux espèces d'entablements, savoir :

Les entablements toscans,
Les entablements moyen âge.

Dans les entablements toscans, le bâti présente, en élévation, deux étages de colonnes dont les inférieures, au nombre de deux de chaque côté, ont été coulées isolément, tandis que les deux supérieures font partie de la portion du bâti qui va se relier au condenseur et au cylindre à vapeur.

Le grand avantage de cette disposition, c'est de n'exiger qu'un faible poids de matière. Elle est, en outre, assez solide et s'emploie presque généralement.

L'entablement moyen âge, calqué sur celui du *British-Queen*, qui a été employé dans les appareils moteurs de 450 chevaux (pl. 40 et 41), est une disposition très-solide, il est vrai, mais fort pesante ; nous doutons qu'elle soit conservée.

Quel que soit le système d'entablement adopté, la liaison des flasques opposées se fait au moyen de croix de Saint-André ou d'arceaux convenablement disposés et traversés, de part en part, par de forts boulons qui maintiennent l'écartement.

VIII. — PROPULSEURS.

§ I. — Roues à pales.

Les roues à pales sont le propulseur par excellence pour appareil moteur à balanciers; on en distingue deux espèces, savoir :

Les roues à pales fixes,
Les roues à pales mobiles.

Les pales fixes diffèrent des pales mobiles par la manière dont elles frappent l'eau. Se trouvant normales à la circonférence extérieure des roues, elles frappent d'abord l'eau obliquement, puis, au fur et à mesure qu'elles avancent, se dressent verticalement pour reprendre ensuite une position oblique égale et contraire à celle qu'elles avaient en entrant.

Les pales mobiles, au contraire, sont disposées de manière à se tenir verticales pendant tout le temps de leur action sur l'eau. Ce résultat s'obtient d'une manière fort simple ; il suffit, pour cela, de les munir de leviers communiquant, au moyen de petites bielles avec un collier tournant, en même temps que l'arbre moteur, sur un excentrique fixe.

Nous ne pensons pas qu'il y ait grand avantage à remplacer les pales fixes par des pales mobiles, attendu que cette mobilité ne peut être obtenue qu'aux dépens de la solidité de l'appareil et à l'aide d'un certain frottement qui absorbe peut-être la totalité du travail que l'on économise de l'autre côté.

Ce qu'il importe le plus d'obtenir dans les bateaux, c'est que la quantité dont plongent les pales soit constante et égale à leur hauteur totale augmentée de 8 à 10 centimètres au plus; car, de même que, si les pales ne plongeaient pas du tout, leur effet utile serait nul, de même aussi, si la roue plongeait jusqu'à son axe, l'effet utile serait encore nul, le travail produit par la résistance de l'eau à l'entrée des pales étant exactement le même que celui absorbé par leur sortie. L'effet utile maximum étant celui qui correspond au plongement total des pales augmenté de 8 à 10 centimètres, il faut faire en sorte de se trouver toujours dans cette situation normale.

Le tirant d'eau des navires variant constamment, il n'y a moyen d'y arriver qu'en changeant le diamètre des roues. Une des dispositions les plus ingénieuses, pour arriver à ce résultat, est celle de M. Aubert, de Toulon. Elle consiste dans la division de chaque pale en trois parties dis-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tinctes et superposées; la partie inférieure pouvant se désassembler facilement et se porter au-dessus des deux autres, il en résulte que, suivant le tirant d'eau du navire, on donne aux roues un grand ou un petit diamètre.

Cette disposition est d'autant plus convenable que, quand le navire est très-chargé, la résistance à l'avancement est plus considérable que quand il l'est peu; alors, à quantité égale de travail dépensé par la machine à vapeur, la vitesse de sillage du navire est en raison inverse de la résistance. Or, la pression sur les pistons étant constante, il faut, pour que le travail de la machine soit constant, que la vitesse de rotation des roues soit elle-même constante, ce qui ne peut avoir lieu qu'autant que le rayon du centre de pression des pales diminue proportionnellement à l'augmentation de résistance du navire, de manière que l'on ait toujours :

$$PR = pr$$

P et R étant la résistance et le rayon du centre de pression des pales pour un tirant d'eau donné; p et r étant également la résistance et le rayon du centre de pression des pales pour un autre tirant d'eau.

Une seconde disposition fort ingénieuse, due à M. Gallevoys, et qui a pour but d'atténuer les chocs des pales sur l'eau, consiste dans la décomposition de chaque pale en trois, quatre ou cinq parties égales formant autant de pales indépendantes disposées en escalier sur une couronne en fonte.

Par ce moyen, chaque pale composante agit séparément avec une force à peu près égale à celle qu'elle aurait si elle était réunie aux autres, et, quand elle sort de l'eau, cette dernière s'échappe promptement par les vides ménagés; il résulte de là qu'il n'y a qu'une très-faible quantité de force absorbée par la résistance de l'eau à la sortie des pales. Il est à craindre, cependant, que cette disposition ne donne pas plus d'effet utile que celle des roues à pales simples, par la raison que la résistance des fluides est d'autant plus considérable par unité de surface, que cette dernière est elle-même plus considérable.

Enfin, pour diminuer les soubresauts désagréables que font ressentir aux voyageurs les chocs successifs des pales entrant dans l'eau, M. Cavé a imaginé de les placer obliques par rapport à l'axe des roues, de manière à former une portion de surface hélicoïdale, chassant l'eau à droite et à gauche, quand le navire marche en avant. Par cette disposition, l'arête extérieure de chaque pale rencontre l'eau obliquement et n'y entre que petit à petit, ce qui évite le choc de l'arête entière contre le liquide; de plus, l'inclinaison est suffisante pour que chaque pale commence son entrée dans l'eau avant que celle qui la précède n'y soit tout à fait plongée. Cette disposition est fort bonne en ce qui concerne les voyageurs; nous ignorons si elle donne plus d'effet utile que les autres; en tout cas, elle ne doit pas en donner beaucoup moins.

§ II. — Roues à hélices.

Nous avons vu (page 346) en quoi consistent les roues à hélices; nous avons dit que ces roues, primitivement à un seul filet de la longueur correspondant à un pas, ont été successivement remplacées par deux demi-filets, trois tiers de filet, etc., réduisant ainsi la roue à la moitié, au tiers, au quart, etc., de sa longueur, sans diminuer son effet utile, pourvu que la surface totale du cercle soit toujours couverte par une portion de surface hélicoïdale.

Nous avons, en outre, cité les hélices (pl. 39, fig. 9, 10, 11 et 12), qui se composent de trois tiers et quatre quarts de filets, dont les surfaces hélicoïdales correspondantes ne couvrent pas exactement la surface du cercle. Nous avons dit qu'il pouvait en être ainsi, pourvu que la surface totale couverte par les trois surfaces hélicoïdales de la roue fût égale à la surface du cercle, base d'une hélicoïde complète devant produire le même effet. Voilà pour la théorie.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il paraîtrait qu'en pratique les choses ne se passent pas tout à fait ainsi. En effet, il résulte des expériences de M. Cavé que, si d'une roue à quatre branches on retranche deux branches, l'effet utile produit à vitesse égale dépasse de beaucoup la moitié de l'effet utile produit par les quatre branches, bien qu'il n'y ait plus que la moitié de la surface qui agisse.

Selon cet habile praticien, cet effet proviendrait uniquement de ce que les frottements sont moindres avec deux branches qu'avec quatre ; qu'en outre, quand il y a quatre branches, il n'y a pas assez de distance entre deux branches consécutives pour que chacune d'elles ne rencontre pas une portion notable de l'eau qu'a mise en mouvement la branche précédente, eau tout à fait incapable d'offrir une résistance utile.

On conclut de ce résultat qu'il est probablement avantageux de ne mettre que deux branches dont le diamètre est très-grand et l'inclinaison assez forte ; tel est précisément le mode de construction qu'a suivi M. Cavé pour la frégate à vapeur *le Chaptal* qu'il a construite dans son chantier d'Asnières.

Cette frégate a les proportions suivantes :

Section immergée du maître-couple. . . .	$22^{m\ q}.00$
Force des machines en chevaux	220. 00
Hélices.	
Diamètre.	$3^{m}.00$
Pas.	4. 50
Nombre des pelles.	2. 00
Longueur de dito parallèlement à l'axe. . . .	1. 00
Nombre de tours par minute	75

L'appareil moteur de cette frégate est remarquable par son mode de transmission de mouvement à l'arbre de la roue, qui est direct. Il consiste, comme nous l'avons dit, en quatre cylindres horizontaux fixes communiquant deux à deux le mouvement à l'un des coudes de l'arbre moteur. Ces cylindres sont à moyenne pression, détente et condensation. Le condenseur se trouve placé au-dessous de tout le système et forme un vaste coffre dans lequel il est facile de pénétrer au besoin pour les réparations. Les pompes à air sont horizontales et leurs pistons sont mus par des excentriques.

Il a été proposé plusieurs dispositions pour les roues à hélices. Parmi ces diverses dispositions il en est de très-ingénieuses, celle, entre autres, de M. Rennies. Là, la courbe directrice est tracée sur un cône, au lieu de l'être sur un cylindre. Ce qui est probable, c'est que les hélices finiront par remplacer les roues à pales dans un temps plus ou moins rapproché, et qu'elles subiront d'innombrables modifications avant qu'on ait trouvé la forme la plus avantageuse.

TITRE VI.

LOCOMOTIVES.

DÉFINITIONS.

Les locomotives sont les appareils remorqueurs des convois sur les chemins de fer. Elles diffèrent de toutes les machines précédemment étudiées, en ce que leur puissance est limitée par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'espace que leur permet d'occuper la largeur à peu près constante de ces voies de communication ; il résulte de là que ces moteurs sont tous à peu près également puissants, et ne se distinguent généralement entre eux que par les quantités de charges qu'ils remorquent et les vitesses qu'ils sont susceptibles d'acquérir en raison de ces charges.

On considère, dans les chemins de fer, quatre catégories de trains, savoir :

1re catégorie. Trains à voyageurs pressés.
2e catégorie. Trains à voyageurs, diligences et malles-poste.
3e catégorie. Trains mixtes ou omnibus.
4e catégorie. Trains à marchandises.

Les premiers sont dits *Trains exprès*, et doivent marcher à raison de 75 kilomètres à l'heure, en moyenne, non compris les temps d'arrêt.

Les seconds sont dits *Trains à grande vitesse*, et doivent marcher à raison de 60 kilomètres à l'heure, en moyenne, non compris les temps d'arrêt.

Les troisièmes sont dits *Trains à moyenne vitesse*, et doivent marcher à raison de 45 kilomètres à l'heure, en moyenne, non compris les temps d'arrêt.

Les quatrièmes sont dits *Trains à petite vitesse*, et doivent marcher à raison de 30 kilomètres à l'heure, en moyenne, non compris les temps d'arrêt.

De même on considère quatre espèces de locomotives, savoir :

Les locomotives à trains exprès ;
Les locomotives à voyageurs ou à grande vitesse.
Les locomotives à trains mixtes ou à moyenne vitesse.
Les locomotives à marchandises ou à petite vitesse.

Toutes ces locomotives sont aujourd'hui montées sur trois paires de roues assemblées à demeure avec leurs essieux.

On nomme *roues motrices* celles d'entre les roues dont l'adhérence sur les rails est employée comme auxiliaire dans l'opération du remorquage. Le nombre des roues motrices est d'autant plus grand que la charge à remorquer est elle-même plus considérable ; en général, ce nombre est de *deux* pour les locomotives à grande vitesse, de *quatre* pour les locomotives à moyenne vitesse, et de *six* pour les locomotives à petite vitesse.

Les roues motrices sont toutes égales entre elles ; quand leur nombre est de quatre ou six, il y en a deux, dites *roues motrices principales*, formant la paire, qui reçoivent directement le mouvement des pistons moteurs et le transmettent aux autres roues motrices par l'intermédiaire de bielles en fer dites *bielles d'accouplement*. Les locomotives prennent alors le nom de *machines à quatre ou à six roues couplées*.

Cela posé, la composition d'une locomotive dérive de quatre données principales, savoir :

1° La largeur de la voie ;
2° L'écartement *maximum* qui peut exister entre les axes des essieux extrêmes ;
3° La nature du combustible que l'on emploiera ;
4° La puissance de traction dont on veut disposer.

Nous allons envisager successivement ces quatre données.

1° *Largeur de la voie.*

La largeur de voie adoptée pour les chemins de fer tant en *France* qu'en *Angleterre*, en *Belgique* et *Allemagne* varie entre 1m.435 et 1m.45, ENTRE LES RAILS ; elle a été poussée exception-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nellement, par M. Brunnel, à 2m.128 sur le chemin de fer de *Londres* à *Birmingham*, dit le *Great-Western*.

A 6 centimètres pour largeur du champignon du rail, la largeur de la voie, d'axe en axe, est généralement, en France, de 1m.50 ou 1m.51.

Suivant l'épaisseur que l'on donne aux rebords des roues, les distances entre les plans intérieurs des jantes varient, pour ces deux largeurs de voie, entre 1m.35 et 1m.37. Ainsi, par exemple, sur un chemin où l'écartement des rails est 1m.44, soit 1m.50 d'axe en axe, la distance entre les plans intérieurs des jantes des roues de locomotives est 1m.355; sur un autre où l'écartement des rails est 1m.45, soit 1m.51 d'axe en axe, cette distance n'est que 1m.36, tandis que, sur d'autres chemins dont l'écartement des rails est également de 1m.45, cette distance est portée à 1m.365.

2° *Écartement entre les axes des essieux extrêmes.*

L'écartement qui peut exister entre les axes des essieux extrêmes des locomotives varie suivant le rayon minimum des courbes dont est sillonnée la voie qu'elles doivent parcourir, et suivant la vitesse à laquelle ces courbes doivent être franchies.

Le rayon minimum des courbes variant, suivant les voies, entre 300 et 1000 mètres, si l'on considère 100 kilomètres à l'heure comme la vitesse maxima que puissent affecter les convois, les limites raisonnables d'écartement des axes des essieux extrêmes sont à peu près les suivantes, savoir :

QUATRE MÈTRES

1° Pour rayon minimum de 1000 mètres et grande vitesse;
2° Pour rayon minimum de 500 mètres à une station où l'on arrête toujours;
3° Pour rayon minimum de 300 mètres sur les voies de service et dans les croisements.

TROIS MÈTRES CINQUANTE CENTIMÈTRES

1° Pour rayon minimum de 600 mètres et grande vitesse;
2° Pour rayon minimum de 300 mètres à une station où l'on arrête toujours;
3° Pour rayon minimum de 200 mètres sur les voies de service et dans les croisements.

3° *Nature du combustible.*

La nature du combustible influe spécialement sur la capacité du foyer et la surface de la grille. Nous avons dit (page 219) que la quantité de coke qui se brûle par heure dans une locomotive est, en moyenne, de 5 kilog. par décimètre carré de surface de grille, pour une hauteur de combustible de 60 centimètres. Quand ce coke est de bonne qualité, la combustion de 1 kilog. correspond à environ 6 kilog. de vapeur; mais, s'il est de qualité médiocre, la production en vapeur diminue non-seulement en proportion du carbone contenu, mais encore en raison de la mauvaise combustion qui a lieu et s'accuse par une absence plus ou moins complète de rayonnement du combustible à travers la grille. Dans ce cas, la capacité du foyer et surtout la surface de la grille ne sont jamais trop grandes, car il n'y a d'autre moyen de maintenir la température du foyer suffisante qu'en augmentant la masse de combustible en ignition, la tuyère ne pouvant produire le tirage qui convient dans ce cas qu'en absorbant la presque totalité du travail produit par la machine.

Or aujourd'hui la consommation de houille est si considérable, que l'on doit s'attendre à être obligé d'employer pour locomotives des cokes de qualités très-inférieures; c'est donc une excellente précaution que celle qui consiste à donner aux foyers le plus de capacité et aux grilles le plus de surface possible, l'excès dans ce sens ne pouvant aller bien loin et ne nuisant pas à l'em-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ploi du bon charbon, dont on ralentit la combustion en évasant la tuyère d'échappement de la vapeur dans la cheminée.

4° Puissance de traction.

La puissance de traction des locomotives varie non-seulement suivant la vitesse qu'elles doivent avoir, mais encore suivant les rampes qu'elles ont à franchir. Ainsi, en terrain horizontal, la résistance moyenne qu'oppose une tonne (1000 kilog.) de charge remorquée est 4 kilog.; pour chaque millimètre de rampe cette résistance augmente de 1 kilog.

Une locomotive ne doit avoir à remorquer que la charge correspondant à la rampe maxima qu'elle aura à franchir, sans quoi le convoi serait exposé à rester en route; il en résulte que, quand il y a de fortes rampes dans un chemin de fer, il est d'une bonne administration d'avoir des machines puissantes, afin que, tout en tenant compte des rampes *maxima*, le nombre des waggons remorqués ne soit pas moindre que les autres lignes d'égale importance. Néanmoins, comme, en définitive, les rampes présentent le grave inconvénient de ne permettre d'utiliser, pendant la majeure partie du trajet, qu'une portion de la puissance du moteur, il est bon de les faire aussi faibles que possible; 4 à 5 millimètres nous paraissent une limite convenable; malheureusement on n'est pas toujours maître du terrain, et il est souvent nécessaire de dépasser ces chiffres.

Quand les rampes s'élèvent à 15 millimètres, on fait habituellement usage d'une seconde locomotive qui ne sert que là où existe la rampe. Dans ce cas, la résistance d'une tonne à la traction devenant $15 + 4 = 19$ kilog., $9^k.5$ est la charge d'une tonne sur chaque locomotive; or $9^k.5$ se décomposent en $5.5 + 4$; c'est-à-dire que, chargée à raison de $9^k.5$ par tonne remorquée, la locomotive du train franchira, sans auxiliaire, les rampes de 5.5 millimètres, mais pas au delà.

CHAPITRE PREMIER.

DISPOSITIONS GÉNÉRALES.

La largeur de la voie variant, en France, entre $1^m.44$ et $1^m.45$ de dedans en dedans des rails, et la distance intérieure des roues qui en résulte variant entre $1^m.35$ et $1^m.37$, on peut, en moyenne, compter sur une largeur de $1^m.36$ entre les roues, dans l'étude d'un projet de locomotive non affectée à une voie déterminée; c'est donc sur ce chiffre que nous baserons les résultats des observations qui vont suivre.

En second lieu, de même que 4 mètres est aujourd'hui la limite supérieure raisonnable des écartements qui peuvent exister entre les axes des essieux extrêmes pour grande vitesse dans des courbes de 1000 mètres de rayons, de même aussi on peut considérer *trois* mètres comme la limite inférieure de cet écartement, attendu que ce chiffre correspond, quel que soit le diamètre des roues, au plus grand rapprochement qui puisse exister entre les axes extrêmes, sans contact.

Or de ces limites pour l'écartement des axes des essieux extrêmes résultent deux dispositions principales de locomotives, savoir :

La disposition dite à foyer en porte-à-faux (pl. 43 et 45),

La disposition dite à foyer entre deux essieux (pl. 42 et 44).

La première, qui fut exclusivement employée autrefois, quand les locomotives n'avaient que quatre roues espacées au plus de 2 mètres d'axe en axe, présentait le grave inconvénient d'exiger peu de longueur pour le foyer, afin que le porte-à-faux de cette partie de la chaudière fût le moindre possible. Le besoin d'une grande puissance de vaporisation se faisant impérieusement

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sentir, et cette puissance ne pouvant s'obtenir que par une augmentation dans la surface de la grille et dans la capacité du foyer, on imagina de faire supporter la moitié du poids, en porte-à-faux, par une troisième paire de roues placée à l'arrière, qui, en supprimant ce porte-à-faux du foyer, permettait immédiatement d'en doubler la longueur. Cette disposition, bien qu'augmentant de beaucoup l'écartement des roues extrêmes, semblait devoir accroître le nombre des chances de déraillement dans les courbes; il arriva, au contraire, qu'elle offrit de si grands avantages tant sous le rapport de la stabilité que sous celui de la puissance de vaporisation, qu'elle fut universellement adoptée pendant plusieurs années. Mais, malheureusement, la capacité du foyer et, par suite, la quantité de combustible brûlé dans un temps donné devenant de plus en plus considérables, la surface de chauffe n'augmentait que dans une très-faible proportion, par suite de la longueur constante des tubes ; il en résultait que si, d'une part, les locomotives devenaient plus puissantes, d'autre part la quantité de chaleur utilisée diminuait et élevait d'autant le prix de revient du travail effectué. C'est alors que l'on imagina, pour rendre les tubes plus longs et, partant, la surface de chauffe par contact plus grande, non pas d'augmenter l'écartement des axes extrêmes des essieux, mais de replacer de nouveau le foyer en porte-à-faux, en conservant les six roues. Cette disposition ingénieuse permit immédiatement de porter à $3^{m}.90$ et même 4 mètres la longueur des tubes, qui primitivement était de $2^{m}.60$ au plus, et cela non-seulement sans augmenter l'écartement des roues, mais même en le diminuant. On arriva ainsi à réduire de 20 pour 100 la consommation en combustible pour un travail effectué égal à celui des locomotives précédentes.

Mais, quelque ingénieuse que soit cette disposition, elle possède, comme les anciennes machines à quatre roues, ce porte-à-faux incommode, qui impose au foyer des dimensions incompatibles avec une grande puissance de vaporisation. Il résulte de là que, sous le rapport de l'effet utile, cette disposition remplit parfaitement le but que l'on s'est proposé, mais que, sous le rapport de la puissance, elle ne répond pas aux besoins de l'époque ; il suffit, pour le prouver d'une manière incontestable, d'observer que, dans les anciennes machines à six roues, la surface de la grille est, en moyenne, de 1 mètre carré, tandis que dans ces nouvelles machines, qui pour la plupart sont employées à de longs trajets et exigent, par conséquent, une grande puissance de vaporisation, elle est, en moyenne, de 85 décimètres carrés, c'est-à-dire de 15 décimètres carrés moindre que dans les précédentes. Or il se brûle par heure et par décimètre carré de surface de grille, en moyenne, 5 kilog. de coke; c'est donc de 75 kilog. par heure que se trouve réduite la consommation. Nous admettons volontiers que l'effet de cette réduction dans la dépense est annulé par la plus grande quantité de chaleur utilisée, mais alors il devient évident que les machines à foyer en porte-à-faux ne sont réellement propres qu'au service de celles qu'elles ont supplantées, et non à constituer de nouveaux et puissants locomoteurs comme on l'a généralement admis.

Dans cet état de choses, une idée a dû se présenter naturellement à l'esprit, savoir : de tenter, par rapport aux machines à six roues et foyer en porte-à-faux, ce que jadis on essaya, avec tant de succès, sur les machines à quatre roues. C'est ce qui a été fait et peut être aujourd'hui considéré comme à l'ordre du jour ; seulement, au lieu d'ajouter une quatrième paire de roues, on reporte de l'avant à l'arrière du foyer la paire de roues qui supportait seule cette partie de la chaudière, et qui, par suite de cette nouvelle disposition, deviendrait inutile, si on la conservait à sa place ; en d'autres termes, on revient aux anciennes machines à six roues.

En fixant à 4 mètres, comme nous l'avons dit plus haut, l'écartement maximum des axes des essieux extrêmes, c'est bien plutôt d'après cette dernière donnée que l'on agit, en reportant les roues à l'arrière, que d'après la manière ci-dessus indiquée d'envisager la question. Car, dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

toutes les machines à six roues et foyer en porte-à-faux, l'écartement minimum des axes des essieux extrêmes étant trois mètres, et la distance minima de la paroi du foyer à l'axe de l'essieu d'arrière étant égale à au moins 125 millimètres, il en résulte que, si on porte la longueur extérieure du foyer à $1^m.25$ en plaçant les roues à l'arrière, l'axe de ces roues doit reculer de $1^m.25 + 2 \times 0.125$, c'est-à-dire, de $1^m.50$, ce qui donne pour écartement total $3 + 1.50 = 4^m.50$ au lieu de 4 mètres indiqués par nous comme écartement qu'il n'est pas prudent de dépasser.

Il est probable que, tôt ou tard, la limite supérieure de l'écartement des axes des essieux extrêmes sera encore plus considérable, et alors on arrivera, avec l'ancienne disposition, à réaliser une économie de combustible aussi grande que celle réalisée par la disposition du foyer en porte-à-faux.

Mais, si on observe que des expériences nombreuses auxquelles ont été soumises les chaudières à longs tubes il résulte que la quantité de chaleur transmise par la surface de chauffe par contact est descendue, dans certains cas, du $\frac{1}{3}$ au $\frac{1}{7}$ de celle transmise par la surface de chauffe directe, on se sent naturellement porté à penser que, pour une faible économie de combustible, il est inutile de prolonger ainsi indéfiniment les tubes, et qu'il doit être préférable, quand la chose est possible, d'avoir recours à la disposition du foyer entre deux essieux, avec écartement de 4 mètres entre les axes extrêmes; car cette disposition correspond à une longueur de tubes qui varie entre $3^m.30$ et $3^m.40$, tout en laissant au foyer une grande capacité et à la grille une grande surface.

Il résulte de là que, toutes les fois que l'écartement entre les axes des essieux extrêmes peut être porté à 4 mètres, la disposition du foyer entre deux essieux est la préférable.

Toutes les fois que l'écartement entre les axes des essieux extrêmes ne doit pas dépasser $3^m.50$, la disposition du foyer en porte-à-faux est la plus économique; elle est aussi la préférable, si elle comporte des dimensions de foyer suffisantes, eu égard à la puissance de vaporisation que doit présenter l'appareil.

Comme, d'une part, l'écartement de 4 mètres entre les axes des essieux extrêmes ne peut exister qu'autant que les courbes franchies à grande vitesse ont un rayon d'au moins 1000 mètres; comme, d'autre part, les foyers en porte-à-faux ne doivent s'agrandir qu'en largeur, la longueur actuelle ne pouvant être dépassée sans inconvénients, il est aujourd'hui indispensable, pour les chemins de fer à long parcours, qui par ce fait exigent de puissants remorqueurs, de faire subir à la voie une des deux modifications suivantes, savoir :

Ou un redressement des courbes à petit rayon, ou un élargissement du *railway*.

Comme le redressement des courbes sera toujours la plus économique des deux modifications, il est probable que la première sera longtemps préférée. Il y a donc lieu de croire que, dans un temps plus ou moins éloigné, la disposition du foyer entre deux essieux sera exclusivement affectée aux locomotives de grandes lignes de chemins de fer, et que celle des foyers en porte-à-faux sera exclusivement adoptée pour les petites lignes, où elle est appelée à faire réaliser une économie considérable.

La largeur de la voie et l'écartement maximum des axes des essieux extrêmes étant connus, la disposition des parties d'une locomotive autres que le générateur n'est plus qu'une affaire de mode qu'exécutent, plus ou moins habilement et avec plus ou moins de bénéfices, les différents constructeurs qui se chargent de confectionner ce genre de moteur. Aussi existe-t-il pour la plupart de ces parties plusieurs systèmes de construction constituant un certain nombre de variétés dans chacune des deux grandes dispositions principales sus-mentionnées. Les premières et les plus importantes de ces variétés sont celles qui dérivent de la position des cylindres à vapeur; cette position seule en constitue quatre, dont deux principales, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Les machines à cylindres intérieurs,
2° Les machines à cylindres extérieurs ;

Et deux secondaires, savoir :

1° Les machines à cylindres horizontaux,
2° Les machines à cylindres inclinés.

Pendant un temps, tous les cylindres étaient intérieurs et logés dans la boîte à fumée ; l'essieu moteur était à deux coudes et d'une exécution fort difficile, sous le rapport de l'homogénéité de la matière ; toutes les pièces de transmission de mouvement étaient attenantes à la chaudière ; le châssis était extérieur aux roues, ainsi que les fusées des essieux qui le portaient. Cette disposition permettait de donner à l'enveloppe de la boîte à feu une largeur égale, à 8 ou 10 centimètres près, à la distance intérieure des roues ; cette distance étant de $1^m.36$, l'enveloppe de la boîte à feu comportait facilement une largeur de $1^m.26$ à $1^m.28$ sur toute sa hauteur. En outre, les cylindres étaient maintenus chauds dans la boîte à fumée ; mais la liaison des pièces du mouvement à une partie de l'appareil essentiellement altérable et détériorable par le feu, comme la chaudière, était vicieuse : on la conserva cependant longtemps, et, lorsqu'on substitua les cylindres extérieurs aux cylindres intérieurs, ce fut bien plutôt pour supprimer l'essieu coudé que pour éviter la sujétion des pièces du mouvement à la chaudière. Dans ce cas, à moins d'employer des manivelles supplémentaires, il est nécessaire de faire passer les fusées des essieux moteurs de l'extérieur à l'intérieur, ainsi que le châssis qui porte dessus.

Dans les premières machines à cylindres extérieurs, on ne voulut pas tout d'abord s'exécuter complétement pour le châssis et le reporter entièrement à l'intérieur, les roues non motrices ne nécessitant nullement cette modification ; il en résulta que, au lieu d'un seul châssis, il fallut en avoir deux (voir fig. 1 et 2, pl. 43), l'un extérieur pour les petites roues, l'autre intérieur pour les roues motrices. Aussi arriva-t-il que non-seulement on compliquait les machines et augmentait leur poids, mais encore on faisait porter, sur de petites fusées, des charges qui les faisaient facilement chauffer, tandis qu'à l'intérieur elles eussent opposé à ces charges une surface de frottement suffisante pour éviter cet inconvénient.

Aujourd'hui on supprime généralement le châssis extérieur pour lui substituer le châssis intérieur (voir pl. 44 et 45) portant partout sur des fusées également intérieures et à grande surface de frottement ; le seul inconvénient que présente cette disposition est de réduire d'une manière notable la largeur inférieure de l'enveloppe de la boîte à feu. En effet, le châssis intérieur se compose de deux *longerons* en fer parallèles et aboutissant, de part et d'autre, à deux traverses en bois ; autant que possible, ces longerons sont disposés de manière à porter sur le milieu de la longueur des boîtes à graisse. Or cette longueur varie entre 16 et 18 centimètres ; si on prend 16 centimètres, comme l'écartement intérieur des roues est de $1^m.36$, la fusée commençant à l'aplomb du moyeu, il vient pour écartement maximum d'axe en axe des longerons :

$$1^m.20.$$

Les longerons ont 3 centimètres, en moyenne, d'épaisseur, et il faut, pour les plaques de garde, la couverture de la boîte à feu et l'épaisseur des agrafes de jonction, 4 centimètres entre le longeron et l'enveloppe de tôle de la boîte à feu ; donc, la largeur extérieure de cette dernière ne peut dépasser :

$$1^m.20 - (0.03 + 0.08) = 1^m.09.$$

Généralement, afin de gagner quelques millimètres sur cette largeur, on préfère donner un peu de porte-à-faux aux longerons sur les boîtes à graisse et porter leur écartement d'axe en axe

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à $1^m.21$; on obtient ainsi pour largeur extérieure de la boîte à feu, entre les longerons, $1^m.10$. La largeur des ressorts, y compris leur collier, ne dépassant pas 12 centimètres, on voit que ces pièces, dont l'axe est à plomb de celui des longerons, peuvent encore tenir derrière les roues, puisqu'il y a, entre ces dernières et l'axe du longeron correspondant, une distance de :

$$\frac{1.36 - 1.21}{2} = 0.075,$$

là où il faut 0.06 rigoureusement.

Si l'on n'était retenu par la nécessité de faire porter les longerons aussi directement que possible sur le milieu des boîtes à graisse, on serait tenté de les écarter encore, sans pour cela augmenter la largeur de la boîte à feu; car, quelle que soit la position du foyer par rapport aux essieux, il se trouve toujours un essieu dont l'axe est à 15 centimètres au plus de ce dernier, et dont les deux ressorts viennent, en partie, balayer ses parois longitudinales. L'épaisseur des ressorts, sans leur collier, étant de 9 centimètres, c'est 45 millimètres, au moins, qu'il faut prendre à partir de l'axe du longeron sur le recouvrement de la chaudière pour le loger. La distance maxima et infranchissable, à $1^m.10$ de largeur extérieure de boîte à feu et $1^m.21$ d'axe en axe des longerons, étant $15 + 40 = 55$ millimètres, il ne reste, entre le ressort et l'enveloppe nue de la boîte à feu, que 10 millimètres pour les têtes des entretoises de jonction et le recouvrement en feutre et tôle, ce qui n'est pas assez.

Dans les machines à foyer entre deux essieux cela n'est qu'un petit inconvénient, parce que, le centre de gravité du système étant à 40 centimètres environ en avant des roues intermédiaires, l'essieu d'arrière peut n'être que très-peu chargé et comporter, par ce fait seul, une épaisseur moindre des ressorts; mais quand le foyer est en porte-à-faux, quand surtout il est surmonté d'un dôme de Stephenson, le centre de gravité se trouve à l'arrière; il faut alors que les ressorts de l'essieu de ce côté soient puissants, conservent leurs 9 centimètres de largeur, soient placés en dessus des boîtes à graisse et non en dessous, comme cela pourrait avoir lieu s'ils étaient peu chargés; en dessus des longerons et non en dessous, parce qu'en dessous ils ne pourraient avoir que la largeur comprise entre les deux plaques de garde, dont l'écartement maximum intérieur ne peut dépasser 7 centimètres.

Il résulte de là que la boîte à feu, qui est déjà resserrée entre les longerons à la partie inférieure, ne peut, dans les machines à foyer en porte-à-faux, être bombée dans le haut, à cause des ressorts, et alors la partie cylindrique, comprenant les tubes, qui, d'ordinaire, a pour diamètre la largeur extérieure du haut de la boîte à feu, moins 20 centimètres, ne doit avoir, si elle reste ronde, que 90 centimètres de diamètre. Ce diamètre est fort petit, comparativement à celui des machines à foyer entre deux essieux, qui, quel que soit le système de châssis, peut être au moins de $1^m.06$ pour écartement des longerons égal à $1^m.21$ d'axe en axe, ce qui fait, avec l'enveloppe en feutre et bois de 3 centimètres tout autour, 1 diamètre de $1^m.12$ tangent aux ressorts, comme l'indique l'expression :

$$1^m.21 - 0^m.09 = 1^m.12$$

$0^m.09$ étant la somme des deux demi-épaisseurs des ressorts attenants au même essieu.

Le châssis intérieur présente, sur le châssis extérieur, l'avantage de remplacer la chaudière, partout où il y a à supporter des pièces fixes attenantes au mouvement; de cette manière, la chaudière se trouve délivrée d'une foule de points d'attache qui occasionnaient des fuites, et les pièces du mouvement se trouvent fixées à une partie immobile qui n'est soumise qu'à des variations de température très-restreintes, et ne se dilate jamais comme la chaudière. Quand nous disons immobiles, à propos des longerons, nous parlons en principe seulement, car, en fait, si

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les chaudières sont assemblées à ces pièces sur toute leur longueur, elles doivent nécessairement se courber quand les chaudières s'échauffent. En effet, si on détermine par le calcul de combien de millimètres doit être l'allongement d'une chaudière de 5 mètres de long, chauffée à 150 degrés centigrades, on trouve que cet allongement est de $\frac{3}{1000}$ environ, c'est-à-dire de 9 à 10 millimètres. Ce n'est donc pas remédier complétement au mal que de substituer les longerons à la chaudière pour supporter les pièces du mouvement, s'ils continuent à y être assemblés à demeure sur toute leur longueur. Aussi ce vice vient-il d'être corrigé, et emploie-t-on aujourd'hui, pour la liaison des chaudières aux longerons, des agrafes dites à dilatation, qui permettent à la chaudière, dont la boîte à fumée est fixe, de s'allonger et de se raccourcir sans que les longerons en souffrent le moins du monde.

Les fig. 5 et 6 (pl. 44) représentent le système d'agrafes que nous avons employé dans les machines à voyageurs du chemin de fer de Paris à Lyon. Ce système consiste à embrasser le longeron dans un collier de deux pièces, dont l'une tient à la chaudière, assez peu serrées pour que le longeron y glisse, mais pas assez pour qu'il y ballotte. Ces pièces sont assemblées entre elles par des boulons qui traversent le longeron, et sont fixées à demeure par des goupilles. Le longeron, de son côté, est percé d'un trou suffisamment long, à l'endroit de chaque boulon, pour permettre le mouvement de la dilatation.

De l'inclinaison des cylindres.

Quand les cylindres sont intérieurs, l'inclinaison n'a d'autre but que de permettre aux tiges des pistons de passer au-dessus des essieux des roues d'avant, dont le diamètre est le même que celui des roues motrices, circonstance qui se présente toutes les fois que les roues motrices principales sont couplées avec les roues d'avant.

Quand les cylindres sont extérieurs, leur inclinaison acquiert une plus grande importance. En effet, s'ils sont horizontaux, ils se trouvent en porte-à-faux, de toute leur longueur, en avant des roues d'avant. Ce porte-à-faux est d'autant plus grand, que la course de ces derniers et le rayon des roues d'avant sont plus considérables.

Comme, en général, pour roues dont le diamètre ne dépasse pas $1^m.10$, on s'inquiète peu du porte-à-faux des cylindres, on voit déjà que les machines, sans roues couplées, peuvent toujours avoir leurs cylindres horizontaux, le diamètre des roues d'avant pouvant toujours être de moins de $1^m.10$.

C'est donc dans le cas seulement de roues d'avant couplées aux roues motrices que se présente à résoudre la question des cylindres extérieurs inclinés à l'horizon.

Pour bien déterminer dans quel cas on doit adopter cette dernière disposition, il est bon de connaître les avantages qu'elle présente sur la précédente.

Quand les cylindres sont horizontaux, il faut écarter leurs axes d'une quantité suffisante pour permettre aux bielles d'accouplement de l'avant de passer entre les roues d'avant et les pièces de transmission de mouvement des pistons moteurs aux roues motrices principales. Comme on le voit déjà, d'après cela, il faut, de toute nécessité, que le tourillon d'accouplement des roues motrices soit en dedans de celui de transmission du mouvement de la bielle principale, ce qui n'est pas très-bon, mais se compense par une augmentation de diamètre.

La largeur intérieure entre les roues étant $1^m.36$, et les moyeux ayant 18 centimètres d'épaisseur, la longueur totale des essieux se trouve être $1^m.72$; ajoutant, de chaque côté, 5 millimètres pour l'embase du bouton de la bielle d'accouplement, nous obtenons $1^m.73$. Quelque peu long qu'on fasse ce bouton, il faut qu'il ait au moins 6 centimètres ; c'est donc $1^m.73 + 2 \times 0.03 = 1^m.79$ qui existe entre les axes des bielles d'accouplement. Prenant 5 millimètres encore, de chaque

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

côté de la machine, pour collets des boutons, nous obtenons, pour distance extérieure de ces boutons :

$$1^m.79 + 2 \times 0.03 + 2 \times 0.005 = 1^m.86.$$

Entre les roues et les glissières, guides de tiges des pistons moteurs, il faut une plaque de tôle destinée à empêcher la boue et le sable que ramassent les roues de tomber sur ces parties frottantes. Cette plaque, qui n'a que 3 à 4 millimètres d'épaisseur, ne doit pas être frottée par les pièces en mouvement, c'est donc au moins 5 millimètres qu'il faut laisser de chaque côté; soit, y compris son épaisseur, 15 millimètres en tout, c'est encore 3 centimètres qu'il faut ajouter aux $1^m.86$ trouvés plus haut, total $1^m.89$ avant d'arriver aux glissières.

La largeur des glissières, qui doit être maxima, serait suffisante cependant à 10 centimètres. Il en résulte que, en ajoutant 1 centimètre de chaque côté pour les glissoirs, on aurait un total de 12 centimètres, qui, ajoutés aux $1^m.89$ trouvés plus haut, donnerait pour distance, entre les axes des cylindres, $1^m.89 + 0,12 = 2^m.01$. Mais, malheureusement, ce ne sont pas les glissières qui règlent cette dernière largeur, ce sont les charnières d'assemblage des tiges des pistons avec les bielles principales. Or, que les bielles soient fourchues ou droites, la largeur de ces charnières ne peut être moindre que 16 centimètres. Il résulte de là que la distance minima qui puisse exister entre les axes des cylindres horizontaux des machines à bielles couplées doit être de $1^m.89 + 0.16 = 2^m.05$. Si ces cylindres ont un fort diamètre, 45 centimètres, par exemple, c'est une largeur minima de $2^m.60$ que doit avoir la locomotive.

En outre, quand les cylindres des machines à roues couplées sont horizontaux et ont leurs tiroirs verticaux, disposition sur laquelle nous reviendrons, il faut courber les tiges de transmission du mouvement des excentriques aux tiroirs.

En inclinant suffisamment les cylindres à l'horizon, on peut donc obtenir

1° Une transmission directe du mouvement des excentriques aux tiroirs verticaux;

2° Une diminution de 7 centimètres de chaque côté, dans l'écartement des axes des cylindres, ce qui réduit cet écartement à $2.05 - 0.14 = 1^m.91$, en mettant les têtes de bielles d'accouplement en dehors des boulons des roues motrices principales, et en laissant une distance suffisante entre la glissière inférieure de la tête du piston et la circonférence décrite par le bouton d'accouplement des roues d'avant;

3° Une diminution dans la longueur du porte-à-faux des cylindres qui, au fur et à mesure qu'ils s'élèvent, peuvent se rapprocher du plan vertical passant par l'axe des roues d'avant.

Tous ces avantages, qui ne laissent pas que de présenter quelques petits inconvéniens théoriques et pratiques, ne peuvent s'obtenir qu'à la condition que la course des pistons moteurs ne dépassera pas 60 centimètres. En effet, si la course dépasse cette longueur, la circonférence décrite par les boutons des roues d'avant augmente, ainsi que l'inclinaison des cylindres, parce qu'il faut toujours la même distance entre cette circonférence et la glissière inférieure; il en résulte que les tiges des tiroirs verticaux vont donner en plein dans la chaudière cylindrique, qu'il faut alors surhausser plus que la prudence ne le permet, si on veut que ces tiges ne la rencontrent pas.

Emplacement des tiroirs.

Après les positions des cylindres, viennent celles des tiroirs. Jadis tous les tiroirs étaient horizontaux et couchés sur les cylindres; le mouvement des excentriques leur était communiqué par l'intermédiaire de leviers d'excentriques, arbres de tiroirs et leviers de tiroirs. Aujourd'hui tous les tiroirs sont verticaux et reçoivent directement le mouvement des excentriques, sans intermédiaire de leviers ni arbres. Cette disposition a amené l'invention de la coulisse de *Stephenson*, si universellement adoptée maintenant, et dont nous parlerons plus loin.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Enfin on peut encore envisager deux variétés des locomotives, suivant le mode de distribution employé, savoir :

Les locomotives à détente,

Les locomotives sans détente.

Les premières sont généralement à deux tiroirs par cylindre, et les secondes à un seul tiroir.

Nous examinerons avec soin ces deux particularités, en parlant de la distribution ci-après.

CHAPITRE II.

EXAMEN DES DIFFÉRENTES PARTIES.

I. — VAPORISATION.

De tous les systèmes de chaudières connus, le système des chaudières dites *tubulaires*, à l'invention duquel les locomotives doivent leur puissance, a jusqu'ici été seul applicable à ces moteurs, toutes les fois que l'on a eu pour but de réaliser un maximum de vaporisation dans un espace donné.

Parmi les chaudières tubulaires, celles dont les tubes sont horizontaux (pl. 19, fig. 1), étant, de toutes, les plus rapprochées du sol et, par conséquent, les moins susceptibles de basculer, ont été jusqu'ici universellement préférées.

Considérées sous le point de vue du maximum de puissance de vaporisation, condition essentielle dans les locomotives, ces chaudières présentent diverses particularités que nous allons examiner, en passant successivement en revue les trois parties principales qui composent une chaudière tubulaire, savoir : la *boîte à feu*, les *tubes*, la *cheminée*.

§ 1. — Boîte à feu.

La boîte à feu est une capacité parallélipipède rectangle, à parois en cuivre rouge ou en tôle d'acier fondu doux, dont les épaisseurs varient entre 12 et 25 millimètres, pour les différents points de la surface, comme nous le verrons plus loin. Autour de cette capacité se trouve une couche d'eau de 7 centimètres d'épaisseur au moins, maintenue par une enveloppe en tôle de fer de 10 à 12 millimètres d'épaisseur, dont l'écartement de la paroi du foyer est rendu invariable au moyen d'entretoises en cuivre rouge, de 2 centimètres de diamètre, à vis sur toute leur longueur et à tête rabattue des deux côtés, espacées de 10 centimètres les unes des autres, d'axe en axe.

A la partie inférieure du foyer est la grille, dont la surface est généralement égale à la section de ce dernier. On nomme *surface de chauffe directe* la somme des surfaces composant les parois de la boîte à feu. Cette surface et celle de la grille sont généralement liées entre elles par certaines relations que nous allons déterminer.

Largeur de la boîte à feu.

Nous avons vu (page 378) que l'écartement des longerons, d'axe en axe, étant de $1^{m}.21$, la largeur extérieure de l'enveloppe de la boîte à feu se trouve être, entre les longerons, égale à $1^{m}.10$. En outre, la couche d'eau qui entoure le foyer devant être d'au moins 7 centimètres, et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la somme des parois qui la contiennent variant entre 22 et 24 millimètres, l'épaisseur de la boîte à feu peut être considérée comme égale au moins à 94 millimètres; dans ce cas, la largeur intérieure du foyer se trouve être égale à $1^m.10 - 2 \times 0.094 = 0^m.912$ au maximum, et si on observe que plus la couche d'eau qui enveloppe le foyer est mince, plus les dépôts qui s'attachent aux entretoises sont difficiles à enlever, on fera, avec nous, le sacrifice des 12 millimètres, pour porter l'épaisseur de l'enveloppe du foyer à 10 centimètres, ce qui réduit la largeur intérieure de ce dernier à 90 centimètres.

Hauteur de la boîte à feu.

Comme la largeur, la hauteur de la boîte à feu se détermine d'après les dimensions des parties avoisinantes de la manière suivante :

Cette hauteur se compose de deux hauteurs, savoir : la hauteur depuis la grille jusqu'au-dessous du rang inférieur des tubes, et la hauteur depuis le dessous du rang inférieur des tubes jusqu'à la paroi supérieure.

La *première hauteur*, qui se nomme hauteur du combustible, et qui, multipliée par la largeur et la longueur, constitue la *capacité proprement dite du foyer*, se détermine en remarquant que

1° La surface supérieure de la grille doit être, au plus bas, au niveau de la partie supérieure de la cornière A (pl. 43, fig. 1), si on veut éviter que le combustible brûle les parois de la boîte à feu. Or la cornière A ne peut avoir moins de 15 centimètres de hauteur depuis le bas de la boîte à feu; la hauteur du foyer ne commence donc qu'à partir de 15 centimètres au-dessus du plan inférieur de la boîte à feu.

2° Le dessous du dernier rang de tubes se trouve généralement à 10 centimètres au-dessus du dessous de l'enveloppe cylindrique B contenant les tubes.

Nous verrons plus loin que cette enveloppe ne peut se trouver à moins de 35 centimètres au-dessus de l'axe des roues motrices. On en conclut que la limite supérieure de la hauteur du combustible sur la grille est à 45 centimètres au-dessus de l'axe des roues motrices.

3° La hauteur de la boîte à feu au-dessus du sol, bien que limitée au minimum de 25 centimètres par les cloches des pivots des plaques tournantes, ne doit pas, raisonnablement, être moindre que 35 centimètres, si on veut que l'entrée de l'air sous la grille soit facile, et qu'il n'y ait pas à craindre de heurter les objets un peu hauts qui seraient laissés par mégarde sur la voie.

4° Jusqu'ici le combustible a toujours parfaitement brûlé sur les grilles en couches variant entre 60 et 80 centimètres.

Partant de ces données et observant que, suivant la vitesse à laquelle doivent fonctionner les machines, les diamètres des roues motrices varient entre $1^m.20$ et $2^m.00$; observant, en outre, que $1^m.20$ et $2^m.00$ sont des dimensions extrêmes, et que les dimensions moyennes pour roues motrices sont :

Grande vitesse.	$1^m.80$
Moyenne id.	$1^m.60$
Petite id.	$1^m.40$

Nous voyons que, si l'on veut conserver les différentes hauteurs de boîte à feu mentionnées plus haut, il faut, indispensablement, faire varier la hauteur de l'enveloppe des tubes au-dessus de l'axe des roues motrices.

Prenant $0^m.70$ comme hauteur moyenne du dessous du rang inférieur des tubes au-dessus de la grille, nous obtenons :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Hauteur du foyer proprement dit.	$0^m.70$
2° Hauteur de la cornière du bas.	$0^m.15$
Somme.	$0^m.85$
3° Distance entre le dessous du dernier rang de tubes et le dessous de l'enveloppe cylindrique, à retrancher. . .	$0^m.10$
4° Hauteur extérieure du foyer au-dessous de l'enveloppe cylindrique.	$0^m.75$

Cette hauteur de $0^m.75$ devant partir de 35 centimètres au moins au-dessus du sol, il vient pour hauteur minima du dessous de l'enveloppe cylindrique au-dessus du sol : $0^m.75 + 0.35 = 1^m.10$. Si de cette hauteur, $1^m.10$, on retranche $0^m.70$, qui est le rayon des roues motrices pour machines à marchandises, il vient : $1^m.10 - 0^m.70 = 0^m.40$ pour hauteur minima du dessous de l'enveloppe cylindrique au-dessus de l'axe des roues motrices dans la machine à marchandises.

D'autre part, si on ajoute à $0^m.90$, rayon de la roue motrice à voyageurs, la hauteur minima de $0^m.35$, qui doit exister entre l'axe de cette roue et le dessous de l'enveloppe cylindrique, on trouve : $0^m.90 + 0^m.35 = 1^m.25$.

Si enfin on retranche de cette hauteur $1^m.25$, la hauteur extérieure du foyer au-dessous de l'enveloppe du foyer $0^m.75$, il vient : $1^m.25 - 0^m.75 = 0^m.50$, qui est la hauteur du dessous de la boîte à feu au-dessus des rails, pour machine à marchandises. Remarquant qu'il est possible d'élever un peu la chaudière de machine à marchandises, ce qui, dans certains cas, permet d'augmenter la capacité du foyer en augmentant sa hauteur, nous formons le tableau suivant :

Tableau des hauteurs des chaudières de locomotives pour différents diamètres des roues motrices.

DIAMÈTRES des roues motrices.	HAUTEURS du combustible au-dessus des tubes.	HAUTEURS du dessous de la boîte à feu au-dessus des rails.	HAUTEURS du dessous de l'enveloppe	
			au-dessus de l'axe des roues motrices.	au-dessus des rails.
mètres.	mètres.	mètres.	mètres.	mètres.
1.80	0.70	0.50	0.35	1.25
1.60	0.70	0.45	0.40	1.20
1.40	0.70	0.40	0.45	1.15

La *seconde hauteur*, qui compose, avec la hauteur du combustible, la hauteur totale de la boîte à feu, se détermine en remarquant que le niveau de l'eau, dans les chaudières, doit se trouver à 20 centimètres au-dessous du dessus de l'enveloppe cylindrique des tubes, et à 10 centimètres au-dessus de la boîte à feu. On voit donc déjà que le dessus de la boîte à feu est à 30 centimètres au-dessous du dessus de l'enveloppe cylindrique des tubes. Connaissant le diamètre de cette enveloppe, et sachant que le dessous du dernier rang de tubes est à 10 centimètres au-dessus du dessous de cette enveloppe, on obtient la seconde hauteur cherchée, en retranchant $30 + 10 = 40$ centimètres de ce diamètre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Or ce diamètre est, pour le moment, inconnu, et se détermine d'après les considérations suivantes :

L'écartement, d'axe en axe, des longerons étant $1^m.21$, et les ressorts qui portent à plomb dessus ayant 9 centimètres de largeur propre et 12 centimètres de largeur avec leurs colliers, il peut se présenter deux cas, savoir :

Ou, comme dans la machine à voyageurs, les colliers des ressorts sont assez hauts pour embrasser presque le diamètre horizontal de l'enveloppe cylindrique ;

Ou, comme dans la machine à marchandises, ces colliers se trouvent assez au-dessous de ce diamètre pour qu'il n'y ait jamais à craindre de rencontre.

Dans le premier cas, le diamètre horizontal maximum que puisse avoir l'enveloppe cylindrique est $1^m.21 - 0.12 = 1^m.09$; mais, comme alors les extrémités des ressorts viennent butter dans l'enveloppe en bois de cette partie, on préfère diminuer assez le diamètre horizontal pour que les extrémités des ressorts soient seulement tangentes à l'enveloppe en bois. L'épaisseur de cette enveloppe étant à 3 centimètres, on obtient le diamètre horizontal convenable de l'enveloppe cylindrique en tôle en retranchant de $1^m.21$

1° Une épaisseur de ressort.	$0^m.09$
2° Une double épaisseur d'enveloppe en bois. . . .	$0^m.06$
Total.	$0^m.15$

Ce qui donne : $1.21 - 0.15 = 1^m,06.$

Dans le second cas, le diamètre horizontal peut être beaucoup plus grand, par la raison que l'enveloppe en bois échappe presque aux extrémités des ressorts ; on obtient alors ce diamètre en retranchant seulement une épaisseur de ressort de la largeur de $1^m.21$, ce qui donne pour expression du diamètre horizontal dans la machine à marchandises :

$$1^m.21 - 0.09 = 1^m.12.$$

Entre $1^m.06$ et $1^m.12$ se trouve le diamètre horizontal $1^m.09$ pour la machine mixte.

Dans le cas de $1^m.06$ pour diamètre horizontal, on porte, sans inconvénient et sans armatures, à $1^m.10$ le diamètre vertical.

Dans le cas de $1^m.09$ pour diamètre horizontal, on porte, sans inconvénients et sans armatures, à $1^m.12$ le diamètre vertical.

Dans le cas de $1^m.12$ pour diamètre horizontal, il est à peu près inutile d'augmenter le diamètre vertical.

On déduit de là que les secondes hauteurs de la boîte à fumée sont :

Pour la machine à voyageurs.	$1.10 - 1.40 = 1^m.70$
Pour les machines mixtes et à marchandises. . .	$1.12 - 0.40 = 0^m.72$

Ce qui donne pour hauteurs totales moyennes des boîtes à feu, depuis le dessus de la grille :

Machines à voyageurs.	$1^m.40$
Machines mixtes et à marchandises. . .	$1^m.42$

Longueur de la boîte à feu.

La longueur de la boîte à feu se détermine d'après les considérations suivantes :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Autrefois, quand toutes les machines étaient à foyer entre deux essieux et petit écartement des essieux extrêmes, cylindres dans la boîte à fumée, on avait les rapports moyens suivants, savoir :

Surface de la grille.	1
Surface de chauffe directe.	5
Surface de chauffe par les tubes.	45

Dans ces machines la production en vapeur s'élevait au plus à $4^k.500$ par kilogramme de coke brûlé.

Aujourd'hui, dans les machines à foyer en porte-à-faux, on a les rapports moyens suivants :

Surface de la grille.	1
Surface de chauffe directe.	7
Surface de chauffe par les tubes.	80

Dans ces machines, la production en vapeur s'élève, en moyenne, à $6^k.500$ par kilogramme de coke brûlé.

Sans nier l'importance du résultat auquel a conduit l'emploi des foyers en porte-à-faux, nous pensons, comme tout le monde, que si on pouvait obtenir le chiffre 80 pour nombre proportionnel de la surface des tubes, en augmentant la quantité de ces derniers, il y aurait certainement un immense avantage; mais que, quand on l'obtient par le seul allongement des tubes, l'effet utile est sensiblement le même que quand ils ont 50 centimètres de moins, c'est-à-dire quand leur nombre proportionnel devient 70 environ, ce qui ne laisse pas que de diminuer d'une manière notable le poids de l'appareil. Il résulte de là que, à notre avis, on doit autant que possible déterminer la longueur du foyer de manière à arriver aux rapports 1 : 7 : 70, sans dépasser le nombre proportionnel 70 autrement que par la quantité des tubes, la longueur $3^m.50$ pouvant être considérée comme la limite supérieure avantageuse.

Nous disons : autant que possible, en parlant des rapports qui doivent exister entre la surface de la grille et les surfaces de chauffe, parce que ces rapports ne se déterminent pas *à priori*.

La vitesse de la machine, la pression de la vapeur sur les pistons et le rapport entre leur course et le diamètre des roues motrices étant donnés, la consommation en vapeur et, partant, celle en combustible, à raison de 6 kilogrammes de vapeur par kilogramme de coke, se trouvent déterminées; la grille, qui ne brûle en moyenne que 5 kilogrammes de coke par décimètre carré de surface, se trouve également déterminée.

Si la machine est à foyer entre deux essieux, la somme des longueurs de la boîte à feu et des tubes est déterminée par l'écartement des essieux extrêmes; si donc la grille a une grande surface, il est possible que le rapport 1 : 7 devienne 1 : 8 ou à 9; mais aussi celui 1 : 70 peut se réduire à 1 : 60 ou à 50. Il n'est donc pas rigoureusement possible d'obtenir dans ces machines les rapports 1 : 7 : 70, à moins de rendre arbitraire l'écartement des essieux extrêmes, ce qui ne se fait généralement pas.

Quand les machines sont à foyer en porte-à-faux, la longueur des tubes, seule, est déterminée ; mais comme, dans ce cas, ils sont toujours très-longs, il est probable que, quelque grande que soit la grille, on peut toujours obtenir le rapport 1 : 70. Mais un autre inconvénient se présente; la longueur de la grille ne peut augmenter indéfiniment cemme dans la machine précédente, à cause du porte-à-faux, et 1 mètre est certainement la limite supérieure.

Il résulte de là que, d'une part, quand le foyer est entre deux essieux, on peut donner telle puissance de combustion que l'on veut à la grille, mais au détriment de la surface de chauffe par contact; d'autre part, quand le foyer est en porte-à-faux, on a toujours une surface suffisante de chauffe par contact, mais on ne peut obtenir qu'une certaine puissance de vaporisation.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Construction de la boîte à feu.

Les boîtes à feu pour locomotives ont leur enveloppe surmontée d'un dôme, tantôt cylindrique (pl. 42 et 44), tantôt en voûte d'arête, dit ogival (pl. 43 et 45, fig. 1).

Le dôme cylindrique présente l'avantage de ne pas exiger d'armatures intérieures; mais, comme il a toujours une faible capacité, il nécessite toujours un second dôme (pl. 42 et 44) pour loger la prise de vapeur.

Ce dôme-enveloppe a pour diamètre le diamètre extérieur de l'enveloppe en tôle cylindrique des tubes, augmentée de 20 centimètres; la boîte à feu, située à l'intérieur, subit un renflement proportionnel d'où résulte que son épaisseur, du dedans au dehors, restant toujours égale à 10 centimètres, sa surface intérieure, dans le dôme, se trouve être le prolongement de la surface extérieure de l'enveloppe en tôle des tubes.

Il est indispensable que la saillie de l'enveloppe de la boîte à feu sur l'enveloppe en tôle des tubes soit égale à l'épaisseur totale de la boîte à feu, c'est-à-dire à 10 centimètres, parce que la plaque à tubes de cette dernière, étant emboutie sur son périmètre d'assemblage avec les parois longitudinales, se trouve avoir même diamètre intérieur que l'enveloppe des tubes, ce qui est nécessaire si on veut utiliser toute la section de cette dernière lors du placement de ces conduits de fumée.

On obtient ainsi pour diamètres des dômes cylindriques, correspondants aux diamètres d'enveloppes donnés plus haut :

	Enveloppe.	Dômes
Machines à voyageurs.	$1^m.06$	$1^m.26$
Machines mixtes et à marchandises. . . .	$1^m.12$	$1^m.32$

Ces dômes se raccordent au moyen d'arcs de cercle aux parois planes du foyer dont la largeur est $1^m.10$.

Le dôme ogival présente l'avantage de servir à la fois de fermeture de l'enveloppe de la boîte à feu et de réservoir de vapeur; mais il a le grand inconvénient d'exiger une quantité prodigieuse d'armatures qui en augmentent le poids d'une manière très-notable. Sa largeur à la base est, comme précédemment, supérieure de 20 centimètres au diamètre horizontal de l'enveloppe des tubes, et le centre commun aux deux surfaces cylindriques composantes se trouve dans le plan horizontal supérieur, tangent à l'enveloppe des tubes.

Quand on construit les chaudières en tôles de fer et de cuivre, les épaisseurs de ces tôles pour les boîtes à feu sont les suivantes, savoir :

Tôles de cuivre. — Parois longitudinales et dessus. . .	$0^m.012$
— Plaque à tubes, de.	$0^m.023$ à $0^m.025$
— Plaque de la porte, de.	$0^m.015$
Tôles de fer.	$0^m.012$

La surépaisseur donnée à la plaque en cuivre de la porte du foyer provient de l'usure beaucoup plus prompte que subit cette plaque par suite des coups qu'elle reçoit quand on pique le feu en dessous. Cette surépaisseur n'est utile que dans le bas; mais, comme il est très-long de fabriquer les feuilles de cuivre à plusieurs épaisseurs, les constructeurs se trouvent, la plupart du temps, obligés de la faire tout entière uniforme. Il en est de même pour la plaque à tubes, qui n'a besoin de sa surépaisseur qu'à l'endroit de ces derniers.

Les dépôts qui se forment à la partie inférieure de l'enveloppe cylindrique des tubes venant de préférence tomber dans la partie antérieure de la couche d'eau qui enveloppe la boîte à feu, il est bon de porter, au moins, à 14 centimètres au lieu de 10, l'épaisseur totale de la boîte à feu

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en ce point; de même, à cause de la surépaisseur de la plaque de la porte, il est bon de porter l'épaisseur totale, de ce côté, à 11 centimètres.

La porte de la boîte à feu qui, autrefois, se trouvait à peu près exactement au-dessus du foyer proprement dit, c'est-à-dire à 70 centimètres au-dessus de la grille, a été de beaucoup surhaussée dans ces derniers temps, surtout pour les machines à foyer en porte-à-faux. Cela tient à ce que, ces foyers ayant une petite section, il faut, autant que possible, gagner en hauteur ce qu'on ne peut obtenir en section. Ce surhaussement de la porte peut, entre les mains d'un conducteur inexpérimenté, avoir pour inconvénient de mettre le coke en contact avec les viroles des tubes, ce qui les brûle; mais, si l'on a soin de bien jeter son coke à droite et à gauche, en chargeant avant de bourrer devant la porte, on n'a pas à craindre cet inconvénient, et on obtient un très-bon effet de cette disposition.

Dans les machines à petit foyer on élève la porte jusqu'en haut, c'est-à-dire à 30 centimètres au-dessus du dessous du dernier rang des tubes; dans les machines à foyer suffisant, on l'élève seulement à 20 centimètres au-dessus du même point; comme elle a 30 centimètres de haut sur 40 de large, en ovale, il reste encore, au-dessus de la porte, une hauteur de 20 centimètres intérieurement, la hauteur totale de la boîte à feu étant $1^{m}.40$.

Quand on emploie la *tôle d'acier fondu doux* pour la construction de chaudières de locomotives, tant à l'extérieur qu'à l'intérieur, les épaisseurs diminuent considérablement, non-seulement parce que la résistance de ce métal est plus grande, mais encore, et surtout, parce que les exigences de l'administration des mines, pour les épaisseurs, sont réduites d'un tiers. Il y a donc là non-seulement allégement de la charge à l'arrière, ce qui est très-important, mais encore économie considérable dans la construction.

Il est encore un motif puissant pour substituer l'acier fondu au cuivre et au fer dans la construction des boîtes à feu; ce motif, c'est le peu d'adhérence qu'affecte le tartre en contact avec l'acier. Tous ces motifs réunis font que, avant peu de temps, les chaudières de locomotives seront toutes construites en acier fondu doux.

§ II. — Tubes.

Les tubes sont des cylindres généralement en planches de laiton de 2 millimètres d'épaisseur, contournées et fermées à la soudure forte. Depuis longtemps, cependant, il paraît que l'on en fabrique en bronze, par la méthode dite des tuyaux en plomb, c'est-à-dire par le coulage en moule et l'étirage sur mandrins, entre quatre gorges de galets faisant filière; mais ces tubes n'ont pas encore donné d'assez bons résultats pour qu'il y ait avantage à les substituer aux premiers.

Le diamètre extérieur des tubes varie entre 4 et 5 centimètres; leur espacement de dehors en dehors varie entre 13 et 20 millimètres; mais il est bon de se tenir plutôt près de 20 que de 13, parce que, quand l'écartement est faible, la vapeur fait des chambres où les tubes se brûlent, et les dépôts s'attachent plus facilement à leurs parois. C'est surtout sous le rapport de la réparation qu'il est bon de ne pas avoir un trop faible écartement entre les tubes. En effet, le cuivre résistant moins que le fer à l'action des viroles en acier que l'on chasse dans l'intérieur des tubes pour les assembler avec les plaques, il en résulte que le remplacement d'un tube usé par un neuf a toujours pour conséquence une augmentation de diamètre au trou de la plaque en cuivre de la boîte à feu; or, si l'écartement des trous est trop faible, il peut arriver que l'envirolage amène la rupture de la matière, et nécessite une réparation assez grave de la plaque, ce qu'il faut éviter. A notre avis, il est bon de donner au moins 17 millimètres d'écartement entre les tubes, dans la boîte à feu. Dans la boîte à fumée l'écartement est toujours un peu

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moindre, parce que le diamètre y est plus grand de 1 à 2 millimètres environ. Cela ne veut pas dire que les tubes sont coniques; c'est seulement dans le but de n'avoir pas à agrandir les trous de la plaque en fer de la boîte à fumée, chaque fois que l'on remplace un tube, que l'on a soin de leur donner d'avance de ce côté le maximum de diamètre qu'ils peuvent avoir sans compromettre la solidité des plaques auxquelles ils sont assemblés ; à cet effet, on adopte pour diamètre normal des tubes l'un des deux diamètres de ses extrémités, et, avant de les entrer, on a soin, soit de rétreindre l'extrémité qui doit s'assembler avec la plaque de la boîte à feu, si le diamètre des tubes est celui des trous de la plaque en fer, soit de mandriner l'extrémité qui doit s'assembler avec la plaque de la boîte à feu, si le diamètre des tubes est celui des trous de la plaque en cuivre.

Généralement on prend pour diamètre normal des tubes leur diamètre dans la boîte à fumée, et l'on rétreint l'extrémité d'assemblage avec la plaque de la boîte à feu ; cette méthode, qui a pour inconvénient de donner aux tubes une section moindre, là où l'air est chaud et dilaté, que là où il a perdu toute la chaleur utilisable qu'il contient et où il est contracté, présente, d'un autre côté, l'avantage de conserver aux tubes un diamètre normal constamment le même pendant toute la durée de la machine, tandis que, si on prend, pour diamètre normal des tubes dans la machine neuve, le diamètre des trous dans la plaque de la boîte à feu, il arrive que, à chaque changement de tubes, le diamètre des trous augmentant, le diamètre normal des tubes augmente aussi, ce qui est un grave inconvénient pour la réparation, qui ne peut être prompte qu'autant qu'on a un approvisionnement de ces derniers, lequel est alors impossible.

Le moyen le plus convenable de remédier à l'inconvénient du diamètre normal des tubes de la machine neuve, pris égal au diamètre des trous de la plaque de la boîte à feu, est de prendre pour diamètre normal des tubes de rechange le diamètre des trous de boîte à fumée. De cette manière on resserre un peu les tubes dans la chaudière ; mais ce n'est là qu'un léger inconvénient, si on a eu soin de ne pas trop réduire l'écartement des trous dans la plaque de la boîte à fumée.

Les viroles des tubes sont en acier ; leur épaisseur ne doit pas dépasser 2 millimètres; dans ce cas, le diamètre intérieur des viroles se trouve être de 8 millimètres moindre que le diamètre extérieur des tubes, ce qui est déjà beaucoup.

L'épaisseur de la plaque à tubes en fer varie entre 15 et 17 millimètres.

Le plan des axes du rang supérieur des tubes est généralement à 35 ou 36 centimètres au-dessous du dessus de l'enveloppe cylindrique en tôle, c'est-à-dire à 5 ou 6 centimètres au-dessous du dessus de la boîte à feu.

Entre le dessous du dernier rang des tubes et leur enveloppe cylindrique en tôle est ménagé un espace de 8 à 10 centimètres de haut pour recevoir les dépôts; cet espace, en les éloignant des tubes, les empêche de les brûler.

En dessus des tubes, et régnant sur toute la longueur de la chaudière, sont des tirants en fer C (pl. 43, fig. 1, 2), posés à chaud, destinés à maintenir l'écartement entre les deux parois extrêmes, et à empêcher la pression de tirer sur les tubes et de les désassembler. Ces tirants qui, autrefois, n'étaient autres que de longs boulons traversant de part en part les plaques extrêmes et se serrant en dehors, ce qui occasionnait constamment des fuites, sont attachés maintenant intérieurement à des cornières transversales fortement rivées aux parois; l'assemblage est ainsi beaucoup plus propre à l'extérieur et beaucoup meilleur.

Quand les tubes sont longs, on est dans l'usage de les maintenir au milieu (pl. 45, fig. 1) par une plaque en tôle percée exactement comme les deux autres plaques à tubes; en outre, on leur donne une légère courbure afin qu'ils se prêtent mieux aux dilatations et contractions provenan de la température et de la pression intérieures.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ III. — Cheminée.

La cheminée comprend la boîte à fumée et la cheminée.

La boîte à fumée est une capacité D (pl. 43, fig. 1, 2) située à l'avant des tubes et servant de conduit intermédiaire entre ces derniers et la cheminée. Comme par suite de sa position elle est toujours à une haute température, on a soin d'y faire circuler les tuyaux de communication entre la chaudière et les cylindres. Autrefois, quand les cylindres étaient intérieurs, on les plaçait également dans la boîte à fumée afin qu'ils se tinssent chauds (pl. 42). Quand on les a portés à l'extérieur, les tiroirs étant verticaux, on a pu y loger encore les boîtes à vapeur. Malgré l'avantage que présentait le séjour de ces pièces dans la boîte à fumée, on y a cependant renoncé, à cause de l'oxydation qui en résultait pour tous les boulons et écrous des boîtes à vapeur (pl. 43, fig. 1 et 2). Aujourd'hui les boîtes à fumée sont fermées immédiatement au-dessous des tubes. Les tuyaux de vapeur et d'échappement seuls y sont restés; ces tuyaux sont coudés de manière à laisser l'abord des tubes parfaitement libre pour le nettoyage et la réparation. Le diamètre de la boîte à fumée est à peu près le même que celui de la boîte à feu; sa longueur doit être au moins assez grande pour contenir les culottes d'embranchement E (pl. 43, fig. 1, 2) de la cheminée.

La cheminée, dans les locomotives, diffère des cheminées ordinaires en ce que, loin de constituer à elle seule tout l'appareil de production de tirage, elle n'est qu'un auxiliaire de cet appareil en raison du peu de hauteur qu'elle comporte, et aussi en raison de l'énergie dont est doué celui dont on fait usage et dont nous parlerons dans la distribution.

Les ponts et les souterrains sous lesquels passent les chemins de fer ayant une hauteur de $4^{m}.25$ environ au-dessus des voies, la hauteur totale d'une locomotive ne peut dépasser 4 mètres. Il résulte de là que la hauteur d'une cheminée de locomotive, au-dessus de la boîte à fumée, varie entre $1^{m},70$ et 2 mètres, et se détermine par des considérations dépendant de l'échappement.

Les cheminées et boîtes à fumée des locomotives sont munies de deux appareils destinés à diminuer la dépense en combustible; le premier, appelé guichet à air froid et placé sur la boîte à fumée, sert à donner accès à l'air extérieur dans cette boîte, quand la combustion est trop vive dans le foyer, en marche; le second, appelé *capuchon* et placé à l'extrémité supérieure de la cheminée, sert à arrêter la combustion quand une locomotive est au repos dans une gare (voir pl. 44 et 45).

La boîte à fumée et la cheminée se font en tôle plus mince que les autres parties de la chaudière; 7 millimètres est l'épaisseur que l'on donne ordinairement aux parois latérales de la boîte à fumée, et 6 millimètres est celle que l'on donne à la cheminée; quant à la plaque de devant, comme elle est destinée à augmenter la stabilité, on lui donne 10 millimètres.

Entre la boîte à fumée et les longerons on laisse, de chaque côté, un jeu de 2 centimètres, que l'on remplit ensuite par des cales en fer, avant de faire l'assemblage fixe de ces pièces; ce jeu a pour but de prévoir les cas où, dans la construction, les parois latérales de la boîte à fumée ne se trouveraient pas parfaitement parallèles à l'axe de la chaudière, ce qui arrive même en donnant les plus grands soins à son travail; à l'avant de la boîte à fumée est une porte en tôle, à double paroi, comme la porte de la boîte à feu, et à deux battants, fermée par un double loquet qui se manœuvre avec la plus grande facilité au moyen d'une poignée.

II. — DISTRIBUTION.

Par suite des immenses progrès qui ont été réalisés depuis quelques années, la distribution est devenue la partie des locomotives à la fois la plus remarquable par sa simplicité et la plus

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

intéressante. Le premier et la base de tous ces progrès a été l'adoption des tiroirs inclinés. Cette importante modification dans la position des tiroirs a eu immédiatement pour conséquence la suppression de tous les appareils intermédiaires de communication entre les barres d'excentriques et les tiges des tiroirs et la transmission directe du mouvement, comme dans les machines dites *verticales* et autres, où l'axe de l'arbre moteur est situé dans le plan passant par les axes parallèles des tiges de piston et de tiroir. Le second progrès, et le plus important, a été l'emploi de la coulisse dite de *Stephenson*. Nous étudierons soigneusement ces modifications au fur et à mesure que nous arriverons dans l'examen général de la distribution.

Aujourd'hui toutes les locomotives sont à détente, au moyen d'un seul tiroir. On a complétement renoncé, au moins pour le moment, aux détentes à deux tiroirs, dont nous allons néanmoins dire quelques mots, afin que le lecteur puisse bien apprécier leurs inconvénients.

Détente à deux tiroirs.

La détente à deux tiroirs a été appliquée pour la première fois aux locomotives d'une manière efficace par M. Meyer, de Mulhouse. La machine d'inauguration (pl. 42) du système de cet habile mécanicien débuta par une consommation de 6 kilogrammes de coke par kilomètre parcouru, là où les autres machines, effectuant le même travail dans le même temps, consommaient 10 et 12 kilogrammes. Après un résultat si important, il ne fut plus possible de construire des locomotives sans détente, et plusieurs autres systèmes furent proposés et adoptés. De tous ces systèmes, celui dit de *Gunzemback* est le seul qui, avec celui de M. Meyer, ait, jusqu'ici, donné des sultats; aussi n'examinerons-nous que ces deux systèmes.

1° *Détente Meyer*. Dans les deux systèmes de M. Meyer, les deux tiroirs sont superposés comme dans la disposition des figures 13 et 13 *bis* (pl. 10); seulement, le tiroir de détente, loin d'être libre comme là, ce qui ne peut avoir lieu dans les locomotives, à cause de la trop grande vitesse, est muni (pl. 42) d'une tige qui lui transmet un mouvement rectiligne alternatif opposé à celui du tiroir de distribution. En outre, ce tiroir est composé de deux pièces, agissant chacune sur une des lumières de détente, et pouvant se rapprocher ou s'éloigner à volonté, de manière à accélérer ou retarder la fermeture de ces lumières. La longueur de ces pièces est telle que, même avec la détente la plus élevée, il n'y ait pas de rentrée de vapeur à la fin de la course du piston.

Cette détente fonctionne parfaitement; le seul défaut qu'on puisse lui reprocher, c'est de nécessiter un appareil à vis assez compliqué pour varier la distribution. Tous les mouvements qui sentent l'horlogerie ayant pour principal inconvénient de se casser promptement, il faut, de toute nécessité, les rejeter des locomotives; aussi la détente Meyer, quelque bonne qu'elle soit, n'ayant pu encore se simplifier assez pour ne pas nécessiter ces mouvements, n'a eu qu'un succès momentané, et est repoussée aujourd'hui. Cela ne veut pas dire qu'elle le sera toujours : nous avons l'intime conviction du contraire; mais alors elle aura fait des progrès qui lui sont indispensables.

2° *Détente Gunzemback*. Dans le système de M. Gunzemback, les deux tiroirs sont isolés, et situés chacun dans une boîte à vapeur (pl. 43, fig. 1, 2, 3); les mouvements sont opposés, comme précédemment, mais le tiroir de détente est d'une seule pièce, et mis en mouvement par un excentrique, exactement comme le tiroir de distribution. Les variations de détente ont lieu au moyen d'un levier à coulisse $i\ j$ (pl. 43, fig. 1) situé entre la barre d'excentrique et la tige du tiroir qu'elle met en mouvement. Le point fixe de ce levier se trouvant à l'une de ses extrémités, il en résulte que, des deux bras de levier de la puissance et de la résistance, l'un est constant et l'autre est variable au moyen de la coulisse dans laquelle le point d'attache a la faculté de se mouvoir. Cette disposition de l'appareil de transmission du mouvement au tiroir de détente a donné lieu à deux systèmes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans le premier système, dit de *Gunzemback* (pl. 43, fig. 1), le bras de levier *g* de la barre d'excentrique est constant; c'est celui de la tige du tiroir qui est variable. A cet effet, cette tige est munie d'une petite bielle *k*, dont l'une des têtes se promène à la main dans la coulisse du levier.

Dans le second système, dit de *Delpèche* (pl. 43, fig. 4), le bras de levier de la tige est constant; c'est celui de la barre d'excentrique *g* qui est variable; mais alors on n'a pas recours à une bielle supplémentaire pour faire varier ce bras de levier; c'est la barre elle-même qui s'incline différemment à l'horizon; il en résulte que, les effets de l'excentrique sur le tiroir continuant toujours à être relatifs à la position de la barre d'excentrique, la détente varie non-seulement en raison des variations dans le bras de levier de cette barre, mais encore en raison de son inclinaison. Ainsi, si on jette un coup d'œil sur la figure, on voit que, quand la barre *g* est horizontale, le tiroir est à l'extrémité de sa course lorsque le centre de l'excentrique est sur l'horizontale passant par le centre de l'arbre. Si on fait descendre l'extrémité de la barre, ce qui allonge le bras de levier et tend à diminuer la course du tiroir, ce dernier n'arrive plus à la fin de sa course que quand le centre de l'excentrique est au-dessus ou au-dessous par le fait seul de l'inclinaison de la barre; il y avait déjà retard dans cette fermeture par le fait de la diminution de la course, il y a donc double effet produit dans le même sens par cette disposition. Inutile de dire que l'inverse a lieu quand on diminue le bras de levier de la barre.

Il résulte du système de mouvement du petit tiroir, proposé par M. Delpèche, que les limites de différents points de détente que l'on peut obtenir sont beaucoup plus reculées qu'au moyen de l'autre système; aussi est-il généralement préféré.

Néanmoins, il faut le dire, quelque ingénieuses et quelque économiques que soient les détentes à deux tiroirs, elles sont aujourd'hui à peu près abandonnées, tant parce que les pièces de mouvement cassent que parce que les mécaniciens conducteurs de locomotives ne savent pas en faire usage et trouvent ennuyeux de l'apprendre. A notre avis, il n'en sera pas longtemps ainsi, et on y reviendra; mais alors des progrès auront été réalisés dans l'exécution des pièces du mouvement, et les mécaniciens auront été mis à même d'apprendre sans peine à manœuvrer ces tiroirs, qui sont surtout incommodes pour démarrer.

Détente à un seul tiroir.

Cette détente, que l'on peut dire de *Stephenson*, puisqu'elle s'opère au moyen de la coulisse de cet illustre ingénieur, consiste simplement dans une variation de course que l'on fait subir au tiroir de distribution suffisamment pourvu d'avance et de recouvrement. La tige du tiroir ayant son extrémité encastrée dans une coulisse *b* (pl. 43, fig. 4) circulaire dont les extrémités sont assemblées à charnière avec les barres de ses deux excentriques de marche avant et de marche arrière, on voit que, si l'extrémité de la tige du tiroir coïncide avec la charnière de l'une des deux barres d'excentriques, cette barre agit seule sur le tiroir et lui communique une course égale à celle de l'excentrique correspondant; si, au contraire, l'extrémité de la tige du tiroir se trouve entre les deux charnières, les barres étant données de mouvements contraires, ces mouvements se contrarient, et il n'en est transmis aux tiroirs que la différence mesurée au point de station de l'extrémité de la tige dans la coulisse.

Ainsi, s'il n'y avait pas d'avance, l'extrémité de la tige se trouvant au milieu de la coulisse, le tiroir ne prendrait aucun mouvement. Pour l'avance de 30 degrés à l'excentrique qui correspond à une avance linéaire de 3 centimètres, avec 12 centimètres de course à l'excentrique, la course minima du tiroir est 6 centimètres, c'est-à-dire le double de l'avance linéaire. Si, dans ce cas, on fait le recouvrement extérieur égal à l'avance linéaire, il en résulte qu'il y a ouverture de 3 cen-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

timètres de chaque côté pour l'exhaustion et rien pour l'introduction, exactement comme quand les excentriques n'ont point d'avance.

La suppression totale de l'introduction étant spécialement réservée au régulateur, on fait toujours le recouvrement extérieur moindre que l'avance.

Pour 3 centimètres d'avance, le recouvrement extérieur peut être de 25 millimètres. Dans ce cas, si l'extrémité de la tige du tiroir est toujours au milieu de la coulisse, il se produit, de chaque côté, sur 6 centimètres de course, 5 millimètres d'introduction et 3 centimètres d'exhaustion. Quand la manivelle a 60 centimètres, la portion de course restant à parcourir au piston, pour cette avance, est 15 centimètres ou le quart de la course, c'est donc un peu anticiper que permettre l'exhaustion à partir des $\frac{3}{4}$ de la course. Pour éviter la perte qui peut résulter de cette exhaustion trop précipitée, on donne aux tiroirs un recouvrement intérieur suffisant pour que l'exhaustion ne commence qu'aux $\frac{5}{6}$ de la course ; ce recouvrement varie entre 1 et 2 millimètres. Il y aurait inconvénient à faire ce recouvrement plus considérable, parce qu'alors, la compression ayant lieu, au retour du tiroir, sur un plus grand volume de vapeur, peut soulever ce dernier et l'empêcher de fonctionner convenablement.

Toutes ces questions se résolvent, du reste, fort simplement au moyen de l'épure, donnant une courbe dont les avancements successifs du tiroir forment les ordonnées, et ceux du piston les abscisses ; nous n'insisterons donc pas plus longtemps sur cette détente, dont le seul inconvénient est de permettre l'échappement un peu trop tôt.

Quel que soit le système de distribution adopté, la section des lumières doit être aussi grande que possible ; seulement, comme l'augmentation dans la section des lumières entraîne avec elle une augmentation dans la surface de contact du tiroir et par conséquent dans son adhérence avec la plate-forme, ce qui rend la manœuvre des appareils de relevage plus difficile, on se trouve dans la nécessité de donner à la section des lumières une aire moyenne qui ne satisfait qu'imparfaitement aux deux conditions que l'on veut remplir.

Dans les anciennes machines à cylindres intérieurs, la section des lumières de distribution est, d'après le relevé fait par MM. Flachat et Petiet, égale, en moyenne, au $\frac{1}{15}$ de celle du cylindre pour un rapport, entre la course des pistons et le diamètre des roues motrices, égal à 1 : 3, 5.

Dans les nouvelles machines à cylindres extérieurs, le rapport entre la course des pistons et le diamètre des roues motrices étant :: 1 : 3, la section des lumières est égale à environ le $\frac{1}{11}$ de celle du cylindre. Pour bien faire, il faudrait pouvoir amener cette section à $\frac{1}{19}$ de celle du cylindre. Quant aux dimensions des lumières, il convient de faire la longueur égale à 6 fois la largeur. Pour diamètre des cylindres égal à $0^m.38$, on donne généralement aux lumières distributives les dimensions suivantes, savoir :

Longueur.	$0^m.25$
Largeur.	$0^m.04$

Au lieu de 4 centimètres de plein de chaque côté, et 4 de vide pour la lumière d'exhaustion, on met 8 centimètres de vide et 2 de plein de chaque côté, ce qui ne change en rien la forme du tiroir et facilite singulièrement l'échappement.

La section des lumières du régulateur, celle des tuyaux d'arrivée et d'échappement de la vapeur se déterminent d'après celle des lumières de distribution qui doit être plus petite. En général, la section maxima de la valve d'échappement variable est un carré de 1 décimètre de côté.

Les tiges des tiroirs, pour cylindres de 38 centimètres, doivent avoir au moins 35 millimètres de diamètre. Il ne faut pas qu'elles s'assemblent à douille avec leur guide carré, parce que cela les fait casser ; le meilleur assemblage est un étrier, à deux écrous de réglage, et charnière sur le guide.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le guide carré doit avoir au moins 5 centimètres de côté et glisser dans des coussinets de 20 centimètres de long.

L'écartement entre les axes des tiges des tiroirs se détermine d'après les considérations suivantes :

Théoriquement, les cylindres étant extérieurs et les tiroirs verticaux, cet écartement doit être maximum, afin que la longueur des conduits des lumières aux extrémités des cylindres soit minima. Mais deux choses limitent cet écartement, savoir : 1° les boîtes à graisse de l'essieu moteur; 2° les longerons et plaques de garde des roues d'avant, les premières agissant sur les excentriques, les autres agissant sur les coulisses de changement de marché.

La longueur des boîtes à graisse des roues motrices ne peut être moindre que le diamètre du tourillon qui varie entre 16 et 17 centimètres, et l'épaisseur des excentriques est 6 centimètres; si de $1^m.36$, écartement intérieur des roues, nous retranchons deux fois $0^m.165 + 0.06$, il vient : $1.36 - 2 \times 0.225 = 0^m.91$ qui est l'écartement maximum que l'on puisse mettre entre les axes des tiges des tiroirs.

D'un autre côté, la largeur totale des coulisses de changement de marche, y compris les bielles de suspension et leurs écrous, est égale à 22 centimètres; la demi-épaisseur du longeron, augmentée de la plaque de garde, étant 3 centimètres, si de $1^m.22$, écartement moyen des longerons, on retranche 0.22 + deux fois 0.03, il vient :

$$1.21 - 0{,}22 - 0{,}06 = 0.93$$

En supposant un jeu de 1 centimètre de chaque côté, on voit que l'écartement des tiges des tiroirs doit être au plus de 91 centimètres.

Parmi les autres parties de la distribution, l'appareil de changement de marche est celle qui mérite le plus d'attention.

Afin de rendre la manœuvre du changement de marche plus facile, on tâche de rendre aussi grand que possible le rapport entre la longueur de la manette de relevage et celle de la coulisse. Mais, plus ce rapport est grand, plus le chemin qu'il faut faire parcourir à la poignée est considérable et, par conséquent, incommode; néanmoins il est préférable d'avoir un peu plus de chemin à faire parcourir à la poignée que d'avoir trop de résistance à vaincre.

Pour surface de chaque tiroir égale à 775 centimètres carrés, on trouve pour rapport entre les longueurs de la manette et de la coulisse :

Dans certaines machines.	4 : 1
Dans certaines autres.	5 : 1
Dans d'autres.	6 : 1

La longueur de la coulisse étant 30 centimètres, les courses de la poignée sont, pour ces trois cas : $1^m.20$, $1^m.50$, $1^m.80$.

La course $1^m.20$ est la plus commode, mais la manœuvre est dure; la course de $1^m.80$ donne une manœuvre facile, mais elle est incommode; la course $1^m.50$ est, à notre avis, la meilleure.

Quand les tiroirs ont plus de 800 centimètres carrés de surface, comme dans les fortes machines à marchandises, il est indispensable de faire usage du levier coudé de MM. Allcard et Buddicom, de Rouen. Avec ce levier, la poignée décrit une demi-circonférence complète dans un petit espace; ce n'est pas très-commode pour la manœuvre, mais c'est très-doux et très-simple. Ainsi, avec un levier dont la manette a $0^m.75$ de long, on fait parcourir à la poignée une demi-circonférence de $2^m.36$, ce qui donne, pour rapport entre les chemins parcourus, la coulisse ayant toujours 30 centimètres :: 8 : 1 environ.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

III. — TRAVAIL MOTEUR.

Autrefois les dimensions principales des cylindres à vapeur des locomotives étaient généralement les suivantes, savoir :

Diamètre.	$0^m.33$
Course.	$0^m.46$

Pour ces dimensions, le diamètre des roues motrices des machines à voyageurs était, en moyenne, $1^m.68$, c'est-à-dire, 3.65 fois la course. Il en résultait que, pour une vitesse de la machine sur la voie égale à $12^m.50$ par seconde (45 kilomètres à l'heure), la vitesse des pistons était de $2^m.18$, et le volume engendré par chaque piston, dans ce temps, était 186 litres.

Aujourd'hui les dimensions principales des cylindres pour machines à voyageurs sont les suivantes, savoir :

Diamètre.	$0^m.38$
Course.	$0^m.56$ ou $0^m.60$.

Pour ces dimensions, le diamètre des roues motrices est :

Course de $0^m.56$.	$D = 1^m.68$
Course de $0^m.60$.	$D = 1^m.80$

c'est-à-dire, dans les deux cas, trois fois la course des pistons. Il en résulte que, pour une vitesse de la machine sur la voie égale à $12^m.50$ par seconde, la vitesse des pistons est $2^m.65$, et le volume engendré par chacun d'eux, dans ce temps, est 300 litres.

En admettant qu'il n'y ait pas de détente, les quantités de vapeur dépensée dans les deux cas sont entre elles comme 186 : 300 : : 1 : 1.60; mais, comme il y a une légère détente dans les machines actuelles, on peut admettre que la dépense en vapeur y est, environ, égale à une fois et demie celle des anciennes machines. Les chaudières actuelles suffisant à cette consommation de vapeur sans augmentation dans la dépense en combustible, on voit par là quelle énorme économie a été réalisée par l'emploi des longs tubes.

Le rapport 1 : 3, qui existe entre la course des pistons et le diamètre des roues motrices dans la plupart des machines à voyageurs actuelles, se réduit à 1 : 2 quand il s'agit de machines à marchandises, tant par une diminution dans le diamètre des roues que par une augmentation dans la course des pistons. Ces dernières machines étant à six roues couplées, l'adhérence sur les rails est plus que doublée et permet de remorquer une charge au moins double; mais, pour cela, il faut que la puissance augmente dans la même proportion. Or, en conservant le même diamètre de cylindres, la pression de la vapeur sur les pistons, rapportée à la jante, n'augmente que dans le rapport de 2 à 3 ou de 1 à 1.5; si on veut que la pression rapportée à la jante devienne double, il faut que la surface des nouveaux pistons soit à celle des anciens comme 4 : 3, ce qui donne, pour diamètre des cylindres des machines à marchandises, $0^m.44$.

La vitesse de ces machines étant déterminée, il est nécessaire, pour donner ce diamètre aux cylindres, qu'il soit possible d'augmenter la surface de chauffe proportionnellement à la dépense; comme cela ne l'est pas toujours, on est généralement obligé de se tenir au-dessous de $0^m.44$ pour le diamètre des cylindres des machines à marchandises.

Pour apprécier ce fait, remarquons que la vitesse de ces machines sur la voie étant, le plus souvent, de $6^m.95$ par seconde (25 kilomètres à l'heure), celle des pistons, dans le même temps, est, pour le rapport 1 : 2, de $2^m.22$, et le volume engendré par chacun d'eux est $0.785\ D^2 \times 2^m,22$.

Si la surface de chauffe est la même que dans la machine à voyageurs, on doit avoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$0.785\ D^2 \times 2.22 = 0^{m.c.}.300$$

$0^{m.c.}.300$ étant, comme nous l'avons dit, le volume engendré pendant une seconde par le piston de la machine à voyageurs, on obtient :

$$D = 0^m.415.$$

Il résulte de là que le diamètre des pistons des machines à marchandises doit être, au minimum, égal à $0^m.415$, et, au maximum, $0^m.44$, même $0^m.45$, la surface de chauffe augmentant dans la même proportion que celle des pistons.

Dans les machines mixtes ou à quatre roues couplées, l'adhérence des roues motrices sur les rails est égale à environ 1.5 fois celle des roues motrices des machines à voyageurs. Le rapport entre la course des pistons et le diamètre des roues motrices est à peu près celui de 1 à 2.05. On voit, par là, que le diamètre et la course des pistons de ces machines sont des intermédiaires entre le diamètre et la course des autres machines.

Les dimensions suivantes peuvent être considérées comme bonnes :

	Diamètres des cylindres.	Courses des pistons.
Machines à voyageurs.	0.38	0.60
Machines mixtes.	0.40	0.65
Machines à marchandises.	0.42	0.70

Les diamètres des roues motrices sont alors :

Machines à voyageurs.	$3 \times 0.60 = 1^m.800.$
Machines mixtes.	$2.5 \times 0.65 = 1^m.625.$
Machines à marchandises.	$2 \times 0.70 = 1^m.400.$

IV. — TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

Une importante modification a été introduite dans la transmission du mouvement des locomotives par l'emploi de la bielle fourchue au lieu de la bielle droite.

La bielle fourchue, usitée depuis nombre d'années, était généralement rejetée des machines à vapeur par suite de l'inconvénient qu'elle présentait de se casser toutes les fois que le plan du mouvement de la manivelle n'était pas le même que le sien propre; il en résultait qu'on ne la tolérait guère que pour des forces ne dépassant pas huit chevaux. Déjà, depuis longtemps, elle était abandonnée pour locomotives, lorsque M. Stephenson eut l'ingénieuse idée de l'y remettre en vogue, en lui donnant des proportions suffisantes pour rendre la rupture sinon impossible, du moins si rare, qu'on peut considérer aujourd'hui cette bielle comme se comportant, dans les locomotives, aussi bien que la bielle droite.

La bielle fourchue présente le grand avantage de simplifier considérablement le mouvement de la tête de la tige du piston, mais elle est moins propre que la bielle droite à la mise en mouvement du piston de la pompe alimentaire directement par cette tête. Quand la bielle est fourchue, la tête de la tige du piston se compose d'une masse de fer trempée en paquet, à section carrée, formant glissoir sur deux de ses faces longitudinales, et munie des tourillons de la fourche sur chacune des deux autres; à l'intérieur est une douille dans laquelle vient se loger l'extrémité de la tige du piston. De cette manière, la charnière d'assemblage se trouve au centre du glissoir, et il n'y a aucune tendance à la faire culbuter, comme quand le glissoir est derrière la charnière.

Ce qui fait principalement qu'aujourd'hui la bielle fourchue réussit bien, c'est que l'art de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

construire a fait de notables progrès ; aussi cette pièce vient-elle se joindre à tant d'autres pour témoigner qu'il ne faut rejeter que momentanément les inventions qui ne pèchent que par la difficulté que présente leur exécution.

Depuis qu'il a été adopté, comme principe, que la chaudière devait être conservée indépendante de toutes les autres parties, les supports des glissoirs sont reliés exclusivement aux longerons, tant pour cylindres intérieurs que pour cylindres extérieurs; ces supports consistent en fortes pièces de fer plat munies d'oreilles à crampons pour l'assemblage avec les longerons, et de renflements suffisamment épais pour recevoir les boulons des extrémités des glissières et maintenir l'écartement de ces dernières. Quand les cylindres sont intérieurs, les deux supports n'en font qu'un seul se terminant, de part et d'autre, aux longerons; quand les cylindres sont extérieurs, les supports sont reliés inférieurement par une traverse située aussi peu bas que possible.

Les glissières, guides des têtes de pistons, se composent, chacune, d'une barre d'acier fondu de 10 à 12 centimètres de large sur 5 d'épaisseur au milieu de la longueur. Ces glissières sont assemblées, d'une part, comme nous l'avons dit, avec leur support en fer, qui n'a qu'à maintenir leur écartement; d'autre part, avec le stuffing-box du couvercle du cylindre, qui doit, lui, non-seulement maintenir leur écartement, mais encore les empêcher de suivre la tête de la tige du piston dans son mouvement rectiligne alternatif.

Quand les machines sont à bielles couplées, il faut avoir soin d'opérer le serrage des coussinets des têtes de ces dernières dans le même sens, afin qu'elles conservent toujours la même longueur de centre en centre, quelle que soit l'usure des coussinets.

Les dimensions des pièces de transmission de mouvement sont généralement les suivantes, savoir :

Tableau des dimensions principales des pièces composant la transmission du mouvement dans les locomotives.

DÉSIGNATION DES PIÈCES.	MACHINES A VOYAGEURS. Cylindres de 0m.38.	MACHINES MIXTES. Cylindres de 0m.40.	MACHINES A MARCHANDISES. Cyl. de 0m.42.
	mètres.	mètres.	mètres.
Diamètre des tiges des pistons..	0.060	0.065	0.070
Id. des tourillons de la tête . . .	0.060	0.065	0.070
Largeur de contact des glissoirs.	0.100	0.110	0.120
Longueur de contact des glissoirs. . . .	0.220	0.240	0.260
Section moyenne de la bielle principale.	0.040 sur 0.080	0.045 sur 0.090	0.050 sur 0.100
Diamètre des tourillons des roues motrices principales.	0.085	0.090 et 0.100	0.095 et 0.110
Diamètre des tourillons des roues couplées..	»	0.065	0.070
Section moyenne des bielles couplées. .	»	0.040 sur 0.080	0.045 sur 0.090

V. — ALIMENTATION.

L'alimentation des locomotives comprend non-seulement les pompes alimentaires, mais encore le fourgon d'approvisionnement, dit *tender*. Ce dernier appareil comportant, dans sa construc-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tion, une foule de détails qui appartiendraient exclusivement à un traité spécial sur les remorqueurs des chemins de fer, nous nous trouvons dans la nécessité de nous abstenir d'en parler, notre but étant, pour le moment, de ne pas sortir des machines à vapeur.

En ce qui concerne les pompes d'alimentation, nous ferons observer qu'elles sont de deux espèces, savoir :

Les pompes à petite course (pl. 43, fig. 1),
Les pompes à longue course (pl. 44, fig. 2, 3, 4).

Les premières sont placées près des longerons, sous la chaudière à l'avant de la boîte à feu, et reçoivent leur mouvement des excentriques de *marche-arrière*, c'est-à-dire de celui des deux excentriques qui travaille le moins pour la distribution; leur course est alors, comme celle des tiroirs, égale à 12 centimètres, ce qui fait que leurs pistons ont de 10 à 11 centimètres de diamètre.

Les pompes à longue course reçoivent directement leur mouvement de la tête de la tige du piston moteur; leur course est alors celle de ce dernier, et le diamètre du piston alimentaire varie entre 5 et 6 centimètres.

Considérées par rapport au mouvement de l'eau dans les tuyaux et dans les boîtes à clapets, ces pompes, débitant les mêmes volumes d'eau dans le même temps, donnent absolument les mêmes résultats.

Considérées par rapport à leur emplacement, les pompes à petite course, placées sous la chaudière près de la boîte à feu, sont moins susceptibles de geler l'hiver que les pompes à longue course placées en dehors; mais ces dernières sont infiniment plus commodes à visiter, et, comme la gelée est toujours à craindre pour les tuyaux, quel que soit le système, les pompes à longue course, placées en dehors, sont, à notre avis, préférables aux autres.

Dans tous les cas, ces pompes sont munies de trois soupapes à boulets, dont une d'aspiration et deux de refoulement; de plus, un robinet situé entre la dernière soupape de refoulement et la chaudière, pour permettre la visite de ce clapet. Toutes ces pièces sont en cuivre, sauf le piston d'alimentation, qui est en fer.

VI. — BATI.

Le bâti d'une locomotive comprend :

Le *châssis*, les *ressorts*, les *boîtes à graisse*, les *roues* et *essieux*, l'*attelage* et le *chasse-pierre*.

Châssis. Dans le châssis on distingue les *longerons*, les *traverses*, les *plaques de garde*, le *tablier* et la *rampe*.

Les longerons sont des pièces en fer plat de 30 millimètres d'épaisseur sur 20 à 23 de largeur, régnant de chaque côté de la machine en dedans des roues, et dont les extrémités aboutissent, chacune, à des traverses en bois dites, l'une *traverse d'avant*, et l'autre *traverse d'arrière*.

Les traverses sont des madriers de 46 à 50 centimètres d'épaisseur, dont les longueur et hauteur varient suivant les machines. La traverse d'avant diffère de celle de l'arrière en ce qu'elle est munie de deux *heurtoirs* en bourre propres à amortir les chocs, et d'un *tendeur* d'attelage pour les cas où les machines traînent en arrière ou sont attelées deux à deux.

Les plaques de garde sont des tôles de 15 millimètres d'épaisseur, régnant de chaque côté des longerons, à l'endroit des essieux, pour recevoir les boîtes à graisse de ces derniers et maintenir leur écartement horizontal ainsi que leur parallélisme.

Ces plaques sont garnies, intérieurement, de glissières en fonte ou fer qui permettent l'oscillation verticale de la machine résultant de l'emploi des ressorts.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le tablier est une plate-forme en tôle de 6 à 7 millimètres d'épaisseur, régnant tout autour de la chaudière et permettant au mécanicien de circuler en marche, pour graisser les tourillons ou visiter les clapets des pompes.

La rampe est une enveloppe en tôle de 4 millimètres d'épaisseur sur $0^{m}.90$ à $1^{m}.20$ de haut, encadrant la boîte à feu, et la portion du tablier située derrière la boîte à feu, dite *plate-forme* du mécanicien, pour servir à ce dernier de *garde-corps* et de *paravent*.

Ressorts. Les ressorts de suspension des machines ont généralement un peu plus de 1 mètre de longueur totale sur 9 centimètres de largeur; leur hauteur varie suivant la charge que les roues ont à supporter. Ils se composent de lames d'acier, dont la première, dite mère lame, a toujours au moins 10 millimètres d'épaisseur; viennent ensuite des lames de 9, de 8, de 7 et de 6, rarement au-dessous.

Pour une charge d'épreuve normale de 6.000 kilog., la hauteur du ressort est de 181 millimètres répartis ainsi :

1 lame de.	10 millimètres,	soit.	10 millimètres :
5 lames de.	9	—	—	 45
7 lames de.	8	—	—	 56
10 lames de.	7	—	—	 70
				181

les autres hauteurs se règlent en proportion. Les 6 premières lames ont toutes même longueur, et sont percées, à 95 centimètres, de centre en centre, de trous ovales de 4 centimètres au moins, au petit diamètre, destinés à recevoir les tiges de suspension.

Les colliers des ressorts ont 9 à 10 centimètres de large sur 15 millimètres d'épaisseur; ils portent sur les boîtes à graisse par l'intermédiaire d'étriers en fer embrassant les deux plaques de garde, et ayant 55 à 60 millimètres de large sur 15 à 18 millimètres d'épaisseur.

Boîtes à graisse. Les boîtes à graisse se font en fonte avec coussinets en cuivre, contre-coussinets en fonte portant réservoir d'huile et pouvant s'enlever facilement Depuis quelque temps on place, dans ces contre-coussinets, des éponges qui ramènent constamment sur la fusée l'huile qui se dépose au fond du réservoir, et contribuent ainsi à les empêcher de chauffer.

Roues et essieux. Un grand perfectionnement a été introduit dans la construction des roues des locomotives, mais il ne réussit que lorsque ces dernières sont parfaitement exécutées.

Il consiste à poser la jante, à chaud et d'une seule pièce, sur les bras préalablement réunis par la coulée du moyeu en fonte, et composés de bandes en fer à T recourbé deux fois et accolées les unes aux autres de manière à présenter une croix pour section. L'assemblage de ces bras avec la jante se fait simplement au moyen de vis; les jantes ont 5 centimètres d'épaisseur au milieu, avec inclinaison d'un vingtième et boudin de 40 à 45 millimètres de saillie en sus des 5 centimètres précités; la largeur des jantes est de 14 centimètres, celle des bras n'étant que de 10 centimètres. Les moyeux ont de 30 à 40 centimètres de diamètre, suivant les roues, sur 17 à 18 centimètres d'épaisseur au milieu.

Les essieux, dont la longueur totale, pour fusées intérieures, varie entre $1^{m}.70$ et $1^{m}.72$, ont de 15 à 17 centimètres de diamètre dans les tourillons et au corps, et de 18 à 20 centimètres aux portées des moyeux des roues. La longueur des tourillons varie entre 15 et 18 centimètres, suivant qu'ils sont sur les essieux portant les excentriques ou sur les autres. Ces dimensions correspondent à une charge de, au plus, 25 kilog. par centimètre carré de section transversale de tourillon, ce qui est plus que suffisant pour éviter le chauffage des boîtes à graisse.

Attelage. L'attelage est l'appareil d'assemblage de la locomotive avec le tender.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il se compose de quatre pièces principales, savoir :

Le boulon d'attelage de la machine,
La bielle d'attelage,
Les deux chaînes de sûreté.

Le boulon d'attelage et les chaînes de sûreté sont fixés à la machine au moyen de deux plaques, en forte tôle, horizontales, parallèles et assemblées aux longerons au moyen de boulons.

Le diamètre du boulon d'attelage est de 65 millimètres, quelle que soit la machine, et celui de la bielle, au milieu, de 70 millimètres.

L'attelage et les rotules des pompes alimentaires doivent être les mêmes pour toutes les machines, qu'elles soient à voyageurs, mixtes ou à marchandises, afin qu'on puisse, au besoin, se servir d'un tender de l'une de ces machines pour une des deux autres.

Chasse-pierre. Le chasse-pierre est une barre de fer descendant, à l'avant de la machine, à l'aplomb du rail jusqu'à 6 centimètres au-dessus de ce dernier, et destinée à repousser les obstacles qui pourraient se trouver sur la voie et contrarier le passage des roues. Il est disposé de manière à pouvoir être armé, au besoin, d'un *chasse-neige* et d'un *balai*.

Nous allons clore ce que nous avions à dire sur les locomotives par deux tableaux donnant les dimensions principales des machines-locomotives représentées dans les planches 44 et 45, auxquelles nous ajoutons, pour le chemin de fer de Lyon, celles des machines mixtes et à marchandises projetées en 1847.

1° CHEMIN DE FER DE PARIS A LYON (PLANCHE 44).

DIMENSIONS PRINCIPALES DES MACHINES LOCOMOTIVES.

DIMENSIONS GÉNÉRALES.

	Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Diamètre des cylindres.	0,380	0,400	0,430
Course des pistons.	0,600	0,600	0,650
Diamètre des roues motrices (voyageurs, circonférence, $5^m.655$; mixte, $5^m.027$; marchandises, $4^m.397$).	1,800	1,600	1.400
Rapport de la vitesse à la circonférence des roues à celle des pistons.	4,712	4,200	3,140

VAPORISATION.

Boîte à feu.

Longueur intérieure.	1,050	1,150	1,150
— extérieure.	1,250	1,400	1,400
Largeur en bas intérieure.	0,900	0,900	0,900
— — extérieure.	1,100	1,100	1,100
Diamètre de la partie cylind. envelop. intérieure.	1,060	1,090	1,120
— — — — extérieure.	1,260	1,290	1,320

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Hauteur intérieure de la boîte à feu entre la grille et le ciel.	1,350	1,450	1,465
Surface de chauffe directe.	6,500	7,000	7,500
— — tubulaire.	80,050	83,080	85,000
Hauteur de la partie inférieure au-dessus du rail.	0,500	0,395	0,400
— de la grille au-dessous du plan inférieur.	0,150	0,150	0,100
— du bas de la porte au-dessus de la grille.	0,900	0,925	0,950
Épaisseur des cuivres de la B. à F. aux parois latérales.	0,012	0,012	0,012
Épaisseur des cuivres de la B. à F. à l'avant.	0,023	0,023	0,023
Épaisseur des cuivres de la B. à F. à l'arrière.	0,020	0,020	0,020
Épaisseur des tôles de fer.	0,012	0,012	0,012
Diamètre des soupapes de sûreté.	0,100	0,100	0,100
Rapport des bras de levier : 1 à 10.	»	»	»
Timbre : 6 atmosphères.	»	»	»
Charge à l'extrémité des leviers pour le timbre, kilogr.	40,50	»	»
Enveloppe cylindrique des tubes.			
Diamètre extérieur horizontal sous la garniture.	1,060	1,090	1,120
Diamètre extérieur vertical sous la garniture.	1,100	1,120	1,190
Longueur entre les plaques extrêmes.	3,410	3,305	3,200
Hauteur de la partie inférieure au-dessus de l'axe de l'essieu moteur.	0,330	0,395	0,460
Distance entre la partie inférieure de l'enveloppe cylindrique des tubes et le plan inférieur de la boîte à feu.	0,710	0,800	0,820
Tubes.			
Longueur.	3,527	3,462	3,357
Nombre.	145	134	162
Diamètre extérieur dans la boîte à feu.	0,050	0,050	0,050
— — — à fumée.	0,052	0,052	0,052
Épaisseur.	0,002	0,002	0,002
— des viroles.	0,002	0,002	0,002
Diamètre intérieur des viroles dans la boîte à feu.	0,042	0,042	0,042
— — — — à fumée.	0,044	0,044	0,044
Distance entre l'axe du 1er rang des tubes et la partie supérieure de l'enveloppe cylindrique.	0,380	0,380	0,450
Distance entre l'axe du dernier rang des tubes et la partie inférieure de l'enveloppe cylindrique.	0,140	0,100	0,100
Écartement d'axe en axe.	0,067	0,067	0,067
Boîte à fumée.			
Largeur extérieure supérieure.	1,260	1,290	1,320
— — inférieure.	1,150	1,150	1,150
Longueur extérieure.	0,650	0,700	0,850

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Épaisseur des tôles de l'avant.	0,010	0,010	0,010
— — de l'arrière (plaque tubulaire).	0,017	0,017	0,017
— — de côté.	0,007	0,007	0,007
— — du dessous.	0,010	0,010	0,010
Cheminée.			
Diamètre intérieur.	0,330	0,340	0,380
Épaisseur des tôles à la partie supérieure.	0,006	0,006	0,006
— — — inférieure.	0,010	0,010	0,010
Hauteur à partir de la boîte à fumée.	1,570	1,585	1,670
— du dessus du rail.	4,250	4,250	4,250
DISTRIBUTION.			
Dôme.			
Diamètre extérieur.	0,625	0,625	0,625
Épaisseur de la partie cylindrique.	0,012	0,012	0,012
— de la calotte.	0,014	0,014	0,014
Régulateur.			
Lumières. Nombre.	2	2	2
Lumières. Longueur.	0,165	0,173	0,180
Lumières. Largeur.	0,040	0,042	0,044
Mouvement. Diamètre de l'arbre.	0,050	0,555	0,060
Mouvement. Longueur de la manette.	0,600	0,600	0,600
Mouvement. — du petit levier.	0,060	0,0625	0,065
Tuyaux d'arrivée.			
Diamètre du grand tuyau.	0,125	0,130	0,140
— des petits tuyaux aboutissant aux boîtes à vapeur.	0,100	0,105	0,110
Distributeurs.			
Lumières de distribution. Longueur.	0,250	0,275	0,350
Lumières de distribution. Largeur.	0,040	0,040	0,040
Lumières de distribution. Surface.	1^{dq}	$1^{dq},10$	$1^{dq},40$
Lumières de distribution. Écartement intérieur de deux lumières.	0,120	0,120	0,120
Lumière d'exhaustion. Longueur.	0,250	0,275	0,350
Lumière d'exhaustion. Largeur.	0,080	0,080	0,080
Lumière d'exhaustion. Surface.	2^{dq}	$2^{dq},20$	$2^{dq},80$
Rapport entre les surfaces des lumières de distribution et celles d'exhaustion.	1 : 2.	1 : 2.	1 : 2.
Tiroir. Longueur extérieure.	0,248	0,248	0,248
Tiroir. — intérieure.	0,118	0,118	0,118
Tiroir. Largeur extérieure.	0,310	0,335	0,410
Tiroir. — intérieure.	0,250	0,275	0,300
Tiroir. Surface du contact.	$4^{dq},62$	$4^{dq},94$	»
Tiroir. Avance linéaire.	0,030	0,030	0,030
Tiroir. Longueur du recouvrement.	0,024	0,024	0,024

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

		Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Tiges des tiroirs.	Diamètre.	0,038	0,040	0,040
	Écartement d'axe en axe.	0,916	0,900	0,900
	Mouvement des distributeurs.			
Excentriques.	Course.	0,116	0,120	1,120
	Angle de calage ou avance angulaire (marche-avant et marche-arrière).	30°	30°	30°
	Diamètre intérieur.	0,330	0,330	0,330
	— extérieur.	0,350	0,350	0,350
	Épaisseur.	0,060	0,060	0,060
Longueur des barres d'excentriques de centre en centre.		1,550	1,250	1,350
— des coulisses entre les axes des tourillons extrêmes.		0,300	0,300	0,300
Épaisseur totale des coulisses garnies, y compris les bielles de suspension et écrous.		0,234	0,236	0,236
Largeur.		0,084	0,094	0,094
Longueur des bielles de suspension des coulisses.		0,320	0,350	0,375
Diamètre de l'arbre de relevage.		0,070	0,075	0,080
Longueur des leviers horizontaux de relevage.		0,400	0,400	0,370
— du levier vertical de relevage.		0,800	0,600	0,600
— de la barre.		3,350	»	3,450
Manette de relevage.	Longueur du grand levier.	1,020	»	0,735
	— du petit levier.	0,410	»	0,250
	Échappement.			
Diamètre du tuyau.		0,140	0,145	0,150
Section maxima de la tuyère.		1 dq	1 dq,10	1 dq,20

TRAVAIL.

Cylindres.

Diamètre intérieur.	0,380	0,400	0,430
Longueur entre les fonds.	0,735	0,735	0,785
— extérieure, non compris les portées.	0,840	0,840	0,890
Épaisseur.	0,025	0,025	0,025

Pistons.

Course.	0,600	0,600	0,650
Jeu total.	0,024	0,025	0,025
Epaisseur.	0,108	0,110	0,110
— de la garniture.	0,066	0,065	0,062
Nombre total de coups de piston par minute?	»	»	»

Tiges.

Diamètre.	0,060	0,065	0,065

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRANSMISSION DE MOUVEMENT.

Guide de la tige du piston.

		Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Distance minima entre l'axe de la tête et la bride extérieure du cylindre.		0,600	0,520	0,480
Glissoirs.	Longueur du contact.	0,270	0,270	0,270
	Largeur —	0,110	0,130	0,130
Glissières.	Longueur.	0,910	0,970	1,018
	Largeur.	0,110	0,130	0,130
	Épaisseur au milieu.	0,050	0,055	0,060

Bielle.

Longueur.		1,610	1,800	1,900
Largeur.		0,088	0,093	0,097
Épaisseur.		0,050	0,055	0,060
Axes de la bielle.	Longueur du petit.	»	0,080	0,080
	Diamètre.	»	0,070	0,070
	Longueur du gros.	»	1,110	0,110
	Diamètre.	»	0,090	0,090

Roues motrices.

Écartement intérieur.		1,360	1,360	1,360
Diamètre.		1,800	1,600	1,400
Largeur.		0,140	0,140	0,140
Épaisseur des bandages.		0,050	0,050	0,050
Saillie des rebords.	Roues principales.	0,040	0,040	0,040
	Roues secondaires.	0,040	0,040	0,040
Rayon de la manivelle.		0,300	0,300	0,325
Portées.	Longueur.	0,180	0,180	0,180
	Diamètre.	0,185	0,185	0,185

Essieu moteur.

Longueur totale.		1,73	1,73	1,730
Diamètre du corps.		0,16	0,16	0,160
Tourillon.	Longueur.	0,160	0,15	0,180
	Diamètre.	0,165	0,165	0,165

ALIMENTATION.

Pompe alimentaire. (*Observation : La même pompe sert pour toutes les machines, il n'y a que la course qui change.*)

Piston.	Diamètre.	0,050	0,055	0,055
	Course.	0,600	0,600	0.650
Diamètre intérieur du corps de pompe.		0,055	0,057	0,060

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Diamètre des boulets	0,070	0,070	0,070
— des tuyaux d'alimentation	0,050	0,050	0,050
Volume théorique d'eau fourni par coup de piston	1d.c 777c.c.	1d.c 177	»
BATI.			
Longerons.			
Longueur	6,323	6,373	6,655
Largeur	0,200	0,230	0,230
Epaisseur	0,030	0,032	0,032
Ecartement moyen	1,210	1,210	1,210
Hauteur de la partie inférieure au-dessus de l'axe des roues motrices	0,230	0,230	0,230
Petites roues.			
Ecartement intérieur	1,360	1,360	1,360
Diamètre	1,100	1,100	1,400
Largeur	0,140	0,140	0,140
Epaisseur des bandages	0,050	0,050	0,050
Saillie des rebords	0,040	0,040	0,040
Portées.. Longueur	0,180	0,180	0,180
Portées.. Diamètre	0,180	0,180	0,185
Distance de l'axe des roues d'avant à celui des roues motrices	1,800	1,800	1,950
Distance de l'axe des roues d'arrière à celui des roues motrices	2,205	2,200	2,050
Essieux.. Longueur totale	1,730	1,730	1,730
Essieux.. Diamètre du corps	0,145	0,145	0,160
Plaques de garde.			
Longueur sur les longerons	1,130	1,130	1,130
Epaisseur	0,014	0,014	0,014
Ecartement intérieur des glissières des boîtes à graisse. Roues motrices	0,250	0,250	0,250
Ecartement intérieur des glissières des boîtes à graisse. Roues de suspension	0,234	0,234	0,250
Boîtes à graisse.			
De grandes roues. Hauteur	0,344	0,344	0,344
De grandes roues. Longueur	0,160	0,160	0,160
De grandes roues. Largeur	0,290	0,290	0,290
De grandes roues. Epaisseur du cuivre en haut	0,034	0,034	0,034
De petites roues. Hauteur	0,336	0,336	0,344
De petites roues. Longueur	0,180	0,180	0,180
De petites roues. Largeur	0,274	0,276	0,290
De petites roues. Epaisseur du cuivre en haut	0,032	0,032	0,034
Jeu vertical dans les plaques de garde	0,100	0,100	0,100
Tablier.			
Longueur	0,970	0,970	1,150
Largeur	2,400	2,400	2,400
Epaisseur de la tôle	0,007	0,007	0,007

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ressorts.

		Machine à voyageurs.	Machine mixte.	Machine à marchandises.
Distance d'axe en axe des points d'attache aux longerons des tiges de suspension.	1° des roues d'avant et motrices.	0,980	0,980	0,980
	2° des roues d'arrière.	0,980	0,980	0,950
Diamètre des tiges de suspension.		0,040	0,040	0,040
Longueur de la flèche du ressort.		0,120	0,085	0,790
Lames.	Nombre.	20	»	»
	Largeur..	0,090	0,090	0,090
	Epaisseur des 7 premières.	0,009	»	0,009
	— des 13 suivantes.	0,008	»	0,008

Traverses en bois.

D'avant..	Longueur.	»	»	»
	Largeur..	0,200	»	0,400
	Epaisseur.	0,200	»	0,160
D'arrière.	Longueur.	2,440	2,440	2,440
	Largeur..	0,240	0,368	0,375
	Epaisseur.	0,200	0,200	0,200

Tampons.

Longueur.	0,330	0,330	0,330
Diamètre..	0,350	0,350	0,350
Distance d'axe en axe.	1,710	1,710	1,710
Hauteur de l'axe au-dessus du rail..	0,980	0,980	0,980

Barre d'attelage.

Longueur.	»	»	»
Diamètre au milieu.	0,062	0,062	0,062
Diamètre du boulon d'attelage.	0,065	0,065	0,065

2° CHEMIN DE FER DU NORD (PLANCHE 45).

DIMENSIONS PRINCIPALES DES MACHINES LOCOMOTIVES COMMANDÉES EN NOVEMBRE 1845.

Dimensions génériques.

	Pour voyageurs. m.	Pour marchandises. m.
Diamètre des cylindres (extérieurs aux boîtes).	0,380	0,380
Course des pistons.	0,560	0,610

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Pour voyageurs.	Pour marchandises.
Diamètre des roues motrices.	1,680	1,220
Rapport de la vitesse des roues à celle des pistons. . . .	4,71 : 1	3,14 : 1
Diamètre des roues d'avant.	1,00	1,220
— — d'arrière.	1,00	1,220

Chaudières.

Longueur intérieure de la boîte à feu.	0,925	0,925
Largeur — — —	0,914	0,914
Longueur extérieure — —	1,125	1,125
Largeur — — —	1,104	1,104
Epaisseur des parois extrêmes.	0,100	0,100
— — latérales.	0,095	0,095
Hauteur intérieure totale de la boîte à feu.	»	»
— — jusqu'au-dessus de l'enveloppe. . . .	1,380	1,380
Diamètre extérieur du corps de la chaudière.	0,970	0,970
Longueur de la partie cylindrique entre les plaques. . .	3,685	3,685
Longueur des tubes de fumée.	3,800	3,800
Nombre — —	125	125
Diamètre extérieur des tubes.	0,049	0,049
Diamètre intérieur des tubes.	0,045	0,045
Epaisseur des tubes.	0,002	0,002
Ecartement d'axe en axe des tubes.	0,062 1/2	0,062 1/2
Largeur intérieure de la boîte à fumée.	1,170	1,170
Longueur extérieure de la boîte, y compris les plaques. .	0,770	0,850
— totale de la chaudière du dessus de la boîte à feu.	»	»
— — — au-dessus de la boîte à fumée.	5,580	5,660
Epaisseur des tôles de la boîte à feu.	0,011	0,011
— de la plaque tubulaire et plaques de foyer. . .	0,023	0,023
— — à l'endroit des tubes.	»	»
— de la partie cylindrique de la chaudière. . . .	0,010	0,010
— de la partie extérieure de la boîte à feu. . . .	0,012	0,012
— de la plaque tubulaire en fer de la boîte à fumée.	0,015	0,015
— de la boîte à fumée.	0,008	0,008
Hauteur du bas de la boîte à feu au bas de la partie cylindr.	0,715	0,715
— — — au centre de la partie cylind.	1,200	1,200
— — — au centre du dessin. . . .	1,780	1,780
— — — à la partie supér. du dessin.	2,342	2,342
— au-dessus du rail du bas de la boîte à feu. . . .	0,505	0,400
— — — du bas de la partie cylindrique.	1,220	1,115
— — — du haut de la cheminée. . . .	4,000	4,000
— de la partie cylindrique du dessus de l'essieu moteur.	0,380	0,505
Diamètre extérieur de la cheminée.	0,340	0,340
Epaisseur de la tôle de la cheminée.	0,006	0,006

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

			Pour voyageurs.		Pour marchandises.	
Hauteur de la cheminée au-dessus de la boîte à fumée. . .			1,710		1,825	

Bâtis et roues.

Longueur totale du bâti.			»		»	
— du bout du longeron à la boîte à feu.			»		0,400	
Longueur totale extérieure de la chaudière. . .	5,580	6,230	6,230		5,660	6,310
— de la boîte à fumée de l'axe extrême. .	250				0,250	
Hauteur des longerons.			0,200		0,200	
Epaisseur des longerons.			0,030		0,030	
Hauteur de la partie supérieure des longerons au-dessus des rails.			1,265		1,060	
Hauteur de la partie supérieure au-dessus de l'axe de l'essieu moteur.			0,425		0,450	
Hauteur de la partie supérieure au-dessus du bas de la partie cylindrique de la chaudière.			0,045		0,055	
Espacement d'axe en axe des longerons.			1,226		»	
Distance de la boîte à feu à l'axe de l'essieu d'arrière. . . .			0,130		0,130	
— de l'essieu d'arrière à l'essieu moteur.			1,415		1,320	
— de l'essieu moteur à l'essieu d'avant.			1,600		1,625	
— de l'essieu d'avant à la boîte à fumée.			0,540		0,610	
— égale à la longueur du corps de la chaudière . .			3,685		3,685	
Largeur des bandages.			0,140		0,140	
Epaisseur des bandages au milieu.			0,050		0,050	
Ecartement intérieur des bandages des roues mixtes avec le même essieu.			1,355		1,355	
Ecartement intérieur des noyaux en fonte.			1,353		1,355	
Nombre de bras avec roues motrices.			16		12	
Diamètre de calage des roues motrices.			0,190		0,180	
Epaisseur du noyau.			0,190		0,180	
Diamètre des tourillons de l'essieu moteur.			0,160		0,160	
Longueur — — —			0,150		0,150	
Demi-largeur extérieure du tourillon.			0,064	1/2	0,064	1/2
— intérieure du tourillon.			0,085	1/2	0,085	1/2
Diamètre du corps de l'essieu.			0,155		0,155	
Nombre de bras des roues d'avant et d'arrière.			10		12	
Diamètre de calage des roues de devant et d'arrière. . .			0,160		0,180	
Epaisseur du noyau.			0,175		0,180	
Diamètre des tourillons des essieux d'avant et d'arrière. .			0,140		0,150	
Longueur — — — — . .			0,160		0,150	
Demi-longueur des tourillons extérieurs des essieux d'avant et d'arrière.			0,164	1/2	0,064	1/2
Demi-longueur des tourillons intérieurs des essieux d'avant et d'arrière.			0,065	1/2	0,081	1/2
Diamètre du corps de l'essieu.			0,135		0,145	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cylindres, bielles et mannetons.

	Pour voyageurs.	Pour marchandises.
Diamètre des cylindres.	0,380	0,380
Course des pistons.	0,560	0,610
Epaisseur des pistons.	0,108	0,110
Jeu total aux extrémités.	0,025	0,025
Longueur intérieure du cylindre entre les couvercles. . .	»	»
— totale du cylindre, non compris les fonds. . .	0,770	»
Diamètre de la tige du piston.	0,055	0,055
Largeur des glissières.	0,080	0,080
Epaisseur des glissières aux extrémités.	0,033	0,033
— — au milieu.	0,048	0,048
Ecartement des glissières ou épaisseurs des coulisseaux. .	0,106	0,106
Largeur des coulisseaux-guides de la tige (y compris ses rebords).	0,100	0,098
Longueur des coulisseaux-guides de la tige (y compris ses rebords).	0,200	0,200
Longueur de la douille d'attache de la tige.	0,138	0,138
Ecartement du milieu des tourillons de la fourchette. . .	0,154	0,148
Diamètre de ces tourillons.	0,065	0,065
Longueur de ces tourillons.	0,050	0,050
Épaisseur des paliers.	0,007	0,007
Longueur de la bielle à fourchette.	1,375	1,470
Dimensions de la bielle près des petites têtes, hauteur. . .	0,064	0,064
— de la bielle près des petites têtes, épaisseur. .	0,025	0,025
— de la bielle près de la grosse tête, hauteur. .	0,094	0,094
— de la bielle près de la grosse tête, épaisseur. .	0,040	0,040
Diamètre du manneton.	0,080	0,080
Longueur du manneton de la bielle.	0,090	0,090
Tourillon d'accouplement de l'essieu du milieu, diamètre.	»	0,115
— — de l'essieu du milieu, longueur.	»	0,127
— — de l'essieu d'arrière, diamètre. .	»	0,080
— — de l'essieu d'arrière, longueur. .	»	0,090
Tourillon d'accouplement de l'essieu d'avant, diamètre. .	»	0,080
— — de l'essieu d'avant, longueur. .	»	0,050
Distance de l'axe des cylindres à l'axe des longerons. . .	0,331	0,425
Ecartement d'axe en axe des cylindres.	1,888	2,076
— — des bielles d'accouplement d'arrière.	»	1,916
— — des bielles d'accouplement d'avant.	»	1,784
Distance, au-dessus du centre, du tourillon de petite tête de bielle quand elle est au milieu et recouvre presque la plaque tubulaire à fumée.	0,765	0,765

Distribution de vapeur.

Ecartement des excentriques de la marche en arrière. . .	0,871	0,871

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Pour voyageurs.	Pour marchandises.
Écartement des excentriques de la marche en avant. . . .	0,987	0,987
— d'axe en axe des tuyaux de tiroirs.	0,929	0,929
Course des excentriques.	0,116	0,116
Diamètre intérieur.	0,310	0,310
— extérieur.	0,320	0,320
Angle de calage de part et d'autre.	30°	30°
Largeur des cercles d'excentriques en bronze.	0,057	0,057
Epaisseur des colliers.	0,041	0,041
Barre d'excentrique, hauteur, longueur.	0,070	0,070
— — épaisseur, longueur.	0,025	0,025
— — hauteur, l'extrémité.	0,042	0,042
— — épaisseur à la fourchette.	0,021	0,021
Longueur des barres d'excentriques de centre en centre. .	1,396	»
Distance verticale depuis le milieu de la coulisse aux tourillons d'attache des excentriques.	0,150	0,150
Ecartement intérieur des branches de la coulisse. . . .	0,030	0,030
— — au fond des entailles.	0,054	0,054
— extérieur de la coulisse.	0,076	0,076
Largeur intérieure de la coulisse.	0,054	0,054
Largeur extérieure de la coulisse.	0,085	0,085
Hauteur totale des coulisseaux.	0,080	0,080

Tiroir.

Longueur des ouvertures.	0,250	0,250
Ecartement intérieur.	0,114	0,114
Longueur extérieure.	0,246	0,246
Hauteur intérieure.	0,060	»
Table du cylindre, ouverture centrale d'échappement. . .	0,076	0,076
Ecartement des vides intérieurs des lumières.	0,116	0,116
— — extérieurs.	0,196	0,196
— — largeur de lumière.	0,040	0,040
Recouvrement intérieur du tiroir.	0,001	0,001
— extérieur du tiroir.	0,025	0,025
Avance à contre-vapeur, détente aux 4/5.	0,004	0,004
Diamètre des tiges de tiroirs.	0,032	0,032
Distance de la tige des tiroirs à la table des cylindres. . .	0,058	0,102
Ecartement entre les tables des tiroirs des deux cylindres. .	1,045	1,133 surchargé.
Distance de la plaque des tiroirs à l'axe des cylindres. . .	0,421 1/2	0,421 1/2
Largeur des conduits de vapeur.	0,040	0,035
Diamètre de la tubulure de sortie de vapeur.	0,120	0,120
— — d'entrée de vapeur.	0,100	»
— extérieur des brides des cylindres.	0,516	»
Ecartement total de dehors en dehors des brides de cylindres.	2,404	»

FIN DE LA DEUXIÈME PARTIE.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TROISIÈME PARTIE.

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR.

Nous comprenons sous ce titre la description des diverses opérations successives auxquelles il faut soumettre les métaux pour les convertir en pièces de machines.

Ces opérations, dont le nombre est assez considérable, peuvent se classer en trois catégories principales, savoir :

1re catégorie, — ébauchage;
2e catégorie, — finissage;
3e catégorie, — assemblage.

La série des opérations relatives à l'ébauchage d'une pièce varie nécessairement suivant la nature du métal composant cette pièce.

La série des opérations relatives au finissage d'une pièce ne varie pas d'une manière sensible pour des formes semblables données à des métaux de natures différentes.

La série des opérations relatives à l'assemblage des diverses pièces pour composer les parties des machines, et de ces parties pour composer les machines, est identique pour toutes, quels que soient les métaux employés.

Il résulte de là que l'ébauchage comprend autant de séries d'opérations distinctes qu'il y a de métaux employés, tandis que le finissage et l'assemblage n'en comportent chacun qu'une seule.

C'est à l'examen approfondi de ces diverses séries d'opérations qu'est consacrée cette troisième partie de notre ouvrage.

TITRE PREMIER.

ÉBAUCHAGE DES PIÈCES DE MACHINES.

Nous avons vu, dans la première partie, que, de tous les métaux connus, cinq seulement sont spécialement employés, soit purs, soit alliés, pour la confection des pièces de machines, savoir :

Le Fer, — le Cuivre, — le Zinc, — l'Etain, — le Plomb;

Que, de plus, les divers alliages de ces métaux, le plus généralement employés, sont les suivants, savoir :

L'acier, — la fonte de fer, — le laiton, — le bronze.

Nous avons vu, en outre, dans la seconde partie, que, de ces neuf substances métalliques différentes, les préférées sont :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Le fer en barres ou en feuilles ; — 2° l'acier fondu, en barres ou en feuilles; — 3° la fonte ; — 4° le cuivre en feuilles; — 5° le laiton ; — 6° le bronze.

Or il résulte des propriétés physiques et chimiques de ces métaux, décrites dans la première partie, que

1° Le fer et l'acier en barres se travaillent au marteau, à chaud;

2° La fonte, le laiton et le bronze se fondent et se coulent dans des moules ;

3° Le fer, l'acier fondu et le cuivre en feuilles appelées *tôles* se plient ou s'emboutissent, soit à froid, soit à chaud, suivant leur épaisseur.

De là trois opérations fondamentales d'ébauchage, savoir :

Ebauchage du fer et de l'acier;
Ebauchage de la fonte, du laiton et du bronze;
Ebauchage des tôles.

Chacune de ces opérations fondamentales constitue une spécialité distincte de l'atelier de construction, comme nous allons le voir.

CHAPITRE PREMIER.

ÉBAUCHAGE DU FER ET DE L'ACIER.

L'ébauchage du fer et de l'acier se fait dans un atelier appelé *forge de maréchalerie,* ou mieux *forge à mains.*

Ces deux expressions sont aussi impropres l'une que l'autre, aujourd'hui, pour exprimer le travail qu'elles indiquent : la première, parce qu'on n'y fait pas de fers de chevaux; la seconde, parce que le travail mécanique s'y substitue tous les jours, de plus en plus, au travail manuel.

La dénomination la plus convenable, à notre avis, pour l'atelier d'ébauchage des pièces de fer ou d'acier, est celle de *forge à fer ouvré,* par opposition avec celle de *forge à fer en barres,* que l'on donne aux usines à fer.

Une forge à fer ouvré consiste en une série de foyers, ou *feux de forge,* desservis chacun par un ouvrier principal appelé *forgeron.*

C'est dans ces foyers que sont chauffées les diverses barres de fer destinées à être converties en pièces de machines.

Ils consistent en une plate-forme carrée, en briques ou en fonte (pl. 46, fig. 1, 2), légèrement déprimée en son milieu, pour recevoir le combustible et la pièce à chauffer. Cette plate-forme est montée sur un dé en pierre ou en briques, quelquefois sur des pieds en fer ou en fonte.

Sur un des côtés du carré que représente cette plate-forme s'élève un mur vertical en briques, fonte ou fer, suivant la nature de la plate-forme, percé, à la partie inférieure, d'un trou par lequel passe une petite *tuyère* destinée à lancer de l'air dans le foyer. En outre, ce mur supporte une hotte formant l'origine de la cheminée, par laquelle s'écoulent les gaz provenant de la combustion.

Le vent est fourni, soit par un soufflet mû à la main, soit par une machine soufflante ou un ventilateur.

Le ventilateur est généralement préférable à la machine à piston, parce qu'il n'exige pas un moteur spécial pour être mis en mouvement; une courroie et une poulie sur l'arbre de transmission de mouvement de l'usine suffisent pour le faire fonctionner.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La force nécessaire pour donner le vent à un feu de forge est égale, en moyenne, à un cinquième de cheval.

Dans les grands établissements, les feux de forge sont accouplés deux à deux sous une même hotte; il n'y a que pour les grosses pièces que les feux sont séparés, afin que la manœuvre autour du foyer soit aussi facile que possible.

Les outils principaux du forgeron sont de six espèces, savoir :

1° Le marteau; — 2° l'enclume; — 3° la tenaille; — 4° le dégorgeoir; — 5° la chasse; — 6° la tranche et le tranchet; — 7° l'étampe et le dessous d'étampe; — 8° le croissant; — 9° la gouge; — 10° le poinçon.

Les outils accessoires sont de quatre espèces, savoir :

1° La pelle; — 3° le tisonnier; — 3° la lime; — 4° le tourne à gauche.

Nous allons les passer en revue successivement.

§ I. — Marteau.

Le marteau est l'outil qui sert à battre le fer chaud, soit directement, soit par l'intermédiaire d'un autre outil, pour lui communiquer la forme qu'il doit affecter.

On distingue deux espèces principales de marteaux, savoir :

1° Les marteaux à mains;

2° Les marteaux mécaniques.

Parmi les *marteaux à main*, on considère :

Le *petit marteau* (pl. 46, fig. 3, 4), pesant 2 kilogrammes environ et se manœuvrant avec une seule main. C'est le marteau du forgeron proprement dit.

Le *marteau à devant* (fig. 5, 6, 7, 8), pesant de 8 à 12 kilogrammes et se manœuvrant à deux mains. C'est le marteau des ouvriers appelés *frappeurs*, dont le seul talent est de frapper convenablement et exactement à la place qu'indique, à chaque coup, le forgeron avec son marteau.

Les *marteaux mécaniques* sont de dimensions très-variables; ils pèsent depuis 50 jusqu'à 5,000 kilogrammes; au-dessous de 200 kilogrammes, ils portent le nom de *martinet*.

Les marteaux mécaniques servent à la confection des grosses pièces des machines; leur usage est aujourd'hui très-répandu, et ils ont été l'objet de nombreux perfectionnements, dont le plus remarquable est celui apporté par M. Bourdon, quand il était ingénieur en chef de l'usine du Creusot.

Pendant longtemps on ne connaissait que trois genres de marteaux mécaniques, savoir :

1° Les *marteaux frontaux;* — 2° les *marteaux à queue* ou *à bascule* (pl. 46, fig. 9, 10); — 3° les *marteaux à soulèvement*.

Ces marteaux consistent tous en une masse de fonte ou de fer A, située à l'extrémité d'un manche B, soit en bois, soit en fonte coulée; ce manche oscille autour d'un axe par suite des soulèvements successifs que lui impriment des cames réparties sur la circonférence d'une *bague* en fonte C. Ils ne diffèrent entre eux que par le point où les cames choquent. Ainsi, dans le marteau frontal, le contact a lieu à celle des extrémités du manche qui porte la masse; dans le marteau à bascule, il a lieu à l'extrémité opposée, prolongée au delà du centre d'oscillation, et, dans le marteau à soulèvement, il a lieu entre le marteau et le centre d'oscillation, le plus près possible de la tête ou masse.

Chacune de ces dispositions de marteaux est employée de préférence dans les forges à fabriquer le fer, suivant les formes sous lesquelles on livre ce dernier au commerce : il en est à peu près de même pour le travail des pièces des machines. Ainsi le marteau frontal est généralement très-gros, et ne sert que pour forger de fortes pièces; le marteau à soulèvement sert pour

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

les pièces de dimensions moyennes, et s'exécute aussi sur de pareilles dimensions; le marteau à bascule est généralement petit, et sert pour les pièces dont les dimensions commencent à dépasser celles que l'on forge aisément à la main.

Le nouveau système du marteau mécanique inventé par M. Bourdon, du Creusot, porte le nom de *marteau-pilon*. Il consiste (pl. 22, fig. 7, 8) en une masse de fonte affectant la forme inférieure d'une tête de marteau ordinaire, et supportée à l'extrémité d'une tige de piston à vapeur se mouvant dans un cylindre vertical à simple effet. Cette masse est maintenue dans le plan vertical de son mouvement par deux fortes coulisses en fer fixées aux montants qui supportent le cylindre à vapeur.

La manœuvre de ce marteau est la suivante :

Le chef forgeron, aidé de cinq ou six aides, et quelquefois plus, suivant l'importance de la pièce à forger, place successivement les différents points de cette pièce sur l'enclume, puis, à un signal qu'il donne, un ouvrier placé sur la plate-forme d'en haut laisse échapper la vapeur qui tenait le marteau levé. Ce dernier tombe alors de tout son poids sur la pièce à forger.

Le marteau-pilon est assez généralement muni de deux appareils particuliers, dont l'un, qui consiste en deux ressorts, a pour but d'empêcher le marteau de frapper sur l'enclume, et l'autre, qui consiste en un mouvement de tiroir, a pour but de communiquer au marteau nn mouvement rectiligne alternatif continu.

La pièce à forger est supportée, en son centre de gravité, par une chaîne attenante à une grue, comme cela a lieu dans les forges à main pour les pièces trop lourdes à soulever.

§ II. — Enclume.

L'enclume est la partie fixe sur laquelle se pose la pièce à forger. Elle consiste en une masse de fonte ou fer dont la forme et les dimensions varient suivant le marteau que l'on emploie.

L'enclume pour forge à main (pl. 46, fig. 11, 12) consiste en un parallélipipède rectangle en fer terminé, d'une part, par une pyramide quadrangulaire, et, de l'autre, par un cône formant ce qu'on nomme les *bigornes* de l'enclume; elle est, en outre, percée, sur sa surface, d'un trou carré destiné à recevoir la queue, soit d'un *tranchet*, soit d'un dessous d'*étampe*.

Les enclumes pour forge à main sont de différents poids, suivant l'importance des pièces que travaillent les ouvriers auxquels on les destine. Il en est qui ne possèdent exactement que les bigornes (fig. 11), et servent pour toutes sortes de petites opérations, soit à froid, soit à chaud ; ce sont les plus légères. Dans les forges à main d'ateliers de construction, le poids des enclumes varie entre 150 et 250 kilogrammes; celles qu'on emploie le plus (fig. 12) pèsent de 200 à 220 kilogrammes. Elles sont montées sur des cylindres verticaux en bois appelés *chabottes*, cerclés en fer de distance en distance, ou sur des massifs attenants aux feux de forges.

Une enclume bien faite doit avoir ses extrémités aciérées aussi fortement que possible; de plus, sa surface supérieure doit être très-unie et polie.

Pour marteaux mécaniques, les enclumes sont en fonte et ont la forme et les dimensions représentées dans les figures 9, 10 de la planche 46.

§ III. — Tenailles.

Les tenailles (pl. 46, fig. 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30) sont les outils employés à tenir les pièces que l'on soumet au travail de la forge. Comme les figures l'indiquent, elles sont de différentes formes et dimensions, suivant la grosseur des pièces à forger : leur poids varie entre 4 et 5 kilogrammes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ IV. — Dégorgeoir.

Le dégorgeoir (pl. 46, fig. 31, 32) est employé à faire des congés dans les pièces, ou à préparer des angles droits intérieurs. A cet effet, il se termine, du côté de la pièce à forger, par un demi-cylindre dont le diamètre est variable suivant la dimension du congé que l'on veut obtenir.

Il s'emploie de la manière suivante :

Le forgeron passe dans l'*œil* de cette pièce un manche servant à tous les outils accessoires et n'y tenant que faiblement. Il présente ensuite la partie ronde sur la pièce, et le frappeur donne des coups sur la tête de cet outil, que le forgeron a soin de tremper, de temps en temps, dans l'eau afin de l'empêcher de se ramollir par la chaleur, et qu'il promène dans les diverses parties du congé, de manière à ce que ce dernier soit lisse et ne laisse apercevoir aucune dépression provenant de l'action inégale des coups de marteau.

La chasse (pl. 46, fig. 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42) sert à parer les surfaces des pièces; on distingue :

§ V. — Chasse.

La chasse carrée (fig. 33, 34); — la chasse ronde (fig. 35, 36); — la chasse à parer (fig. 37, 38); — la chasse à biseau (fig. 39, 40); — la chasse à bec (fig. 41, 42).

La *chasse carrée* se manœuvre comme le dégorgeoir et sert particulièrement à préparer une face plane.

La *chasse ronde* sert à relier les congés avec les faces et à dresser les parties concaves.

La *chasse à parer* diffère de la chasse carrée en ce que la base est plus grande et plus polie; elle sert à terminer une face plane en faisant disparaître les ondulations produites par la chasse carrée.

Les *chasses à biseau et à bec* servent pour les cas particuliers où l'inclinaison et la courbure des faces de la pièce à forger ne permettent pas l'emploi des autres chasses.

§ VI. — Tranche.

La *tranche* (pl. 47, fig. 1, 2, 3, 4) sert à abattre du fer des pièces qui ont des renflements; elle s'emploie comme les précédentes. Son usage est des plus importants en ce sens que moins l'ouvrier forgeron laisse de métal inutile à la pièce qu'il exécute, moins il en reste à enlever à l'ajustage. Cependant il est important aussi que la pièce sortant de la forge ait des dimensions supérieures à celles qu'elle aura réellement quand elle sera finie. Il y a donc un degré de surépaisseur à conserver, pour toutes les pièces de forges, qui donne la mesure du talent de l'ouvrier forgeron. En général, la surépaisseur des pièces de forges doit être comprise entre 1 et 3 millimètres, suivant les formes.

Le *tranchet* (pl. 47, fig. 5, 6) diffère de la tranche en ce qu'il est fixe sur l'enclume et ne sert qu'à couper de longueur des tringles de petit échantillon; il sert de la manière suivante :

La pièce à couper est posée chaude sur le tranchet, et l'ouvrier frappe avec son marteau sur la pièce au-dessus même du tranchet; il a soin seulement de ne pas frapper jusqu'à temps que la pièce tombe, sans quoi il s'exposerait à faire rencontrer la tête de son marteau avec le tranchant de l'outil fixe.

§ VII. — Étampe et dessous d'étampe.

L'étampe (pl. 47, fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16) et le dessous d'étampe (pl. 47, fig. 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26) servent à battre les pièces cylindriques, dont la forme serait détruite au fur et à mesure par l'enclume si elles se trouvaient directement en contact avec elle.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour cela, ces pièces affectent généralement la forme d'un demi-cylindre creux, dont le diamètre varie suivant la dimension de la pièce à forger. Les figures indiquent les principaux diamètres employés.

On emploie aussi le dessous des étampes avec succès à la confection des écrous à six pans. Dans ce cas, il faut un outil spécial pour chaque diamètre d'écrou.

§ VIII. — Croissant.

Le croissant (pl. 47, fig. 27, 28, 29, 30) s'emploie pour parer les congés des pièces cylindriques; c'est une pièce plate à couteau émoussé et cintré intérieurement, dont la forme varie comme l'indiquent les figures.

§ IX. — Gouge.

La gouge (pl. 47, fig. 31, 32, 33, 34) est une tranche à couteau courbe; elle sert soit à creuser dans les pièces, soit à enlever des copeaux épais à l'intérieur.

§ X. — Poinçon.

Le poinçon (pl. 47, fig. 35, 36) sert à percer des trous; il s'emploie aussi (fig. 37, 38), mais rarement, à creuser des faces qui ne sont pas destinées à être traversées de part en part.

§ XI. — Outils accessoires.

La *pelle* (pl. 47, fig. 39, 40, 41, 42) sert à disposer le charbon autour de la pièce à chauffer.

Le *tisonnier* (fig. 43, 44, 45) sert à piquer et ouvrir le feu, soit pour diriger la combustion, soit pour visiter la pièce qui chauffe.

La *lime* (fig. 46) sert à faire partir les battitures qui recouvrent les pièces chaudes lorsqu'elles sont exposées à l'air; elle ne s'emploie généralement que pour les pièces où il y a des soudures à faire, pour décaper les amorces.

Le *tourne à gauche* (fig. 47) s'emploie pour tenir l'extrémité des grosses pièces cylindriques et autres qui ont besoin d'être battues sur l'enclume dans différents sens.

Tels sont les outils ordinaires des forgerons, en tant qu'il ne s'agit que de l'exécution des formes extérieures des pièces. Comme on le voit, il n'est guère possible de varier beaucoup les formes et de les faire sortir du plat, du rond ou du carré. Les angles rentrants vifs sont généralement exclus des pièces forgées au moyen d'outils généraux, à moins qu'ils s'obtiennent par le courbage des pièces sur l'enclume; les angles sont toujours remplacés par des congés, non-seulement pour faciliter le travail de l'ouvrier, mais encore pour éviter les coups de feu, qui ne manquent jamais de se manifester dans ces parties.

Quand les pièces à forger sont évidées ou creuses, comme les chapes de bielles, les douilles, etc., les vides sont ménagés au moyen de pièces en fonte appelées *mandrins*. Il y a des mandrins ronds, plats ou carrés, servant pour toutes les pièces dans lesquelles sont ménagés des vides ayant pour section un cercle, un carré ou un rectangle; ils constituent alors trois séries distinctes, composées, chacune, d'un certain nombre de mandrins de diverses dimensions.

Il y a ensuite les mandrins spéciaux pour certaines pièces, comme les chapes de bielles, par exemple, constituant autant de séries distinctes qu'il y a de pièces différentes.

Les mandrins ont tantôt la dimension exacte des vides à ménager dans le fer, tantôt une dimension moindre, suivant que ce vide sera ou ne sera pas soumis au travail de l'ajustage. Ainsi, pour chapes de bielles, le mandrin a 2 millimètres environ de moins que le vide exact à obtenir, parce que ce dernier se termine à l'ajustage au moyen de la *machine à parer*. Dans les douilles

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cylindriques, au contraire, le mandrin, qui est rond et sert pour tous les cas analogues, possède exactement le même diamètre que le vide à obtenir, parce qu'il n'y a pas de retouche à l'ajustage, à moins de cas particuliers, comme celui où la pièce est percée de part en part.

Les pièces de forge sont exécutées par les forgerons d'après des dessins tracés en grandeur naturelle, tantôt sur papier, tantôt sur des planches.

Quand les pièces à exécuter sont nombreuses ou se représentent souvent, comme les pièces générales, on ajoute au dessin un ou plusieurs *calibres* ou *gabarits*, en tôle découpée, représentant les figures du dessin augmentées des surépaisseurs de métal qu'il faut laisser à la forge.

Dans les forges d'une certaine importance, on est dans l'usage de disposer de distance en distance de gros *étaux* qui servent à courber ; de plus, on met un étau ordinaire pour chaque couple de deux forges à main.

Nous terminons ce qui est relatif à l'ébauchage des pièces de fer par un compte de fabrication de 1,000 kil. de fer forgé, déduit du travail d'une année, sur une grande échelle.

Compte de fabrication moyen d'un atelier de forges à main pour 1,000 *kil. de fer forgé.*

610 fr.	fer ordinaire, à.	33 fr.	201 fr. 00 c.
212	id.	31	65 70
180	fer martelé, à.	50	90 00
106	id.	50	42 40
45	vieux fer, à.	30	13 50
8	id.	28	2 24
10	acier, à.	136	13 60
137	tôle, à.	50	68 50
1308 kil.	divers.		496 fr. 94 c.

Dont on a retiré en déchet utilisable :

180 kil.	riblons à 15 fr.		27 fr. 00 c.
1128 kil.	fer.		469 fr. 94 c.
73 hectolitres de charbon, à fr. 0.60. .		43 fr. 80 c.	
Fournitures diverses.		2 17	
Réparations diverses.		0 65	311 fr. 02 c.
Main-d'œuvre.		260 00	
Transport de charbon à fr. 0.06 l'hectol.		4 40	
	Total. . . .		780 fr. 96 c.

On déduit de ce compte que

1° Le prix moyen de la main-d'œuvre est de 26 cent. par kilogr. de fer ouvré ;

2° Le prix de l'hectolitre de charbon étant de 60 cent., le prix moyen du kilogramme du fer ouvré est de 78 cent. ;

3° Le poids de l'hect. de charbon étant 90 kil., la consommation du charbon par kilogramme de fer ouvré est, en en moyenne, de 6 kil. 50 ;

4° Le déchet utilisable est de 20 pour 100, et le déchet perdu est de 13 pour 100 du poids du fer ouvré obtenu. Total, 33 pour 100 ou un tiers ; d'où, pour obtenir 3 de fer ouvré, il faut 4 de fer brut.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE II.

ÉBAUCHAGE DES FONTES DE FER ET DE CUIVRE, FONDERIES.

On comprend sous la dénomination générale de *fonderies* les ateliers dans lesquels s'effectue la conversion, en pièces brutes de machines, des métaux fusibles tels que la fonte de fer, le cuivre et les divers alliages de ce métal.

L'opération générale des fonderies est la suivante :

Sur un modèle en bois, plâtre, fonte ou cuivre allié, on prépare un moule dans du sable rendu consistant par un mélange, naturel ou artificiel, d'une certaine quantité d'argile. Cela fait, on verse dans ce moule, séché ou non séché, suivant la composition du sable employé, le métal en fusion auquel on veut communiquer la forme du modèle.

Quand le moule est suffisamment refroidi, on enlève le sable et on obtient un *moulage* dont l'exactitude est d'autant plus complète que l'ouvrier *mouleur* a fait preuve de plus d'habileté et d'expérience dans l'exécution du moule.

Il résulte de cette description que le travail de la fonderie se divise en cinq opérations principales, savoir :

1° La confection des modèles; — 2° le moulage; — 3° la fusion; — 4° la coulée; — 5° le dessablage des pièces coulées.

I. — CONFECTION DES MODÈLES.

Nous avons dit ci-dessus que les modèles étaient tantôt en bois, tantôt en plâtre, tantôt en métal.

Parmi ces trois substances, le bois est ce que l'on emploie le plus généralement à la confection des modèles pour pièces de machines. Le plâtre est plus exclusivement réservé pour les objets d'art dont un premier modèle a été fait en cire ou en terre argileuse par un artiste.

Le métal, tantôt fonte, tantôt cuivre allié, ne sert de modèle que pour pièces qui se renouvellent considérablement, comme coussinets de rails, etc.; dans tous les cas, il ne s'obtient qu'après une première coulée sur un modèle, soit en bois, soit en plâtre.

Quel que soit le métal que l'on veut fondre, l'atelier où se confectionnent les modèles en bois est toujours le même, et porte le nom d'atelier des modeleurs. Les modeleurs sont, à la fois, ébénistes, menuisiers et tourneurs en bois; ils doivent, en outre, connaître parfaitement le travail de la fonderie, pour confectionner leurs modèles de manière à ce qu'ils sortent facilement des moules, et à ce que les pièces coulées aient les dimensions exactes indiquées par le dessin qui leur a été confié.

Pour que les modèles sortent facilement des moules, les mouleurs ont soin de donner aux faces, indiquées parallèles, des inclinaisons concourantes que l'on nomme dépouille; de plus, ils remplacent, autant qu'ils le peuvent, les angles intérieurs vifs par des congés, soit en prolongement des faces, soit avec filets.

Quand les modèles sont compliqués, le modeleur les décompose en plusieurs parties, qui se rapportent facilement entre elles par des repères, comme cela a lieu dans la statuaire.

Quand les pièces ont des parties creuses, le modeleur ménage des saillies, à la surface du modèle, en tous les points où le creux se prolonge jusqu'à l'extérieur. Ces saillies ont pour but de former, dans le moule, des vides destinés à recevoir les extrémités des *noyaux*, ou masses de sable préparées, qui doivent combler le vide des pièces creuses.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il résulte de là que les modèles se font toujours pleins, quel que soit l'intérieur des pièces. Les noyaux qui servent à combler le creux des pièces moulées se confectionnent, tantôt au moyen de gabarits, quand ils sont ronds, tantôt au moyen de moules en bois fabriqués par les modeleurs en même temps que les modèles, et affectant intérieurement le creux des pièces, augmentées de saillies rapportées au modèle; ces moules s'appellent boîtes à noyaux.

Pour conserver aux pièces moulées les dimensions indiquées sur le dessin, les modeleurs se servent d'un mètre dont la longueur est égale à celle du mètre ordinaire, augmentée de la dilatation linéaire que prend la fonte par la fusion. Cette dilatation est égale à environ le $\frac{1}{100}$ de la longueur. C'est, généralement, ce chiffre que l'on admet, et le mètre du modeleur a 101 centimètres de long divisés en 100 parties de 1.01 centimètre chaque.

A côté de l'atelier des modeleurs se trouve généralement placé le magasin des modèles. C'est un local ni trop aéré ni trop fermé, dans lequel on tâche de maintenir une température à peu près uniforme, ce que l'on obtient en ne pratiquant les ouvertures d'aérage qu'au levant et au couchant, et en les munissant de persiennes fixes, qui empêchent le soleil de pénétrer dans l'intérieur.

On ne saurait trop prendre de précautions dans le choix d'un magasin de modèles; car il faut éviter, à tout prix, chez ces derniers, et la décomposition, et le mouvement des fibres du bois.

Ces deux conditions influent particulièrement sur le choix des bois que l'on emploie à la confection des modèles; mais, malheureusement, elles ne se trouvent pas satisfaites par tous les bois qui conviennent le plus particulièrement, à cause de leur facile conversion en pièces ouvrées.

Les bois que l'on emploie le plus fréquemment pour modèles sont :

Le sapin, le chêne, le tilleul, le noyer, l'érable, le mélèze.

Le sapin et le mélèze sont, de tous les bois, les plus convenables pour modèles, quand ils sont secs, parce qu'ils deviennent insensibles à toutes les influences hygrométriques; mais le mélèze est rare, aussi est-ce le sapin et le chêne que l'on emploie le plus. Les autres bois sont réservés pour les parties délicates exigeant un grain fin pour rendre bien exactement des moulures fines et compliquées.

II. — MOULAGE.

Le moulage, comme la confection des modèles, est une opération à peu près identique pour tous les métaux à couler; néanmoins elle présente quelques particularités pour chaque métal que nous aurons besoin de signaler.

Les métaux fusibles dont on fait usage dans les machines se divisent en deux catégories, savoir :

Les fontes de fer;

Les alliages de cuivre.

Quel que soit le nombre des variétés que renferment ces deux catégories, le travail est le même pour toutes celles de la même catégorie.

Nous avons dit que le moulage consistait dans la prise de l'empreinte extérieure des modèles au moyen d'un sable suffisamment argileux, dans lequel s'effectue la coulée du métal. Malgré cette définition du moulage, il en existe cinq variétés différentes, savoir :

Le moulage en sable d'étuve; — le moulage en sable vert; — le moulage en sable vert séché; — le moulage en terre; — le moulage en coquille.

Avant d'examiner chacun de ces moulages en particulier, nous allons décrire l'opération principale dans les détails qu'elle comporte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On considère deux méthodes principales de moulage, savoir : le moulage sur le sol et le moulage en châssis.

Le moulage sur le sol s'emploie pour les pièces plates de grandes dimensions, telles que *balanciers*, volants, entablements, plaques de fondation, etc. A cet effet, le sol d'une fonderie est toujours établi sur une épaisseur de 50 centimètres au moins de sable de moulage plus ou moins pur. Quand on veut mouler une pièce sur le sol, on le creuse légèrement sur une étendue plus grande que celle qu'occupera la pièce, et on remplit ce vide de sable frais prêt à être employé. On dépose ensuite le modèle sur ce sable, et on le bat jusqu'à ce qu'il ait laissé une empreinte bien marquée dans le moule. Alors on le retire, et on ajoute du sable frais dans les divers endroits où la surface du moule n'est pas lisse ou est trop faible, puis on repose le modèle et on le bat de nouveau. Ces deux opérations se réitèrent l'une après l'autre, jusqu'à ce que l'on ait obtenu un moule parfait.

Le moulage sur le sol est tantôt couvert, tantôt découvert.

Pour balanciers, entablements, et en général pour les pièces plates qui ont deux faces modelées, le sol ne donnant que l'une des faces de la pièce, il faut, pour obtenir l'autre, recouvrir le moule du sol par un second moule en châssis ; c'est ce qu'on nomme moulages couverts.

Pour plaques de bâches et autres pièces dont la surface supérieure est plane, et n'exige pas une grande régularité, la coulée se fait dans le moule du sol ; c'est ce qu'on nomme moulage découvert. Les pièces qui sortent des moules ainsi faits sont généralement laides, et laissent voir les ondulations que les flots refroidis de métal ont affectées pendant la coulée ; de plus, elles sont légèrement bombées.

Les moulages couverts, au contraire, sont aussi beaux en dessus qu'en dessous. Le châssis supérieur est muni de trous coniques dont les uns portent le nom de *trous de coulée*, et les autres celui de *trous d'évent*. C'est par les premiers que se verse la fonte dans le moule, et par les seconds que s'échappe l'air au fur et à mesure de son remplacement par du métal liquide.

Le moulage en châssis s'emploie pour toutes les pièces qui ne sont pas plates.

On nomme *châssis* une espèce de boîte en bois ou fonte, composée de membrures distancées les unes des autres, de manière à laisser des vides analogues aux caisses d'emballage que fabriquent les layetiers, pour objets déjà préalablement emballés dans du fer-blanc ou de la toile cirée.

La forme la plus générale des châssis est le parallélipipède rectangle. Ils se composent de deux parties égales entre elles, et se reliant par des tenons et des mortaises. Quand ils sont d'une dimension qui ne permet pas de les manœuvrer à la main, on munit l'une des deux parties, celle qui forme le couvercle, de deux tourillons opposés qui reçoivent deux tringles à œil mobile sur un fléau suspendu à l'extrémité de la corde d'une grue. De cette façon, on soulève et retourne, avec la plus grande facilité, des châssis d'un grand poids.

Le moulage en châssis s'effectue absolument de la même manière que le moulage sur le sol.

Comme les châssis constituent un matériel très-considérable, attendu qu'il en faut pour toutes les dimensions de pièces, on fait beaucoup usage, dans les fonderies, des châssis dits *en mille pièces*, c'est-à-dire composés de plaques de fonte et de coins s'assemblant avec ces plaques au moyen de boulons. On voit par là que les mêmes coins peuvent servir pour une infinité de plaques qui elles-mêmes s'assemblent deux à deux sur une même hauteur, etc.

Quand des pièces se représentent souvent, comme les colonnes, par exemple, il est convenable de leur affecter des châssis spéciaux dont le volume est le moindre possible et le plus facile à combler.

Quand les pièces à couler sont cylindriques et de grand diamètre, comme les cylindres à va-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

peur, corps de pompe, etc., les châssis se composent d'anneaux en fonte d'un seul morceau que l'on superpose. Alors le moule s'exécute au moyen d'un gabarit sans modèle. Si le diamètre du cylindre est petit, le vide intérieur se réserve au moyen d'un noyau rapporté; si au contraire ce vide est considérable, le noyau se construit en briques recouvertes d'argile, en même temps que le moule, ou après, comme l'on veut, attendu que, avant la coulée, il faut enlever les châssis circulaires superposés pour les sécher.

Les outils du mouleur sont les suivants, parmi lesquels il en est qui sont plus ou moins employés, selon le genre de moulage adopté :

1° Les truelles (pl. 47, fig. 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55); — 2° les spatules (fig. 56, 57, 58, 59, 60, 61); — 3° les lissoirs (fig. 62, 63, 64, 65, 66); — 4° les tranches; — 5° les couteaux; — 6° les brosses à moules; — 7° les sacs à poussier; — 8° les aiguilles; — 9° les crochets (fig. 67, 68, 69, 70, 71, 72); — 10° les soufflets; — 11° les niveaux; — 12° les équerres; — 13° les règles; — 14° les fouloirs (fig. 73, 74); — 15° les pillettes (fig. 75); — 16° les maillets.

Les appareils qui complètent le matériel indispensable de toute fonderie sont :

1° Les étuves; — 2° les grues; — 3° les ventilateurs; — 4° les poches.

Nous allons donner sur ces appareils quelques développements indispensables.

Étuves. Les étuves sont des chambres construites généralement en briques, dans lesquelles on met sécher les noyaux et les moules avant d'y verser la fonte. Nous verrons plus loin pour quel genre de moulage elles sont employées. Aujourd'hui, où le moulage en sable vert a remplacé, pour la plupart des pièces, le moulage en sable d'étuve, on s'en sert moins fréquemment; malgré cela, toute fonderie doit en avoir une.

Les dimensions des étuves dépendent de l'importance de l'usine et des dimensions des pièces qu'on a à y faire sécher.

Voici cependant quelques nombres généralement adoptés : la longueur varie de 4 à 6 mètres, la largeur de 2 à 4 mètres, et la hauteur est toujours au moins de 2 mètres.

Les étuves sont construites dans l'intérieur de la fonderie même et de niveau avec le sol. Une porte en tôle, soit à coulisses, soit à vantaux, donne accès dans l'intérieur; on dispose les noyaux et petits moules sur des étagères placées latéralement, et les gros moules y sont amenés par un chariot roulant sur un chemin de fer.

Elles sont habituellement chauffées par la flamme qui s'échappe des fours à coke, ou directement à l'aide d'une grille placée sur le côté ou au milieu.

L'inconvénient des étuves chauffées par les fours à coke réside en ce que les moules et les noyaux se recouvrent de noir de fumée de houille, qui n'a pas les qualités de celui du charbon de bois, et, en outre, empêche l'adhérence d'une seconde couche sur les noyaux en terre, opération qui se présente fréquemment.

On pourrait, pour éviter cet inconvénient, quelquefois très-grave, faire servir la chaleur des gaz dégagés du four à coke à échauffer de l'air qu'on enverrait ensuite dans l'étuve; mais cette disposition, beaucoup plus coûteuse que ne l'est celle des étuves, telles qu'on les construit aujourd'hui, fait peut-être reculer devant une amélioration qui aurait beaucoup d'avantages.

Le chemin de fer, placé dans l'étuve, se continue jusqu'au milieu de la fonderie pour y conduire le chariot et y charger les moules. Les moules une fois introduits dans l'étuve, on lute tous les joints de la porte pour éviter tout courant d'air, et, suivant leurs dimensions et la température, on les laisse d'un à trois jours : on ne peut rien fixer d'invariable à cet égard.

Grues. — Les grues sont destinées à faciliter toutes les manœuvres des fonderies, à enlever les

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

châssis, déplacer les moules, les charger sur les chariots de l'étuve, enlever et transporter les poches d'une extrémité de la fonderie à l'autre.

Pour cela, les grues doivent être placées de façon à desservir tous les points de la fonderie ; à cet effet, on en met deux, trois, quatre, cinq, autant qu'il en est besoin, en un mot, pour qu'une place quelconque puisse être atteinte par la volée de l'une d'elles ; on les dispose aussi de façon qu'elles se correspondent et qu'elles se reprennent les fardeaux.

Pour faciliter toutes ces opérations, il faut que chacune puisse transporter les charges du centre à l'extrémité de la volée. On établit, à cet effet, sur les bras de la volée, un chariot mobile sur lequel s'enroule la corde de suspension, et qui est manœuvré d'en bas par des engrenages et une vis, une crémaillère, ou une chaîne sans fin, qui fait avancer ou reculer la charge, suivant le besoin.

Cette disposition des grues est indispensable, et on ne saurait y donner trop de soins.

Les grues sont en fonte ou en bois, avec transmission de mouvements en fonte de fer. On préfère généralement celles-ci, parce qu'elles sont moins sujettes que les autres à céder brusquement sous une trop grande charge. Dans une disposition de grue, il faut combiner la transmission de mouvement par engrenage, de façon à ce qu'elle occupe le moins d'espace possible, car c'est un espace perdu.

Les grues sont à deux pivots ou à un seul pivot. On n'emploie guère cette dernière disposition dans l'intérieur des fonderies, parce qu'elle exige des fondations dispendieuses et un grand espace, et jamais on n'en a à perdre. On les place à l'extérieur pour les chargements et déchargements d'expéditions, alors qu'on ne peut peut plus les fixer à la partie supérieure à une charpente de bâtiment.

Les grues à deux pivots sont donc exclusivement adoptées dans les halles.

Les pivots sont ordinairement en fer trempé, fortement chassés et maintenus dans l'arbre de la grue ; ils tournent sur des crapaudines qui reposent, l'une sur le sol, et l'autre sur la charpente du bâtiment. Pour le pivot supérieur, il est préférable, dans les grues en bois, de se servir de l'arbre en bois lui-même, qu'on arrondit à cet effet, et on le fait embrasser par un collier soit en bois, soit en fonte, fortement relié à la charpente. Dans toutes les fonderies, les grues sont trop légèrement maintenues ; il ne faut pas craindre de dépenser quelques tirants pour reporter les pressions sur les murs, et relier toutes les fermes ensemble, de façon à présenter un tout solidaire.

Les accidents par la chute des grues sont toujours très-dangereux, et il existe peu d'usines qui n'en aient eu à déplorer. Il ne faut pas craindre non plus de les démonter pour vérifier l'état des pivots ; jamais, ou presque jamais, ces opérations ne se font à temps.

On pourrait employer, au lieu de grues, des treuils mobiles roulant sur des chemins de fer fixés à la charpente ; on se débarrasserait ainsi de ces arbres de grues qui gênent les manœuvres et les abords des moules : peut-être ce système ne serait-il pas aussi prompt que celui des grues ; tout ce que nous pouvons dire, c'est qu'il n'a jamais été employé.

Ventilateurs. Le ventilateur est, aujourd'hui, le seul appareil employé dans les fonderies de seconde fusion, pour donner le vent nécessaire à la combustion du coke ; il est d'une extrême simplicité et facile à réparer. La force nécessaire pour le mouvoir dépend évidemment de ses dimensions, mais elle reste dans les limites de 4 et 8 chevaux.

Un ventilateur se compose d'un cylindre à axe horizontal, portant une ouverture à sa surface pour l'échappement de l'air, fermée latéralement par des joues dont le centre, qui est celui du cylindre, est percé, pour donner accès à l'air qu'on aspire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Qu'on imagine maintenant, dans ce cylindre, un arbre en fer armé de 4 ou 6 ailes, concentrique avec le cylindre, et reposant sur deux appuis; qu'on imprime à cet arbre un mouvement très-rapide de rotation, et l'air aspiré par les orifices du centre sera rejeté par l'ouverture placée à la circonférence.

L'arbre doit faire de 1,200 à 1,500 révolutions par minute; au delà, on emploierait une force inutile sans augmenter l'effet.

Il faut, dans les conduites de vent, arrondir tous les angles, qui sont autant de causes d'arrêt. Les ventilateurs doivent marcher sans pression, aussi emploie-t-on des buses d'un fort diamètre, de 10 à 15 centimètres.

Les dimensions des ventilateurs varient de $0^m,70$ à $1^m,20$ de diamètre sur $0^m,30$ à $0^m,50$ de largeur.

Le volume d'air qu'ils doivent lancer peut être estimé à raison de 10 mètres cubes par kilogramme de coke.

Poches. Les poches sont les instruments destinés à transporter la fonte liquide du cubilot dans les moules. Dans une fonderie, on doit en avoir de plusieurs capacités, qu'on manœuvre soit à bras, soit avec les grues.

Les poches sont aujourd'hui partout en tôle de fer, ou en fer battu. Les petites poches, qui ne contiennent que 20 à 25 kilogrammes et qu'un homme manœuvre seul, ne sont autres que des espèces de cuillers en fer battu d'un centimètre d'épaisseur. Toutes les autres poches sont faites en tôle rivée. Leur capacité absolue doit être $\frac{1}{5}$ plus grande que celle nécessaire pour contenir la quantité de fonte qu'elles sont destinées à recevoir, parce que jamais on ne les emplit, et qu'ensuite elles sont toujours garnies, dans l'intérieur, d'une couche de terre argileuse mélangée de crottin de cheval, sur une épaisseur de 25 millimètres, afin d'empêcher la fonte de se refroidir, et aussi pour ne pas les brûler.

Quand on fait les poches en fonte, on leur donne une épaisseur de 2 à 3 centimètres. Mais ces poches sont dangereuses, parce qu'elles peuvent trop facilement se fendre sous les alternatives du chaud et du froid, et qu'ensuite leur poids les rend plus difficiles à manœuvrer; aussi les a-t-on tout à fait abandonnées.

Voici une série de dimensions de poches que doit avoir une fonderie bien montée :

20 à 30 petites poches de.	15 à 20 kil.
3 à 4 poches de	50
2 à 3 id.	75
1 à 2 id.	200 à 300
1 à 2 id.	100 à 150
1 à 2 id.	400
1 à 2 id.	800
1 à 2 id.	1,500
1 à 2 id.	3,000
1 à 2 id.	5,000
1 à 2 id.	10,000

Pour des poids supérieurs à 10,000 kilogrammes, on emploie plusieurs pioches, principalement parce que, avec une si grande masse, les premières gouttes versées sont froides quand les dernières arrivent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ I. — Moulage en sable d'étuve.

On nomme sable d'étuve un sable assez argileux pour durcir par la dessiccation à une température de deux à trois cents degrés.

Le moulage en sable d'étuve, qui, pendant longtemps, a été presque exclusivement employé par les fondeurs, ne s'emploie plus aujourd'hui que pour les pièces compliquées et exigeant une certaine solidité dans le moule, telles que cylindres à vapeur, condenseurs, grandes boîtes à vapeur, etc.; les pièces à gros noyaux, à reliefs, à rapports, etc.

On emploie, pour ce moulage, des sables gras neufs mêlés avec $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{4}$ de sable vieux. On ajoute, en outre, une certaine quantité de houille broyée et tamisée, $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{20}$, suivant la nature des pièces et la qualité des sables; cette addition de houille a pour but de faire décaper les pièces et de faciliter le dégagement des gaz carburés au moment de la coulée. On remplace, pour les pièces de petites dimensions, la houille par du poussier de charbon de bois, qui a sur l'autre l'avantage de ne pas rendre la surface des pièces aussi dure ni aussi cassante.

Ce moulage se fait toujours complétement en châssis, et s'exécute comme nous l'avons indiqué. Mais le moulage étant terminé et prêt à être coulé, on le place sur un chariot, qu'on conduit, à l'aide d'un petit chemin de fer, dans une étuve chauffée ordinairement par la chaleur perdue des fours à coke.

On laisse séjourner les moules dans l'étuve deux à trois jours, puis on les retire; on démoule pour voir si le séchage n'a rien dérangé, on rectifie avec les instruments spéciaux les parties défectueuses, on referme le moule, et on peut alors procéder à la coulée.

Dans le moulage en sable d'étuve, il faut avoir grand soin de serrer beaucoup les sables, parce que le séchage, vaporisant l'eau interposée, laisse entre les grains de sable un intervalle d'autant plus grand que le sable a été moins battu, moins serré. On conçoit alors les conséquences de ce mauvais moulage, qui ne serait autre que de donner aux pièces moulées des dimensions plus fortes que celles que l'on veut avoir, et, en outre, des pièces défectueuses dans toutes les parties, parce que le sable ne pourrait résister à la pression de la fonte; il s'ébouleraît ou s'enfoncerait sous la charge.

§ II. — Moulage en sable vert.

Le moulage en sable vert diffère de celui en sable d'étuve en ce qu'on ne sèche pas les moules, et que, par conséquent, on coule dans du sable frais. Ce procédé accélère évidemment le travail et le rend plus économique.

On emploie, pour ce moulage, des sables de bonne qualité, travaillés et préparés avec soin; ils doivent être un peu argileux. On les compose de $\frac{4}{5}$ à $\frac{2}{5}$ de sable neuf, sur $\frac{4}{6}$ à $\frac{3}{5}$ de sable vieux et de $\frac{1}{20}$ à $\frac{1}{10}$ de charbon de houille ou de bois pulvérisé et passé au tamis.

On donne à ce mélange un degré d'humidité assez grand pour qu'il ait de la liaison lorsqu'on le serre dans les châssis; il ne faut pas non plus trop serrer, car, pendant la coulée, le dégagement des gaz carburés et de la vapeur d'eau étant arrêté, on s'exposerait soit à des explosions, soit à manquer les pièces, par suite du gonflement du sable. On évite surtout cet inconvénient en criblant de trous, avec une aiguille, la surface supérieure des moules, ce qui facilite beaucoup le dégagement des gaz.

Dans la confection des moules, on ne se sert de sable préparé et travaillé que sur une épaisseur de 1 à 2 centimètres au pourtour des modèles; le remplissage du moule se fait avec du sable tel qu'on l'amène aux usines, après l'avoir cependant passé à la claie.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ III. — Moulage en sable vert séché.

Ce moulage s'emploie lorsqu'on veut avoir des surfaces plus unies, principalement pour les pièces de fortes dimensions, telles que balanciers, plaques de fondations, bâtis, etc. Dans ce cas, on augmente un peu la proportion de sable neuf, et on diminue celle du charbon.

Les moules sont serrés un peu plus fortement, mais on ne lisse pas la surface avec du poussier; on le remplace par un badigeon, qu'on étend au pinceau, et composé de $\frac{1}{4}$ d'argile grasse et de $\frac{3}{4}$ de charbon de bois mêlé avec une très-petite quantité d'amidon cuit, délayé dans de l'eau ou de l'urine. On passe par-dessus cette couche le lissoir pour effacer les traces du pinceau, et on peut ainsi obtenir des pièces à surface lisse et propre.

§ IV. — Moulage en terre.

Le moulage en terre s'emploie pour toutes les pièces circulaires qu'on peut faire sans modèles à l'aide de trousses ou gabarits seulement, et aussi pour un grand nombre de pièces qui se présentent rarement, et pour lesquelles on ne veut pas faire la dépense d'un modèle, qui est toujours une chose coûteuse.

On se sert, pour ce moulage, de terres assez grasses pour se lier parfaitement, sans pour cela contenir une trop grande quantité d'argile, qui ferait fendre les parois des moules. Il faut éviter les terres calcaires, qui se décomposeraient infailliblement à la coulée, et produiraient des accidents souvent dangereux par le développement subit des gaz. Les terres qui conviennent le mieux pour les couches extérieures sont les terres rouges appelées herbues; à défaut de ces terres, on prend du sable argileux, qu'on mêle avec du vieux sable.

Quelle que soit, au reste, la nature de la terre dont on dispose, on ajoute au mélange $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{5}$ de crottin de cheval ou de bourre hachée, qui a pour but d'empêcher les moules de se crevasser au séchage, et aussi de faciliter le dégagement des gaz.

Le moulage des pièces régulières consiste principalement dans la fabrication d'un noyau, qu'on peut ou *mouler* ou *tourner*, ce qui constitue deux modes d'opérer. Les moules en terre ne se font que pour des noyaux de dimensions excédant 50 à 60 centimètres; au-dessous, on tourne ces noyaux sur un axe en fer forgé garni de tresses de foin ou de paille sur lesquelles on applique la terre préparée comme nous l'avons indiqué.

Supposons donc qu'on ait à mouler un cylindre d'un grand diamètre : on commence par bâtir sur une plate-forme en fonte un cylindre en brique avec mortier de terre, creux ou plein, suivant la grandeur du diamètre, et on l'élève à une hauteur un peu supérieure à celle du cylindre qu'on veut obtenir; on donne à ce cylindre en briques un diamètre inférieur à celui du noyau d'environ 10 centimètres, représentant l'épaisseur de la couche de terre dont on enveloppe les briques pour former le noyau définitif. Un axe en fer s'appuyant sur la plate-forme en fonte, et maintenu bien vertical à sa partie supérieure, porte la trousse ou gabarit qui donne le pourtour exact du noyau, que ce noyau soit ou tout à fait cylindrique, ou bien qu'il présente quelques moulures.

Sur la dernière couche de terre, qu'on lisse aussi bien que possible, après avoir laissé sécher le noyau quelque temps, on applique une couche de noir délayé et, par-dessus, du sable fin tamisé.

Cela fait, on trousse autour de ce noyau une épaisseur qui représente exactement l'objet à couler; c'est ce qu'on nomme la fausse pièce. On la recouvre également d'une couche de noir et de sable fin; on continue à couvrir l'extérieur de couches successives, sur une épaisseur de 4 à 5 centimètres de terre épaisse, disposées de façon à ce qu'elles se lient bien entre elles et à ce

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que le séchage ne les fasse pas gercer. On termine ensuite avec quelques rangées de briques, qui donnent de la solidité ponr résister à la pression de la fonte liquide.

Ces dernières couches forment ce qu'on nomme la chape, dont l'épaisseur varie suivant la hauteur de la pièce à mouler. A leur partie supérieure, la chape et le noyau viennent se toucher, suivant un tronc de cône, de façon à pouvoir facilement se détacher l'un de l'autre et y établir des repères indispensables, comme on va le voir.

Le moule, ainsi préparé, renferme dans son intérieur la fausse pièce qu'on fait anssi en terre, mais sur la surface de laquelle on applique du sable pour empêcher qu'elle ne fasse corps avec les deux autres parties, le noyau et la chape : cette fausse pièce, qui n'est autre chose que la pièce qu'on veut obtenir en fonte, il faut la faire disparaître. C'est ce qu'on fait en enlevant, à l'aide d'une grue, la chape qui repose, elle aussi, sur une plaque annulaire en fonte indépendante de celle du noyau.

La chape enlevée, on brise la fausse pièce qui, si le moulage est bien fait, doit se détacher facilement du noyau ; on raccorde ensuite, à la main, les défauts et dégradations qui peuvent se trouver dans la chape et dans le noyau. On replace ces deux pièces l'une sur l'autre, et, à l'aide des repères qu'on a eu soin d'y établir préalablement, on peut être assuré de voir entre ces parties la représentation exacte de la pièce qu'on veut couler. Cela fait, on fait sécher de nouveau, puis on enterre le tout, et on peut procéder à la coulée.

Le moulage en terre se fait aussi sur modèles, au moyen de coquilles sur lesquelles on travaille comme sur des pièces de rapport. Ces modèles sont, au préalable, recouverts d'un enduit de suif fondu avec de l'huile de pavot ou de la cire, puis on y applique les couches de terre.

Les noyaux cylindriques qu'on fait au tour ont un diamètre d'au moins 5 centimètres et une longueur d'au moins 30 centimètres. Au-dessous de ces dimensions, on fait de préférence les noyaux en sable dans des boîtes spéciales appelées boîtes à noyaux.

Pour faire les noyaux au tour, on se sert d'un arbre en fer creux percé de trous afin de faciliter l'échappement des gaz. C'est sur cet arbre, placé sur des tréteaux, qu'on applique la terre par couches uniformes, jusqu'à l'épaisseur représentant le diamètre voulu. Comme toujours, sur ce noyau, séché d'abord, on met une couche de noir délayé, pour éviter le durcissement de la fonte. Quand le diamètre du noyau dépasse 12 centimètres, on met, entre l'argile et l'axe en fer, des tresses de foin ou de paille fortement serrées, et dont le but principal est de présenter un coussin élastique au retrait de la fonte, et d'empêcher, par conséquent, la casse, qui, sans cette précaution, arriverait infailliblement avec de gros diamètres.

Souvent certaines parties des moules sont faites en sable, et d'autres, les noyaux surtout, sont faites en terre. On emploie beaucoup ce procédé pour la confection des tuyaux et des cornues de gaz, pour lesquels on ne veut pas faire les frais d'un modèle.

Dans ce cas, voici comment on procède : on commence par faire un noyau en terre du diamètre extérieur du tuyau, et aussi de la longueur qu'il doit avoir ; seulement on laisse à chaque extrémité une portée, comme on le ferait à un modèle en bois dont le diamètre extérieur est le diamètre intérieur du tuyau.

Ce noyau, séché et lissé, est mis dans un châssis et sert à faire le moulage, qui, une fois terminé, est enlevé, et, à l'aide de râpes et de couteaux, on diminue son épaisseur, jusqu'à ce qu'elle devienne égale au diamètre des portées qu'on a ménagées à chaque extrémité. On a ainsi le véritable noyau, qui, lissé et noirci, puis replacé dans le moule dans sa première position, doit, si l'opération a été bien faite, laisser entre lui et le sable une épaisseur uniforme.

Pour que ce genre de moulage réussisse, il faut, de la part de l'ouvrier qui l'exécute, beau-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

coup de soins et d'habileté. Comme on voit, il a sur les autres l'immense avantage de ne pas exiger de modèles en bois.

§ V. — Moulage en coquilles.

Le moulage en coquilles consiste à couler les pièces dans des moules en métal, afin de donner aux surfaces une certaine dureté. Cette méthode s'emploie surtout pour les laminoirs à tôle, dont la surface doit être assez dure pour ne pas s'user trop rapidement au travail : un excès de dureté aurait l'inconvénient de les faire briser sous les chocs qu'ils éprouvent ; aussi on évite cet excès en chauffant les coquilles avant d'y introduire le métal. Ces cylindres se coulent debout et par-dessous, autrement dit, *à la remonte,* c'est-à-dire que la fonte, au lieu d'être injectée dans le moule par en haut, y arrive lentement par un tuyau qui communique avec le bas du moule. Cette disposition a l'avantage d'éviter les soufflures, dont la présence dans un cylindre dur, à l'endroit des collets, est une cause de rebut.

§ VI. — Choix des sables.

Le sable dont on se sert dans les fonderies, pour le moulage, est un mélange de sable siliceux et d'argile colorée soit par des matières charbonneuses, soit par des oxydes de fer. Il faut éviter les argiles pyriteuses à cause du soufre qu'elles contiennent, ainsi que la présence du carbonate de chaux. La décomposition de ces dernières substances, lors de la projection de la fonte liquide dans les moules, par suite du dégagement des gaz sulfureux et carbonés, occasionnerait des explosions dangereuses.

Le mélange de ces matières dans les sables a moins d'inconvénients pour le moulage des petites pièces que pour celui des grandes, parce que, dans les premières, le refroidissement subit de la fonte empêche l'action de la chaleur de se développer et de pénétrer dans la masse, ce qu'on a, au contraire, à redouter avec des pièces de fortes dimensions.

La silice et l'argile ne doivent entrer dans la composition des sables qu'à l'état de mélange et non à l'état de combinaison, car cette combinaison serait un silicate d'alumine, qui ne possède aucune des qualités qu'on recherche dans le mélange des deux corps qui le composent, à savoir : consistance et solidité.

Les sables qui ont servi à plusieurs fontes ont perdu leur liant et leur consistance ; ils deviennent friables : pour pouvoir les employer de nouveau, on les mélange avec des terres neuves et maigres, qui sont les meilleures pour le moulage.

L'argile, dans les mélanges des sables, leur donne donc, comme nous le voyons, la solidité qu'il faut aux moules pour résister aux chocs et aux pressions de la fonte, et le liant nécessaire pour leur conserver les formes des modèles.

Il y a entre l'argile et le sable siliceux une proportion qu'il ne faut pas dépasser. L'expérience est, à cet égard, le seul guide, et l'on doit, quand on veut se servir d'un nouveau sable, faire des essais nombreux et varier les mélanges jusqu'à ce qu'on arrive à de bons résultats.

Les mélanges naturels sont, au reste, les meilleurs; mais, quand on n'est pas assez heureux pour se procurer facilement les sables convenables, il faut les préparer, et pour cela on commence par travailler séparément le sable et l'argile, c'est-à-dire les faire sécher, les broyer, les tamiser chacun séparément, puis ensuite les mélanger dans les proportions qu'on a trouvées les plus satisfaisantes.

Quand on découvre des mélanges naturels qui renferment une des substances en excès, on en retire ou on en ajoute la quantité qu'il faut pour les rendre bons.

Si le sable est trop gras, on se débarrasse de l'argile par un lavage; s'il est trop maigre, on

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ajoute à sec de l'argile, en ayant cependant soin d'arroser un peu la surface à mesure qu'on remue et qu'on mêle.

Pour la fonderie de cuivre, le sable doit être beaucoup plus fin que pour la fonderie de fer. Les moules n'ont pas besoin d'être aussi poreux.

Des analyses faites par M. Kampmann, dans le laboratoire des arts et métiers de Berlin, sur diverses natures de sables réputés d'excellente qualité et tirés de quatre pays différents, présentent une identité remarquable dans leur composition, et semblent indiquer qu'il existe une proportion définie entre leurs éléments pour constituer des moules réunissant les qualités désirées.

Voici, au reste, les résultats de ces analyses que nous copions textuellement :

1° Sable de la fonderie de M. Freund, à Charlottembourg ;

2° Sable de Paris, propre surtout au moulage des bronzes ;

3° Sable anglais de Manchester, qui sert principalement à la fabrication des noyaux ;

4° Sable de la mine d'Eayna, près Stromberg, plus propre aussi à faire des noyaux que des moules.

Sur 100 parties, ces sables renfermaient :

	SILICE.	OXYDE DE FER.	ALUMINE.	CHAUX.
1°.	92.083	2.498	5.415	traces.
2°.	91.907	2.177	5.683	0.415
3°.	92.913	1.249	5.830	traces.
4°.	90.625	2.708	6.667	traces.

On pourrait, d'après ces résultats d'analyse, composer de bons sables propres aux besoins de l'industrie et des arts, en les formant de :

93 parties de sable quartzeux fin ;
2 id. d'oxyde de fer rouge ;
5 id. d'argile aussi exempte de chaux que possible.

L'expérience n'a pas encore sanctionné la valeur de ces proportions, mais nul doute qu'elles ne soient convenables. Il est facile, au reste, de s'en convaincre.

§ VII. — Préparation des sables.

Lorsqu'on a trouvé une terre convenable pour le moulage, ou même quand on est forcé de la préparer soi-même, il est une série d'opérations par lesquelles il faut qu'elle passe avant d'arriver au mouleur qui doit s'en servir. Cette série d'opérations constitue la préparation des sables, et se compose du *séchage*, du *broyage*, du *tamisage*, puis du mélange avec les vieux sables et avec la quantité de charbon nécessaire, suivant la nature du moulage auquel le sable est destiné.

On fait sécher les sables dans l'étuve où on met les moules : lorsqu'ils y sont restés le temps suffisant pour sécher complétement, on les retire et on les broie soit entre deux cylindres horizontaux, soit sous une meule tournant dans une auge en fonte. Le même appareil sert aussi pour le broyage du noir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le sable séché et broyé, on le tamise soit à la main avec des tamis en toile métallique et en crin, soit en le faisant passer dans un cylindre incliné recouvert de toile métallique et animé d'un mouvement de rotation autour de son axe. Ce cylindre est renfermé dans une caisse en bois dans laquelle vient se déposer le sable à mesure qu'il tombe, et, comme la toile métallique à travers laquelle il passe est de deux ou trois grosseurs, on recueille du sable de deux ou trois degrés de finesse qu'on applique au moulage de pièces plus ou moins délicates qui se présentent toujours dans une fonderie.

Le moulin qui sert à broyer le poussier de charbon de bois ou de houille, et qu'on emploie aussi pour le sable, se compose d'une auge en fonte dans laquelle tourne une meule verticale aussi en fonte et liée à un arbre vertical de transmission duquel elle reçoit son mouvement. On fait ordinairement suivre la meule d'un racloir qui relève le sable ou le noir, et le présente de nouveau à l'action de la meule.

Cet appareil à une seule meule, tel que nous l'indiquons, n'occupe pas plus de 1 mètre carré de surface, et peut suffire à entretenir de sable et de noir une fonderie fondant 5 à 6,000 kilogrammes par jour.

Dans les petites fonderies on emploie aussi un cylindre creux monté sur un axe dans lequel se trouvent des boulets, et où on met le charbon; en faisant tourner ce cylindre sur un axe horizontal, on met le charbon en contact avec les boulets, dont le poids et le frottement les uns contre les autres suffisent pour le pulvériser.

III. — FUSION.

La fusion a pour but la conversion du métal solide en métal liquide. Occupons-nous d'abord de la fusion de la fonte de fer qui, pour nous, est la plus intéressante.

Les matières employées sont la fonte de première fusion, du coke, et une certaine proportion de fondant ou castine.

Les appareils dont on se sert pour opérer cette fusion sont les fours à réverbère et les cubilots ou wilkinsons.

§ 1. — Fonte.

La fonte de fer qu'il faut refondre est ce qu'on appelle de la fonte de première fusion obtenue dans les hauts fourneaux. La nature et la qualité de cette fonte varient suivant celles des minerais qui l'ont produite. La fonte étant un alliage de fer et de carbone, dans lequel il entre toujours soit du silicium, soit du soufre, du phosphore, etc. (substances renfermées dans les matières premières employées dans la fabrication de la fonte), il en résulte qu'on a autant de variétés de fonte que de combinaisons des principes constitutifs de la fonte avec ces corps. De là des qualités de fonte qui diffèrent par la couleur, la fusibilité, la dureté, la ténacité, etc.

Les qualités que doit avoir une bonne fonte sont : une fluidité assez grande pour bien remplir les moules; un faible retrait dans le passage de l'état liquide à l'état solide; de la ténacité et de la facilité au travail de l'ajustage.

La fonte grise est celle qui possède ces qualités au plus haut degré; aussi l'emploie-t-on à l'exclusion de toute autre, dans toutes les pièces de machines qui doivent être travaillées.

La fonte grise se fond à une température de 1100 à 1200° centigrades. La présence de corps étrangers, tels que le soufre et le phosphore, hâte sa fusion. Un excès de graphite (carbone non allié) la rend poreuse et lui enlève de la ténacité. Il en est de même du soufre et du phosphore.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il est rare qu'on emploie des fontes de même nature; on fait ordinairement des mélanges que l'on proportionne selon le genre des pièces qu'on a à couler et l'usage auquel on les destine. C'est dans la connaissance de ces proportions que réside toute l'habileté du fondeur, habileté qui ne peut s'acquérir que par une grande expérience.

On se sert soit de fontes au bois, soit de fontes au coke; on préfère ces dernières à cause de leur prix, et que, d'ailleurs, les premières trouvent un meilleur emploi soit comme fontes de première fusion, soit pour servir à la fabrication du fer.

La seconde fusion donne à la fonte plus d'homogénéité, plus de ténacité; c'est ce qu'il faut surtout rechercher dans les pièces de machines. Aussi réserve-t-on la fonte de première fusion pour la poterie, les boîtes de roue, et toutes les grosses pièces qui ne demandent pas d'ajustage.

§ II. — Coke.

Le combustible le plus généralement employé est le coke. Dans les fours à réverbère, cependant, on se sert de houille, mais ces fours sont peu en usage. Dans les cubilots et dans les pays seulement où le bois est abondant et où la houille est rare, on se sert de charbon de bois.

Dans les cubilots il serait impossible d'employer la houille, parce que là, le combustible étant mêlé avec le métal, il en résulterait que celui-ci serait continuellement enveloppé de fumée bitumineuse qui l'empêcherait de fondre. C'est, au reste, ce qu'on a éprouvé quand on en a tenté l'essai. Un autre inconvénient, avec des houilles sulfureuses, serait de rendre la fonte plus caverneuse, de lui enlever de la ténacité et de la rendre impropre au travail auquel on la destine.

Le coke dont on se sert est ordinairement préparé à l'usine même, dans des fours spéciaux, qu'on fait déboucher dans des étuves où la flamme perdue de la carbonisation sert au chauffage et au séchage des moules.

§ III. — Fondants.

La castine ou fondant (*pierre à chaux*), qu'on ajoute dans les cubilots seulement, a pour but de faciliter la fusion de la fonte et de la débarrasser des matières siliceuses qu'elle renferme encore, en formant un verre siliceux, qui se détache de la masse métallique et surnage, de façon qu'il est facile de l'enlever; ce verre s'attache aussi aux parois du four, et on l'en détache facilement à la fin de l'opération, lorsqu'on opère le décrassage.

§ IV. — Fours à réverbères.

Les fours à réverbères s'emploient quand on n'a pas de moteur pour établir une soufflerie, et quand on a à refondre de très-grosses pièces qui ne pourraient pas être traitées au cubilot. Il faut aussi, quand on s'en sert, s'arranger de façon à faire de suite plusieurs fondages, parce que le réchauffage de ces fours consomme une notable quantité de combustible, qui ne peut être diminuée, pour chaque fusion, qu'autant que leur nombre augmente.

Les fours à réverbères se composent de trois parties distinctes : la grille, où brûle le combustible; la sole, où s'opère la fusion du métal; la cheminée, qui produit le tirage nécessaire à la combustion du charbon. Les dispositions adoptées sont les suivantes : la sole doit avoir trois fois la surface de la grille, et sa longueur, deux fois à deux fois et demie sa largeur. La section à l'entrée de la cheminée est de $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{9}$ de celle de la grille. Quant à celle-ci, on lui donne une section de 1 centimètre carré par kilogramme de houille brûlée par heure, et à la cheminée une section égale au $\frac{1}{4}$ ou au $\frac{1}{5}$ de celle de la grille; sa hauteur varie de 12 à 15 mètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La construction de ces fours, comme celle de tous les fours à réverbères, doit être telle que la flamme, au sortir du foyer, s'approche le plus près possible de la sole où sont les matières à fondre, et telle aussi qu'elle rayonne sur cette surface. Il faut laisser séjourner la flamme le plus longtemps possible dans le four, afin que tous les gaz soient brûlés; c'est ce qu'on obtient en faisant sa section très-grande par rapport à celle de la cheminée d'appel.

Pour faire que la flamme vienne lécher la surface du bain, on met la grille en contre-bas de la sole, on l'en sépare ensuite par un petit muret en briques, et l'on donne à la voûte du four, en cet endroit, une forme arrondie et inclinée vers la cheminée. On conçoit que, de cette façon, la chaleur rayonnée par la voûte tombe directement sur la sole et soit entièrement utilisée; c'est là une bonne condition, qu'il faut toujours chercher à satisfaire.

La capacité de ces fours est telle, qu'on peut y fondre de 2,000 à 3,000 kilogrammes à la fois. L'opération dure trois ou quatre heures, et la consommation de combustible est de 35 à 40 kilogrammes de houille pour 100 kilogrammes de fonte.

Les déchets varient de 7 à 8 pour 100, quelquefois ils vont jusqu'à 15 pour 100; ce chiffre dépend, du reste, de l'habileté du fondeur, du temps que dure l'opération et de la nature des fontes employées.

Il faut apporter un grand soin à la construction du four. L'intérieur, toutes les parties, en un mot, qui sont en contact direct avec la flamme, doivent être en bonnes briques réfractaires; la sole se fait avec du sable réfractaire, qu'on étend sur une épaisseur de 15 centimètres, en ayant soin de bien le damer, de façon à présenter une surface unie et très-résistante. Sur cette couche de sable on en met une autre de poussier de charbon, de 2 à 3 centimètres d'épaisseur. Faite de cette manière, la sole peut se réparer facilement lorsqu'elle a été dégradée par le travail; et même on est obligé de le faire après chaque fondage.

§ V. — Cubilots.

Le cubilot ou wilkinson est aujourd'hui presque généralement adopté, à l'exclusion même des fours à réverbères, à cause de la facilité de son service et de la rapidité avec laquelle on peut avoir de la fonte, en tout temps et à toute heure.

Il se compose ordinairement d'un cylindre en fonte ou en tôle, porté sur un massif en maçonnerie, élevé de 50 à 60 centimètres du sol, garni dans son intérieur soit avec des briques réfractaires, soit avec du sable damé. Des orifices pratiqués sur les côtés et à différentes hauteurs permettent l'insufflation de l'air nécessaire à la combustion; par devant, à 5 ou 6 centimètres de la sole, se trouve le trou de *coulée*. Au-dessus, et à environ 1 mètre du cubilot, est suspendue une hotte en tôle, quelquefois en maçonnerie, qui sert de cheminée pour rejeter à l'extérieur la flamme et les gaz.

Les dimensions des cubilots sont très-variables; elles dépendent nécessairement de l'importance de l'usine dans laquelle on veut les établir. Ainsi ces dimensions varient entre 2 et 6 mètres pour la même hauteur, entre $0^{m}.70$ et $2^{m}.50$ pour le diamètre, et les limites de capacité sont 300 et 1,200 kilogrammes de fonte liquide. Entre ces extrémités on voit qu'il peut y avoir beaucoup d'intermédiaires; aussi n'y a-t-il pas de règle générale.

On préfère les cubilots en tôle à ceux en fonte, parce qu'ils sont plus résistants, moins sujets, par conséquent, aux accidents.

L'épaisseur de la tôle qu'on emploie est de 10 à 15 millimètres;

Celle de la fonte varie entre 20 et 30 millimètres;

Les tuyères sont placées latéralement, c'est-à-dire de chaque côté de la *coulée*, quand on met deux rangs, et vis-à-vis quand on n'en met qu'un.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La première tuyère se met à 40 centimètres de la sole, et la distance d'axe en axe, pour les autres, va en diminuant de 2 centimètres, ce qui donne :

38 centimètres de la première à la deuxième tuyère ;
36 — de la deuxième à la troisième ;
34 — de la troisième à la quatrième ;
32 — de la quatrième à la cinquième ;
30 — de la cinquième à la sixième.

Le diamètre des tuyères varie suivant la quantité d'air à lancer ; mais, en général, les limites sont de 10 à 16 centimètres.

On bouche successivement, avec des tampons d'argile, les orifices des tuyères, avant que la fonte, emplissant le creuset, n'arrive jusqu'à eux.

Lorsque la fonte arrive à la troisième tuyère, on procède ordinairement à la coulée, parce que, sans cela, on serait exposé à ne plus avoir de fonte assez chaude dans la partie inférieure, qui, n'étant plus en contact avec le combustible, perd de sa chaleur ; ensuite la pression contre les parois pourrait devenir dangereuse.

Quand il y a deux rangées de tuyères, on ne les oppose pas tout à fait diamétralement, autrement les vents se contrarieraient ; en outre, on met sur les axes de celles qui sont sur le même plan une différence de 2 à 3 centimètres, et cela par la même raison.

La quantité d'air lancée peut s'estimer à raison de 10 mètres cubes par kilogramme de charbon brûlé.

Le seul appareil employé presque exclusivement pour le soufflage des cubilots est le ventilateur ; très-peu dispendieux, d'un entretien facile, il l'emporte incontestablement sur tout autre système de soufflerie. Il est même rare qu'on emploie une soufflerie à piston, parce que, pour les cubilots, la pression doit être si faible, qu'un régulateur devient inutile. L'inconvénient qu'il y a de lancer, dans un cubilot, de l'air comprimé est d'affiner la fonte et de l'amener à l'état de fer.

La consommation en coke est de 17 à 20 pour 100 de fonte moulée : le déchet est aussi très-variable : il va de 18 à 20 pour 100, suivant la nature des fontes et du coke employés. La différence entre les consommations de combustibles tient essentiellement à l'habileté du fondeur, et cette différence, avec les mêmes matériaux, va très-souvent du simple au double.

Formes intérieures des cubilots.

Nous avons dit qu'on garnissait l'intérieur des cubilots soit avec des briques, soit avec du sable, quelle que soit la nature du revêtement : la forme qu'on lui donne varie suivant les fondeurs ; il n'y a pas, à cet égard, de règle établie. La forme la plus habituelle, cependant, est celle d'un cône dont la différence du diamètre des bases est de 10 à 15 centimètres, suivant la hauteur. Quelquefois on renverse ce cône, de sorte que la plus grande base correspond au gueulard.

Quand la garniture est en sable, on élargit le creuset dans la partie inférieure pour augmenter sa capacité. Cette forme se donne plus facilement avec du sable qu'avec de la brique, qu'il faudrait, dans ce cas, tailler suivant le gabarit ; ce n'est pas une chose impossible, mais, habituellement, cela ne se fait pas. Il est vrai de dire aussi que l'on emploie très-peu les garnitures de briques, à cause de leur prix et de la difficulté des réparations.

Garniture en sable. Le sable qu'on emploie pour cette opération est, comme celui nécessaire au moulage, un sable réfractaire. La première chose qu'on fait, c'est la sole, qui se compose de plusieurs couches damées avec soin, de manière à former une épaisseur de 5 à 6 centimètres,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

allant en pente vers le trou de coulée. La sole faite, on pose, dessus et dans l'axe du cubilot, un mandrin cylindrique du diamètre du gueulard. Ce mandrin a le $\frac{1}{3}$, le $\frac{1}{4}$ ou le $\frac{1}{5}$ de la hauteur totale du fourneau.

On répand du sable tout autour, et on bat fortement, comme on ferait d'un moule; lorsqu'on croit le battage terminé, on ébranle le mandrin, on le soulève à la hauteur du sable qu'on vient de battre, et on continue, en mettant de nouveau sable, le damant de même, et ainsi jusqu'à ce qu'on soit arrivé à la hauteur du gueulard.

L'intérieur du four nous présente alors dans toute sa hauteur une forme cylindrique; pour l'amener à celle qu'on veut lui donner définitivement, il suffit d'enlever le sable là où il y en a trop. On se guide dans cette opération avec un gabarit qui donne le profil de la forme intérieure.

Les trous de coulée et des tuyères sont ménagés dans le battage du sable, à l'aide de morceaux de bois taillés en cône, de façon à pouvoir les retirer facilement quand on les chasse.

Garniture en briques. Il n'y a aucune difficulté pour garnir l'intérieur d'un cubilot entièrement en briques; ce ne sont, comme on peut le prévoir, que des assises superposées, liées par un mortier de terre réfractaire et qu'on monte successivement, en les faisant insensiblement avancer ou retraiter les unes sur les autres, suivant qu'on veut que le cubilot soit en forme de cône droit ou de cône renversé.

Séchage. Lorsqu'un fourneau est ainsi préparé et garni convenablement, il faut, avant de s'en servir, le faire sécher. Pour cela il suffit d'y brûler, par le bas, d'abord quelques fagots, pour entretenir une chaleur douce, modérée, puis ensuite on peut sans crainte y jeter du coke embrasé, qu'on reçoit sur une petite grille placée au-dessus de la coulée, afin de permettre accès à l'air. Cette précaution est même quelquefois inutile, en mettant dans le fond de gros morceaux de coke qui laissent entre eux assez d'intervalle pour permettre à l'air de circuler.

Pour sécher la sole complétement, on bouche le gueulard, on donne le vent, et la flamme, obligée de sortir par le trou de coulée, passé sur la sole et la sèche entièrement.

Douze à quinze heures d'un feu bien entretenu suffisent pour sécher un cubilot.

Le séchage est une opération qui ne se pratique que quand on refait une garniture complète. La durée des cuves dépend de la qualité des matériaux et du soin qu'on a mis à les faire; elle varie de six semaines à deux mois. Tous les huit jours, cependant, il y a des petites réparations nécessitées par les dégradations des ringards pendant le décrassage du four, décrassage qui doit être fait avec soin à la fin de chaque coulée.

Mise en feu. Lorsqu'on fait mettre en feu un cubilot neuf, mais qui a subi l'opération du séchage, ou un cubilot qui a déjà servi, on le remplit de coke, qu'on allume par le bas. Quand toute la masse est embrasée, on bouche le trou de coulée avec de l'argile en ménageant, cependant, au niveau de la sole, un trou d'environ 5 ou 6 centimètres; on charge de fonte, et on donne le vent. La flamme s'échappe alors par le gueulard et par le trou qu'on a ménagé dans la coulée. On bouche ce dernier avec un tampon de sable sitôt que les premières gouttes de fonte apparaissent. C'est à partir de cet instant que la cuve commence à s'enfler, et c'est en remarquant les orifices des tuyères que le fondeur juge du point où se trouve le niveau de la fonte. Quand il approche de la première tuyère et que la quantité de fonte n'est pas suffisante pour la coulée qu'on veut faire, on retire la tuyère et on bouche l'orifice avec un tampon d'argile qu'on soutient par derrière à l'aide d'une plaque de fonte ou de tôle maintenue elle-même par une barre transversale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

C'est par les tuyères que le fondeur juge de l'état de la fusion et de la manière dont se comporte le fourneau.

Les charges de combustible et de métal se font évidemment par le gueulard; le volume de chaque charge dépend de la capacité du fourneau ; la fonte et la castine se mesurent au poids, et le combustible au volume.

Les saumons de fonte qu'on emploie avant d'être jetés dans le cubilot sont cassés en morceaux de 10 centimètres environ. C'est sous cette forme qu'ils se fondent le plus rapidement et le plus économiquement. Les charges sont préparées sur le plancher de service qui entoure le cubilot. Une bonne précaution à prendre est de ranger sur la plate-forme du gueulard la fonte dont on doit se servir, afin de la chauffer, en profitant de la flamme perdue qui vient lécher les parois du gueulard avant de se rendre dans la cheminée.

On chauffe habituellement pendant deux ou trois heures avant de lancer le vent dans le fourneau, et c'est environ un quart d'heure après que la fonte a commencé à se montrer qu'on peut commencer à couler. L'intervalle entre ces deux époques varie beaucoup suivant la nature des fontes, et peut s'estimer de trois quarts d'heure à une heure.

IV. — COULÉE.

Lorsque le métal fondu a rempli la cuve et est arrivé à la hauteur qu'on juge être celle qui correspond au volume de fonte dont on a besoin, on procède à la coulée. L'opération de la coulée consiste dans le transvasement de la fonte du cubilot dans les moules. Ce transvasement se fait soit par un conduit qu'on établit entre le cubilot et les moules, soit avec des poches.

Le premier moyen ne s'emploie que pour de fortes pièces, et dans le cas où on n'aurait pas de poches capables de contenir la quantité de fonte nécessaire; le second moyen, au contraire, est, sauf le cas que nous venons de citer, le seul employé.

Les poches sont, comme nous l'avons dit (page 422), des réservoirs, soit en fonte, soit en fer, dans lesquels on verse le métal du cubilot pour le trasporter dans les moules, qui en sont quelquefois éloignés de 30 mètres. Ces poches sont manœuvrées à bras ou avec des grues, suivant leur poids : pour les remplir, voici comment on procède : le fondeur, armé d'un ringard, perce la masse argileuse qui bouche le *trou de coulée* de façon à ne faire qu'un trou de 2 à 3 centimètres de diamètre; il a soin de rejeter la terre à mesure qu'il l'enlève, pour ne pas gêner le passage de la fonte quand elle s'écoulera, et aussi pour ne pas introduire des crasses dans les poches. Le trou terminé, la fonte coule et vient tomber dans une poche placée dessous la rigole; lorsqu'elle est suffisamment pleine, le fondeur, armé d'un manche en bois, auquel se trouve collé un tampon de sable argileux légèrement mouillé, vient boucher le trou par lequel la fonte s'échappait. Cette opération, qui se fait très-rapidement, terminée, on enlève la poche, soit à bras, soit avec des grues, et, en l'inclinant, on verse la fonte dans les moules par les trous ménagés à cet effet. Aussitôt il se produit, par l'effet de la chaleur, un grand dégagement de vapeurs et de gaz qui, si on ne les enflammait pas, s'accumuleraient dans l'intérieur, et pourraient produire des explosions dangereuses, en projetant la fonte de tous côtés. Des gamins armés de morceaux de bois avec lesquels ils empêchent en même temps les crasses ou corps étrangers de précéder la fonte dans les moules sont chargés de ce service en promenant tout autour du moule et des évents leurs torches enflammées.

On coule jusqu'à ce qu'il ne reste plus de fonte dans le fourneau; aussi faut-il toujours avoir plus de moules qu'on ne compte en remplir, afin de ne pas être obligé, par erreur, de perdre la fonte.

Telle est l'opération de la coulée, qui n'est rien en elle-même, mais qui nécessite de l'intelli-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

gence et de l'habitude, pour les grosses pièces surtout, où on coule avec plusieurs poches, et où il faut de l'ensemble dans les manœuvres.

Dans les cubilots la castine a pour but, avons-nous dit plus haut, de faciliter l'écoulement des laitiers qui proviennent soit du sable des parois du four, soit de celui qui reste attaché à la fonte; en effet, si on n'ajoutait pas une certaine proportion de castine qui rend ces laitiers plus fusibles, ils pourraient quelquefois, par leur viscosité, s'attacher aux parois, se prendre en masse et arrêter la marche du fourneau; devenus plus fusibles par l'addition d'une certaine quantité de castine, il faut néanmoins s'en débarrasser dans la coulée après avoir vidé le creuset, autrement ils se fixeraient sur la sole et refroidiraient la fonte; on s'en débarrasse en les faisant sortir, à l'aide d'un ringard, par le trou de coulée.

Quand on a employé toute la quantité de fonte qui remplissait le creuset, on décharge le fourneau si tous les moules sont remplis, ou bien on recharge si on a encore des pièces à couler. Dans ce cas on n'attend pas longtemps la fonte liquide, parce que le cubilot est à une très-haute température, suffisante pour fondre rapidement la matière.

La coulée terminée, il faut nettoyer le cubilot, c'est-à-dire en retirer le coke qui y reste encore, ainsi que les crasses qui pourraient être attachées aux parois; pour cela on casse avec un ringard le devant du trou de coulée qu'on a fait en sable, et avec un crochet on retire tout ce qui reste dans le fourneau. A mesure qu'on retire le coke et les crasses, on les éteint pour garantir de la chaleur l'ouvrier chargé de cette pénible opération.

V. — DESSABLAGE.

Lorsque les moules sont remplis, on laisse la fonte se refroidir, se solidifier; après quoi on procède au démoulage, qui n'est autre que l'enlèvement de la pièce fondue du moule qui la renfermait : on la dépouille ensuite soigneusement du sable qui y reste attaché, et, à l'aide de burins, de grosses limes et de marteaux à tranches, des ouvriers qu'on nomme *ébarbeurs* sont chargés d'enlever toutes les bavures, jets et défauts qui sont attachés à la surface des pièces.

C'est dans cet état qu'elles passent de la fonderie aux ateliers de finissage et d'assemblage, qui constituent une assez longue série d'opérations par lesquelles toute pièce de machine doit inévitablement passer.

Les pièces manquées retournent au cubilot, où on les mélange avec de nouvelles fontes et des bocages. Comme ces pièces ont généralement des dimensions qui ne leur permettent pas d'entrer dans les fours, on les casse sous un mouton.

DÉTAILS RELATIFS A LA FONDERIE DE CUIVRE.

Il nous reste maintenant à parler des procédés employés pour faire fondre les alliages de cuivre qu'on désigne, dans les ateliers, sous le nom de *cuivre jaune* et de *bronze*.

Le cuivre jaune, on se le rappelle, est un composé de 33.3 de zinc et de 66.6 de cuivre, et le bronze, de 10 à 20 d'étain et 90 à 80 de cuivre.

Les fourneaux employés pour fondre ces alliages sont les fours à creusets pour de petites quantités, et les fours à réverbères, dans lesquels on peut fondre jusqu'à 2 à 3000 kilogrammes.

Cuivre jaune. — Le cuivre à l'état liquide s'oxyde facilement, et se convertit alors en une poudre noire qui constitue un déchet et forme des pailles dans l'intérieur des pièces moulées; il est donc indispensable de mettre l'intérieur du creuset à l'abri du contact de l'air.

D'un autre côté, le zinc étant volatil à une température où le cuivre est seulement liquide, il convient de ne pas les mettre en même temps dans le creuset. Aussi voici comment on opère :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On commence par faire fondre le cuivre seul jusqu'à un point qu'on désigne sous le nom de *calme plat*. Ce point de fusion est difficile à observer, l'habitude est ici le seul guide; le calme plat a lieu à la surface du bain peu après que les dernières parties du lingot solide ont été liquéfiées; lorsqu'on laisse dépasser ce terme, une ébullition de plus en plus violente se manifeste et il se produit alors un grand déchet.

Cette ébullition tient ordinairement au soufre qui se dégage, et aussi à l'oxydation de la surface.

Lorsque le bain est au calme plat, on le recouvre d'une légère couche de poussier de charbon pour empêcher l'oxydation, et on y projette le zinc préalablement chauffé, afin que le changement brusque de température n'occasionne pas d'accidents.

Le zinc se volatilisant plus facilement que le cuivre, on est obligé d'en ajouter un peu plus que la proportion convenable pour faire l'alliage; cette quantité, que l'on peut connaître, varie de 5 à 6 pour 100.

On brasse ce mélange avec des ringards, afin qu'il soit aussi intime que possible; cela fait, on procède à la coulée, qui s'opère comme pour la fonte de fer.

Bronze. — Dans la formation de l'alliage du cuivre et de l'étain qui constitue le bronze, on met les deux métaux ensemble dans le creuset; seulement l'étain étant plus léger que le cuivre tend continuellement, à mesure qu'il fond, à remonter à la surface du bain, où, favorisé par le contact de l'air, il se vitrifie contre les parois des creusets et forme de petits globules vitreux que l'on retrouve dans les pièces moulées, et qui, outre qu'ils les rendent difficiles à être travaillées, les rendent aussi impropres aux usages auxquels on les destine.

L'habileté du fondeur consiste donc à bien brasser son mélange et à ne le laisser dans le creuset que le temps nécessaire pour que l'étain soit fondu.

La coulée s'opère pour cet alliage comme pour le précédent, c'est-à-dire comme pour la fonte de fer.

Nous terminerons ce que nous avions à dire sur la fonderie par quelques prix de revient consciencieusement établis.

Compte de revient de 1000 *kilogrammes de fonte moulée, déduit du travail de plusieurs années dans une usine fonctionnant en grand, tant en sable d'étuve qu'en sable vert.*

Pour 1000 kilogrammes de fonte moulée :

		fr.
1100	fonte brute et bocages à 221 fr. 50 c. .	243.65
9.65	hect. houille à fr. 0.55.	5.31
8.00	id. coke à fr. 0.55.	4.38
0.11	id. castine à fr. 0.80.	0.09
3.33	id. sable de moulage à fr. 0.60. . .	2.00
Service de la cour de la fonderie.		2.08
Frais généraux.		5.55
Fournitures du magasin.		5.74
Main-d'œuvre. Maçons.		0.35
Id.	Réparations d'outils. . . .	0.68
Id.	Ajustage.	0.37
Id.	Forgerons.	0.05
	A reporter..	270.25

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Report.	270.25
Main-d'œuvre. Mouleurs.	34.31
Surveillance.	1.48
	306.04
$\frac{1}{40}$ pour frais de modèle.	7.50
Total. . . .	313.54

Dans ce compte de revient la houille entre pour :

$9^{hect.}.65 \times 80$ kil. $= 720$ kil. (80 kil. = le poids de 1 hect. de houille),

Et le coke : $8^{hect.}.00 \times 40$ kil. $= 320$ kil. (id. de coke).

Total, 1.040 kilogrammes, c'est-à-dire environ 100 de combustible pour 100 de fonte moulée.

CHAPITRE III.

FABRICATION DES CHAUDIÈRES A VAPEUR.

CHAUDRONNERIE.

La chaudronnerie comprend toute la série des opérations relatives à la conversion des tôles brutes en chaudières à vapeur.

On distingue deux espèces de chaudronneries, savoir : la *chaudronnerie du cuivre* et la *chaudronnerie du fer*. Dans la première, le métal se travaille toujours à froid ou seulement dégourdi ; dans la seconde, le métal se travaille à froid pour feuilles non embouties dont l'épaisseur ne dépasse pas 3 millimètres, et à chaud pour feuilles minces embouties ou dont l'épaisseur dépasse 3 millimètres.

I. — CHAUDRONNERIE DU CUIVRE.

Le cuivre en feuilles ne s'emploie généralement aujourd'hui que pour la construction des conduits intérieurs des chaudières tubulaires, soit pour la navigation, soit pour chemins de fer ; les foyers ou boîtes à feu sont en cuivre rouge, et les tubes en laiton.

Nous n'entrerons dans aucun détail sur la construction des boîtes à feu, attendu que la série des opérations auxquelles on soumet les feuilles de cuivre rouge dont elles se composent est exactement la même, à la température près, que pour la construction des chaudières en tôle de fer dont nous parlerons ci-après.

Quant aux tubes, leur fabrication est la suivante :

La circonférence étant déduite du diamètre, on prend une feuille de tôle de laiton suffisamment épaisse, que l'on découpe en bandes dont la longueur est égale à celle du tube, et la largeur égale à la circonférence augmentée de 10 à 15 millimètres suivant le diamètre. Ces bandes sont ensuite chanfreinées sur toute leur longueur selon deux arêtes longitudinales opposées, soit isolément à la lime, soit simultanément à la machine ; dans ce dernier cas, l'outil est tantôt un burin mobile fonctionnant de la même manière que dans les machines à raboter, tantôt une fraise conique tournant sur elle-même et douée, comme le burin, d'un mouvement rectiligne parallèle aux arêtes à chanfreiner.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quel que soit l'outil employé, les feuilles sont fixes et assemblées à la table de la machine au moyen de vis de serrage suffisamment espacées.

Quand les tubes sont chanfreinés, on les soumet à l'*abatage* à levier pour les courber. L'abatage se compose de deux surfaces, dont l'une, essentiellement ronde, située au-dessus, et d'un diamètre inférieur à celui du tube à courber; ces surfaces sont très rapprochées l'une de l'autre, mais pas assez pour que l'on ne puisse passer entre elles la feuille du laiton préalablement courbée, à angle droit et rond, au moyen d'un *balancier* dans un mandrin en fonte. Derrière la surface ronde, qui n'est autre chose qu'une barre de fer, sont plusieurs leviers en fer qui, en s'abattant sur la portion de la feuille restée libre, la courbent et lui communiquent une section en fer à cheval dont les bouts sont très-rapprochés.

Les tubes sont ensuite mis au rond au moyen du marteau sur des mandrins cylindriques en fer; les arêtes chanfreinées sont superposées de manière que les surfaces intérieures et extérieures se continuent.

Le sondage s'effectue ensuite, par la méthode ordinaire, de la manière suivante :

On prend une petite gouttière demi-ronde, de 15 millimètres de diamètre environ, et de la longueur du tube à sonder; on la remplit rase, au moyen d'une petite cuiller, de soudure forte, préalablement baignée dans de l'eau. Cela fait, on recouvre cette couche de soudure d'une couche de borax en poudre assez épaisse pour la cacher complétement, puis on introduit la gouttière dans le tube, en ayant soin de placer les arêtes de jonc à la partie inférieure ; quand la gouttière est introduite, on la retourne, et ce qu'elle contenait se dépose sur les faces à réunir, le borax en dessous et la soudure en dessus.

On porte alors le tuyau sur un feu de forge ordinaire à vent modéré, et on le fait avancer graduellement, en observant avec soin ce qui se passe à l'intérieur et à l'extérieur : à l'intérieur, parce que, quand la soudure fond, une portion du zinc se volatilise et brûle avec une flamme verte que lui communique la présence du cuivre; à l'extérieur, parce que, quand la soudure passe trop, il se forme des gouttelettes pendantes qu'il faut avoir soin de faire tomber, si l'on tient à ce que le travail ait une apparence propre.

Quand les tubes sont soudés, on fait disparaître, à la lime, toutes les bavures de la soudure, et on les passe au *banc à tirer*.

Le banc à tirer est une longue table munie d'une grosse filière appelée *virole*, dans laquelle on étire les tubes pour les arrondir seulement.

Quand les tubes sont terminés, on les assemble avec les tôles des boîtes à feu et à fumée, au moyen de petites viroles en fer trempé, ou mieux en acier, dont l'épaisseur doit être de 2 millimètres au plus pour diamètres extérieurs de 5 centimètres. Ces viroles sont chassées au moyen de mandrins en acier, dont l'un, le dernier, est légèrement conique.

Les plaques tubulaires étant généralement, celle de la boîte à feu, en cuivre, et celle de la boîte à fumée, en fer, on est dans l'usage de donner aux trous de la plaque de cuivre un diamètre de 2 millimètres moindre que celui des trous de la plaque de fer, afin que l'entrée des tubes de rechange puisse toujours se faire par la boîte à fumée, le cuivre étant moins résistant que le fer, et, par cette raison, s'évasant plus facilement. Par suite de cette disposition, les diamètres du tube, à ses extrémités, ne devant plus être égaux, tantôt on considère comme diamètre normal du tube le diamètre des trous de la plaque de fer, et on rétreint l'extrémité qui doit s'assembler avec la plaque de cuivre ; tantôt on considère comme diamètre normal du tube le diamètre des trous de la plaque de cuivre, et on évase l'extrémité qui doit s'assembler avec la plaque de fer.

Cette dernière méthode a l'avantage de permettre toujours une introduction facile des tubes pour la plaque de fer, mais elle a l'inconvénient de rendre le diamètre normal des tubes variable,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

attendu que celui des trous de la plaque en cuivre va sans cesse en augmentant par les rechanges. La première est préférée et est aussi préférable, toutes les fois que la différence des diamètres extrêmes a été prévue. Ainsi, quand il est dit que des tubes auront 5 centimètres de diamètre, si l'espacement a été calculé pour la plaque en cuivre, il faut tenir aux 5 centimètres pour diamètre des trous de cette plaque; on a alors, pour celui des trous de la plaque en fer, 52 millimètres et un écartement moindre, il est vrai, que dans la plaque en cuivre, mais proportionnellement suffisant. Le constructeur peut alors choisir entre les deux dimensions 50 et 52 millimètres pour diamètre normal des tubes : s'il préfère 50 millimètres, il faut compter que les tubes de rechange seront à 62 ; s'il préfère 52 millimètres, le diamètre des tubes de rechange ne changera pas.

M. Cail, de Denain, le chaudronnier par excellence pour locomotives, a résolu cette question d'une manière toute différente ; pour 50 et 52 millimètres aux extrémités du tube, il prenait 51 faible pour diamètre normal de ce dernier, de manière, dit-il, qu'il y eût à rétreindre d'un côté et à évaser de l'autre pour l'introduction. Le 51 faible provient de ce que l'évasement, par l'usage des trous de la plaque de cuivre, est faible, et qu'il y a toujours avantage à pouvoir passer facilement les tubes. soit pour les retirer, soit pour en remettre d'autres. Nous nous garderons bien de contester cette opinion qui, du reste, paraît très-fondée.

Les outils principaux de la chaudronnerie en cuivre pour appareils à vapeur sont les suivants, savoir :

Une machine à chanfreiner les tubes;
Un balancier pour cintrer les tubes;
Un abatage à tuyaux et tubes ;
Plusieurs mandrins pour enviroler les tubes ;
Un banc à tirer les tubes:
Une forge volante;
Une machine à percer;
Une scie circulaire pour couper de longueur;
Un tas plat ou tasseau, en fer à cheval, de 40 kilogrammes ;
Un tas en goutte de suif;
Un tas rond;
Une enclume de 80 kilogrammes, le bout rond d'un côté;
Une bigorne de 25 kilogrammes;
Deux bigornes de 15 à 20 kilogrammes, à côté rond et côté plat, différentes entre elles ;
Un chevalet à table plate d'un côté, et table ronde de l'autre ;
Un chevalet pesant 50 kilogrammes, ayant table à mandrin d'un côté et table demi-plate de l'autre, avec un trou pour mettre des rognons;
Trois tables à main, la première à fer à cheval, la seconde carrée-vive, la troisième carrée-arrondie ;
Une cisaille de 30 kilogrammes ;
Une autre de 15 kilogrammes ;
Deux paires de cisailles, une de 25 centimètres et une de 33 centimètres;
12 marteaux à garnir, assortis;
3 marteaux de ferblantier, à gorge ;
6 marteaux à pannes, 3 droites, 3 de travers;
4 marteaux à emboutir, le plus gros pesant 1 kilog. 500;
4 marteaux à planer, le plus gros pesant 1 kilog. 500 ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2 marteaux à garnir, un de 3 kilogrammes, et l'autre de 4 kilogrammes;
2 marteaux à repousser;
2 marteaux à pannes plates, tiges longues;
1 marteau de ferblantier à deux têtes;
12 maillets assortis, dont 2 masses pour cintrer;
6 fers à souder, dont 2 droits, 2 à couteau, 2 à marteau;
4 paires de tenailles, dont 2 à bout plat et 2 à bout rond et plat pour les tubes;
8 burins;
8 becs-d'âne;
1 pompe et une bâche pour essayer les tubes;
1 petit étau à main;
2 étaux ordinaires;
4 soufflets à main;
2 poêles pour faire fondre le mastic, une petite et une grande;
1 petit bac en plomb pour les acides, recouvert en bois;
2 compas à pointes, dont 1 de 32 centimètres et l'autre de 36 centimètres;
1 boule droite.

II. — CHAUDRONNERIE DU FER.

La chaudronnerie du fer comprend la série des opérations relatives à la conversion de la tôle de fer en chaudières à vapeur. Ces opérations sont au nombre de six, savoir :

Le *tracé*, le *découpage*, le *forage*, le *courbage*, l'*assemblage* et le *matage*.

Le *tracé* comprend non-seulement la détermination du contour des surfaces, mais encore celle de l'emplacement des trous des rivets et autres trous prévus d'avance ; il se fait au moyen de la *pointe à tracer* (pl. 48, fig. 20), aidée quelquefois du pointeau (pl. 48, fig. 18, 19), qui a pour but de rendre les lignes qui doivent être rigoureusement suivies.

Le *découpage* des feuilles de tôle se fait généralement à la *cisaille*. Dans certains cas, cependant, lorsqu'il s'agit de couper très-exactement des feuilles épaisses, soit simples, soit réunies en un certain nombre, on emploie la machine à *raboter*, ou mieux la machine à *mortaiser*.

Le *forage* s'opère de deux manières suivant l'importance des trous à pratiquer dans la tôle. Pour trous de rivets, le forage s'opère au moyen du *poinçon*, d'un seul coup et toujours sur une seule feuille à la fois. Lorsque les trous ont plus de 3 centimètres, le forage s'opère au moyen de la *machine à percer*, soit en une seule fois, soit en deux fois, suivant le plus ou moins d'exactitude que l'on veut obtenir.

Le *courbage* des feuilles comprend généralement trois opérations, savoir : le *réchauffage*, le *cintrage* et l'*emboutissage*.

Le réchauffage, qui consiste à faire séjourner les feuilles dans un four à réverbère chauffé au rouge brun, a pour but de rendre la tôle plus malléable. Lorsque les feuilles sont destinées à être cintrées, elles ne sont soumises à cette opération qu'autant que leur épaisseur dépasse 4 millimètres ; quand, au contraire, les feuilles doivent être embouties, on préfère toujours les chauffer préalablement, parce que le travail de l'emboutissage en est accéléré.

Le *cintrage* est l'opération qui a pour but de convertir les feuilles planes en surfaces développables. Bien que, quelquefois, on fasse usage du cône dans la forme des chaudières, ce n'est, généralement, qu'à la fabrication des surfaces cylindriques que s'applique cette opération. Le meilleur appareil de cintrage est celui qui consiste en trois rouleaux cylindriques parallèles, de 20 centimètres de diamètre environ, dont deux inférieurs, tournant sur eux-mêmes et toujours à

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la même place, tandis que le troisième, supérieur, presse sur la plaque à cintrer intercalée, et lui communique insensiblement, après plusieurs passages successifs, la forme cylindrique qu'elle doit avoir.

L'*emboutissage* est l'opération qui a pour but de convertir les feuilles planes en surfaces courbes quelconques. Il se pratique sur des mandrins en fonte, soit concaves, soit convexes, suivant les formes; les feuilles à emboutir y sont d'abord battues à coups de maillet, puis ensuite égalisées à coups de marteau.

L'*assemblage* est l'opération qui a pour but de réunir les feuilles préalablement préparées; il se fait au moyen de rivets (pl. 1, fig. 1, 2) posés à chaud et battus. On distingue aujourd'hui deux systèmes d'assemblages des feuilles, savoir : l'assemblage à la main et l'assemblage mécanique.

L'assemblage à la main occupe deux ouvriers et deux manœuvres. L'un des manœuvres chauffe les rivets et les sert au fur et à mesure des besoins; l'autre les passe dans les trous d'assemblage et fait contre-coup aux marteaux des deux ouvriers qui frappent alternativement sur l'extrémité opposée pour la convertir en seconde tête.

L'assemblage mécanique occupe un ouvrier et deux manœuvres; l'abatage de la seconde tête du rivet se fait au moyen d'une bouterolle chassée fortement par un levier à l'extrémité duquel agit un piston à vapeur. Ce système, qui est nouveau, n'a donné jusqu'ici que des résultats médiocres; cependant il est probable que, tôt ou tard, il sera, sinon généralement emplôyé, ce à quoi ne se prêtent pas toutes les dispositions de chaudières, du moins universellement répandu.

Le *matage* a pour but de boucher toutes les fuites qui pourraient exister entre les feuilles après la pose des rivets. C'est une opération très-importante qui, tout en faisant disparaître les bavures extérieures et donnant à la pièce un aspect plus propre, unit assez les feuilles entre elles pour que toutes les chambres qui existent dans les joints n'aient pas d'issue à l'extérieur et se ferment, à l'usage, par la simple oxydation du métal qui en constitue les parois.

On voit, d'après cette description, que le matériel d'une chaudronnerie de fer se compose essentiellement de :

1° Une table à tracer;
2° Une ou plusieurs cisailles de différentes grandeurs;
3° Un ou plusieurs poinçons id.;
4° Une ou plusieurs machines à percer id.;
5° Un four à réchauffer;
6° Une machine à cintrer;
7° Des mandrins à emboutir de formes et dimensions variables;
8° Une série d'outils, tels que marteaux, enclumes, étaux, burins, etc., comme pour la chaudronnerie en cuivre.

TITRE II.

FINISSAGE DES PIÈCES DE MACHINES.

AJUSTAGE.

Les pièces, au sortir de la forge et de la fonderie, passent à l'atelier de l'ajustage, où on leur donne les formes et dimensions qu'elles doivent avoir pour s'assembler entre elles. Quel que soit

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'usage auquel on les destine, il est une série d'opérations par lesquelles elles doivent passer; cette série d'opérations, qui constitue l'ajustage, est composée et classée par ordre de travail de la manière suivante :

1° Tournage ; — 2° alésage ; — 3° rabotage ; — 4° forage ; — 5° taraudage ; — 6° parage ou mortaisage ; — 7° ajustage proprement dit ou finissage.

Toute pièce qui passe à l'ajustage n'a pas besoin de subir toutes ces opérations; il en est qui n'ont souvent besoin que d'en subir une ; mais, quand elles ont besoin de deux opérations, il faut toujours commencer par celle qui, dans ce tableau, est la première. C'est ce que nous expliquerons plus tard en nous occupant séparément de chacune de ces opérations. Auparavant disons que :

Le *tournage* a pour but d'arrondir la forme extérieure des pièces.

L'*alésage* a pour but d'arrondir la forme intérieure des pièces creuses.

Le *rabotage* sert à rendre une surface exactement plane.

Le *forage* a pour but de percer un trou rond dans une pièce quelconque, quand ce trou n'a pas été préparé à la forge ou à la fonderie. On ne fore que des trous au-dessous de 50 millimètres ; tous ceux qui excèdent cette dimension sont préparés, et le travail qu'on leur fait subir rentre dans l'alésage.

Le *taraudage* est destiné à imprimer dans une tige ou dans un trou rond un filet de vis ; de là deux opérations, dont la première se nomme *filetage*, et la seconde *taraudage* proprement dit.

Le *parage* ou *mortaisage* peut être considéré comme une espèce de tournage, avec cette différence que, dans ce cas, l'outil n'a aucun mouvement de translation, et qu'il entame les pièces suivant des génératrices de la surface extérieure qui viennent successivement passer devant lui. Si à ce mouvement circulaire de la pièce on lui ajoute un mouvement de translation perpendiculaire au plateau de l'outil, on forme des entailles circulaires qu'on peut approfondir à volonté. Cette opération est le *mortaisage*. Si le mouvement circulaire se change en un mouvement de translation parallèle aussi au plateau de l'outil, on obtient des entailles à sections rectangulaires ; cette opération se nomme *parage*.

L'*ajustage* proprement dit ou *finissage* complète, par les travaux à la main, ce que les outils n'ont pu faire ; de ce nombre sont les assemblages de pièces séparées et le polissage.

Ce travail d'ajustage est le plus dispendieux, aussi l'évite-t-on le plus possible par des outils appropriés aux travaux spéciaux des ateliers, et par une combinaison raisonnée dans la disposition des assemblages et des formes extérieures ; c'est là aussi que résident toutes les chances de bénéfices, le succès d'un atelier.

C'est par le choix d'un directeur d'atelier, ingénieur actif, ennemi de la routine, connaissant la valeur pécuniaire de chaque travail comme de toute main-d'œuvre, et celui de contre-maîtres intelligents et habiles, scrupuleux dans les moindres détails, dans les moindres dimensions, que l'on arrive aujourd'hui, au milieu de la concurrence acharnée, à faire prospérer un établissement. De ce dernier côté, trop négligé jusqu'ici, il y a heureusement beaucoup à faire, et tous ceux qui entreront dans cette voie sont sûrs d'en être récompensés.

Nous allons maintenant successivement étudier chacune des opérations que nous venons de définir, en motivant leur place dans le tableau où nous les avons classées.

§ I. — Tournage.

Le *tournage*, avons-nous dit, a pour but d'arrondir la forme extérieure des pièces. D'après cette définition il est facile de comprendre que, si une pièce doit subir une autre opération avec

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le tournage, il faut commencer par celle-ci. En effet, si la pièce doit être alésée, par exemple, comme l'alésage a pour but d'arrondir la forme intérieure d'une pièce creuse, si l'extérieur est déjà tourné, il est plus facile d'avoir son centre exact, en le déterminant sur un grand diamètre plutôt que sur un petit En outre, si le noyau de la partie creuse a été, par maladresse, porté trop d'un côté, on s'en aperçoit facilement sur le tour en la faisant tourner pour la cintrer, et on peut alors la tourner extérieurement de façon à ce que, à l'alésage, cette faute disparaisse, en enlevant, ainsi qu'au tournage, tout le fer ou toute la fonte d'un même côté.

Pour laisser à cet égard toute facilité à l'ouvrier et pour ne pas être exposé à rejeter des pièces mal fondues, on laisse environ 10 millimètres à enlever à l'outil pour l'alésage et le tournage.

Le rabotage étant destiné à dresser une surface, et cette surface étant ordinairement parallèle ou perpendiculaire, on oblique, même à l'axe de la partie tournée; il est clair que cette opération ne peut être bien faite que quand cet axe est nettement déterminé.

Le taraudage et le filetage sont nécessairement précédés du tournage; c'est évident aussi. Quant au parage, comme il a ordinairement pour but de terminer des parties rondes interrompues par des surfaces planes, comme dans les leviers, il faut que la partie à terminer soit tracée d'avance, et elle ne peut l'être qu'au tour.

Nous voyons donc qu'en général, dans l'ajustage, le tournage est la première opération par laquelle les pièces doivent passer.

On distingue deux sortes de tours : les tours à main, dans lesquels l'ouvrier tient et dirige lui-même l'outil, et les tours dits parallèles, où l'outil est maintenu et dirigé par des organes mécaniques; dans ce cas, le travail de l'ouvrier est tout intellectuel, et consiste à bien placer le chariot et l'outil, et aussi à le diriger suivant la forme des pièces.

Les tours à main ou tours à crochet se composent ordinairement de deux pièces en bois ou en fonte placées parallèlement sur des supports en bois ou en fonte fixés au sol; sur ces deux pièces, qui constituent ce qu'on appelle un banc de tour, reposent deux tours en fonte reliés ensemble, c'est ce qu'on nomme la poupée fixe; sur cette poupée est un arbre en fer portant une poulie-cône à trois ou quatre diamètres, nécessaires pour donner à l'arbre des vitesses différentes.

Le mouvement est donné à l'aide d'une courroie passant sur d'autres poulies fixées sur la transmission générale.

On varie encore les vitesses de l'arbre du tour à l'aide de deux pignons et poulies engrenant deux à deux à volonté, et placés les uns sur l'arbre du tour, et les autres sur un arbre parallèle porté par les supports du premier.

L'arbre du tour, qui fait saillie de chaque côté des supports, porte à l'une de ses extrémités une partie filetée et pointue sur laquelle on visse un mandrin ou plateau circulaire où on fixe les pièces courtes, dont la longueur n'excède pas le diamètre, et qui, par conséquent, n'ont pas besoin d'être soutenues à leurs deux extrémités.

Lorsque les pièces à tourner sont longues, comme des arbres, des tiges de piston, on les met entre deux pointes, dont l'une se trouve sur l'arbre du tour, et l'autre sur une seconde *poupée* mobile, mais fixée à volonté sur le banc de tour par un boulon passant entre les deux jumelles.

Maintenant, pour tourner les pièces à l'aide d'un boulon et d'une traverse en fer, on fixe aussi sur le banc de tour un support sur lequel on appuie l'outil, et placé assez haut pour entamer la pièce un peu au-dessous de son axe horizontal. Le tour étant animé d'un mouvement de rotation, et l'ouvrier ayant en main l'outil appuyé d'une part sur son épaule et de l'autre sur le support, il entame la pièce successivement dans toute sa longueur, d'abord pour l'ébaucher, ensuite pour la finir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans le tour à chariot, mieux appelé tour parallèle, l'outil, avons-nous dit, est maintenu sur un chariot; ce chariot, mobile sur le banc de tour au moyen d'une vis sans fin ou d'une crémaillère, est animé d'un mouvement de translation parallèle à l'axe de la pièce, de façon que, la pièce une fois cintrée et l'outil convenablement fixé, le travail se fait presque sans le secours de l'ouvrier.

Le tour parallèle est toujours monté sur un banc en fonte; ce banc est formé d'une caisse rectangulaire ouverte à la partie supérieure, et ayant les deux parois longitudinales dressées parallèlement pour recevoir le chariot porte-outil, qui, à l'aide d'une vis sans fin placée dans la caisse et liée au chariot, le fait avancer ou reculer le long de la pièce à tourner, et parallèlement à son axe. Pour être sûr que ce parallélisme ne peut se déranger, les poupées qui portent les pointes sont fixées toutes deux sur le banc lui-même.

La vis sans fin qui fait mouvoir le chariot est mue soit à la main, soit par la transmission du tour, à l'aide d'engrenages convenablement disposés pour modifier la vitesse suivant la nature du métal qu'on a à travailler.

Ce chariot porte-outil a aussi un mouvement perpendiculaire à l'axe du tour, de façon à ce qu'on puisse approcher ou reculer de la pièce à tourner l'outil, qu'il est alors facile de régler et de changer.

On voit qu'avec un tour ainsi disposé et bien construit on peut tourner des arbres, des tiges de pistons, etc., parfaitement cylindriques; la seule chance d'erreur est dans l'outil, qui, par suite de l'usure, entamant moins le métal, à mesure que le travail avance, fait des surfaces coniques; mais avec du soin et de l'habitude, en faisant plusieurs passes, on arrive à de bons résultats.

Les tours en l'air, ou tours à plateaux, ne se composent que de la poupée fixe, sur laquelle on visse, comme nous l'avons indiqué déjà en parlant du tour à crochet, un plateau dont le diamètre va quelquefois à 4 mètres. On fixe sur ce plateau les pièces à tourner, qui sont habituellement des roues d'engrenage, des volants, des plates-formes, etc., et, à l'aide d'un chariot porte-outil semblable à celui employé dans le tour parallèle, on tourne les parties à travailler.

De cette façon le tour remplace quelquefois la machine à aléser et la machine à raboter, en plaçant l'outil soit perpendiculairement, soit parallèlement à l'axe du tour. De même qu'on a des surfaces cylindriques, en plaçant l'outil obliquement on peut avoir des surfaces coniques.

Les outils employés pour le tour, comme tous ceux employés dans l'ajustage, doivent être en bon acier, et trempés au degré qu'exige la nature du métal à travailler.

Les outils qui servent à dégrossir ont leur tranchant plus ou moins arrondi; ceux qui servent à finir ou à planer ont le tranchant droit.

Pour la fonte et pour les métaux le tranchant est plat, et le biseau est d'autant moins aigu que le métal est plus dur. Pour le fer, le tranchant est plus aigu et un peu relevé.

Les vitesses du tour varient avec le diamètre des pièces et la nature du métal.

Il faut aussi éviter que l'outil, venant à s'échauffer, se détrempe. Quand on tourne le fer, on le rafraîchit avec un filet d'eau ou quelques gouttes d'huile; mais ce moyen ne s'emploie ni avec la fonte ni avec le cuivre.

Voici, au reste, les vitesses à donner à la circonférence des pièces :

Pour la fonte grise.	0m.075 par seconde.
— blanche.	0m.020
Pour le fer.	0m.150
Pour le cuivre.	la plus grande possible.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans une transmission, le mouvement des tours se prend ordinairement sur des arbres qui font 80 tours par minute.

Ici s'arrête ce que nous pouvons dire de général sur les tours; nous allons passer à la deuxième opération, qui est l'alésage.

§ II. — Alésage.

Les raisons qui font placer l'alésage en seconde ligne sont les mêmes que celles que nous avons données pour placer le tournage en première ligne, sauf évidemment celles qui établissent la différence entre ces deux opérations. Ainsi le rabotage ayant pour but de dresser une surface qui est ou parallèle ou perpendiculaire, ou oblique à l'axe de la pièce, cette surface ne pourra être bien déterminée que quand cet axe le sera, et c'est évidemment l'alésage qui le déterminera; et, à cause de cela, toutes les autres opérations d'ajustage, qui ont besoin de cet axe pour être bien faites, viendront après.

L'alésage, avons-nous dit, a pour but d'arrondir le contour intérieur d'une pièce creuse. Pour faire cette opération on se sert d'un outil appelé alésoir; il y en a de deux sortes : les alésoirs horizontaux et les alésoirs verticaux. Ils sont construits tous les deux sur le même principe.

L'alésoir est composé d'un arbre creux en fonte portant une rainure dans toute sa longueur. Cet arbre, quand l'alésoir est horizontal, est maintenu par des collets sur deux paliers; et, quand il est vertical, il repose, par un pivot, sur une crapaudine, et il est, en outre, maintenu à sa partie supérieure par un collier.

Dans cet arbre se trouve une vis sans fin, ou une crémaillère, qui donne le mouvement au porte-outil; ce porte-outil, qui est ici un manchon en fonte concentrique avec l'arbre principal, reçoit son mouvement de la vis sans fin par un écrou à douille traversant la rainure faite dans l'arbre et fixé au manchon.

L'arbre de l'alésoir, ayant, en outre, un mouvement de rotation, entraîne avec lui le porte-outil, et ce mouvement de rotation joint à celui de translation donné par la vis sans fin ou la crémaillère, on peut aléser dans toute leur longueur les pièces à travailler.

L'alésoir vertical a un avantage sur l'alésoir horizontal dans l'alésage des cylindres de grand diamètre, parce que, dans l'alésoir horizontal, l'axe du cylindre étant aussi horizontal, il en résulte que le poids de la pièce même, jointe au mode de fixation sur le banc de travail, détermine une déformation dans la forme du cylindre, forme qu'il reprend lorsqu'il est dégagé de ses liens et qu'il est replacé verticalement.

Il faut dire aussi que, pour de grands alésoirs horizontaux, il faut craindre que l'arbre lui-même ne fléchisse, ce qui produit des frottements, par conséquent un mauvais alésage.

Ces inconvénients ne sont pas à redouter avec l'alésoir vertical, qui, de son côté, est moins commode de service et plus dispendieux d'établissement, parce qu'il faut chercher la solidité de l'outil dans son bâti; mais le bâti demande des formes plus rigides à mesure que l'alésoir devient plus grand.

Le service de l'alésoir vertical est moins commode, parce que l'axe du cylindre s'obtenant à l'aide des centres des deux brides extérieures dressées préalablement, ces deux brides sont très-abordables dans l'alésoir horizontal, tandis que dans l'alésoir vertical l'une d'elles repose sur la base de l'outil et est, par conséquent, invisible.

L'alésoir est une machine qui exige une grande solidité pour ne pas être sujette à brouter, et cela d'autant plus que, étant plus grands, les points d'appui sont plus éloignés.

On a renoncé à faire avancer l'outil à l'aide d'un contre-poids; on préfère, et avec juste raison, le commander directement par engrenages dépendants du mouvement de rotation de l'arbre; de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cette façon la marche de l'outil est toujours uniforme, que la pièce à aléser présente ou non des différences de dureté; de cette façon aussi on n'est pas obligé de donner trois ou quatre passes; souvent même, avec de bons outils, une seule suffit.

Les vitesses qu'on donne à la circonférence de l'outil sont, pour l'alésage :

1°	De la fonte douce.	0.0500
2°	— dure.	0.0125
3°	Du fer.	0.1000
4°	Du cuivre.	la plus grande possible.

§ III. — Rabotage.

Le rabotage a pour but de dresser les surfaces, c'est-à-dire de les rendre exactement planes. Cette opération, qu'on ne pouvait faire autrefois que très-difficilement à la lime ou à la meule, s'exécute aujourd'hui avec une extrême précision, et sans aucune difficulté, à l'aide de la machine à raboter.

Les machines à raboter sont construites sur deux systèmes différents. Dans l'un, la pièce est sur un chariot mobile, et le porte-outil fixe; dans l'autre, la pièce est fixe et le porte-outil mobile.

Chaque système a ses avantages et ses inconvénients. Les avantages du premier système résident dans la fixité du porte-outil, qui permet de lui donner toute la stabilité et la force dont il a besoin pour ne pas fléchir, enfin pour dresser des surfaces parfaitement planes; et les inconvénients sont dans la mobilité de la plate-forme qui porte la pièce, et dont l'ensemble, quand celle-ci est d'un poids très-considérable, devient d'une manœuvre difficile et exige une trop grande force.

Le deuxième système remédie aux inconvénients du système précédent en rendant la pièce et le chariot fixes, mais acquiert l'inconvénient que présente un porte-outil mobile.

Les avantages de ces deux systèmes les rendent fort utiles dans l'application : l'on emploie l'un là où l'autre ne peut être, et réciproquement.

Disons maintenant en quoi consiste chaque système.

Le premier système se compose de deux bâtis en fonte parallèles, sur lesquels reposent, d'une façon invariable, deux consoles qui soutiennent le porte-outil; sur les deux bâtis se meut un chariot ou plate-forme sur laquelle on assujettit les pièces à raboter. Ce chariot est animé d'un mouvement de translation horizontal de va-et-vient qui, combiné avec un mouvement de translation du porte-outil perpendiculaire à celui-ci, fait présenter successivement tous les points de la surface de la pièce à dresser à l'action de l'outil. Le mouvement est donné au chariot par une vis ou une chaîne sans fin, et une disposition spéciale fait que le mouvement de va-et-vient est réglé par la marche même du chariot.

Le mouvement de translation est donné à l'outil par une roue à rochets fixée sur l'arbre de transmission, et qui communique avec une vis sans fin liée au porte-outil.

Dans le deuxième système, la pièce à travailler est fixée d'une manière invariable entre les deux bâtis et dans une fosse entourée de maçonnerie, et le chariot porte-outil mobile, supporté sur les deux bâtis, est mis en mouvement par une chaîne ou par une vis sans fin; ce chariot a aussi un mouvement de va-et-vient qu'il change lui-même à l'aide d'une disposition spéciale communiquant avec la transmission principale.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les machines de ce système occupent deux fois moins de place que celles du premier, ce qui est encore une considération en sa faveur.

Les vitesses à donner soit à la plate-forme, soit à l'outil sont les mêmes que celles qu'on donne aux tours.

§ IV. — Forage.

Le forage a pour but de percer un trou cylindrique dans une pièce, quand ce trou n'a pas été préparé à l'avance, soit à la forge, soit à la fonderie. Le travail du forage s'exécute au moyen de la machine à percer : on en a ordinairement une pour chaque métal, fonte, fer et cuivre, parce que la vitesse de l'outil pour chacun de ces métaux varie.

Une machine à percer se compose 1° d'une plate-forme en fonte, mobile de haut en bas et circulairement autour d'une colonne disposée de façon à lui servir de bâti et recevoir les appareils de transmission, c'est sur cette plate-forme qu'on fixe les pièces à percer; — 2° d'un arbre vertical en fer, maintenu dans sa hauteur, animé d'un mouvement de rotation autour de son axe et d'un mouvement de translation vertical. Cet arbre porte dans sa partie inférieure un outil appelé foret qui, à l'aide des deux mouvements donnés à l'arbre auquel il est lié, sert à percer les trous dans toutes les pièces soumises à son action.

Avec ces machines on ne perce pas de trous de plus de 50 millimètres; au delà, il y a avantage à les préparer à la forge ou à la fonderie, alors l'opération à faire devient un alésage.

On peut aussi disposer les machines à percer de façon à ce qu'elles puissent servir à aléser des trous de 15 centimètres, et cela en maintenant la partie inférieure de l'arbre dans un trou ménagé de la plate-forme et situé parfaitement dans le prolongement de son axe. L'outil qui alèse se place alors dans une fente qui traverse l'arbre vertical ; la pièce est cintrée sur la plate-forme comme elle le serait si, au lieu d'aléser, on voulait percer un trou.

§ V. — Taraudage.

Le taraudage a pour but d'imprimer dans une tige ou dans un trou ronds un filet de vis ; de là deux opérations, dont la première se nomme *filetage*, et la seconde *taraudage*.

Ces deux opérations marchent toujours ensemble, parce qu'elles se font pour deux pièces destinées à entrer l'une dans l'autre, et appelées, la première la *vis*, et la seconde l'*écrou*.

Le *filetage* se fait avec une *filière* et s'applique à la vis, le *taraudage* se fait avec un *taraud* et s'applique à l'écrou.

Les filets faits avec ces instruments sont triangulaires; les filets carrés ou demi-cylindriques se font à la machine avec des burins.

Les deux opérations du *filetage* et du *taraudage* se font à la main ou avec une machine.

Un atelier de construction, et tout atelier en général, ne doit avoir qu'un nombre très-restreint de boulons de diamètres différents. Nous donnons ci-dessous la série des boulons adoptés aujourd'hui dans les premiers ateliers, avec instance de les adopter, afin que, le plus tôt possible, elle soit répandue et fasse, pour ainsi dire, loi. On comprend facilement les ennuis, les embarras sans nombre, les retards apportés dans une exploitation lors des réparations, quand on a dans son atelier autant de séries qu'on a de machines différentes.

Le pas d'une vis est l'écartement d'axe en axe de deux filets ; cet écartement est toujours proportionnel au diamètre de la tige sur laquelle il est imprimé, et en est, en moyenne, le huitième.

Filetage. — Ayant adopté la série de pas qu'on doit avoir lorsqu'on veut fileter un boulon, on le place entre les mâchoires d'un étau, puis, à l'aide d'une filière, instrument dans lequel sont fixés les *coussinets* (pièces en acier taraudées chacune sur une demi-circonférence) de la tige, et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avec le pas convenable, on introduit l'extrémité de la tige à fileter, et en tournant de droite à gauche et de gauche à droite on imprime dans le boulon le pas de vis en question. Voilà pour le filetage à la main.

Le filetage à la mécanique se fait avec une machine dans laquelle le boulon est fixé à un arbre animé d'un mouvement continu de rotation dans les deux sens, et qu'on change à volonté; la filière est maintenue et glisse entre deux coulisses parallèles, horizontales, et parallèles à l'axe de l'arbre auquel est lié le boulon. Dans ce cas, le travail de l'ouvrier consiste à changer le sens de rotation du boulon, et de resserrer les coussinets à mesure de l'avancement du travail.

Taraudage. — Le taraudage a pour but d'imprimer un filet au pas de vis dans un trou cylindrique ou conique; pour cela on commence par percer le trou d'un diamètre égal à celui du boulon qu'il doit recevoir, moins une demi-profondeur du filet; puis, à l'aide de tarauds auxquels on donne un mouvement de rotation à droite et à gauche avec un instrument appelé tourne à gauche, on imprime dans le trou le filet correspondant au taraud employé. Le taraud est une espèce de boulon conique fileté de façon que son plus grand diamètre soit égal à celui de la tige; ce boulon étant fileté, on enlève à la surface quatre entailles de la profondeur du filet, de manière à présenter en coupe horizontale un octogone dont quatre côtés circulaires sont l'extérieur de la partie filetée restée intacte, et dont les quatre autres sont droits et présentent en quelque sorte la figure d'une scie circulaire. Ces entailles ne sont faites que pour enlever de la matière et faire pénétrer l'outil à mesure de l'avancement du travail.

Le travail du taraudage se fait à la mécanique à peu près comme à la main; la pièce à tarauder est fixe, et l'outil, animé d'un mouvement de rotation dans les deux sens, pénètre successivement en imprimant les filets, à mesure qu'il avance.

La plus grande difficulté, dans ces deux opérations, le taraudage et le filetage, est d'obtenir les tarauds et filières qui servent à tarauder et à fileter. Ce travail se fait à la main avec un instrument qu'on nomme *peigne*. Ce peigne, comme l'indique son nom, est une lame d'acier à l'un des bords de laquelle on a fait des dents exactement égales au pas de vis qu'on veut obtenir; avec cette lame on fait sur le tour un premier taraud, qu'on nomme *taraud mère*, qui sert alors à fabriquer les coussinets des filières par le procédé de taraudage que nous avons indiqué.

Les coussinets sont ensuite formés en coupant, suivant le diamètre, cette partie de cylindre filetée et lui enlevant une épaisseur égale au dixième du diamètre réel, ce qui convertit le trou, quand on rapproche les deux portées, en une espèce d'ellipse, dont le petit diamètre est le diamètre inférieur des tarauds, qu'ils servent alors à confectionner. Tous ces outils doivent être en acier fondu de bonne qualité.

Ainsi, en nous résumant, pour pouvoir tarauder et fileter il faut commencer par faire un peigne correspondant aux pas des filets, avec ce peigne faire un *taraud mère*, et avec ce taraud mère des coussinets de filière.

Toute l'exactitude du travail dépend donc du soin apporté à la première opération, la confection du peigne.

Voici maintenant la nomenclature des pas pour filets correspondants aux boulons et écrous dont on a besoin dans les constructions.

Diamètres des *vis*.		Longueurs des *pas* correspondants.
10	millimètres	1 $\frac{1}{2}$ millim.
12	id.	1 $\frac{1}{2}$
15	id.	2
18	id.	2

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

20	millimètres	. . . . .	2 $\frac{1}{2}$ millim.
23	id.	. . . . .	2 $\frac{1}{2}$
25	id.	. . . . .	3
28	id.	. . . . .	3
30	id.	. . . . .	3
35	id.	. . . . .	3 $\frac{1}{2}$
40	id.	. . . . .	4

On donne aussi habituellement à l'écrou une hauteur égale au diamètre du boulon auquel il correspond, et pour les écrous à 6 pans le diamètre extérieur est égal au double diamètre du même boulon.

§ VI. — Parage et mortaisage.

Le parage ou mortaisage, comme nous l'avons vu, peut aussi être considéré comme une extension de la machine à raboter, où l'outil et la pièce sont mobiles.

La machine à mortaiser se compose d'une plate-forme circulaire horizontale, à laquelle on peut donner un mouvement de rotation sur elle-même et deux mouvements de translation perpendiculaires; c'est sur cette plate-forme que se fixe la pièce à travailler. Au-dessus se trouve le porte-outil glissant entre des glissières, et animé d'un mouvement vertical rectiligne alternatif, mouvement qui lui est donné par l'intermédiaire d'une manivelle à rayon variable, montée sur un axe horizontal. On donne à l'outil en acier solidement fixé sur le porte-outil la forme qu'exige le travail à confectionner. Il ne faut faire mordre à l'outil que peu de matière à la fois; autrement on créerait une trop grande résistance, qui ferait casser quelque partie de la machine. Pour le cas où cette circonstance arrive, on fait que ce soit la bielle qui cède, et à cet effet on la fait assez légère pour que ce soit sur elle que porte le dégât.

Le mouvement de rotation que la plate-forme peut prendre sur elle-même est pour façonner les pièces cylindriques; ce mouvement est donné à la main ou par la machine elle-même. Les deux mouvements rectilignes sont pour la confection des mortaises ou travaux analogues.

Quelles que soient les modifications qu'on fasse subir aux dispositions d'ensemble de cette machine, le principe reste toujours le même; que l'outil se meuve horizontalement ou verticalement, que la plate-forme soit verticale ou horizontale, la nature du travail ne change pas, la disposition ne fait qu'en faciliter l'exécution.

Résumant tout ce que nous avons dit sur les outils, nous voyons que, quelles que soient leurs dispositions, ils tiennent tous à cet ensemble de machines :

Machine à tourner,
— à aléser,
— à raboter,
— à forer,
— à tarauder,
— à parer,

qui sont la base de tout atelier d'ajustage.

§ VII. — Ajustage à la main.

L'ajustage proprement dit se fait sur l'*étau*, à l'aide du *burin*, du *marteau* et de la *lime*. Avec ces instruments on fait ce que les outils n'ont pu faire; enfin on termine le travail, on ajuste les pièces entre elles.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les limes se divisent en plusieurs catégories, appropriées à la nature du travail qu'elles doivent faire. Ainsi on distingue les limes en limes dures, demi-dures, et limes douces ou demi-douces; les premières servent à dégrossir, les deuxièmes à finir et à polir.

Les burins sont de deux espèces : le ciseau et le bec-d'âne; avec le bec-d'âne on attaque la pièce par lanières ou entailles, séparées également, de l'épaisseur à peu près du bec-d'âne, et avec le ciseau on termine le travail du burin en égalisant la surface et la disposition de manière à ne plus avoir que peu de chose à faire avec la lime.

Le polissage se fait aussi avec des meules en grès et des meules à émeri. Ces meules doivent être animées d'un mouvement de rotation très-rapide.

Nous terminerons ce que nous avons à dire sur l'ajustage par la nomenclature des petits outils qu'on y emploie. Ces outils se divisent en outils généraux et en outils spéciaux. Les outils généraux sont les suivants, savoir :

1° Une série de tarauds;
2° Une — de filières;
3° Une — de mandrins et bagues pour pièces cylindriques rondes ou creuses;
4° Une — de calibres pour les tourneurs;
5° Une — — pour la fabrication des écrous;
6° Des règles de différentes longueurs;
7° Une série de tocs ou dogs pour les tourneurs;
8° Une — de clefs;
9° Une — d'équerres à T et à chapeau;
10° Un marbre de $2^m.00$ sur $0^m.70$;
Un — de $0^m.80$ sur $0^m.80$;
Un — de $0^m.40$ sur $0^m.28$, à poignée;
11° Une série de tourne à gauche simples ou doubles (pl. 48, fig. 1);
Une — de porte-lames d'alésoirs (fig. 2, 3);
Une — d'alésoirs (fig. 4, 5);
Une — de fraises (fig. 6);
Une — de forets (fig. 7, 8, 9).

Les outils spéciaux sont les suivants, savoir :

1° Composition d'une boîte d'ajusteur :

2	limes	dures	des 1	au paquet,	carrelets;
2	—	—	des 2	—	—
1	—	—	des 1	—	demi-ronde;
1	—	—	des 2	—	—
1	—	plate,	bâtarde,	de 14	pouces;
1	—	—	—	de 12	—
1	—	—	—	de 8	—
1	—	—	demi-douce,	de 12	—
1	—	—	—	de 10	—
1	—	—	—	de 8	—
	—	—	douce,	de 12	—
1	—	—	—	de 10	—
1	—	—	—	de 8	—
	—	—	—	de 6	— par extrà pour petits travaux;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1 — — — de 5 — —
1 — demi-ronde, bâtarde, de 12 pouces;
1 — — — de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — demi-douce, de 12 pouces;
1 — — — de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — douce, de 12 —
1 — — — de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — tire-point, bâtarde, de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — demi-douce, de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — — de 6 —
1 — — douce, de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — — de 6 —
1 — — carrée, de 14 —
1 — — — de 12 —
1 — — — de 10 —
1 — — — de 6 —
1 — — ronde, de 4 —
1 — — — de 12 —
1 — — — de 10 —
1 — — — de 1 —
1 — — pointue, de 10 —
1 — — — de 8 —
1 — — — de 6 —
4 burins (pl. 48, fig. 10, 11);
4 becs-d'âne (fig. 12, 13);
1 gouge (fig. 14, 15);
1 matoir (fig. 16, 17);
1 rivoir (pl. 46, fig. 3 et 4);
1 pointeau (pl. 48, fig. 18, 19);
1 pointe à tracer (fig. 20);
1 compas d'épaisseur (fig. 21, 22);
1 — à quart de cercle (fig. 23, 24);
1 paire de mors en cuivre;
1 — en plomb;
1 équerre simple (fig. 25, 26);
1 — à chapeau (fig. 27, 28);
1 — à T (fig. 29, 30);
1 carde à nettoyer les limes;
1 étau à main (fig. 31, 32) *,
1 — à chanfreins (fig. 33, 34);

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1 conscience (fig. 35, 36);
1 archet (fig. 27, 28) *;
1 porte-foret (fig. 39) *;
1 fraise (fig. 40) *;
1 tournevis (fig. 41, 42) *;
1 règle (fig. 43, 44) *;
1 trusquin (fig. 45, 46) *;
Plusieurs mandrins (fig. 47, 48) *;
1 niveau à bulle d'air (fig. 49, 50, 51) *.

Les outils marqués d'un * font, le plus souvent, partie des outils généraux.

2° Composition d'une boîte de tourneur :

1 pointeau (fig. 18, 19);
5 planes;
3 crochets,
2 grains d'orge;
2 outils trois quarts;
2 — carrés;
2 — à fonte;
1 crochet à charioter (4 ou 6 pour les gros tours);
2 limes, dont 1 plate, demi-douce, de 12 pouces;
1 plate, douce, de 12 —
1 compas d'épaisseur (fig. 21, 22);
1 burette à huile;
1 rivoir;
1 carde à nettoyer les limes.

TITRE III.

ASSEMBLAGE DES PIÈCES DE MACHINES.

MONTAGE.

Le montage suit l'ajustage; il s'effectue dans des bâtiments spéciaux, pour éviter toute confusion et pour mettre le plus d'ordre possible dans ce qu'il exige.

Les outils qu'on y emploie sont

1° Les *grues*, les *treuils* et les *palans*, au soulèvement des fardeaux trop lourds pour être manœuvrés à bras d'homme;

2° Les *machines à percer*, soit à la mécanique, soit à la main, pour faire les trous dont la position ne peut être déterminée qu'au montage;

3° La *cisaille* et le poinçon pour découper les tôles et faire des rondelles d'écrous, etc.;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° Les *étaux, marteaux, burins, limes, niveaux, compas, règles, équerres,* etc., constituant les outils spéciaux du monteur;

5° Des forges à main pour forger les burins et les pièces accessoires;

En un mot, la presque totalité des outils employés dans la série des travaux de l'ajustage.

FIN DE LA TROISIÈME PARTIE.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

QUATRIÈME PARTIE.

DEVIS DES MACHINES A VAPEUR.

INTRODUCTION.

On nomme devis, en général, la détermination approximative des dépenses qu'occasionnera une construction projetée. Il s'établit d'après la nature, la quantité et la valeur commerciale des matières brutes qui seront employées, ainsi que d'après les frais de main-d'œuvre et généraux que nécessitera la conversion de ces matières en pièces assemblées, dont les formes et dimensions sont connues.

Un devis comporte donc trois opérations fondamentales, dont les résultats s'obtiennent directement ou par analogie. Or, bien que souvent l'exécution d'une machine à vapeur soit précédée d'un projet spécial, absolument comme celle d'une construction particulière, il serait fâcheux que l'on fût obligé, par ce fait seul, d'avoir recours aux procédés directs d'estimation pour faire les devis de toutes les *espèces,* tous les *genres*, *systèmes* et *forces* de ces machines qui existent, et que nous avons passées en revue dans la seconde partie. Le travail serait non-seulement inabordable, mais encore inutile ; car la masse de renseignements que l'on possède aujourd'hui est plus que suffisante pour déterminer très-exactement, par analogie, la dépense que doit nécessiter l'*acquisition* d'une machine à vapeur.

C'est donc, en ce qui concerne les ensembles de pièces, uniquement par analogie que nous déterminerons les natures, quantités et valeurs des matières employées, ainsi que les frais de main-d'œuvre et généraux qu'elles nécessitent. Quant aux pièces isolées, il en sera autrement pour les quantités des matières qu'elles renferment seulement, ces quantités ne pouvant être déterminées exactement que par le cubage, c'est-à-dire directement.

Pour évaluer les frais de main-d'œuvre par analogie, il est deux méthodes; la première, qui consiste à les déduire de l'examen d'une pièce à peu près semblable dont on connaît exactement le travail; la seconde, qui consiste à considérer comme constante la valeur très-peu variable des matières brutes employées, et à affecter au kilogramme de chaque pièce finie une valeur, pour matière et main-d'œuvre, dépendant des formes et dimensions de cette pièce. Cette valeur est déduite non-seulement de la connaissance spéciale que peut avoir chaque individu du travail, mais encore du tarif moyen qui résulte de cette connaissance spéciale chez plusieurs individus travaillant isolément.

La première méthode, qui est, en apparence, la plus exacte, est peu expéditive et n'est pas toujours applicable, attendu qu'elle nécessite l'existence de pièces exécutées à peu près dans les mêmes conditions que celles que l'on a à évaluer. De plus, s'il y a erreur dans l'évaluation, c'est plus souvent au détriment du constructeur qu'à celui de l'acheteur; enfin il est plus difficile de se rendre compte, parce qu'il n'y a pas de point de comparaison.

La seconde méthode, au contraire, qui est, il est vrai, moins exacte en principe, présente cet avantage que la valeur du kilogramme de l'objet exécuté, loin d'être arbitraire et de dépendre du plus ou moins d'habileté du constructeur, qui évalue les frais de main-d'œuvre d'après les siens seuls, se trouve tarifée forcément par la concurrence et, de cette manière, devient plus exacte en pratique que la précédente.

C'est cette seconde méthode que nous emploierons. Nos évaluations se trouvant ainsi concorder avec le tarif moyen résultant des évaluations des divers constructeurs, les résultats que nous obtiendrons seront d'autant plus exacts que les renseignements que nous donnerons sur les nature et poids des matières, ainsi que sur les frais généraux, seront plus considérables.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE PREMIER.

DEVIS DES PIÈCES.

Les séries de pièces générales ou spéciales des machines à vapeur dont nous avons cru utile de donner le devis sont au nombre de 12 principales, savoir :

1° Le mètre courant de tiges cylindriques;
2° Les boulons et écrous;
3° Les douilles à charnières et à T;
4° Les chapeaux de stuffing-box;
5° Les charnières à goujon et à axe;
6° Les supports bas garnis;
7° Les parallélogrammes;
8° Les leviers;
9° Les bielles garnies;
10° Les tuyaux.

Les poids de toutes ces pièces ont été déterminés par le cubage, et, autant que possible, en fonction du diamètre, servant d'unité aux dimensions proportionnelles qui leur sont affectées dans les figures qui les représentent.

PREMIER TABLEAU. — POIDS DE 1 MÈTRE COURANT DE TIGES CYLINDRIQUES EN **fonte, fer** OU **cuivre rouge,** POUR DIFFÉRENTS DIAMÈTRES.

DIAMÈT. DES TIGES en millimètres.	POIDS DU MÈTRE COURANT en kilogrammes.			DIAMÈT. DES TIGES en millimètres.	POIDS DU MÈTRE COURANT en kilogrammes.			OBSERVATIONS.
	FONTE.	FER.	CUIVRE.		FONTE.	FER.	CUIVRE.	
N^os				N^os				
5	0.151	0.155	0.176	100	60.000	61.700	69.600	
6	0.217	0.223	0.252	110	72.950	74.500	84.500	Poids du mètre cube de
8	0.385	0.395	0.446	120	86.800	89.100	100.500	
10	0.609	0.617	0.696	130	102.000	104.500	118.300	Fonte grise. . . 7600 kilog.
12	0.868	0.891	1.010	140	118.000	121.000	137.000	Fer. . . . . 7800 »
15	1.355	1.390	1.572	150	135.500	139.000	157.000	Cuivre. . . . . 8800 »
18	1.950	2.000	2.260	160	154.000	158.000	179.000	
21	2.655	2.735	3.080	170	174.000	178.500	202.000	$P = 0.785\ D^2 \times \delta$.
25	3.760	3.860	4.360	180	195.000	200.000	226.000	
30	5.410	5.550	6.300	190	217.000	222.500	251.500	P, poids du mètre de tige en kilogrammes.
35	7.380	7.570	8.550	200	240.500	247.000	279.000	
40	9.620	9.890	11.200	220	292.000	300.000	339.000	
45	12.200	12.500	14.150	240	347.000	356.000	403.000	D, diamètre, en fraction décimale du mètre.
50	15.100	15.500	17.550	260	408.000	417.500	474.000	
55	18.250	18.751	21.250	280	472.500	485.000	549.000	
60	21.700	22.300	25.200	300	541.000	555.000	630.000	δ, poids du mètre cube.
65	25.500	26.150	29.600	325	638.000	652.000	740.000	
70	29.500	30.350	34.200	350	738.000	757.000	856 000	Fonte. . . $P = 5966\ D^2$
75	33.920	34.750	39.400	375	849.000	870.000	985.000	Fer. . . . $P = 6123\ D^2$
80	38.500	39.500	44.600	400	962.000	990.000	1120.000	Cuivre. . . $P = 6908\ D^2$
85	43.550	44.600	50.700	450	1220.000	1250.000	1415.000	
90	48.850	50.000	56.800	500	1510.000	1550.000	1759.000	
95	54.200	55.800	63.000					

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME TABLEAU. — BOULONS ET ÉCROUS.

(Pl. 1, fig. 2, 5, 6.)

POIDS, EN KILOGRAMMES, DES BOULONS AVEC ÉCROUS ORDINAIRES, pour distance entre la tête et l'écrou serré.

DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	m. 0.050	m. 0.075	m. 0.100	m. 0.125	m. 0.150	m. 0.175	m. 0.200	m. 0.250	m. 0.300	m. 0.350	m. 0.400	m. 0.450	m. 0.500	m. 0.600	m. 0.700	m. 0.800	m. 0.900	m. 1.000
	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
N° 8	0.045	0.054	0.064	0.073	0.083	0.093	0.102	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20	0.22	0.26	0.29	0.33	0.37	0.41
10	0.080	0.096	0.110	0.125	0.141	0.156	0.171	0.20	0.23	0.26	0.29	0.32	0.35	0.41	0.48	0.54	0.69	0.75
12	0.130	0.150	0.170	8.195	0.215	0.237	0.259	0.30	0.35	0.39	0.43	0.48	0.52	0.61	0.69	0.78	0.87	0.96
15	0.230	0.265	0.300	0.333	0.367	0.400	0.435	0.50	0.57	0.64	0.71	0.77	0.84	0.98	1.11	1.24	1.40	1.52
18	»	0.429	0.480	0.530	0.576	0.626	0.674	0.77	0.87	0.97	1.10	1.16	1.26	1.45	1.65	1.84	2.10	2.25
21	»	0.648	0.720	0.780	0.848	0.914	0.980	1.12	1.25	1.38	1.52	1.65	1.78	2.05	2.31	2.57	2.85	3.12
25	»	»	1.130	1.230	1.319	1.414	1.510	1.70	1.88	2.10	2.25	2.45	2.64	3.00	3.38	3.76	4.12	4.52
30	»	»	1.843	1.980	2.115	2.250	2.390	2.70	2.93	3.20	3.47	3.74	4.00	4.55	5.00	5.62	6.17	6.73
35	»	»	»	3.000	3.190	3.380	3.560	3.93	4.30	4.68	5.00	5.41	5.80	6.50	7.28	8.00	8.73	9.50
40	»	»	»	4.310	4.550	4.790	5.030	5.51	6.00	6.17	7.00	7.45	7.95	8.90	9.85	10.82	11.80	12.80
45	»	»	»	»	6.230	6.540	6.840	7.45	8.10	8.66	9.30	9.90	10.50	11.70	13.00	14.15	15.40	16.60
50	»	»	»	»	8.300	8.630	9.060	9.83	10.00	11.35	12.40	12.90	13.65	15.20	16.70	18.20	19.80	21.30

POIDS, EN KILOGRAMMES, des écrous ordinaires à 6 pans.

Diamètres.	Poids.	Diamètres.	Poids.	Diamètres.	Poids.	Diamètres.	Poids.
N° 8	0.0073	N° 25	0.220	N° 55	2.350	N° 85	8.700
10	0.0143	30	0.380	60	3.145	90	10.400
12	0.0247	35	0.650	65	3.950	95	12.250
15	0.0474	40	0.990	70	4.900	100	14.300
18	0.0817	45	1.285	75	5.950	110	19.000
21	0.1300	50	1.755	80	7.300	120	24.700

OBSERVATIONS.

Les boulons et écrous sont en fer.
Poids de la tête hexagonale : 20300 D^3.
Poids de l'écrou à six pans ordinaires : 14300 D^3.
D, diamètre du boulon en fraction décimale du mètre.
La valeur moyenne du kilogramme de boulons non tournés est de 1 fr. 50 c.
La valeur moyenne du kilogramme de boulons tournés, avec écrous taillés, est 2 fr.
La valeur moyenne du kilogramme de boulons tournés, avec écrous façonnés, parés ou à chapeau, est 3 fr.
La valeur moyenne du kilogramme de clefs ordinaires pour écrous est 3 fr.

TROISIÈME TABLEAU. — DOUILLES.

1° A charnière (pl. 1, fig. 12, 13, 14, 15).

DIAMÈTRES intérieurs des douilles en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des douilles à clavettes (y compris la clavette).	POIDS, en kilogrammes, des douilles à vis.	DIAMÈTRES intérieurs des douilles en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des douilles à clavettes (y compris la clavette).	POIDS, en kilogrammes, des douilles à vis.
N° 10	0.061	0.094	N° 55	10.100	15.750
12	0.104	0.162	60	13.000	20.300
15	0.205	0.320	65	16.600	25.800
18	0.352	0.549	70	20.800	32.500
21	0.560	0.871	75	25.450	39.500
25	0.947	1.472	80	30.700	47.800
30	1.625	2.540	85	36.700	57.200
35	2.595	4.040	90	43.800	68.200
40	3.840	5.980	95	51.950	80.900
45	5.510	8.600	100	59.000	92.000
50	7.600	11.820			

OBSERVATIONS.

Les douilles, conformes au dessin, sont en fer.
Le poids des douilles à clavettes est représenté par la formule :

$$P = 60000\ D^3.$$

Le poids des douilles à vis est représenté par la formule :

$$P = 93500\ D^3,$$

P étant exprimé en kilog., et D étant le diamètre de la douille ou du goujon exprimé en fraction décimale du mètre.
La valeur moyenne du kilogr. de douilles à clavettes ajustées est 4 fr.
La valeur moyenne du kilogr. de douilles à vis ajustées est 5 fr.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° à T (pl. 1, fig. 16).

DIAMÈTRES des douilles des tiges en mill.	POIDS en kilog., y compris la clavette.	DIAMÈTRES des douilles des tiges en mill.	POIDS en kilog., y compris la clavette.	DIAMÈTRES des douilles des tiges en mill.	POIDS en kilog., y compris la clavette.	OBSERVATIONS.
N° 10	0.079	N° 35	3.375	N° 70	27.100	Les douilles à T, conformes au dessin, sont en fer. Leurs poids sont représentés par la formule : $P = 78000\ D^3$. P étant exprimé en kilog., et D étant le diamètre de la douille exprimé en fraction décimale du mètre. La valeur moyenne du kil. de douille à T est 6 fr.
12	0.136	40	5.000	75	33.000	
15	0.268	45	7.200	80	40.000	
18	0.458	50	9.900	85	47.800	
21	0.730	55	13.150	90	52.200	
25	1.230	60	16.900	95	67.300	
30	2.115	65	21.700	100	77.000	

QUATRIÈME TABLEAU. — CHAPEAU DE STUFFING-BOX.

(Pl. 1, fig. 25, 26.)

DIAMÈTRES des tiges en millimètres.	DIAMÈTRES des boîtes en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	POIDS, en kilogram., des		DIAMÈTRES des tiges en millimètres.	DIAMÈTRES des boîtes en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	POIDS, en kilogram., des		OBSERVATIONS.
			chapeaux en bronze.	boulons avec écrous à chapeau.				chapeaux en bronze.	boulons avec écrous à chapeau.	
N° 10	N° 30	N° 8	0.067	0.10	N° 80	N° 120	N° 25	26.200	5.25	Les chapeaux de stuffing-box sont en fonte ou en bronze. Le poids d'un chapeau est représenté par la formule : En fonte : $= 61000\ D^3$, En bronze : $= 67000\ D^3$. P en kilogrammes, D en fraction décimale du mètre. La valeur moyenne du kilogramme de chapeaux de stuffing-box est : En fonte. . . 1 fr. En bronze. . 4 fr.
12	35	8	0.115	0.20	85	130	25	30.600	6.00	
15	40	10	0.224	0.40	90	140	30	35.600	7.00	
18	45	10	0.387	0.65	95	150	30	40.000	8.00	
21	50	12	0.618	0.85	100	160	30	50.000	9.00	
25	55	12	1.035	1.00	110	170	35	58.000	11.00	
30	65	15	1.782	1.15	120	180	35	70.000	13.00	
35	70	15	2.850	1.35	130	190	35	85.000	15.00	
40	75	15	4.250	1.50	140	200	40	100.000	18.00	
45	80	18	6.050	1.70	150	220	40	125 000	21.00	
50	85	18	8.250	2.00	160	230	40	150.000	24.00	
55	90	18	11.000	2.50	170	240	45	175.000	27.00	
60	95	21	13.000	2.90	180	260	45	200.000	31.00	
65	100	21	15.000	3.40	190	280	45	225.000	35.00	
70	110	21	18.000	4.00	200	300	50	250.000	40.00	
75	110	25	22.000	4.50	»	»	»	»	»	

CINQUIÈME TABLEAU. — CHARNIÈRES.

1° Charnières à goujon (pl. 1, fig. 34, 35, 36.)

DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des		DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des		OBSERVATIONS.
	charnières simples sans le goujon.	charnières doubles avec le goujon.		charnières simples sans le goujon.	charnières doubles avec le goujon.	
N° 10	0.064	0.100	N° 55	10.450	17.000	Les charnières sont en fer. Leur poids, depuis l'origine de la partie ronde de la bielle jusqu'à l'extrémité, est représenté par : 1° Charnières simples, $P = 62500\ D^3$; 2° Charnières doubles, $P' = 101500\ D^3$. D étant le diamètre du goujon en fraction décimale du mètre. La valeur moyenne du kilogramme de charnières non ajustées, c'est-à-dire brutes de forge, percées, et goujon tourné, est de 2 fr. 50 c. La valeur moyenne du kilogramme de charnières ajustées est de 4 fr.
12	0.108	0.176	60	13.550	22.000	
15	0.213	0.345	65	17.250	28.000	
18	0.367	0.595	70	21.601	35.000	
21	0.583	1.945	75	26.500	43.000	
25	0.986	1.600	80	32.000	52.300	
30	1.695	2.750	85	38.200	62.600	
35	2.700	4.360	90	45.600	74.400	
40	4.000	6.500	95	54.000	87.500	
45	5.736	9.300	100	61.500	100.000	
50	7.900	12.800				

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Charnières à axe. (Pl. 1, fig. 37, 38, 39, 40, 41.)

DIAMÈTRES des tourillons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, de la chape et des clavettes.	POIDS, en kilogrammes, de la paire des coussinets.	DIAMÈTRES des tourillons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, de la chape et des clavettes.	POIDS, en kilogrammes, de la paire des coussinets.
N° 10	0.021	0.013	N° 110	27.000	14.000
12	0.036	0.022	120	35.000	17 000
15	0.070	0.043	130	44.000	22.000
18	0.121	0.074	140	55.000	28.000
21	0.193	0.118	150	68.000	34.000
25	0.324	0.198	160	82.000	41.000
30	0.549	0.340	170	98.000	49.000
35	0.890	0.542	180	117.000	59.000
40	1.325	0.810	190	138.000	69 000
45	1.890	1.155	200	160.000	80.000
50	2.585	1.575	220	210.000	105 000
55	3.430	2.095	240	278.000	139.000
60	4.460	2.735	260	350.000	175.000
65	5.700	3.480	280	440.000	220.000
70	7.080	4.320	300	540.000	270.000
75	8.720	5.340	325	690.000	345.000
80	10.650	6.500	350	860.000	430.000
85	12.700	7.750	375	1050.000	525.000
90	15.100	9.200	400	1280.000	640.000
95	17.750	10.820	450	1820.000	910.000
100	20.700	12.600	500	2500.000	1250.000

OBSERVATIONS.

Les chapes et clavettes sont en fer.

Les coussinets sont en bronze.

Les poids des chapes et clavettes sont représentés par la formule

$$P = 20800\ D^3.$$

Les poids des coussinets réunis sont représentés par la formule

$$P = 12700\ D^3,$$

la densité du bronze étant prise égale à 8600.

P en kilogrammes, D en fraction décimale du mètre.

La valeur moyenne du kilog. de chapes et clavettes ajustées est de 5 fr.

La valeur moyenne du kilog. de coussinets ajustés est de 4 fr. 50 c.

SIXIÈME TABLEAU. — SUPPORTS BAS GARNIS.

(Pl. 2, fig. 8, 9, 10, 11, 12.)

DIAMÈTRES des tourillons en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.
N° 10	N° 8	0.053	0.08	0.013
12	8	0.093	0.09	0.022
15	8	0.182	0.10	0.043
18	10	0.313	0.11	0.074
21	10	0.497	0.12	0.118
25	10	0.841	0.13	0.198
30	12	1.442	0.20	0.340
35	12	2.300	0.35	0.542
40	12	3.410	0.50	0.810
45	15	4.910	0.70	1.155
50	15	6.750	0.85	1.375
55	15	8.500	1.00	1.500
60	18	9.550	1.50	1.735
65	18	11.750	2.00	2.480
70	18	13.500	2.50	3.320
75	21	15.550	3.00	4.340
80	21	17.500	3.50	5.200
85	25	20.500	4.00	6.750
90	25	24.000	4.50	7.200
95	30	28.000	5.00	8.820
100	30	33.200	6.00	9.600

Dimensions proportionnelles modifiées.

DIAMÈTRES des tourillons en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.
N° 110	N° 35	37.000	7.00	11 00
120	35	44.000	7.50	12.00
130	40	51.000	8.00	13.00
140	40	58.000	8.50	14.00
150	40	66.000	9.00	15.00

4 boulons de serrage.

160	25	75.000	12.00	17.00
170	25	83.000	14.00	19.00
180	30	90 000	16.00	21.00
190	30	100.000	18.00	23.00
200	35	120.000	20.00	25.00
220	35	140.000	22.00	27.00
240	40	160.000	24.00	29.00
260	40	180.000	26.00	31.00
280	45	200.000	28.00	33.00
300	45	230.000	30.00	35.00

OBSERVATIONS.

Le corps des supports est en fonte.

Les coussinets sont en bronze.

Les boulons sont en fer et au nombre de 4 ou 6, 2 ou 4 de serrage du chapeau, et 2 de fixage des patins.

Le poids du corps, ayant le minimum de hauteur, est représenté, pour les petits diamètres, par la formule

$$P = 53200\ D^3,$$

P en kilogrammes, D en fraction décimale du mèt.

La valeur moyenne du kilogramme de support est:

Fonte. . . .	1 fr. » c.
Fer. . . .	1 50
Bronze. . .	4 50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

SEPTIÈME TABLEAU. — PARALLÉLOGRAMMES DE WATT.

(Pl. 3, fig. 15, 16, 17.)

DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.	DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.	OBSERVATIONS.
0.20	5	35	7	0.90	75	450	87	Les dimensions des parallélogrammes sont celles données dans le tableau de la page 301 de la seconde partie.
0.25	6	42	8	0.95	90	548	104	
0.30	8	51	10	1.00	108	650	124	
0.35	10	61	12	1.10	130	780	148	
0.40	12	73	15	1.20	156	935	177	Les chapes, guides, contre-guides, lunettes, etc., sont en fer, les remplissages sont en fonte, les coussinets sont en bronze.
0.45	14	87	18	1.30	188	1125	212	
0.50	17	104	21	1.40	226	1360	254	
0.55	20	125	25	1.50	272	1630	305	
0.60	24	150	30	1.60	328	1960	365	La valeur moyenne du kilogramme du parallélogramme est :
0.65	29	180	36	1.70	395	2350	437	
0.70	35	216	43	1.80	475	2820	525	
0.75	42	260	51	1.90	570	3390	630	Fonte. . . . . 1 fr.
0.80	51	312	61	2.00	680	4000	755	Fer. 6
0.85	62	375	73					Cuivre. . . . 5

HUITIÈME TABLEAU. — LEVIERS.

1° Leviers ordinaires à une tête. (Pl. 3, fig. 22, 23.)

DIAMÈTRES des portées des arbres en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des moyeux.	DIAMÈTRES des portées des arbres en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des moyeux.	DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des têtes.	DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des têtes.	OBSERVATIONS.
N° 10	0.013	N° 55	2.191	N° 8	0.015	N° 50	3.620	Les leviers sont en fer.
12	0.023	60	2.810	10	0.028	55	4.810	Les diamètres des moyeux et têtes sont liés entre eux par la formule $D^3 = 0.5\, l d^3$.
15	0.045	65	3.590	12	0.049	60	6.200	D, diamètre intérieur du moyeu; d, *idem* de la tête ; l, distance des centres, en fraction décimale du mètre.
18	0.076	70	4.500	15	0.097	65	7.900	Les poids des moyeux sont représentés par la formule $P = 12850\, D^3$.
21	0.121	75	5.500	18	0.165	70	9.900	
25	0.205	80	6.640	21	0.263	75	12.100	Les poids des têtes sont représentés par la formule $P' = 28200\, d^3$.
30	0.352	85	7.920	25	0.444	»	»	
35	0.561	90	9.500	30	0.762	»	»	Les poids des plats intermédiaires sont représentés par la formule $P'' = 2340\,(D^2 + d^2)\, l$,
40	0.830	95	11.200	35	1.220	»	»	
45	1.195	100	12.750	40	1.800	»	»	P, P', P'' en kilogrammes, et D. d, l en mètres ou fraction décimale du mètre.
50	1.642			45	2.635			La valeur moyenne du kilogramme de leviers est de 5 fr.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Balanciers axés. (Pl. 4, fig. 1, 2, 3, 4.)

DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des		DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des		OBSERVATIONS.
	flasques en fonte.	axes en fer.		flasques en fonte.	axes en fer.	
0.20	40	6	0.90	2050	410	Les dimensions des balanciers sont celles qui ont été données dans le tableau de la page 301 de la seconde partie.
0.25	55	10	0.95	2420	484	
0.30	76	15	1.00	2810	562	Les poids des balanciers sont représentés par les formules,
0.35	120	24	1.10	2750	750	1° pour les flasques simples,
0.40	180	36	1.20	4850	970	$P = 13\ l^3$ kilogrammes ;
0.45	257	51	1.30	6200	1240	2° pour les axes,
0.50	350	70	1.40	7710	1542	$P' = 2.6\ l^3$ *idem* ;
0.55	467	93	1.50	9450	1890	l étant la longueur entre les axes des tourillons extrêmes exprimée en mètres et fractions décimales du mètre.
0.60	608	121	1.60	11500	2318	
0.65	770	154	1.70	13820	2764	La valeur moyenne du kilogramme de balanciers alésés et axés est :
0.70	964	193	1.80	16420	3284	Pour la fonte. . . . . 0 fr. 80
0.75	1185	237	1.90	19250	3850	Pour le fer. 2 00
0.80	1438	287	2.00	22600	4520	
0.85	1735	345				

3° Manivelles garnies. (Pl. 4, fig. 38, 39, 40.)

DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des		DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des		OBSERVATIONS.
	manivelles en fonte.	boutons en fer.		manivelles en fonte	boutons en fer.	
0.20	25	2.30	0.90	750	60.00	Les dimensions des manivelles sont celles indiquées dans le tableau de la page 301 de la seconde partie.
0.25	35	3.30	0.95	900	79.00	
0.30	45	4.50	1.00	1050	99.00	
0.35	65	6.00	1.10	1240	123.00	Le poids d'une manivelle est représenté par la formule
0.40	97	7.50	1.20	1460	147.00	
0.45	138	10.00	1.30	1700	177.00	$P = 1400\ l^3$.
0.50	189	12.00	1.40	2175	210.00	
0.55	200	15.00	1.50	2600	249.00	
0.60	240	18.50	1.60	3150	300.00	La valeur moyenne du kilogramme de manivelles est :
0.65	280	22.25	1.70	3500	350.00	
0.70	360	26.25	1.80	4000	400.00	
0.75	450	30.50	1.90	4500	450.00	Fonte. . . . . 0 fr. 70 c.
0.80	540	36.00	2.00	5000	500.00	Fer. 2 00
0.85	650	48.00		»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NEUVIÈME TABLEAU. — BIELLES GARNIES.

(Pl. 4, fig. 29, 30, 31.)

DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des			DIAMÈTRES des cylindres sans détente, à condensation.	POIDS, en kilogrammes, des			OBSERVATIONS.
	corps en fonte.	chapes et clavettes en fer.	coussinets en cuivre.		corps en fonte.	chapes et clavettes en fer.	coussinets en cuivre.	
0.20	13	1.50	1.10	0.90	1025	53.00	40.00	Les dimensions des bielles sont celles qui ont été données dans le tableau de la page 301 de la seconde partie.
0.25	23	2.30	1.70	0.95	1210	72.00	54.00	
0.30	38	3.20	2.40	1.00	1405	92.00	69.00	
0.35	60	4.80	3.60	1.10	1875	116.00	88.00	Le poids du corps d'une bielle est représenté par la formule
0.40	90	6.70	5.00	1.20	2425	146.00	110.00	
0.45	128	8.70	6.50	1.30	3100	180.00	136.00	$P = 9.3\ l^3$.
0.50	175	11.20	8.40	1.40	3855	217.00	164.00	
0.55	233	14.40	11.00	1.50	4725	260.00	196.00	l étant la longueur entre les tourillons extrêmes exprimée en mètres et fraction décimale du mètre.
0.60	304	18.00	13.40	1.60	5795	310.00	234.00	
0.65	385	22.00	16.40	1.70	6910	370.00	280.00	La valeur moyenne du kilogramme de bielle ajustée est :
0.70	482	26.00	20.00	1.80	8210	440.00	335.00	Fonte..... 1 fr.
0.75	592	32.00	24.00	1.90	9625	520.00	400.00	Fer..... 5
0.80	719	38.00	28.40	2.00	11300	620.00	480.00	Bronze..... 4 50 c.
0.85	862	42.70	34.00	»	»	»	»	

DIXIÈME TABLEAU. — TUYAUX EN FONTE.

(Pl. 8, fig. 7, 8, 14.)

DIAMÈTRES intérieurs en millimètres.	ÉPAISSEURS des tuyaux en millimètres.	POIDS EN KILOG. pour longueurs.		DIAMÈTRES intérieurs en millimètres.	ÉPAISSEURS des tuyaux en millimètres.	POIDS EN KILOG. pour longueurs.		OBSERVATIONS.
		1m.30.	2m.00.			1m.30.	2m.00.	
50	11	24.00	36.00	190	14	116.00	174.00	L'épaisseur a été calculée par la formule employée pour le service des eaux de Paris :
60	12	30.00	45.00	200	14	122.00	184.00	
70	12	36.00	54.00	220	15	144.00	217.00	$e = 0.02\ D + 0.01$;
80	12	42.00	64.00	240	15	156.00	235.00	
90	12	47.00	71.00	260	15	169.00	255.00	e et D en mètres et fraction décimale du mètre.
100	12	52.00	78.00	280	16	195.00	294.00	
110	13	62.00	90.00	300	16	208.00	314.00	Les tuyaux dont les épaisseurs correspondent à cette formule doivent résister à 10 atmosphères.
120	13	68.00	102.50	325	17	240.00	360.00	
130	13	73.50	111.00	350	17	258.00	388.00	
140	13	79.00	119.00	375	18	294.00	440.00	
150	13	85.00	128.00	400	18	313.00	472.00	
160	14	97.50	147.00	450	19	372.00	560.00	
170	14	104.00	156.00	500	20	434.00	650.00	
180	14	109.00	165.00	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE II.

DEVIS DES PARTIES.

Nous avons dit (page 187) que l'on pouvait considérer une machine à vapeur complète comme composée de sept parties principales, savoir :

La *vaporisation*, la *distribution*, le *travail moteur*, la *transmission du mouvement*, la *condensation*, l'*alimentation*, le *bâti*.

Nous avons dit aussi (page 304) que, suivant le mode d'application de la force motrice de la vapeur, on pouvait considérer six espèces principales de machines, savoir :

Les *machines hydrauliques*, à simple effet;
Les *machines-outils*, à simple effet;
Les *machines soufflantes*, à double effet, avec ou sans rotation;
Les *machines à rotation* fixes;
Les *appareils moteurs des bateaux;*
Les *locomotives*.

Bien que chacune des sept parties de la machine mentionnées ci-dessus soit appelée à remplir absolument les mêmes fonctions dans les six espèces de machines précitées, elles sont loin, comme nous l'avons vu, d'y affecter partout les mêmes formes et dimensions; aussi serait-il tout à fait impossible d'arriver à des évaluations approximatives suffisamment exactes, en estimant ces parties indépendamment de l'espèce de machine dans laquelle elles doivent figurer.

Observant, d'une part, que ce serait s'exposer à des répétitions oiseuses que de faire le travail complet du devis des parties pour chacune des six espèces de machines;

Observant, d'autre part, que, fût-on décidé à entreprendre ce travail, il se compliquerait indéfiniment par l'apparition des diverses dispositions auxquelles donne lieu chaque espèce de machines, dispositions qui en modifient singulièrement la valeur;

Nous sommes naturellement conduit à limiter préalablement nos opérations à celle des six espèces de machines précédemment spécifiées qui est le plus généralement répandue, et à prendre pour base de nos évaluations celle de toutes les dispositions de cette espèce qui la qualifie le mieux.

Or, de toutes les espèces de machines à vapeur, celle dite *à rotation fixe* étant la plus universellement répandue; de toutes les dispositions que peut affecter cette espèce de machine, celle dite *à balancier* en étant le plus ancien et le meilleur type, nous prendrons pour base de notre travail la *machine à rotation fixe et à balancier*.

En second lieu, remarquant que ce qu'il importe le plus de connaître dans le devis d'une machine, ce n'est pas la valeur approximative de chacune de ses parties, mais bien la valeur de l'appareil complet; remarquant, en outre, que, si on connaît les *valeurs relatives* de toutes les forces de machines de même espèce affectant la même disposition, il suffit, pour faire le devis d'une quelconque d'entre elles, de connaître la *valeur*, aussi *exacte* que possible, d'une seule; par ce motif, réservant au titre suivant la détermination des valeurs relatives des différentes forces de machines entre elles, nous concentrerons tous les résultats de nos opérations sur une seule force, savoir : la machine dite, anciennement, de *cinquante chevaux*, qui constitue la moyenne la plus convenable entre les petites et les grandes machines, et pour laquelle on a :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Diamètre du piston moteur.
Sans détente, à condensation.	$0^m.850$
Sans détente ni condensation.	$0^m.125$
A détente.	$0^m.680$
Vitesse du piston.	$1^m.35$ par seconde.

CHAPITRE PREMIER.

VAPORISATION.

L'appareil de vaporisation, pour machine à rotation fixe et à balancier, comprend, en ce qui concerne le constructeur,

1° La *chaudière,* généralement cylindrique et à deux bouilleurs, garnie de ses *appareils de sûreté* prescrits par l'ordonnance royale du 22 mai 1843,

2° La garniture en *fer* et *fonte* du fourneau et de la cheminée,

3° Les *tuyaux* de conduite de la vapeur à la distribution.

I. — CHAUDIÈRE GARNIE.

Dans la chaudière garnie on distingue :

1° La chaudière proprement dite,

2° Les appareils de sûreté.

§ I. — Chaudière proprement dite.

Il est d'usage général de donner aux chaudières en tôle, cylindriques à deux bouilleurs, une surface totale de 2 mètres carrés par force de cheval à produire; cette surface correspondant, suivant la construction du fourneau, à une surface de chauffe qui varie entre 1.30 et 1.00 mètre carré par cheval de force.

L'épaisseur voulue par l'ordonnance royale concernant les appareils à vapeur, pour diamètre de 80 centimètres à 5 atmosphères, est de 9 millimètres. Pour ce diamètre et cette épaisseur, qui sont les plus convenables dans la fabrication, le poids du mètre carré de surface de tôle unie est 70 kilogrammes; celui du mètre carré de surface de tôle assemblée est, en moyenne, eu égard aux trous d'homme en fonte, de 100 kilogr.

On peut donc admettre, et le fait est parfaitement démontré par l'expérience, qu'il y a dans une chaudière 200 kilogr. de tôle, fonte et fer par force de cheval.

Le prix du kilogramme de la chaudière de fer varie, pour l'épaisseur de 9 millimètres, entre 0 fr. 90 et 1 fr. 10.

En prenant 1 fr. 00, on obtient, pour prix de la chaudière, par cheval :

200 fr. 00.

§ II. — Appareils de sûreté.

Les appareils de sûreté exigés par l'ordonnance royale du 22 mai 1843 sont les suivants, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Deux soupapes de sûreté garnies,
Un indicateur du niveau de l'eau,
Un manomètre à air libre,
Un flotteur d'alarme.

Ces cinq appareils constituent une dépense qui, pour une chaudière, ne peut être moindre que 150 fr., quelque petite qu'elle soit, et ne peut s'élever au-dessus de 500 fr. Ces données suffisent pour établir le prix approximatif de ces appareils pour tous les cas qui se présentent.

II. — FERS ET FONTES DU FOURNEAU ET DE LA CHEMINÉE.

La surface de la grille doit avoir autant de fois 15 décimètres carrés qu'il y a de 10 kilogrammes de houille à brûler par heure. Comme un cheval de force correspond assez généralement à 4 kilogrammes de houille brûlée par heure, nous en concluons que la surface de grille nécessaire pour un cheval est de 6 décimètres carrés.

Un barreau de grille de $1^{m}.00$ pèse, en moyenne, 20 kilogrammes; il y en a 20 dans un mètre carré de surface; c'est donc un poids total de 400 kilogrammes par mètre carré de surface de grille ou $4^{k}.00$ par décimètre carré; ou enfin $6 \times 4 = 24$ kil. net par cheval.

En ce qui concerne les autres fontes, telles que *tisarts, chenets, plaques de foyers, registres, corniches de cheminées*, etc., les quantités employées sont tellement variables, qu'il est impossible d'adopter des bases exactes. Néanmoins on peut, avec une approximation suffisante, établir que, pour des machines de cette dimension, ces fontes constituent un poids *moyen* par cheval égal à moitié de celui de la grille, ce qui fait en tout 36 kilogrammes de fonte de foyer et cheminée par cheval, ce poids augmentant pour les petites forces et diminuant, au contraire, pour les grandes.

Quant à la quantité de fer et tôle qui entre dans la garniture du foyer pour *portes* et ferrures, elle est très-minime et égale, en moyenne, à $\frac{1}{5\,7\,6}$ de la quantité de force employée.

III. — TUYAUX DE CONDUITE DE LA VAPEUR A LA DISTRIBUTION.

La dépense varie nécessairement suivant la distance qui existe entre la chambre et le cylindre à vapeur.

Nous avons donné (page 450) le tableau des poids des tuyaux pour différents diamètres et différentes longueurs, ainsi que la valeur moyenne du kilogramme de ces pièces.

Au prix des tuyaux il faut toujours ajouter celui des boulons, qui entrent pour $\frac{1}{1\,0\,0}$ environ du poids des tuyaux; ces boulons valent de 1 fr. 50 à 2 fr. le kilogramme, suivant leurs diamètres, les plus petits étant les plus chers.

Quant au plomb et au mastic pour joints, ils sont compris dans les fournitures diverses.

Résumé.

Dans les circonstances ordinaires de pose des machines, on peut estimer ainsi qu'il suit les quantités de matières employées, en moyenne, par cheval, savoir :

Fonte.	75.00 kil.
Fer.	2.00
Tôle.	200.00
Cuivre.	1.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Et pour 50 chevaux :

Fonte.	3750.00 kil.
Fer.	100.00
Tôle.	10000.00
Cuivre.	50,00

CHAPITRE II.

DISTRIBUTION.

La distribution comprend

La valve de gorge, — le modérateur, — la boîte à vapeur, — le distributeur, — le mouvement du distributeur.

I. — VALVE DE GORGE ET MODÉRATEUR.

La valve de gorge et le modérateur, qui fonctionnent généralement ensemble et l'un par l'autre, sont des pièces tout à fait indépendantes, dans leurs formes, du système de construction de l'appareil complet.

Pour apprécier l'importance de ces appareils, nous donnons ci-dessous les poids des matières entrant dans la construction de plusieurs d'entre eux.

§ 1. — Valve de gorge.

1° VALVE DE GORGE DE 12 CHEVAUX (1).

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Valve.	»	»	0.40
Gorge.	11.30	»	»
4 Boulons.	»	1.80	»
1 Stuffing-box et tige. . . .	»	0.50	0.40
Une poignée de tige.	»	0.20	»
Total.	11.30	2.50	0.80
Par cheval.	1.00	0.20	0.07

2° VALVE DE GORGE DE 16 CHEVAUX.

Le tout.	53.00	6.00	4.00
Par cheval.	3.30	0.375	0.25

3° AUTRE DE 16 CHEVAUX.

Le tout.	10.00	0.50	1.40
Par cheval.	0.625	0.0312	0.0875

(1) Toutes les forces en chevaux indiquées sont pour machines marchant à vitesse modérée, et non à grande vitesse, comme aujourd'hui.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° VALVE DE GORGE DE 20 CHEVAUX.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Le tout.	15.00	2.30	1.60
Par cheval.	0.75	0.165	0.08

5° VALVE DE GORGE DE 250 CHEVAUX.

Le tout.	113.00	27.00	11.00
Par cheval.	0.452	0.011	0.0044

Résumé par cheval.

1°.	1.000	0.200	0.07
2°.	3.300	0.375	0.25
3°.	0.625	0.031	0.09
4°.	0.750	0.165	0.08
5°.	0.452	0.011	0.00
Moyennes : Pour 1 cheval.	1.225	0.156	0.10
Moyennes : Pour 50 chevaux. . . .	61.20	7.80	5.00

§ II. — Modérateur.

1° MODÉRATEUR POUR 12 CHEVAUX.

Le tout.	61.00	11.20	6.30
Par cheval.	5.00	1.00	0.50

2° AUTRE DE 12 CHEVAUX.

Le tout.	15.00	19.00	8.00
Par cheval.	1.25	1.58	0.67

3° MODÉRATEUR POUR 16 CHEVAUX.

Modérateur.	25.00	25.00	2.00
Une plaque et boulons. . . .	20.00	1.40	»
Une poulie et diverses pièces. .	12.00	13.90	1.00
Deux tringles de id. . . .	»	9.50	»
	57.00	49.80	3 00
Par cheval.	3.56	3.11	0.19

4° MODÉRATEUR POUR 20 CHEVAUX.

Le tout.	25.00	25.00	2 00
Par cheval.	1.25	1.25	0.10

5° MODÉRATEUR POUR 30 CHEVAUX.

Crapaudine.	179.00	»	»
Modérateur garni.	42.00	91.00	16.00
Total.	221.00	91.00	16.00
Par cheval.	7.40	3.00	0.53

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Résumé par cheval.

		FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
	1°.	5.00	1.00	0.50
	2°.	1.25	1.58	0.67
	3°.	3.56	3.11	0.19
	4°.	1.25	1.25	0.10
	5°.	7.40	3.00	0.53
Moyennes :	Par cheval.	3.70	2.00	0.40
	Pour 50 chevaux.	185.00	100.00	20.00

II. — BOÎTES A VAPEUR ET DISTRIBUTEURS.

Ces appareils varient suivant la force et le genre des machines dont ils font partie.

On peut admettre comme suffisamment exact que, pour même genre et même force de machine, la valeur moyenne de la distribution est constante, quel que soit le système de cette dernière employé.

Pour faire admettre ce principe, il est utile d'entrer dans quelques explications. Nous avons dit, dans la seconde partie, que, suivant la force des machines, on employait :

1° Un seul tiroir en coquille,
2° Deux tiroirs en coquille,
3° Deux tiroirs en D couché,
4° Des soupapes.

En émettant le principe que la valeur moyenne de la distribution est constante, quel que soit celui de ces quatre systèmes que l'on emploie, nous ne voulons nullement exprimer que la distribution n° 1 coûte aussi cher que celle n° 4, mais seulement que les systèmes de distribution ci-dessus relatés, n'étant affectés qu'aux forces de machines indiquées, dans la seconde partie, comme leur convenant le mieux, la valeur moyenne par cheval est sensiblement constante ; qu'ainsi la valeur par cheval de la distribution au moyen des tiroirs en D couché, pour 50 chevaux, est à peu près la même que celle par cheval de la distribution, au moyen du tiroir en coquille, pour 12 chevaux, et ainsi des autres.

En second lieu, nous remarquerons que, si on représente par 1 le diamètre des cylindres sans détente ni condensation, on a, pour les deux autres :

Sans détente, condensation. . . . . diamètre = 2.0
Détente. . . . . id. = 1.6

Cette augmentation dans les diamètres des cylindres en entraîne nécessairement une dans les dimensions de la distribution.

Si la distribution était la même pour machines à détente que pour machines sans détente, on pourrait admettre sans erreur notable que les poids sont entre eux comme les diamètres des cylindres. Mais il n'en est pas ainsi, la détente nécessitant toujours l'emploi de plus de matière, de quelque façon qu'on s'y prenne.

A notre avis, on peut admettre, sans commettre une erreur bien sensible, que les poids de la distribution sont les mêmes pour machines sans détente, à condensation, et pour machines à détente.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour apprécier ces divers poids, nous avons les renseignements suivants :

1° DISTRIBUTION DE 4 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Boîte à vapeur garnie.	32.00	3.00	0.50
Un tiroir et sa tige.	1.50	1.00	»
Total. . . .	33.50	4.00	0.50
Par cheval.	8.40	1.00	0.125

2° DISTRIBUTION DE 6 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Boîte à vapeur garnie.	35.00	4.00	1.40
Un tiroir et sa tige.	3.00	1.50	»
Total.	38.00	5.50	1.40
Par cheval.	6.33	1.00	0.23

3° DISTRIBUTION DE 8 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Une boîte à vapeur garnie.	35.00	6.60	0.50
Un tiroir, son cadre et sa tige. . . .	2.60	2.11	»
Total.	37.60	8.71	0.50
Par cheval.	4.70	1.10	0.06

4° DISTRIBUTION DE 12 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Une boîte à vapeur et boulons. . .	24.00	5.90	»
Un couvercle de *id.* . . .	23.00	»	»
Un tiroir et son cadre.	4.00	2.70	»
Une tige de tiroir et stuffing-box. .	»	3.20	2.30
Un robinet graisseur..	»	»	1.40
Total.	51.00	11.80	3.70
Par cheval.	4.25	1.00	0.30

5° AUTRE DE 12 CHEVAUX.

A détente.

Une boîte à vapeur garnie, avec 2 prisonniers et 32 boulons.	70.00	4.00	2.00
Un tiroir et son cadre.	25.00	7.00	»
Une tuile de détente garnie. . . .	»	4.60	»
Un robinet de mise en train. . . .	»	»	20.00
Total.	95.00	15.60	22.00
Par cheval.	7.90	1.30	1.84

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

6° DISTRIBUTION DE 16 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Boîte à vapeur et stuffing-box. . . .	44.00	»	1.80
Couvercle et 8 boulons.	27.00	3.20	»
Robinet à graisse.	»	»	1.40
Un tiroir et son cadre.	5 00	2.30	»
Une tige de —	»	3.50	»
Total.	76.00	9.00	3.20
Par cheval.	4.75	0.56	0.20

7° AUTRE DE 16 CHEVAUX.

A détente.

Boîte à vapeur garnie.	73.00	6.75	2.80
Tiroir et son cadre.	27.00	5.00	»
Came, tige et manette de détente. .	»	1.50	1.40
Tige du tiroir.	»	4.00	»
Robinet à graisse.	»	»	»
Total.	100.00	17.25	4.00
Par cheval.	6.25	1.08	0.26

8° DISTRIBUTION DE 20 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Boîte à vapeur garnie.	55.00	8.00	1.50
Un tiroir et son cadre.	26.00	4.00	»
Une tige de tiroir.	»	2.20	»
Total..	81.00	14.20	1.50
Par cheval.	4.05	0.71	0.07

9° AUTRE DE 20 CHEVAUX.

A détente.

Boîte à vapeur garnie.	98.00	14.00	3.00
Un tiroir, sa tige et son cadran. . .	22.00	10.00	»
Une détente et son mouvement. . .	»	11.00	9.00
Total.	120.00	35.00	12.00
Par cheval.	6.00	1.75	0.60

10° DISTRIBUTION DE 30 CHEVAUX.

A détente.

Une boîte à vapeur garnie et 18 boulons.	185.00	10.00	2.00
Un couvercle de *id.* garni. . .	61.50	»	4.00
Un tuyau d'échappement.	152.00	»	»
Un tiroir et son cadre.	61.50	13.00	»
Une tige de taquet de détente garnie.	»	2.70	»
Un robinet de prise de vapeur et sa clef.	»	12.50	28.50
Total.	460.00	38.20	34.50
Par cheval.	15.40	1.27	1.15

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

11° DISTRIBUTION DE 250 CHEVAUX.

A détente, simple effet.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Une boîte à vapeur du haut. . . .	1430.00	»	»
Une — du bas.	940.00	»	»
Une corniche pour *dito* du haut. . .	198.00	»	»
Trois couvercles des boîtes à vapeur garnis.	210.00	14.00	27.00
Trois soupapes et leurs tiges. . . .	»	46.00	240.00
Total. . .	2778.00	60.00	267.00
Par cheval.	11.10	0.24	1.07

Résumé par cheval.

1° *Sans détente ni condensation.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
1°.	8.40	1.00	0.125
2°.	6.33	1.00	0.230
3°.	4.70	1.10	0.060
4°.	4.25	1.00	0.300
6°.	4.75	0.56	0.200
8°.	4.05	0.71	0.070
Moyennes.	5.41	1.00	0.164

2° *A détente, ou à condensation sans détente.*

5°.	7.90	1.30	1.84
7°.	6.25	1.08	0.26
9°.	6.00	1.75	0.60
10°.	15.40	1.27	1.15
11°.	11.10	0.24	1.07
Moyennes.	9.33	1.13	1.00

D'où, pour 50 chevaux :

Sans détente ni condensation.	271.00	50.00	8.00
A détente ou sans détente à condensation. . .	467.00	57.00	50.00

III. — MOUVEMENT DE LA DISTRIBUTION.

Ce mouvement est sensiblement le même, quel que soit le genre de la machine; il y a bien quelques variations dans les longueurs des arbres, les contre-poids, etc. ; mais tout cela peut être négligé.

Pour déterminer la valeur du mouvement de la distribution nous avons les renseignements suivants :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° MOUVEMENT DE DISTRIBUTION DE 12 CHEVAUX.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un arbre du tiroir avec ses lévriers et sa manette.	»	39.00	»
Deux bielles de *dito*.	»	17.00	»
Un contre-poids du tiroir.	42.00	»	»
Un excentrique, son collier, sa barre et 2 boulons.	25.00	29.00	13.00
Total.	67.00	85.00	13.00
Par cheval.	5.60	7.10	1.10

2° MOUVEMENT DE 16 CHEVAUX.

Une traverse de la tige du tiroir.	»	6.30	»
Deux bielles du tiroir.	»	15.00	»
Un arbre de *dito*, avec manette et 3 leviers.	»	39.50	»
Deux supports, n° 50, garnis.	23.00	2.80	1.60
Un contre-poids du tiroir et sa tige.	40.00	15.90	»
Un excentrique, son cercle, sa barre.	30.50	25.00	10.20
Un crochet d'excentrique.	»	6.80	»
Total.	93.50	111.30	11.80
Par cheval.	5.85	7.00	0.74

3° MOUVEMENT DE 20 CHEVAUX.

Traverse, bielles, arbres, manettes, leviers du tiroir, contre-poids.	50.00	60.00	»
Excentrique complet.	33.00	46.50	10.00
Total.	83.00	106.50	10.00
Par cheval.	4.15	5.32	0.20

4° AUTRE DE 20 CHEVAUX.

Un excentrique complet.	32.00	53.00	16.40
Contre-poids du tiroir et sa tige.	74.00	43.00	»
Traverse du tiroir.	»	7.00	»
Arbres et leviers de *dito*.	»	27.00	»
Support de *dito*.	25.00	1.40	1.70
Deux bielles pour *dito*.	»	12.20	»
Manette du tiroir.	»	13.00	»
Crochet d'excentrique.	»	12.00	»
Levier du contre-poids..	»	3.30	»
Taquet de *dito*.	»	2.00	»
Total.	131.00	173.90	18.10
Par cheval.	6.55	7.19	0.90

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° MOUVEMENT DE 30 CHEVAUX

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un arbre muni de ses leviers. . . .	»	100.00	»
Deux bielles.	»	37.50	»
Un contre-poids du tiroir.	85.50	»	»
Une traverse du tiroir.	»	7.50	»
Un arbre de règlement du tiroir. . .	»	15.50	»
Deux petits supports de *dito*. . . .	»	3.50	»
Un excentrique, son collier, sa barre et sa rallonge.	89.50	110.00	23.00
Total.	175.00	274.00	23.00
Par cheval.	5.80	9.13	0.76

6° MOUVEMENT DE 250 CHEVAUX, SIMPLE EFFET.

Un entablement et quatre colonnes pour supporter le mouvement du haut. .	224.00	»	»
Deux supports pour mouvement du bas.	38.00	0.50	5.00
Deux colonnes-supports des arbres du mouvement.	844.00	6.00	48.00
Une traverse pour guider la tige des manettes.	65.00	3.00	22.00
Une traverse portant les ressorts des règles.	82.00	12.00	»
Une douille à trois trous pour les tiges des manettes.	55.00	6.00	»
Deux fourchettes.	144.00	»	»
Un support des règles à déclic et son boulon.	43.00	10.00	»
Un guide de la tige de la soupape du bas.	20.00	1.00	0.50
Trois pièces tenant à ce guide. . .	130.00	»	»
Deux arbres, deux leviers, vingt-quatre vis, deux clavettes, quatre coussinets pour le mouvement des soupapes du haut.	»	48.00	4.00
Huit boulons à clavettes pour *dito*. .	»	8.00	»
Tiges des manettes en trois parties.	»	397.00	»
Trois manettes pour mouvement. . .	»	120.00	»
Trois leviers et contre-poids des soupapes.	240.00	45.00	»
Trois tringles à charnières pour contre-poids.	»	45.00	»
Trois arbres du mouvement. . . .	»	195.00	»
Trois petits leviers pour tringles des soupapes.	»	38.00	»
A reporter.	1885.00	934 50	79.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	1885.00	934.50	79.50
Trois cames, trois crochets à déclic, trois bagues à courroies.	»	78.00	»
Trois règles à déclic.	»	110.00	»
Trois tringles à charnières pour soupapes.	»	122.00	»
Quatre tasseaux pour *dito*.	»	34.00	»
Dix-huit boulons.	»	14.00	»
Quatre bagues et trois roulettes pour mouvement des manettes. . . .	»	48.00	»
Total.	1885.00	1340.50	79.50
Par cheval.	7.60	5.30	0.38

Résumé par cheval.

1°.	5.60	7.10	1.10
2°.	5.85	7.00	0.74
3°.	4.15	5.32	0 20
4°.	6.55	7.19	0.90
5°.	5.80	9.13	0.76
6°.	7.60	5.30	0.38
Moyennes : Pour un cheval.	6.00	7.00	0.68
Pour 50 chevaux.	300.00	350.00	34.00

Résumé de la distribution pour 50 chevaux.

1° *Sans détente ni condensation.*

Valve de gorge.	61.00	8.00	5.00
Modérateur.	185.00	100.00	20.00
Boîte à vapeur et distributeur. . .	271.00	50.00	8.00
Mouvement de la distribution. . .	300.00	350.00	34.00
Totaux.	817.00	508.00	67.00
Net.	800.00	500.00	70.00

2° *A détente ou à condensation, sans détente.*

Valve de gorge.	61.00	8.00	5.00
Modérateur..	185.00	100.00	20.00
Boîte à vapeur et distributeur. . .	467.00	57.00	50.00
Mouvement de la distribution. . .	300.00	350.00	34.00
Totaux.	1013.00	515.00	109.00
Net.	100.00	500.00	1000.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE III.

TRAVAIL MOTEUR.

Le travail moteur comprend

Le cylindre, son fond, son couvercle et son contre-couvercle garnis;

Le piston et sa tige.

De toutes les pièces d'une machine à vapeur, dont les dimensions varient suivant le genre auquel elle appartient, celles composant le cylindre à vapeur sont, sans contredit, les plus exposées aux variations de dimensions et de poids.

Pour bien apprécier les différences qui existent entre les poids des cylindres et pistons pour les différents genres de machines, nous remarquons que, dans tous les cas, à force égale, les courses sont constantes; les longueurs des cylindres, par conséquent, le sont aussi, ainsi que les épaisseurs.

Les poids des cylindres ne varient donc réellement que proportionnellement aux diamètres, et ceux des fonds, couvercles et pistons proportionnellement aux carrés des diamètres. Les tiges sont les mêmes dans tous les cas, ainsi que leurs stuffing-boxes.

Partant de ces données, nous avons, pour déterminer les poids des cylindres des machines à balancier, les renseignements suivants :

1° CYLINDRE DE 4 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un cylindre et 13 boulons.	90.00	4.00	»
Un couvercle et stuffing-box.	13.00	0.30	1.20
Un piston et sa tige.	16.50	11.60	»
Totaux.	119.50	15.90	1.20
Par cheval.	30.00	4.00	0.30

2° CYLINDRE DE 6 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Un cylindre, fond, couvercle et boulons.	170.00	8.00	0.40
Un stuffing-box pour *dito*.	»	0.20	2.80
Un piston et sa tige.	12.00	12.00	0.50
Deux robinets et clefs.	»	»	1.00
Totaux.	182.00	20.20	4.70
Par cheval.	30.00	3.37	0.80

3° CYLINDRE DE 8 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Un cylindre et 14 boulons.	200.00	5.20	»
Un fond, un couvercle, un stuffing-box. .	62.00	1.20	3.30
A reporter.	262.00	6.40	3.30

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	262.00	6.40	3.30
Un piston à vapeur garni.	26.00	2.00	»
Une tige de *dito.*	»	15.00	»
Robinet de vidange et boulons. . . .	»	5.20	0.80
Totaux.	288.00	28.60	4.10
Par cheval.	36.00	3.60	0.50

4° CYLINDRE DE 12 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Un cylindre et 16 boulons.	350.00	7.00	»
Un fond de *dito.*	28.00	»	»
Un couvercle et stuffing-box.	31.00	1.20	4.40
Un grain de stuffing-box.	»	»	0.70
Un piston à vapeur et sa tige.	29.00	23.80	»
Un couvercle de *dito* garni.	10.00	1.60	1.80
Cercles pour *dito.*	2.70	»	»
Deux robinets de vidange.	»	»	0.80
Totaux.	450.70	33.60	7.70
Par cheval.	37.55	2.80	0.64

5° AUTRE DE 12 CHEVAUX.

A détente.

Un cylindre et 16 boulons.	605.00	20.00	»
Un couvercle de *dito* garni.	85.00	2.00	5.00
Un piston et sa tige.	63.00	29.00	»
Un robinet graisseur.	»	»	0.50
Totaux.	753.00	51.00	5.50
Par cheval.	62.75	4.25	0.46

6° AUTRE DE 12 CHEVAUX.

Sans détente, à condensation.

Un cylindre, fond, couvercle.	1000.00	10.00	5.00
Un piston et sa tige.	85.00	35.00	»
Un robinet graisseur.	»	»	1.00
Totaux.	1085.00	45.00	6.00
Par cheval.	90.00	3.75	0.50

7° CYLINDRE DE 16 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Un cylindre et ses boulons.	300.00	7.30	»
Fond et couvercle.	79.00	2.00	6.50
A reporter.	379.00	9.30	6.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	379.00	9.30	6.50
Deux robinets de vidange.	»	»	1.00
Un piston à vapeur garni.	39.00	5.40	»
Deux cercles et tiges pour *dito*. . . .	2.50	27.00	»
Totaux. . . .	420.50	41.70	7.50
Par cheval.	26.30	2.60	0.47

8° AUTRE DE 16 CHEVAUX.

A détente.

Un cyl., fond, couv., 16 boulons et 2 vis.	740.00	16.00	5.70
Un contre-couvercle.	»	»	5.70
Un piston à vapeur garni.	92.50	7.50	»
Une tige de *dito*.	»	33.10	»
Un robinet graisseur.	»	»	1.20
Une clef à boîte et 2 tire-fonds. . .	»	4.20	»
Totaux. . .	832.50	60.80	12.60
Par cheval.	52.00	3.80	0.80

9° CYLINDRE DE 20 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

Un cylindre, fond et couvercle.. . .	553.00	2.00	4.50
Un piston et sa tige.	52.00	44.90	»
Une plaque de fondation	62.00	»	»
Ferrure du piston..	»	5.60	»
Un contre-couvercle.	»	»	18.00
Totaux. . .	667.00	52.50	22.50
Par cheval.	33.35	2.62	1.12

10° AUTRE DE 20 CHEVAUX.

A détente.

Un cylindre, fond, couvercle, 28 boulons.	1100.00	19.00	10.00
Un contre-couvercle.	»	»	8.00
Deux boulons du stuffing-box. . . .	»	2.00	»
Un piston garni et sa tige.	113.00	54.00	»
Totaux.	1213.00	75.00	18.00
Par cheval.	60.65	3.75	0.90

11° CYLINDRE DE 30 CHEVAUX.

A détente.

Un cylindre à vapeur et 24 boulons. .	2070.00	50.00	»
Un couvercle de *dito*..	205.00	»	»
Un piston et sa tige.	173.00	52.00	»
A reporter. . . .	2448.00	102.00	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	2448.00	102.00	»
Deux tire-fonds.	»	0.50	»
Deux robinets purgeurs et 12 écrous..	»	0.70	4.00
Un robinet réchauffeur et 4 vis. . .	»	0.75	5.50
Un robinet graisseur	»	»	2.55
Totaux. . .	2448.00	103.95	12.05
Par cheval.	81.60	3.46	0.40

12° CYLINDRE DE 250 CHEVAUX.

A détente.

Un cylindre et 48 boulons.	3780.00	52.00	»
Un fond pour *dito*..	1862.00	»	»
Un couvercle et stuffing-box. . . .	892.00	5.00	74.00
Un contre-couvercle.	»	»	85.00
Un piston et 10 écrous.	1088.00	20 00	»
Un couvercle de *dito* et 10 boulons. .	402.00	20.00	»
Deux cercles de *dito*.	64.00	»	»
Garniture de couvercle.	»	9.00	»
Une tige de piston..	»	553.00	»
Totaux. . .	8088.00	659.00	159.00
Par cheval.	32.30	2.63	0.64

Résumé par cheval.

1° *Sans détente ni condensation.*

1°.	30.00	4.00	0.30
2°.	30.00	3.37	0.80
3°.	36.00	3.60	0.50
4°.	37.55	2 80	0.64
7°.	26.30	2 60	0.47
9°.	33.35	2.62	1.12
Moyennes..	32.20	3.33	0.64

2° *A détente.*

5°.	62.75	4.25	0.46
8°.	52.00	3 80	0.80
10°.	60.65	3.75	0.90
11°.	81.60	3.46	0.40
12°.	32.30	2.63	0.64
Moyennes..	58.00	3.58	0.64

3° *Sans détente, à condensation.*

6°.	90.00	3.75	0.50

On peut admettre que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Les quantités de fonte par cheval sont, en moyenne, 30, 60 et 90, au lieu de 32.20, 58.00, 90.00 obtenus ;

2° Les quantités de cuivre sont sensiblement constantes et égales en moyenne, par cheval, à 0k.64.

On a alors, pour 50 chevaux,

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
1° Sans détente ni condensation. . .	1500.00	166.00	32.00
2° A détente.	3000 00	179.00	32.00
3° Sans détente, à condensation. . .	4500.00	187.00	32.00

CHAPITRE IV.

TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

La transmission du mouvement pour machines à balancier comprend

Le parallélogramme, — le balancier, — la bielle, — la manivelle, — l'arbre du volant, — le volant.

De toutes ces pièces, les deux dernières seulement sont à évaluer ici, les autres l'ayant été comme pièces spéciales des machines.

En ce qui concerne l'arbre du volant, nous avons les renseignements suivants, savoir :

Forces des machines en chevaux.	Poids des arbres en fonte.	Par cheval.
8.	189.00	23.60
12.	266.00	22.17
12.	344.00	28.67
12.	543.00	45.25
16.	401.00	25.06
16.	251.00	15.70
20.	415.00	20.75
20.	418.00	20.90
25.	656.00	26.24
30.	1100.00	36 60
150.	1910.00	12.80
	En moyenne. . .	25.25
Et pour 50 chevaux.	1262.50	»

En ce qui concerne le volant, nous avons les poids des jantes dans le tableau de la page 301 ; en ajoutant $\frac{1}{5}$ en sus, on a le poids de la fonte. Pour le fer des frettes et assemblages, nous avons les renseignements suivants :

Forces en chevaux.	Poids des ferrures en totalité,	par cheval.
12.	35.50	3.00
12.	46.50	3.87
16.	57.00	3.56

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Forces en chevaux.	Poids des ferrures en totalité.	Poids des ferrures par cheval.
16.	45.00	2.81
20.	75.00	3.75
20.	19 50	0.97
30.	14.00	0.46
En moyenne.		2.63

Soit 2k.50 par cheval en moyenne, on a, pour poids du volant garni, pour 50 chevaux :

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Sans détente.	4000	125.00	»
A détente, sans condensation. . .	7000	125.00	»
A détente et condensation. . . .	6000	125.00	»

On a alors, pour poids de la transmission de mouvement de 50 chevaux, d'après les tableaux des pages 458, 459, 460 :

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un parallélogramme garni. . . .	62.00	375.00	73.00
Un balancier garni.	1725.00	345.00	»
Une bielle garnie.	862.00	42.70	34.00
Une manivelle et son bouton. . .	650.00	48.00	»
Un arbre du volant.	1262.00	»	»
Totaux pour les poids constants.	4561.00	810.70	107.00

Et suivant les genres :

1° *Sans détente.*

Poids constant.	4561.00	811.00	107.00
Un volant garni.	4000.00	125.00	»
Totaux. .	8561.00	936.00	107.00

2° *A détente, sans condensation.*

Poids constant.	4561.00	811.00	107.00
Un volant garni.	7000.00	125.00	»
Totaux. .	11561.00	936 00	107.00

3° *A détente et condensation.*

Poids constant.	4561.00	811.00	107.00
Un volant garni.	6000.00	125.00	»
Totaux. . .	10561.00	936.00	107.00

CHAPITRE V.

CONDENSATION.

Tout l'appareil de condensation est compris dans la bâche ; il se compose de :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Une bâche d'eau fraîche,
Un condenseur garni,
Un fond de condenseur et pompe à air avec chapelle garnie,
Une pompe à air garnie,
Une bâche d'eau chaude garnie.
Pour en déterminer le poids moyen nous avons les quelques renseignements suivants :

	Kil. en totalité.	Kil. par cheval.
1° Une bâche complète de 12 chevaux garnie. .	1592.00	132.70

2° Une bâche complète de 12 chevaux garnie :

	Kil. en totalité.	Kil. par cheval.		La quantité du cuivre étant 1.
Fonte.	1881.00	157.00	= 166.71	39.25 fonte.
Fer.	68.60	5.71		1 42 fer.
Cuivre.	46.40	4.00		1.00 cuivre.

3° Une bâche complète de 16 chevaux garnie :

Fonte.	1707.00	107.00	= 116.30	50.00 fonte.
Fer.	115.55	7.20		3.43 fer.
Cuivre.	34.60	2.10		1.00 cuivre.

4° Une bâche complète de 20 chevaux garnie :

Fonte.	2112.00	105.60	= 113.77	44.00 fonte.
Fer.	116.00	5.80		2.44 fer.
Cuivre.	47.50	2.37		1.00 cuivre.

5° Un condenseur, fond et pompe à air de 0m.58 pour 100 chevaux. . 2500.00

Moyennes.	132.37	44.41 fonte.
		2.43 fer.
		1.00 cuivre.
		47.84

47.84 représentant 132k.37, 1 représente $\frac{132.37}{47.84} = 2^{k}.77$, et on a en moyenne :

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Par cheval. . .	123.00	6.73	2.77
et pour 50 chevaux. .	6150.00	336.50	138.50

CHAPITRE VI.

ALIMENTATION.

L'alimentation comprend

La pompe d'eau fraîche garnie, — les tuyaux de ladite pompe, — la pompe alimentaire garnie, — les tuyaux de ladite pompe.

Pour déterminer la valeur des pompes, nous avons les renseignements suivants :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° POMPES DE 4 CHEVAUX (*le corps de la pompe alimentaire étant fondu avec le cylindre*).

Sans condensation.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un robinet pour pompe d'eau chaude. .	»	»	3 50
Un piston et stuffing-box pour *dito*. . .	»	3.00	1.40
Une pompe d'eau fraîche garnie . . .	44.00	6.00	2.70
Une soupape d'arrêt garnie, 10 boulons. .	28.00	3.60	0.70
Un contre-poids pour *dito*.	21.00	»	»
Une tringle et charnière pour pompe d'eau fraîche.	»	12.00	»
Totaux. . .	93.00	24.60	8.30
Par cheval.	23.25	6.15	2.10

2° POMPES DE 6 CHEVAUX (*même observation que ci-dessus*).

Sans condensation.

Un piston d'eau chaude et stuffing-box. .	»	4.00	2.00
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	44 00	18.00	2.70
Totaux. . .	44.00	22.00	4.70
Par cheval.	7.32	3.66	0.78

3° POMPES DE 8 CHEVAUX (*même observation que ci-dessus*).

Sans condensation.

Une boîte à soupape pour pompe alimentaire, 13 boulons.	»	1.80	10.80
Un piston de pompe alimentaire et stuffing-box.	»	6.00	1.60
Un robinet de 0^{m}.04 et 9 boulons. . .	»	1.50	2.50
Un bouton pour le mouvement de la pompe d'eau fraîche.	»	3 00	»
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	38.00	»	2.70
Un piston de *dito*.	6.00	6.00	»
Une soupape fermée et son poids. . . .	43.00	3.00	1.40
Une soupape d'échappem. et son poids.	9.00	2.10	0 30
Totaux. . .	96.00	23.40	19.30
Par cheval.	12.00	3.00	2.41

4° POMPE DE 12 CHEVAUX (*même observation que ci-dessus*).

Sans condensation.

Une boîte à soupape, un robinet et 13 boulons, n° 12.	»	1.30	13.00
Une bride et sa poignée pour robinet. .	»	0.70	»
Un piston d'eau chaude.	»	13 90	»
A reporter.	»	15.90	15.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . .	»	15.90	15.00
Un stuffing-box et 2 boulons pour *dito.* .	»	0.70	3.40
Un grain pour *dito.*	»	»	0.30
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	52.00	7.00	2.70
Un bouton pour la mouvoir.	»	6.00	»
Totaux.	52.00	29.60	21.40
Par cheval.	4.33	2 47	1.80

5° POMPES DE 12 CHEVAUX (*la pompe alimentaire seule*).

Sans condensation.

Un corps de pompe alimentaire garni, et seize boulons.	37.00	6.50	»
Un piston et sa tige.	»	16.00	12.00
Totaux. . . .	37.00	22.50	12.00
Par cheval.	3.10	1.90	1.00

6° POMPES DE 12 CHEVAUX (*complètes*).

A condensation.

Un fond de pompe alimentaire et 2 soupapes.	28.00	»	1.80
Deux couvercles de fond.	6.00	»	»
Un corps de pompe et dix boulons. . .	34.00	4.50	»
Un piston de pompe alimentaire . . .	»	19.00	»
Une tige de *dito* avec clavette.	»	5.00	»
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	268.00	41.00	19.00
Deux soupapes fermées.	105.00	12.00	10.00
Totaux.	441.00	81.50	30.80
Par cheval.	36.75	6.80	2.57

7° POMPES DE 16 CHEVAUX (*le corps de la pompe alimentaire attenant aux cylindres*).

Sans condensation.

Un piston alimentaire et stuffing-box. . .	»	16.40	3.60
Une boîte à soupapes pour *dito.* . . .	»	1 70	13.80
Un goujon de la pompe d'eau fraîche. .	»	7.00	»
Un robinet d'eau chaude.	»	»	3.30
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	52.00	7.00	2.70
Une boîte à soupapes.	19.00	2.00	1.20
Une soupape fermée et contre-poids. . .	84.00	2.00	1.40
Totaux.	155.00	36.10	26.00
Par cheval.	10.00	2 26	1.57

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

8° POMPES DE 16 CHEVAUX (*complètes*).

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
A condensation.			
Une pompe d'eau fraîche.	112.50	4.00	5.70
Une tringle de *dito*.	»	16.60	0.50
Un piston et sa tige de *dito*.	17.60	8.50	»
Une pompe d'eau chaude.	76.50	4.00	5.80
Un piston et sa tige de *dito*..	»	36.00	0.50
Totaux.	206.60	69.10	12.50
Par cheval.	12.90	4.33	0.78

9° POMPES DE 20 CHEVAUX (*complètes*).

Sans condensation.			
Une pompe d'eau chaude garnie. . . .	87.00	27.00	3.00
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	52.00	20.00	15.00
Un piston de *dito*.	2.00	10.00	»
Une tige de *dito*.	»	34.00	»
Totaux.	141.00	91.00	18.00
Par cheval.	7.05	4.55	0.90

10° POMPES DE 20 CHEVAUX (*complètes*).

A condensation.			
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	182.00	38.00	8.00
Une pompe d'eau chaude garnie. . . .	68.00	55.00	4.00
Totaux.	250.00	93.00	12.00
Par cheval.	12.50	4.65	0.60

11° POMPE DE 30 CHEVAUX (*la pompe alimentaire seulement*).

Sans condensation.			
Une colonne munie de quatre boulons. .	21.00	1.50	»
Une clef à manivelle du robinet d'alimentation.	»	6.50	»
Une pompe alimentaire.	84.50	»	»
Un piston de *dito*.	»	»	8.00
Une tige de *dito* avec bielle.	»	31.00	5.50
Un robinet d'aliment, et quatre boulons.	»	1.30	19.00
Une boîte de chauffage de l'eau. . . .	121.00	»	»
Totaux.	226.50	60.30	32.50
Par cheval.	7.55	2.01	1.08

12° POMPES DE 150 CHEVAUX (*complètes*).

Sans condensation.			
Une pompe d'eau fraîche garnie. . . .	250.00	10.00	15.00
A reporter. . . .	250.00	10.00	15.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	250.00	10.00	15.00
Une chapelle, son couvercle et deux soupapes.	310.00	25.00	17.00
Une tige de pompe d'eau fraîche. . .	»	95.00	6.00
Une pompe d'eau chaude garnie. . .	154.00	15.00	29.00
Une cuvette de pompe d'eau chaude..	100.00	31.00	12.00
Un piston de *dito*.	»	90.00	92.00
Une soupape de décharge.	50.00	6.00	15.00
Totaux. . .	864.00	272.00	186.00
Par cheval.	5.77	1.82	1.24

Résumé par cheval.

1° Abstraction faite du corps de la pompe alimentaire *(sans condensation)*.

1°.	23.25	6.15	2.10
2°.	7.33	3.66	0.80
3°.	12.00	3.00	2.41
4°.	4.33	2.47	1.80
7°.	10.00	2.26	1.57
Moyennes.	11.00	3.51	1.73

2° Complètes (*avec ou sans condensation*).

6°.	36.75	6.80	2.57	(avec condensation.)
8°.	12.90	4.33	0.78	*(idem.)*
9°.	7.05	4.55	0.90	(sans condensation.)
10°.	12.50	4.65	0.60	(avec condensation.)
12°.	5.77	1.82	1.24	(sans condensation.)
Moyennes. . . .	15.00	4.43	1.22	

3° Pompe alimentaire seule (*sans condensation*).

5°.	3.10	1.90	1.00
11°.	7.55	2.01	1.08
Moyennes.	5.32	1.95	1.04

Des moyennes n° 3, nous concluons que le corps de pompe alimentaire, non compté au n° 1, y doit entrer pour 5 kil. 32, ce qui donne pour les moyennes n° 1 :

Kil.	Kil.	Kil.
16.32	3.51	1.73

Prenant la moyenne entre cette dernière et celle n° 2, nous obtenons définitivement, pour un cheval :

15.66	3.97	1.43

Et pour 50 chevaux :

780.00	200.00	71.50

quel que soit le genre de la machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE VII.

BATI.

Le bâti comprend
Les plaques et boulons de fondation,
Les colonnes,
L'entablement,
Les supports divers de la transmission du mouvement.

Pour en apprécier la valeur, nous avons les renseignements suivants, savoir :

1° BATI DE MACHINE A BALANCIER DE 12 CHEVAUX.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE Kil.
Un socle en deux morceaux et coussin.	1278.00	»	16.00
Deux bâtis et coussinets et cinq goujons.	736.00	1.00	20.00
Trois entretoises des bâtis et trois boul.	23.00	16.00	»
Huit cales pour les patins des bâtis.	»	7.00	»
Un support garni de l'arbre du volant.	60.00	4.10	10.00
Un chapeau et coussinet de *dito*.	15.00	»	12.00
Dix boulons de fondation.	»	125.00	»
Huit boulons à rondelles pour les bâtis.	»	17.00	»
Sept vis à deux écrous.	»	2.00	»
Quatorze écrous.	»	2.00	»
Quatre boulons des bâtis.	»	11 00	»
Totaux.	2112.00	185.10	58.00
Par cheval.	176.00	15.40	4.80

2° MACHINE A BALANCIER DE 12 CHEVAUX.

Une plaque et dix boulons de fondation.	111.00	80.00	»
Deux colonnes.	289.00	»	»
Un entablement.	546.00	»	»
Deux supports du balancier.	141.00	9.00	10.00
Deux supports de l'arbre du volant.	200.00	15.00	19.00
Quatre barres de fer rond pour divers.	»	8.00	»
Totaux.	1287.00	112.00	29.00
Par cheval.	107.50	9.35	2.42

3° MACHINE DE 16 CHEVAUX.

Une plaque de fondation.	500.00	»	»
Quatre colonnes et boulons.	392.00	68.00	»
A reporter.	892.00	68.00	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	892.00	68.00	»
Deux supports du balancier. . .	590.00	24.00	12.00
Deux traverses et 16 boul. pour *dito.*	54.00	16.00	»
Deux porte-boutons des guides du parallélogramme.	»	29.60	»
Deux colonnettes pour *dito*.. . . .	»	26.60	»
Une traverse pour *dito.*	»	10.50	»
Une plaque d'entabl. des colonnes.	120.00	»	»
Deux supports de 0^{m},152 pour arbre du volant.	168.00	12.00	20.00
Dix boulons de fondation, n° 35. .	»	126.00	»
Deux cent cinquante boulons divers.	»	140.00	»
Totaux. . . .	1824.00	452.70	32.00
Par cheval.	114.00	28.30	2.00

4° MACHINE DE 20 CHEVAUX.

Deux plaques et vingt-quatre bouts de boulons de fondation. . . .	318.00	180.50	»
Deux colonnes et boulons. . . .	520.00	75.00	»
Un entablement.	1030.00	»	»
Deux supports du balancier. . .	143.00	39.00	11.00
Deux supports pour arbre du volant.	194.00	16.00	24.00
Appareil pour parallélogramme. .	»	115.10	»
Sept clefs à écrous.	»	25.00	»
Soixante-dix-sept boulons divers. .	»	23.70	»
Douze barres de fer rondes. . .	»	407.00	»
Totaux. . .	2205.00	881.30	35.00
Par cheval.	110.25	44.06	1.75

5° AUTRE DE 20 CHEVAUX.

Deux colonnes.	408.00	»	»
Un entablement.	1087.00	»	»
Deux supports de balancier. . . .	164.00	10.00	15.00
Deux supports de l'arbre du volant.	198.00	15 00	20.00
Rondelles pour fondation. . . .	15.00	»	»
Boulons divers.	»	250.00	»
Boulons de fondation.	»	225.00	»
Barres diverses.	»	35.00	»
Totaux. . .	1872.00	535.00	35.00
Par cheval.	93.60	26.75	1.75

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

6° MACHINE DE 30 CHEVAUX.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un entablement avec coussinets. . .	1975.00	»	8.00
Deux colonnes et deux boulons. . .	660.00	30.00	»
Quatre boulons de fondation avec rondelles et clavettes.	»	227.20	»
Deux tringles d'écartement des colonnes..	»	51.00	»
Une clef à boulons..	»	6.00	»
Une plaque de fondation.	1750.00	»	»
Deux plaques de remplissage. . . .	107.00	»	»
Deux paliers et coussinets.	910.00	»	20.00
Totaux.	5402.00	314.20	28.00
Par cheval.	180.06	10.14	0.93

7° MACHINE DE 250 CHEVAUX.

Les colonnes et l'entablement sont remplacés par un mur.

Un patin des supports du balancier et huit boulons à clavettes.	1920.00	734.00	»
Deux supports du balancier. . . .	3071.00	»	»
Deux chapeaux, coussinets et boulons pour *dito*.	460.00	88.00	171.00
Deux traverses pour les boulons des patins..	1640.00	»	»
Deux supports pour arbres de la manivelle.	768.00	200.00	48.00
Vingt-quatre boulons de joint. . . .	»	131.00	»
Totaux.	7859.00	1153.50	219.00
Par cheval	52.50	7.70	1.46

Résumé par cheval.

1°.	176.00	15.40	4.84
2°.	107.50	9.35	2.42
3°.	114.00	28.30	2 00
4°.	110.25	44.06	1.75
5°.	93.60	26.75	1.75
6°.	180.06	10.14	0.93
7°.	52.50	7.70	1.46
Moyennes.	119.13	20.24	2.16
Et, pour 50 chevaux.	5950.00	1015.00	108.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÉCAPITULATION.

Il résulte, des moyennes déduites des renseignements consignés ci-dessus, que les poids des matières contenues dans une machine de 50 chevaux sont, à très-peu près, les suivantes, savoir :

1° *Machine sans détente ni condensation.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	TÔLE. Kil.	CUIVRE. Kil.
Vaporisation.	3750.00	100.00	10000.00	50.00
Distribution.	800.00	500.00	»	70.00
Travail moteur.	1500.00	166.00	»	32.00
Transmission du mouvement.	8561.00	936.00	»	107.00
Alimentation	780.00	200.00	»	71.50
Bâti..	5950.00	1015.00	»	108.00
Totaux.	21341.00	2917.00	10000.00	438.50
Ou, le poids du cuivre étant 1. . .	48.50	6.65	22.80	1.00

2° *Machine sans détente, à condensation.*

Vaporisation.	3750.00	100.00	10000.00	50.00
Distribution.	1000.00	500.00	»	100.00
Travail moteur.	4500.00	187.00	»	32.00
Transmission du mouvement.	8561.00	936.00	»	107.00
Condensation.	6150.00	336.50	»	138.50
Alimentation.	780.00	200.00	»	71.50
Bâti.	5950.00	1015.00	»	108.00
Totaux.	30691.00	3274.50	10000.00	607.00
Ou, le poids du cuivre étant 1. . .	50.80	5.40	16.50	1.00

3° *Machine à détente, sans condensation.*

Vaporisation.	3750.00	100.00	10000.00	50.00
Distribution.	1000.00	500.00	»	100.00
Travail moteur.	3000.00	179.00	»	32.00
Transmission du mouvement.	11561.00	936.00	»	107.00
Alimentation.	780.00	200.00	»	71.50
Bâti..	5950.00	1015.00	»	108.00
Totaux.	26041.00	2930.00	10000.00	468.50
Ou, le poids du cuivre étant 1. . .	55.80	6.27	21.40	1.00

4° *Machine à détente et condensation.*

Vaporisation.	3750.00	100.00	10000.00	50.00
Distribution.	1000.00	500.00	»	100.00
Travail moteur.	3000.00	179.00	»	32.00
Transmission du mouvement.	10561.00	936.00	»	107.00
Condensation.	6150.00	336.50	»	138.50
A reporter. . . .	24461.00	2051.50	10000.00	427.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	TÔLE. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . .	24461.00	2051.50	10000 00	427.50
Alimentation..	780.00	200.00	»	71.50
Bâti..	5950.00	1015.00	»	108.00
Totaux.	31191.00	3266.50	10000.00	607.00
Ou, le poids du cuivre étant 1.. .	51.50	5.40	16.50	1.00

Si, au lieu de rapporter les poids des divers métaux de chaque genre de machine à la quantité de cuivre qu'il contient, on les rapporte tous à la quantité de cuivre contenue dans la machine, *sans détente ni condensation*, on obtient le tableau suivant, savoir :

Poids relatifs des métaux contenus dans les quatre genres de la machine de 50 chevaux.

GENRE DES MACHINES.	FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.
1° Sans détente ni condensation.	48.50	6.65	22.80	1.00
2° Sans détente, à condensation.	70.00	7.45	22.80	1.38
3° A détente, sans condensation.	50.75	6.71	22.80	1.07
4° A détente et condensation.	71.20	7.45	22.80	1.38

Si ensuite, partant de ces données, nous voulons arriver à un résultat, il est indispensable que nous remplacions chaque métal façonné soit par sa valeur commerciale, soit par sa valeur relative, celle du cuivre restant *un*. La première méthode étant à la fois la plus utile et la plus facile à contrôler, nous y avons recours. A cet effet, nous ferons remarquer que, pour les ensembles de poids affectés plus haut aux quatre genres de machines de 50 chevaux, les valeurs commerciales du kilogramme de chacun des métaux façonnés sont, à très-peu près, les suivantes, savoir :

DÉSIGNATION DES PARTIES.	FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.
	f.	f.	f.	f.
Vaporisation.	0.45	2.00	1	5
Distribution.	1.20	4.00	1	5
Travail moteur.	1.50	2.00	1	5
Transmission du mouvement.	1.00	4.50	1	5
Condensation.	0.50	2.50	1	5
Alimentation.	1.00	3.00	1	5
Bâti.	0.55	1.09	1	5

Remplaçant les différents poids indiqués par leurs valeurs commerciales, nous arrivons, par l'addition, aux valeurs moyennes suivantes du kilogramme de matières, savoir :

	fr.
Pour la fonte.	0.80
— le fer.	3.00
— la tôle	1.00
— le cuivre	5.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Et, pour valeurs commerciales des métaux façonnés contenus, dans une machine de 50 chevaux, aux chiffres suivants, savoir :

1° *Machine sans détente ni condensation.*

	Kil.		Fr.	Fr.
Fonte.	21341.00	à	0.80	17000.00
Fer.	2917.00	à	3.00	8750.00
Tôle.	10000.00	à	1.00	10000.00
Cuivre.	438.00	à	5.00	2200.00
Totaux. . ..	34696.50			37950.00

Ou, le kilogramme : 1 fr. 10 c.

2° *Machine sans détente, à condensation.*

Fonte.	30691.00	à	0.80	24500.00
Fer.	3274.00	à	3.00	9820.00
Tôle	10000.00	à	1.00	10000.00
Cuivre.	607.00	à	5.00	3040.00
Totaux. . .	44572.00			47360.00

Ou, le kilogramme : 1 fr. 06 c.

3° *Machine à détente, sans condensation.*

Fonte.	26041.00	à	0.80	20900.00
Fer.	2930.00	à	3.00	8800.00
Tôle.	10000.00	à	1.00	10000.00
Cuivre.	468.50	à	5.00	2350.00
Totaux. . .	39439.50			42050.00

Ou, le kilogramme : 1 fr. 07 c.

4° *Machine à détente et condensation.*

Fonte.	31191.00	à	0.80	25000.00
Fer.	3266.00	à	3.00	9800.00
Tôle.	10000.00	à	1.00	10000.00
Cuivre.	607.00	à	5.00	3040.00
Totaux. . .	45064.00			47840.00

Ou, le kilogramme : 1 fr. 06 c.

La valeur moyenne du kilogramme de matière totale variant entre 1 fr. 6 et 1 fr. 10 c., on peut, sans commettre d'erreur bien sensible, adopter pour tous les genres la moyenne 1 fr. 09 c. pour expression de la valeur du kilogramme de matière totale.

Il résulte de là que les valeurs relatives des quatre genres d'une même force de machine sont proportionnelles aux poids totaux.

CONCLUSION.

Des résultats ci-dessus obtenus, nous concluons que :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° *Étant donné le poids total ou la valeur totale des métaux contenus dans l'un des quatre genres d'une machine à balancier, si on veut avoir le poids total ou la valeur totale de l'un des quatre autres genres, il suffit de remarquer que les poids ou valeurs des quatre genres sont entre eux comme les nombres consignés dans le tableau suivant, savoir :*

Tableau des proportions des métaux entrant dans la construction des quatre genres de machines.

GENRES DES MACHINES.	FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.	LES quatre métaux réunis.
Sans détente ni condensation.	1.00	1.00	1.00	1,00	1.00
Sans détente, à condensation.	1.44	1.12	1.00	1.38	1.29
A détente, sans condensation.	1.22	1.02	1.00	1.07	1.14
A détente et condensation.	1.46	1·12	1.00	1.38	1.30

2° *Étant donné le poids total des métaux contenus dans l'un des quatre genres d'une machine à balancier, si on veut avoir le poids de chaque métal, soit dans ce genre, soit dans les autres, il suffit de jeter les yeux sur le premier tableau de la page* 488, *qui donne les quantités relatives des métaux contenus dans les quatre genres, la quantité du cuivre contenu dans la machine sans détente ni condensation étant prise pour unité.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE III.

DEVIS DES MACHINES.

1° MACHINES FIXES.

CHAPITRE PREMIER.

MACHINES A BALANCIER.

Les machines fixes à balancier, de même genre et de forces différentes, peuvent se diviser en trois catégories distinctes, savoir :

1re catégorie : Machines à distribution par tiroirs en coquille.

2e catégorie : Machines à distribution par tiroirs à garniture.

3e catégorie : Machines à distribution par soupapes.

La première catégorie comprend généralement les machines dont la force ne dépasse pas 35 chevaux.

La seconde catégorie comprend généralement les machines dont la force est comprise entre 35 et 100 chevaux.

La troisième catégorie comprend généralement les machines dont la force est de 100 chevaux, et au-dessus.

Il est des exceptions à cette règle. Ces exceptions proviennent généralement des modes d'application particuliers que subissent les machines.

De ces trois systèmes de distribution, le premier est, sans contredit, le plus économique à exécuter. Après lui, c'est le second ; le dernier est le plus dispendieux.

Entre le premier système de distribution et le second, la différence est faible ; elle est, au contraire, très-forte entre le second et le troisième.

Mais, pour machines de 100 chevaux et au-dessus, souvent même pour machines au-dessous de 100 chevaux, on supprime l'entablement et les colonnes supportant le balancier, et on les remplace par un mur.

Si donc il y a accroissement de dépense par la distribution, il y a, en revanche, diminution de dépense par le bâti. A notre avis, ces deux circonstances font que l'on peut considérer, pour l'évaluation des poids, les machines comme étant toutes de même système, depuis la plus faible jusqu'à la plus forte, sans commettre une erreur sensible dans la détermination approximative de leurs valeurs. C'est en partant de ce principe que nous avons exécuté le travail suivant.

I. — POIDS DES MACHINES.

Nous avons donné (page 276) les dimensions proportionnelles qu'il est le plus convenable d'adopter pour les principales parties des machines à balancier. Ces dimensions étant toutes exprimées en fonction du diamètre du cylindre *sans détente, à condensation*, les espaces occupés par les machines se trouvent, conséquemment, être *proportionnels aux cubes* des diamètres de leurs cylindres. Si donc les épaisseurs des pièces étaient également proportionnelles à ces diamètres, leurs poids seraient, comme les espaces occupés, proportionnels aux cubes des diamètres, et il suffirait, pour avoir les poids exacts des différentes machines, de connaître celui d'une d'entre elles.

Mais il n'en est pas ainsi : d'ordinaire les épaisseurs des pièces sont d'autant plus grandes,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par rapport au diamètre du cylindre, que ce dernier est plus petit. Il résulte de là que le véritable rapport entre les poids de deux machines différentes est le même que celui qui existe entre les produits des épaisseurs moyennes par les cubes des diamètres des pistons moteurs.

Pour déterminer ces produits, nous avons le tableau suivant :

Tableau des nombres proportionnels aux cubes des diamètres des pistons moteurs, ainsi qu'aux épaisseurs moyennes des différents métaux en fonctions de ces diamètres, pour différentes forces.

DIAMÈTRES en mètres des pistons moteurs, sans détente, à condensation.	NOMBRES proportionnels aux diamètres ci-contre.	CUBES des nombres proportionnels ci-contre.	NOMBRES proportionnels aux rapports existants entre les diamètres des pistons moteurs et les épaisseurs moyennes, ces derniers étant à 1.		DIAMÈTRES en mètres des pistons moteurs, sans détente, à condensation.	NOMBRES proportionnels aux diamètres ci-contre.	CUBES des nombres proportionnels aux diamètres.	NOMBRES proportionnels aux rapports existants entre les diamètres des pistons moteurs et les épaisseurs moyennes, ces derniers étant à 1.		OBSERVATIONS.
			Fontes et cuivres.	Fers.				Fontes et cuivres.	Fers.	
0.20	4	64	150	150	0.90	18	5832	220	164	Les épaisseurs des tôles sont indépendantes des diamètres des cylindres.
0.25	5	125	155	151	0.95	19	6859	225	165	
0.30	6	216	160	152	1.00	20	8000	230	166	
0.35	7	343	165	153	1.10	22	10648	235	167	
0.40	8	512	170	154	1.20	24	13824	240	168	
0.45	9	729	175	155	1.30	26	17576	245	169	
0.50	10	1000	180	156	1.40	28	21952	250	170	
0.55	11	1331	185	157	1.50	30	27000	255	171	
0.60	12	1728	190	158	1.60	32	32768	260	172	
0.65	13	2197	195	159	1.70	34	39304	265	173	
0.70	14	2744	200	160	1.80	36	46659	270	174	
0.75	15	3375	205	161	1.90	38	54872	275	175	
0.80	16	4096	210	162	2.00	40	64000	280	176	
0.85	17	4913	215	163						

De ce tableau, nous déduisons le suivant, savoir :

Tableau des produits des nombres proportionnels aux cubes des diamètres des pistons par les nombres proportionnels aux épaisseurs.

DIAMÈTRES en mètres des pistons moteurs, sans détente, à condensation.	PRODUITS des nombres proportionnels.		DIAMÈTRES en mètres des pistons moteurs, sans détente, à condensation.	PRODUITS des nombres proportionnels.		OBSERVATIONS.
	Fonte et cuivre.	Fer.		Fonte et cuivre.	Fer.	
0.20	436	426	0.90	26550	35700	Les nombres proportionnels aux épaisseurs sont les quotients de l'unité divisée par les nombres proportionnels des diamètres des pistons moteurs, exprimés en fonctions de ces épaisseurs.
0.25	808	828	0.95	30600	41600	
0.30	1350	1420	1.00	31800	48100	
0.35	2080	2240	1.10	45400	64000	
0.40	3025	3345	1.20	57800	82500	
0.45	4160	4700	1.30	71500	104000	
0.50	5550	6410	1.40	87800	129000	
0.55	7200	8500	1.50	106000	158000	
0.60	9100	10950	1.60	126000	189000	
0.65	11220	13800	1.70	148500	228000	
0.70	13700	17100	1.80	172500	267500	
0.75	16500	21000	1.90	199000	314000	
0.80	19500	25300	2.00	228500	364000	
0.85	23800	31500				

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Connaissant les quantités de fonte, fer, tôle et cuivre contenues dans les machines à balancier de 50 chevaux, c'est-à-dire ayant 0m,85 de diamètre au piston moteur, *sans détente, à condensation;* remarquant en outre, pour les forces en chevaux correspondant à peu près aux diamètres et vitesses moyennes des pistons donnés dans le tableau de la page 300, que le poids de la tôle est, en moyenne (page 463), de 200 kilogrammes par force de cheval,

Nous formons la série suivante de tableaux, savoir :

1° *Tableau des poids des métaux contenus dans les machines à balancier* SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

DIAMÈTRES des pistons.	FORCES minima utilisables en chevaux-vapeur.	POIDS DES				TOTAUX.	
		FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.		
m.		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.100	1.00	400	40	240	9	689	
0.125	2.00	755	77	400	16	1248	
0.150	3.00	1260	132	640	26	2058	
0.175	5.00	1955	208	940	40	3143	
0.200	7.00	2825	310	1320	58	4513	
0.225	9.00	3900	436	1800	80	6216	
0.250	12.00	5200	595	2400	107	8302	
0.275	16.00	6710	790	3120	138	10758	
0.300	20.00	8500	1020	3960	175	13655	
0.325	25.00	10500	1280	4960	215	16955	
0.350	30.00	12800	1590	6120	264	20774	
0.375	35.00	15400	1950	7400	317	25067	
0 400	45.00	18200	2350	8960	375	29885	
0.425	55.00	21341	2917	10000	438	34696	Type.
0.450	65.00	24900	3320	12640	510	41370	
0.475	75.00	28600	3870	14920	590	47980	
0.500	85.00	32600	4465	17400	670	55135	
0.550	110.00	42400	5950	22200	870	71420	
0.600	140.00	53800	7650	27700	1110	90260	
0.650	170.00	67000	9650	34000	1370	112020	
0.700	210.00	82000	12000	41400	1680	137080	
0.750	250.00	98000	14700	49600	2040	164340	
0.800	300.00	118000	17600	59000	2420	197020	
0.850	350.00	139500	21300	69600	2850	233250	
0.900	400.00	161500	24850	81400	3320	275070	
0.950	450.00	186000	27200	94600	2820	313620	
1.000	500.00	214000	33800	109000	4400	361200	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° *Tableau des poids des métaux contenus dans les machines à balancier* SANS DÉTENTE, A CONDENSATION.

DIAMÈTRES des pistons.	FORCES minima utilisables en chevaux-vapeur.	POIDS DES FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.	TOTAUX.	
m.		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.20	1.00	576	45	240	13	874	
0.25	2.00	1090	87	400	23	1600	
0.30	3.00	1820	148	640	36	2644	
0.35	5.00	2820	234	940	55	4050	
0.40	7.00	4060	347	1320	80	5850	
0.45	9.00	5610	489	1800	110	8050	
0.50	12.00	7500	668	2400	148	10750	
0.55	16.00	9700	885	3120	190	13850	
0.60	20.00	12250	1140	3960	242	17700	
0.65	25.00	15150	1435	4960	297	21850	
0.70	30.00	18400	1780	6120	365	26800	
0.75	35.00	22200	2180	7400	437	32500	
0.80	45.00	26200	2640	8960	520	38500	
0.85	55.00	30691	3274	10000	607	44572	Type.
0.90	65.00	35900	3710	12640	705	53200	
0.95	75.00	41200	4340	14920	815	62000	
1.00	85.00	47000	5000	17400	925	71100	
1.10	110.00	61000	6675	22200	1200	92400	
1.20	140.00	77200	8580	27700	1530	116500	
1.30	170.00	96500	10800	34000	1890	144500	
1.40	210.00	118000	13450	41400	2320	177000	
1.50	250.00	141000	16450	49600	2810	213000	
1.60	300.00	170000	19700	59000	3345	255000	
1.70	350.00	201000	23800	69600	3940	300000	
1.80	400.00	232500	27800	81400	4570	355000	
1.90	450.00	268000	32700	94600	5280	405000	
2.00	500.00	308000	37800	109000	6050	466000	

3° *Tableau du poids des métaux contenus dans les machines à balancier* A DÉTENTE, SANS CONDENSATION.

DIAMÈTRES des pistons.	FORCES minima utilisables en chevaux-vapeur.	POIDS DES FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.	TOTAUX.	
m.		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.16	1.00	490	41	240	10	781	
0.20	2.00	920	79	400	17	1430	
0.24	3.00	1540	135	640	28	2350	
0.28	5.00	2380	213	940	43	3570	
0.32	7.00	3445	316	1320	62	5150	
0.36	9.00	4750	445	1800	86	7100	
0.40	12.00	6320	608	2400	115	9480	
0.44	16.00	8200	805	3120	148	11250	
0.48	20.00	10400	1040	3960	187	15550	
0.52	25.00	12800	1310	4960	230	19250	
0.56	30.00	15600	1620	6120	283	23700	
0.60	35.00	18600	1990	7400	340	28500	
0.64	45.00	22200	2400	8960	402	34000	
0.68	55.00	26041	2930	10000	469	39500	Type.
0.72	65.00	30400	3380	12640	545	47000	
0.76	75.00	35000	3950	14920	630	54500	
0.80	85.00	39700	4550	17400	715	63000	
0.88	110.00	51700	6080	22200	930	81250	
0.96	140.00	65500	7800	27700	1190	103000	
1.04	170.00	81600	9850	34000	1470	127500	
1.12	210.00	100000	12250	41400	1800	156500	
1.20	250.00	119500	15000	49600	2180	187500	
1.28	300.00	144000	18000	59000	2590	225000	
1.36	350.00	170000	21700	69600	3050	266000	
1.44	400.00	197000	25400	81400	3560	313000	
1.52	450.00	226500	29700	94600	4080	357000	
1.60	500.00	260000	34500	109000	4700	410000	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° *Tableau des poids des métaux contenus dans les machines à balancier*, A DÉTENTE ET CONDENSATION.

DIAMÈTRES des pistons.	FORCES minima utilisables en chevaux-vapeur.	POIDS DES				TOTAUX.	
		FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.		
m		kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.16	1.00	585	45	240	13	893	
0.20	2.00	1100	87	400	23	1620	
0.24	3.00	1840	148	640	36	2670	
0.28	5.00	2850	234	940	55	4070	
0.32	7.00	4120	347	1320	80	5880	
0.36	9.00	5700	487	1800	110	8100	
0.40	12.00	7600	668	2400	148	10800	
0.44	16.00	9800	885	3120	190	13900	
0.48	20.00	12400	1140	3960	242	17800	
0.52	25.00	15350	1435	4960	297	22000	
0.56	30.00	18700	1780	6120	365	27000	
0.60	35.00	22500	2180	7400	437	32500	
0.64	45.00	26600	2640	8960	520	38750	
0.68	55.00	31100	3274	10000	607	45064	Type.
0.72	65.00	36400	3710	12640	705	53700	
0.76	75.00	41800	4340	14920	815	62200	
0.80	85.00	47500	5000	17400	925	71800	
0.88	110.00	61900	6675	22200	1200	93000	
0.96	140.00	78500	8580	27700	1530	117800	
1.04	170.00	98000	10800	34000	1890	145500	
1.12	210.00	120000	13450	41400	2320	178000	
1.20	250.00	143000	16450	49600	2810	213000	
1.28	300.00	172000	19700	59000	3345	256000	
1.36	350.00	204000	23800	69600	3940	304000	
1.44	400.00	236000	27800	81400	4570	357000	
1.52	450.00	272000	32700	94600	5280	406000	
1.60	500.00	312000	37800	109000	6050	470000	

De ces quatre tableaux résulte ce fait remarquable que le poids total des machines, par cheval, est à peu près constant, quelle que soit la puissance, et égal à :

Pour machines sans détente ni condensation. . . . . 600 kil.
Pour machines à détente sans condensation. 700
Pour machines à condensation avec ou sans détente. . 800

II. — VALEURS APPROXIMATIVES DES MACHINES.

La valeur d'une machine à vapeur comprend

1° La valeur totale des métaux façonnés qui la composent ;

2° La valeur des fournitures diverses, frais d'emballage et de mécanicien pour pose et, en général, tous les frais accessoires à la charge du constructeur.

§ I. — Valeurs des métaux façonnés composant les machines à vapeur.

Pour apprécier la valeur des métaux façonnés qui entrent dans la construction des machines

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à vapeur, nous remarquons, en premier lieu, que (page 489) la valeur moyenne du kilogramme du métal entrant dans la construction d'une machine de 50 chevaux est

1 franc 9 centimes.

En second lieu, nous observerons que la main-d'œuvre et le déchet sont, généralement, proportionnels aux surfaces travaillées. Or, pour machines semblables, les surfaces sont proportionnelles; il est donc suffisamment exact d'admettre que

Les valeurs de la main-d'œuvre et des déchets sont proportionnelles aux carrés des pistons moteurs des machines.

Partant de ces données, nous disons :

Une machine de 50 chevaux, sans détente ni condensation, contient (page 489) 34700 kilogrammes de métaux façonnés, valant ensemble, net

38000 francs.

En estimant le kilogramme de métal brut, à savoir :

La fonte.	0 fr. 55 cent.
Le fer.	0 60
La tôle de fer	0 70
Le cuivre.	3 00

La valeur des métaux bruts contenus dans la machine ci-dessus mentionnée est d'environ

20000 francs.

Restent 18000 francs pour valeur de la main-d'œuvre et des déchets.

Connaissant les poids des métaux contenus dans les autres machines sans détente ni condensation, il nous est facile de déterminer, d'après les valeurs moyennes de ces métaux bruts, à combien se monte, pour chaque machine, la valeur de la matière première. Nous composons alors le tableau suivant.

Tableau des valeurs des métaux bruts entrant dans la construction des machines à balancier, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

FORCES des machines en chevaux.	VALEURS des métaux bruts.	FORCES des machines en chevaux.	VALEURS des métaux bruts.	FORCES des machines en chevaux.	VALEURS des métaux bruts.	FORCES des machines en chevaux.	VALEURS des métaux bruts.
	fr.		fr.		fr.		fr.
1.00	400	16.00	6270	65.00	24270	250.00	96200
2.00	810	20.00	7965	75.00	28100	300.00	115200
3.00	1205	25.00	9890	85.00	32390	350.00	136500
5.00	1835	30.00	12115	110.00	41770	400.00	158600
7.00	2620	35.00	14630	140.00	52740	450.00	183500
9.00	3620	45.00	17445	170.00	65500	500.00	210000
12.00	4840	55.00	20000	210.00	80000		

Admettant actuellement que les valeurs de la main-d'œuvre et des déchets sont proportionnelles aux carrés des diamètres des pistons, nous composons le tableau suivant, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des valeurs de la main-d'œuvre et des déchets dans les machines à balancier SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

FORCES des machines en chevaux.	NOMBRES proportionnels aux carrés des diamètres des pistons moteurs.	VALEURS de la main-d'œuvre et des déchets.	FORCES des machines en chevaux.	NOMBRES proportionnels aux carrés des diamètres des pistons moteurs.	VALEURS de la main-d'œuvre et des déchets.	FORCES des machines en chevaux.	NOMBRES proportionnels aux carrés des diamètres des pistons moteurs.	VALEURS de la main-d'œuvre et des déchets.
		fr.			fr.			fr.
1.00	16	1000	25.00	160	10600	140.00	576	36000
2.00	25	1560	30.00	196	12250	170.00	676	42300
3.00	36	2250	35.00	225	14100	210.00	784	49000
5.00	49	3060	45.00	256	16000	250.00	900	56200
7.00	64	4000	55.00	289	18000	300.00	1024	64000
9.00	81	5070	65.00	324	20300	350.00	1156	72000
12.00	100	6250	75.00	361	22600	400.00	1296	81000
16.00	121	7550	85.00	400	25000	450.00	1444	90500
20.00	144	9000	110.00	484	30300	500.00	1600	100000

Réunissant deux à deux les valeurs obtenues dans les tableaux précédents, et divisant les sommes partielles par les poids des métaux correspondants, nous composons le tableau suivant, savoir :

Tableau des valeurs moyennes du kilogramme de métal entrant dans la construction des machines à balancier SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

FORCES des machines en chevaux.	SOMMES de la main-d'œuvre des déchets et mat. prem.	VALEURS moyennes du kilogramme de métal.	FORCES des machines en chevaux.	SOMMES de la main-d'œuvre des déchets et mat. prem.	VALEURS moyennes du kilogramme de métal.	FORCES des machines en chevaux.	SOMMES de la main-d'œuvre des déchets et mat. prem.	VALEURS moyennes du kilogramme de métal.
	fr.	fr.		fr.	fr.		fr.	fr.
1.00	1400	2.04	25.00	20490	1.21	140.00	88740	0.98
2.00	2370	1.90	30.00	24365	1.18	170.00	107800	0.96
3.00	3455	1.68	35.00	28730	1.15	210.00	129000	0.95
5.00	4895	1.56	45.00	33445	1.12	250.00	152400	0.93
7.00	6620	1.47	55.00	38000	1.09	300.00	179200	0.91
9.00	8690	1.39	65.00	44570	1.08	350.00	208500	0.89
12.00	11090	1.33	75.00	50700	1.06	400.00	239600	0.88
16.00	13820	1.29	85.00	57390	1.04	450.00	274000	0.87
20.00	16965	1.24	110.00	72070	1.01	500.00	310000	0.86

Adoptant, pour les quatre genres de chaque force, les valeurs moyennes du kilogramme de métal consignées dans le tableau ci-dessus, et les multipliant par les poids donnés dans les tableaux des pages 493, 494, 495, nous composons le tableau suivant, savoir :

Tableau des valeurs des métaux contenus dans les machines à balancier.

FORCES des machines en chevaux.	Machine sans détente		Machine à détente		FORCES des machines en chevaux.	Machine sans détente		Machine à détente	
	sans condensat.	à condensat.	sans condensat.	à condensat.		sans condensat.	à condensat.	sans condensat.	à condensat.
	fr.	fr.	fr.	fr.		fr.	fr.	fr.	fr.
1.00	1400	1810	1600	1820	65.00	44570	57500	51000	58000
2.00	2370	3055	2700	3100	75.00	50700	65500	57900	66000
3.00	3455	4460	3950	4500	85.00	57390	74200	65200	74800
5.00	4895	6315	5580	6350	110.00	72070	93200	82200	94000
7.00	6620	8580	7550	8620	140.00	88740	114500	101800	115500
9.00	8690	11220	9100	11390	170.00	107800	139000	123000	140000
12.00	11090	14350	12650	14400	2 0.00	129000	167000	147500	168000
16.00	13820	17900	15800	18000	250.00	152400	198000	174500	198500
20.00	16965	22000	19350	22000	300.00	179200	232000	205000	234000
25.00	20490	26000	23350	26600	350.00	208500	270000	238000	272000
30.00	24365	31400	27800	31700	400.00	239600	310000	273000	311000
35.00	28730	37000	32800	37500	450.00	274000	355000	313000	356000
45.00	33445	43100	38100	43500	500.00	310000	400000	354000	404000
55.00	38000	49100	43500	49400					

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ II. — Valeurs des fournitures diverses, frais d'emballage et de mécanicien pour pose et, en général, de tous les frais accessoires à la charge du constructeur.

Pour apprécier ces valeurs, nous avons les renseignements suivants :

Tableau des frais divers du constructeur pour différentes machines montées.

s veut dire sans; *D*, détente; *C*, condensation.

FORCES des machines en chevaux.	SYSTÈMES des machines.	FOURNITURES		EMBALLAGE.	POSE.	IMPRÉVUS.	SOMMES.	PAR CHEVAL.
		Plomb pour joints à 1 fr. 50 le kil.	diverses.					
		fr.	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.	fr.
6	Horizontale, s. D. s. C.	15.00	20.50	30.00	350.00	50.00	465.00	77.50
6	Balancier, s. D. s. C.	x	50.00	36.00	x	x	86.00	13.10
6	Balancier, s. D. s. C.	x	78.00	x	600.00	x	678.00	113.00
8	Horizontale, s. D. s. C.	15.00	25.00	30.00	350.00	50.00	470.00	58.80
10	Balancier, s. D. s. C.	22.50	140.00	x	778.00	50.00	990.50	99.05
10	Balancier, s. D. C.	35.00	50.00	45.00	1000.00	60.00	1190.00	119.00
10	Horizontale, s. D s. C.	30.00	50.00	30.00	422.40	60.00	592.40	59.24
12	Balancier, s. D. s. C.	25.00	551.55	x	315.00	60.00	951.55	79.50
12	Balancier, s. D. C.	21.00	60.00	45.00	900.00	60.00	1086.00	90.80
16	Balancier, s. D. C.	x	200.00	36.00	200.00	80.00	1516.00	94.60
16	Balancier, s. D. C.	30.00	100.00	60.00	920.00	70.00	1180.00	73.80
							Moyenne par cheval.	80 fr. 00 c.
							Et pour 50 chevaux.	4000 fr. 00 c.

La valeur moyenne de la machine de 50 chevaux est (page 489) :

$$\frac{37950 + 47360 + 42050 + 47840}{4} = \frac{175200}{4} = 44000 \text{ fr.}$$

Or on a la proportion :

$$4000 : 44000 :: 1 : x = 11.$$

C'est-à-dire que les frais divers s'élèvent à $\frac{1}{11}$ de la valeur des métaux.

Comme, en général, le nombre des cas où les constructeurs ont à subir des frais imprévus est plus considérable que celui où la livraison s'exécute régulièrement et sans accidents, nous pensons que l'on peut porter à $\frac{1}{10}$ de la valeur des métaux la somme des frais divers supplémentaires, et on a alors le tableau suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des valeurs des machines à balancier mises en place, tous frais compris.

FORCES des machines en chevaux.	Machines sans détente		Machines à détente		FORCES des machines en chevaux.	Machines sans détente		Machines à détente	
	sans condensat.	à condensat.	sans condensat.	à condensat.		sans condensat.	à condensat.	sans condensat.	à condensat.
	fr.	fr.	fr.	fr.		fr.	fr.	fr.	fr.
1.00	1540	2000	1760	2000	65.00	49000	63100	56000	64000
2.00	2600	3360	2970	3400	75.00	56000	72000	63500	72500
3.00	3800	4900	4350	4950	85.00	63200	81700	72000	82000
5.00	5390	6950	6150	7000	110.00	79200	102500	90200	103500
7.00	7300	8450	8300	9500	140.00	97500	126500	111000	127000
9.00	9550	12400	10000	12450	170.00	118500	153000	135000	154000
12.00	12200	15800	14000	15850	210.00	142000	184000	162000	185000
16.60	15250	19700	17400	19800	250.00	168000	218000	192000	219000
20.00	18650	24200	21250	24200	300.00	197000	255000	225000	257000
25.00	22500	28600	25700	29300	350.00	230000	298000	263000	300000
30.00	26700	34500	30600	35000	400.00	264000	341000	300000	343000
35.00	31600	40650	36200	41200	450.00	301000	390000	345000	392000
45.00	36700	47500	42000	48000	500.00	340000	440000	390000	445000
55.00	41800	54000	48000	54200					

CHAPITRE II.

MACHINES A ROTATION, FIXES, DONT LES DISPOSITIONS SONT AUTRES QUE CELLE DE LA MACHINE A BALANCIER.

Le but principal du travail que nous venons de faire sur les machines à balancier a été d'indiquer non-seulement aux acheteurs les prix maxima auxquels ils doivent consentir suivant la force et le genre des machines à balancier qu'ils veulent se procurer, mais encore aux mécaniciens les prix dans les environs desquels ils doivent maintenir leurs prétentions pour ne pas travailler à perte.

Faire le même travail pour les machines des différents systèmes propres à un certain nombre de mécaniciens qui en sont les inventeurs présenterait, à notre avis, divers inconvénients; ainsi, par exemple,

1° Il ne serait que d'une utilité secondaire;

2° Il nous exposerait à commettre des erreurs préjudiciables aux mécaniciens sus-mentionnés.

Tout mécanicien qui a un système à lui sait combien vaut une machine d'un des quatre genres et d'une certaine force, construite sur ce système.

Qu'il compare son prix de vente à celui de la machine à balancier de même force et de même genre, qu'il prenne le rapport, et, s'il a confiance dans nos chiffres, il n'aura qu'à les multiplier par ce rapport pour avoir les prix approchés auxquels il doit vendre toutes ses machines.

Ainsi, si un mécanicien peut établir une machine de son système, de la force de 20 chevaux, à détente, sans condensation, pour la somme de 16,000 fr., par exemple, le chiffre de notre tableau, pour cette force et ce genre, étant 21,250 fr., le rapport $\frac{16000}{21250} = 0.75$ pourra lui servir à trouver, au moyen de notre tableau, les prix auxquels il doit vendre ses machines pour forces et genres différents.

Parmi les systèmes autres que celui à balancier, il en est un, le système *horizontal*, qui nous est particulièrement familier. Nous allons faire, pour ce système, ce que nous croyons que doivent faire les mécaniciens pour chacun des leurs.

A cet effet, nous avons les renseignements suivants, savoir :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Poids, en kilogrammes, des fonte, fer et cuivre contenus dans diverses machines horizontales, sans détente ni condensation.

1° MACHINE DE 6 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
1° *Vaporisation.*			
Une chaudière cylindrique en tôle . .	»	940.00	»
Garniture de *dito*.	210.00	35.30	5.80
Un coude de 0.27 pour cheminée . .	157.00	»	»
Tuyaux de 0.108.	300.00	»	»
30 barreaux de grille	308.00	»	»
Deux chenets.	83.00	»	»
Deux plaques de chenets	84.00	»	»
Un tisard garni.	92.00	15.00	»
Deux coudes, six tuyaux, cuvettes de soupapes..	330.00	»	4.00
Une emboîture, un coude et brides en fer.	47.00	6.00	»
	1611.00	996.30	9.80
2° *Distribution.*			
Mouvement du tiroir..	»	15.00	»
Un robinet d'introduction et sa poignée	»	1.00	5.50
Un excentrique et sa barre. . . .	»	30.00	»
Une boîte à vapeur garnie. . . .	35.00	4.00	1.40
Un tiroir.	»	»	3.00
	35.00	50.00	9.90
3° *Travail moteur.*			
Un cylindre, ses couvercles et ses boul.	235.00	8.00	0.40
Un stuffing-box pour *dito*.	»	0.20	2.80
Un piston et sa tige.	12.00	12.00	0.50
Deux petits robinets et clefs. . . .	»	»	1.00
	247.00	20.20	4.70
4° *Transmission du mouvement.*			
Un guide de la tige du piston. . . .	14.00	1.50	2.60
Un volant.	374.00	»	»
Une manivelle et son bouton. . . .	40.00	4.00	»
Un arbre du volant et cales. . . .	»	50.00	»
Une bielle avec chapes et clavettes. .	»	29.00	2.00
	428.00	84.50	4.60
5° *Alimentation.*			
Sept tuyaux de . . . 0.054 . . .	176.00	»	»
Quatre emboîtures de. 0.054 . . .	21.00	»	»
A reporter. . .	197.00	»	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	197.00	»	»
Quatre coudes de. . 0.054. . .	26.00	»	»
Tuyaux divers de. . 0.054. . .	100.00	»	»
Un piston d'eau chaude et stuffing-box.	»	4.00	2.00
Cinq petits tuyaux.	»	»	5.00
Une pompe d'eau fraîche garnie. .	44.00	18.00	2.70
	367.00	22.00	9.70
6° *Bâti.*			
Plaque de fondation, douze boulons, *id.*	370.00	20.00	»
Deux supports de 0.135 garnis pour arbre du volant..	57.00	7.00	7.00
Boulons, écrous et rondelles. . . .	»	40 00	»
	427.00	67.00	7.00
RÉCAPITULATION.			
Vaporisation.	1611.00	996.30	9.80
Distribution.	35.00	50.00	9.90
Travail moteur	247.00	20.20	4.70
Transmission du mouvement. . . .	428.00	84.50	4.60
Alimentation.	367.00	22.00	9.70
Bâti.	427.00	67.00	7.00
	3115.00	1240.00	45.70
Rapports.	68.00	27.20	1.00
Matières par cheval..	520.00	207.00	7.60

2° MACHINE DE 9 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

1° *Vaporisation.*			
Une chaudière cylindrique en tôle de $7^m,00$ sur $0^m,80$.	»	1470.00	»
Une porte de trou d'homme garnie.	24.00	13.00	»
Tampons pour tubulures, et boulons .	19.00	10.70	»
Un tisard garni.	118.00	16.00	»
Un support de chaudière.	52.00	»	»
Un chenet simple.	35.00	»	»
Deux plaques de foyers.	54.00	»	»
Quinze barreaux de grille. . . .	465.00	»	»
Un tuyau pour prise de vapeur. . .	84.00	»	»
Deux tuyaux de 0.081, 1.95. . . .	147.00	»	»
Cinq *id.* de 0.081, 1.30. . . .	290.00	»	»
Deux coudes de 0.081 à 2 brides. .	36.00	»	»
Deux *id.* à emboîture et bride. .	50.00	»	»
A reporter.	1374.00	1509.70	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	1374.00	1509.70	»
Deux emboîtures droites de 0,081. .	30.00	»	»
Cent boulons pour joints des tuyaux.	»	18.00	»
Deux soupapes de sûreté garnies . .	18.00	8.00	0.60
	1422.00	1535.70	0.60
2° *Distribution.*			
Une boîte à vapeur, couvercle, huit boulons, stuffing-box.	35.00	5.60	0.50
Un robinet de graissage et deux vis de stuffing-box	»	1.00	1.30
Un tiroir et son cadre.	2.60	0.80	»
Une tige de tiroir.	»	1.30	»
Un arbre, deux supports et une manette pour *dito*.	»	10.50	»
Un papillon à main, garni.	25.00	3.40	1.00
Un excentrique, sa barre et un cercle en deux parties.	9.00	13.00	5.00
	71.60	35.60	7.80
3° *Travail moteur.*			
Un cylindre à vapeur et ses quatorze boulons.	226.00	5.20	»
Un fond, un couvercle, un stuffing-box et deux vis.	62.00	1.20	3.30
Un piston à vapeur et sa garniture. .	26.00	2.00	»
Une tige du piston.	»	15.00	»
Deux robinets de vidange.	»	»	0.80
Quatre boulons pour fixer le cylindre à la plate-forme.	»	5.20	»
	314.00	28.60	4.10
4° *Transmission du mouvement.*			
Un T.	»	8.00	»
Une bielle à fourche garnie.	»	33.20	2.00
Un guide de la tige du piston. . .	16.50	2.00	0.50
Une manivelle et son bouton. . . .	44.00	4.00	»
Un arbre du volant.	189.00	»	»
Un volant.	595.00	»	»
	844.50	47.20	2.50
5° *Alimentation.*			
Une boîte à soupape pour pompe d'eau chaude et treize boulons. . . .	»	1.80	10.80
Un piston de pompe alimentaire. . .	»	6.00	»
A reporter.	»	7.80	10.80

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	»	7.80	10.80
Un stuffing-box et deux vis pour *dito.*	»	0.50	1.50
Une boîte d'eau chaude et ses soutiens.	62.00	2.00	»
Un robinet de 0.04 et neuf boulons pour *dito.*	»	1.50	2.50
Un bouton pour le mouvement de la pompe d'eau fraîche.	»	3.00	»
Une pompe d'eau fraîche garnie. . .	38.00	»	2.70
Un piston et son mouvement. . . .	6.00	6.00	»
Une soupape fermée et son poids, boulons.	43.00	3.00	1.40
Une soupape d'échappement et son poids, boulons.	9.00	2.10	0.30
Sept tuyaux pour les pompes. . . .	»	»	10.00
Un tuyau à colonne pour échappement.	50.00	»	»
Six tuyaux de. . . 0.054, 1.95. . .	240.00	»	»
Quatre *id.* de. . . 0.054, 1.30. . .	88.00	»	»
Six coudes de. . . 0.054 à brides .	42.00	»	»
Trois *id.* de. . . 0.054 à emboîture et bride.	27.00	»	»
Deux emboîtures droites de 0.054. .	10.00	»	»
Cinquante boulons pour joints des tuyaux.	»	8.00	»
	615.00	33.90	29.20
6° *Bâti.*			
Une plate-forme du cylindre et 7 boulons de fondation.	288.00	70.00	»
Deux barres de fer rond pour allonger les boulons.	»	20.00	»
Quatre clefs à écrous.	»	20.00	»
Deux supports de l'arbre du volant de 0.12.	124.00	7.50	14.40
Deux boulons à clavettes pour *dito.* .	»	6.60	»
	412.00	124.10	14.40
RÉCAPITULATION.			
Vaporisation.	1422.00	1535.70	0.60
Distribution.	71.60	35 60	7.80
Travail moteur.	314.00	28.60	4.10
Transmission du mouvement. . . .	844.50	47.20	2.50
Alimentation.	615.00	33.90	29.20
Bâti.	412 00	124.10	14.40
	3679.10	1805.10	58.60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Rapports.	63.00	31.00	1.00
Matières par cheval.	409.00	200.00	6.50

3° MACHINE DE 12 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

1° *Vaporisation.*

Une chaudière cylindrique à deux bouilleurs.	»	2400.00	»
Trois portes de trous d'homme, six boulons, six traverses.	48.00	30.00	»
Un tuyau de prise de vapeur. . . .	50.00	»	»
Un tisard et sa porte.	150.00	16.00	»
Supports de chaudière.	75.00	»	»
Une plaque de foyer, 1.30 sur 0.11. .	22.00	»	»
Une *id.* *id.* 1.30 sur 0.25. .	48.00	»	»
Deux chenets.	145.00	»	»
Vingt-quatre barreaux de grille (deux rangs).	720.00	»	»
Deux soupapes de sûreté.	68.50	10.60	1.70
Quatre-vingt-douze boulons pour joints, n° 15.	»	20.40	»
Quatre-vingts boulons pour joints, n° 18.	»	27.00	»
Cinquante boulons pour joints, n° 12.	»	8.60	»
Deux robinets vérificateurs du niveau.	»	»	0.50
Quatre tuyaux de 0^{m}.11 et 1^{m}.95. . .	334.00	»	»
Deux coudes à brides de 0.11. . . .	58.00	»	»
	1718.50	2512.60	2.20

2° *Distribution.*

Une boîte à vapeur et boulons. . .	24.00	5.30	»
Un couvercle de boîte à vapeur. . .	23.00	»	»
Un tiroir et son cadre.	4.00	2.70	»
Une valve de gorge et ses quatre boulons.	11.30	1.80	0.40
Un stuffing-box de *dito* et tige. . .	»	0.50	0.40
Une poignée de la valve de gorge. .	»	0.20	»
Un tuyau d'échappement et six boulons.	13.00	2.00	»
Une tige du tiroir et sa tête à lunette.	»	3.20	»
Un stuffing-box de *dito* et deux boulons.	»	0.60	2.30
Un robinet double pour graissage. .	»	»	1.40
Pendule conique modérateur. . . .	61.00	11.20	6.30
Un tuyau d'arrivée.	35.00	»	»
A reporter.	171.30	27.50	10.80

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report.	171.30	27.50	10.80
Un arbre du tiroir.	»	7.40	»
Un levier de *dito*.	»	2.10	»
Deux supports et quatre boulons doubles pour tiroir..	»	1.40	11.00
Une manette et ses deux boutons.. .	»	5.70	»
Un crochet d'excentrique.	»	11.10	»
Un excentrique.	25.00	»	»
Une barre d'excentrique à jour. . .	»	45.00	»
Un cercle d'excentrique en deux parties.	»	»	9.00
	196.30	100.20	30.80
3° *Travail moteur.*			
Un cylindre et seize boulons. . . .	539.00	7.00	»
Un fond de cylindre	28.00	»	»
Un couvercle, stuffing-box et deux boulons.	31.00	1.20	4.40
Un grain de stuffing-box.	»	»	0.70
Un piston à vapeur et sa tige. . . .	29.00	23.80	»
Un couvercle de piston, boulons et écrous.	10.00	1.00	1.80
Un cercle et deux vis pour tête des boulons..	»	0.60	»
Deux cercles pour garniture. . . .	2.60	»	»
Deux robinets des fonds du cylindre.	»	»	0.80
	639.60	33.60	7.70
4° *Transmission du mouvement.*			
Un T à coulisse et trois clavettes. . .	52.00	1.20	»
Dix boulons du T.	»	2.60	»
Deux guides ronds du T	»	52.40	»
Cinq petits vases pour graissage. . .	»	»	1.00
Une bielle.	»	45.00	»
Deux chapes de bielle et coussinets. .	»	10.60	5.20
Une manivelle et son bouton. . . .	121.00	8.50	»
Un volant en deux parties, deux frettes, deux goujons, quatre clavettes. . . .	1445.00	35.30	»
Un arbre du volant.	266.00	»	»
	1884.00	155.60	6.20
5° *Alimentation.*			
Une boîte à soupape, un robinet et treize boulons n° 12.	»	1.30	15.00
A reporter.	»	1.30	15.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	»	1.30	15.00
Une bride et sa poignée pour robinet.	»	0.70	»
Un petit tuyau pour *id.* .	»	»	3.10
Un *dito* dans la boîte à eau chaude.	»	»	2.20
Deux plaques fermant la boîte à eau chaude.	107.00	3.00	»
Un piston d'eau chaude.	»	13.90	»
Un boulon et trois rondelles pour *dito*.	»	1.50	»
Un stuffing-box et deux boulons pour *dito*.	»	0.70	3.40
Un grain pour *dito*.	»	»	0.30
Une pompe d'eau fraîche garnie. . .	52.00	7.00	2.70
Un bouton du pignon et sa chape.. .	»	6.00	»
Trois tuyaux de 0.081 sur 1^{m}.95. .	220.00	»	»
Six *id.* de 0.054 sur 1^{m}.95. .	240.00	»	»
Six *id.* de 0.054 sur 1^{m}.30. .	132.00	»	»
Deux coudes de 0.081 à emboîtures.	52.00	»	»
Quatre *id.* de 0 054 à brides. . .	28.00	»	»
Cinq *id.* de 0.054 à emboîtures.	45.00	»	»
Deux emboîtures droites de 0.054 . .	11.00	»	»
	887.00	34.10	26.70
6° *Bâti.*			
Une plate-forme sous la manivelle. .	355.00	»	»
Une *id.* sous le cylindre. . .	360.00	»	»
Une plaque à lunette et trois boulons.	151.00	2.80	»
Un support de l'arbre, coussinet, six boulons.	156.00	8.20	13.60
Un support de l'arbre, coussinet, quatre boulons.	50.00	18.20	5.90
Un balustre horizontal.	»	44.00	»
Dix boulons de fondation.	»	108.00	»
	1072.00	181.20	19.50

RÉCAPITULATION.

1° Vaporisation.	1718.50	2512.50	2.20
2° Distribution	135.30	89.00	24.50
3° Travail moteur	639.70	33.60	7.70
4° Transmission du mouvement. . .	1884.00	155.60	6.20
5° Alimentation.	887 00	34.10	26.70
6° Bâti.	1072.00	181.20	19.50
Totaux.	6336.50	3006.00	86.80
Rapports.	73.00	34.70	1.00
Matières par cheval.	528.00	250 00	7.25

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MACHINE DE 16 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
1° *Vaporisation.*			
Deux chaudières en tôle avec fond en fonte de 7m.00 sur 0m.80	712.00	2220.00	»
Deux portes de trous d'homme avec boulons et traverses.	48.00	26.00	»
Six tampons pour tubulures et 50 boulons.	30.00	17.00	»
Une tablette de devant du foyer. . .	49.00	»	»
Un tisard garni.	209.00	10.00	»
Une plaque de foyer de 1m.00 sur 0.11.	41.00	»	»
Dix-huit barreaux de grille.	554.00	»	»
Un registre complet.	130.00	»	»
Quatre soupapes de sûreté garnies. .	200.00	21.20	3.20
Quatre robinets vérificateurs du niveau.	»	»	1.00
Un tuyau de prise de vapeur. . . .	87.00	»	»
Cinq tuyaux de 0.11, 1,95.	419.00	»	»
Quatre *id.* de 0.11, 1,30.	184.00	»	»
Deux coudes de prise de vapeur. . .	58.00	»	»
Un coude de 0m.11, 1m.625.	56.00	»	»
Quatre coudes de 0,11 à deux brides.	100.00	»	»
Une emboîture droite de 0.11. . . .	24.00	»	»
Cent et un boulons.	»	18.50	»
Totaux.	2901.00	2312.70	4.20
2° *Distribution.*			
Une boîte à vapeur et stuffing-box. .	44.00	»	1.80
Un couvercle et 8 boulons pour *dito*. .	27.00	3.20	»
Une valve de gorge à main garnie. .	53.00	6.00	4.00
Un robinet à graisse.	»	»	1.40
Un tiroir et son cadre.	5.00	2.30	»
Une tige de tiroir et sa tête. . . .	»	3.50	»
Un arbre de tiroir, levier et manette. .	»	19.30	»
Deux supports pour *dito*.	»	1.60	10.40
Un tuyau à colonne pour échappement.	72.00	»	»
Un excentrique et son mouvement. .	50.00	57.00	9.00
	251.00	92.90	26.60
3° *Travail moteur.*			
Un cylindre à vapeur et ses boulons. .	401.00	7.30	»
A reporter.	401.00	7.30	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	401.00	7.30	»
Deux fonds de cylindre et un stuffing-box.	79.00	2.00	6.50
Deux robinets des fonds du cylindre .	»	»	1.00
Un piston à vapeur et couvercle . .	39.00	5.40	»
Deux cercles pour *dito*.	2.50	»	»
Une tige pour *dito*.	»	27.00	»
	521.50	41.70	7.50
4° *Transmission du mouvement.*			
Une tête de la tige du piston. . . .	»	29.00	»
Un contre-guide de la tige du piston. .	»	9.40	5.60
Deux guides de *dito*.	»	54.00	»
Une bielle garnie.	»	77.00	4.40
Une manivelle et son bouton. . . .	120.00	8.60	»
Un volant garni.	2199.00	45.00	»
Un arbre du volant.	401.00	»	»
	2720.00	223.00	10.00
5° *Alimentation.*			
Un réservoir d'eau chaude et boulons.	126.00	2.00	»
Un piston et stuffing-box.	»	16.40	3.60
Une boîte à soupape pour *dito*. . .	»	1.70	13.80
Un goujon de la pompe d'eau fraîche.	»	7.00	»
Un robinet de boîte d'eau chaude. .	»	»	3.30
Huit mètres de tuyaux de cuivre. .	»	»	31.00
Une pompe d'eau fraîche garnie. .	52.00	7.00	2.70
Un tuyau d'embranchement des chaudières.	274.00	»	»
Deux coudes pour *dito*.	32.00	»	»
Deux tampons pour *dito*.	36.00	»	»
Une boîte à soupape pour *dito*. . . .	19 00	2.00	1.20
Une soupape fermée et contre-poids.	84.00	2.00	1.40
Dix tuyaux de 0.054, 1.95. . . .	383.00	»	»
Sept *id.* de 0.054, 1.30. . . .	160.00	»	»
Un *id.* de 0.054 à emboîture. .	21.00	»	»
Un *dito* à bride ovale.	22.00	»	»
Six coudes de 0.054 à deux brides. .	42.00	»	»
Un *dito* à bride ovale.	9.00	»	»
Deux *id.* à bride et emboîture . . .	20.00	»	»
Trois emboîtures droites de 0.054. .	19.00	»	»
Cinquante-deux boulons.	»	12.60	»
	1299.00	50.70	57.00

Bâti.

Une plate-forme en deux parties et sept

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
boulons.	862.00	7.00	»
Une plaque à lunette	133.00	»	»
Un balustre horizontal.	»	39.50	»
Deux supports garnis de 0.152 pour arbre du volant.	258.00	13.30	23.40
Six boulons pour les fixer à la plaque et au sol.	»	17.00	»
Neuf boulons de fondation. . . .	»	183.00	»
Trente-quatre boulons divers. . .	»	20.00	»
	1253.00	279.80	23.40

RÉCAPITULATION.

Vaporisation.	2901.00	2312.70	4.20
Distribution.	251.00	92.90	26.60
Travail moteur.	521.50	41.70	7.50
Transmission du mouvement. . .	2720.00	223.00	10.00
Alimentation.	1299.00	50.70	57.00
Bâti.	1253.00	279.80	23.40
	8945.50	3000.80	128.70
Rapports.	69.50	33.30	1.00
Matières par cheval.	560.00	187.50	8.05

De ces résultats, nous concluons que l'on a, pour

1° MACHINE DE 6 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

A balancier.	2825.00	1630.00	58.00
Horizontale.	3105.00	1240.00	45.70

2° MACHINE DE 9 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

A balancier.	3900.00	2236.00	80.00
Horizontale.	6379.00	1804.40	58.60

3° MACHINE DE 12 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

A balancier.	5200.00	2995.00	107.00
Horizontale.	6336.50	3006.10	86.10

4° MACHINE DE 16 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

A balancier.	6710.00	3910.00	138.00
Horizontale.	8945.50	3000.80	128.70

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En d'autres termes :

		FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
6 chevaux :	à balancier. .	1.00	1.00	1.00
	horizontale. .	1.10	0.76	0.79
9 chevaux :	à balancier. .	1.00	1.00	1.00
	horizontale. .	0.94	0.81	0.73
12 chevaux :	à balancier. .	1.00	1.00	1.00
	horizontale. .	1.22	1.00	0.81
16 chevaux :	à balancier. .	1.00	1.00	1.00
	horizontale. .	1.33	0.77	0.94
Moyennes pour les machines horizontales.		1.10	0.84	0.82

Les valeurs du kilogramme de chaque métal sont les mêmes dans les machines horizontales que dans les machines à balancier.

Si donc on veut déduire de ces renseignements les valeurs des machines horizontales, rien n'est plus facile ; il suffit, pour cela, de multiplier, par les coefficients 1.10, 0.84, 0.82, les valeurs affectées aux métaux, fonte, fer et cuivre, pour la machine de 50 chevaux, à balancier, dans les tableaux des pages 488 et 489. Connaissant, ainsi, les valeurs des machines horizontales de 50 chevaux, on obtient celles de toutes les autres (métaux seulement), par une proportion, au moyen du tableau du bas de la page 497. Il n'y a plus qu'à ajouter un dixième en sus pour frais divers.

CHAPITRE III.

MACHINES SOUFFLANTES.

Toutes les machines soufflantes dont nous donnons ci-dessous les poids détaillés se composent de deux cylindres, dont l'un à vapeur, l'autre soufflant, situés aux extrémités d'un même balancier muni de deux parallélogrammes de Watt. Toutes ces machines ont, en outre, une bielle, une manivelle et un volant, excepté celle de 16 chevaux, à soupapes enfilées.

1° MACHINE SOUFFLANTE DE 10 CHEVAUX, SANS DÉTENTE, A CONDENSATION.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Une chaudière en tôle.	»	2000.00	»
Garniture de *dito*.	642.00	33.00	7.00
Garniture du foyer.	1000.00	25.00	»
Machine à vapeur.	6128.00	1330.00	158.00
Tuyaux et coudes.	1298.00	»	»
Soufflerie.	4077.00	203.00	2.00
	13145.00	3591.00	167.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° MACHINE SOUFFLANTE DE 12 CHEVAUX, DÉTENTE ET CONDENSATION.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Une chaudière en tôle.	»	2500.00	»
Garniture de *dito* et du foyer. . .	1429.00	50.00	»
Machine montée.	12090.00	1702.30	180.40
	13519.00	4252.30	180.40

3° MACHINE SOUFFLANTE DE 12 CHEVAUX, SANS DÉTENTE, A CONDENSATION.

Une chaudière en tôle.	»	2500.00	»
Garniture de *dito* et du foyer. . .	1529.00	50.00	»
Machine montée.	12143.00	1799.00	180.40
	13672.00	4349.00	180.40

4° MACHINE SOUFFLANTE DE 12 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

Une chaudière en tôle.	»	2500.00	»
Garniture de *dito* et du foyer. . .	1429.00	50.00	»
Machine montée.	9690.00	1624.00	178.00
	11119.00	4174.00	178.00

5° MACHINE SOUFFLANTE DE 16 CHEVAUX, SANS DÉTENTE, A CONDENSATION, DISTRIBUTION PAR SOUPAPES ENFILÉES.

Une chaudière en tôle.	»	3666 00	»
Garniture de *dito*.	993.00	59.00	15.00
Garniture du foyer.	1749.00	20.00	»
Machine à vapeur.	8976.00	1784.00	223.00
Tuyaux et coudes.	1849.00	»	»
Soufflerie.	7601.00	439.00	2.00
	21163.00	5968.00	240.00

6° MACHINE SOUFFLANTE DE 80 CHEVAUX (*la soufflerie seulement*).

Un cylindre soufflant de 2 mètres de diamètre.	3611.00	»	»
Son fond.	1829.00	»	»
Son couvercle.	1303.00	14.00	7.50
Deux boîtes à vent et clapets. . .	733.00	118.00	»
Piston soufflant et sa tige. . . .	1070.00	359.00	»
Dix-huit boulons et clavettes. . .	»	22.50	»
Tuyau carré du vent.	1338.00	»	»
Coude de *dito*	469.00	»	»
Boîtes d'aspiration.	435.00	32.00	»
A reporter. . . .	10788.00	545.50	7.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	10788.00	545.50	7.50
Boulons.	»	30.00	»
Quatre-vingt-quinze boulons de fond des couvercles du cylindre et des boîtes à vent.	»	182.00	»
Deux charnières des clapets du fond.	»	38.40	»
Trois supports de *dito*.	24.00	8.00	»
Quatre petites colonnes.	158.00	»	»
Un T de la tige du piston et son axe.	253.00	74.00	»
Deux clavettes de *dito*.	»	13.30	»
Deux tire-fonds.	»	4.50	»
	11223.00	895.70	7.50

7° MACHINE SOUFFLANTE DE 100 CHEVAUX (*le cylindre seul*).

Un cylindre de $2^m.15$ de diamètre, $2^m.40$ de long et $0^m.03$ d'épaisseur.	3640.00	»	»
Un fond de *dito*.	1700.00	»	»
Un couvercle de *dito*.	2000.00	»	»
	7340.00	»	»

Parmi les frais supplémentaires qu'occasionnent les machines soufflantes, il faut compter le cuir et le bois pour le piston et les clapets. Pour ces frais, nous avons les renseignements suivants:

1° MACHINE SOUFFLANTE DE 10 CHEVAUX.

	fr. c.
Cuir pour clapets et pistons.	75.00
Bois pour piston.	10.00
Total.	85.00

2° MACHINE SOUFFLANTE DE 16 CHEVAUX.

Cuir pour clapets et pistons, 39 kilog. à 5 fr.	195.00
Bois pour pistons.	24.00
Total.. . . .	219.00

3° MACHINE SOUFFLANTE DE 18 CHEVAUX.

Cuir pour piston, 12 kilog. 50 à 5.00 fr.	62.50
Cuir pour clapets, 25 kilog. à 5 fr.	125.00
Bois du piston.	60.00
Total.	247.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE IV.

APPAREILS MOTEURS POUR LA NAVIGATION.

Le devis d'un appareil moteur pour bâtiment à vapeur comprend
1° Les chaudières et leurs accessoires ;
2° Les machines ;
3° Les roues à pales motrices.

Pour déterminer les poids des appareils moteurs, nous avons les renseignements suivants :

1° BATEAU A VAPEUR DE 60 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES.

Genre. Sans détente, à condensation. — *Système.* Deux balanciers en dessous.

Poids, en kilogrammes, des différentes parties de l'appareil.

Organes des machines.	9525.10
Bâti de *dito*.	4389.00
Mécanisme proprement dit.	3921.50
Transmission du mouvement.	5354.10
Chaudières.	19318.00
Accessoires.	1225.50
Total.	43733.20

2° BATIMENT A VAPEUR DE 220 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES.

Genre. Détente aux $\frac{3}{4}$ et condensation. — *Système.* Deux balanciers en dessous.

1° *Vaporisation.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Quatre corps de chaudières en tôle.	»	51707.00	»
Une cheminée id. id. .	»	1980.00	»
Deux soutes à charbon id. .	»	6776.00	»
Cent quatre-vingt-dix-sept barreaux de grille.	5031.00	»	»
Vingt chenets.	240.00	»	»
Soupapes de sûreté et boîte. . . .	179.00	26.00	20.00
Cinquante-deux plaques de parquet.	5995.00	»	»
	11445.00	60489.00	20.00

2° *Distribution.*

Deux paires de tiroirs et tiges. . .	89.00	27.80	35.00
Deux arbres de *dito*.	»	27.80	»
Quatre supports de ces arbres. . .	199.60	20.50	23.50
Deux contre-poids et leviers des tiroirs.	989.00	28.60	18.60
A reporter. . . .	1277.60	104.70	77.10

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . . .	1277.60	104.70	77.10
Huit bielles de tiroir.	»	81.00	14.40
Quatre conduites de vapeur au condenseur.	600.00	»	»
Deux excentriques et leurs cercles. .	396.00	6.00	155.00
Deux arbres des leviers d'excentrique.	408.00	10.00	»
Deux leviers d'excentriques et boulons.	»	62.40	»
Deux barres d'excentriques. . . .	»	396.00	»
Deux contre-poids garnis d'excentriq.	314.00	4.00	»
Quatre supports des arbres des leviers d'excentriques.	151.60	67.60	26.50
Deux leviers de mise en train. . .	»	142.00	»
Deux fourchettes de débrayage. . .	»	14.70	0.70
Quatre supports de l'arbre de mise en train.	158.80	14.40	28.00
Totaux. . .	3306.00	902.80	301.70

3° *Travail moteur.*

Deux cylindres à vapeur.	9171.00	»	»
Deux couvercles de *dito*.	1583.00	»	»
Deux stuffing-boxes pour *dito*. . . .	84.00	»	10.00
Deux pistons à vapeur.	311.80	36.50	»
Quatorze ressorts en acier, 15.00 kil.	»	»	»
Deux tiges des pistons.	»	780.00	»
Deux écrous des *dito*.	»	37.00	»
Totaux. . .	11149.80	853.50	10.00

4° *Transmission du mouvement.*

Deux traverses des cylindres à vapeur.	»	1228.00	»
Quatre bielles garnies des cylindres à vapeur.	»	1421.00	184.00
Quatre balanciers garnis.	8729.00	362.00	352.00
Deux gros axes de *dito*.	»	2020.00	»
Huit clavettes de *dito*.	»	100.70	»
Deux grandes traverses des bielles principales.	»	1818.00	15.50
Deux bielles principales garnies. . .	»	1700.00	135.50
Quatre têtes de grandes traverses. .	»	243.00	77.60
Quatre guides du parallélogramme. .	»	116.00	12.00
Quatre contre-guides de *dito*. . . .	»	84.00	»
A reporter. . . .	8729.00	9092.70	776.60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Report. . .	8729.00	9092.70	776.60
Deux bielles verticales de *dito*. . .	»	100.80	8.40
Quatre bielles des pompes à air. . .	»	268.00	48.00
Deux traverses de *dito*..	»	496.00	26.00
Quatre guides desdites traverses. . .	»	119.50	8.40
Deux manivelles.	»	1504.00	»
Deux boutons de *dito*.	»	449.00	»
Deux arbres intermédiaires. . . .	»	2115.00	»
Deux arbres des roues.	»	6920.00	»
Totaux. . .	8729.00	21065.00	867.40
5° *Condensation.*			
Deux condenseurs et quatre clapets. .	8188.00	»	607.00
Deux boîtes d'injection de vapeur. .	76.80	10.00	10.40
Deux vannes d'injection.	68.00	21.00	12.20
Deux pompes à air.	1828.00	»	350.00
Deux couvercles de *dito*.	427.00	7.00	6.00
Deux pistons de *dito*.	»	»	615.00
Deux tiges de *dito*.	»	»	264.60
Totaux. . .	10587.80	38.40	1865.60
6° *Alimentation.*			
Deux boîtes d'alimentation des chaudières.	81.40	15.00	16.20
Plomb. . . 11.40 kil.			
Deux pompes alimentaires. . . .	225.00	5.10	»
Plomb. . . . 1.1 kil.			
Deux pistons desdites.	»	27.00	98.00
Deux grains et faux grains desdites. .	»	»	38.00
Deux boîtes à soupapes desdites. . .	313.60	48.60	26.00
Plomb. . . 18.04 kil.			
	620.00	95.70	178.20
7° *Bâti.*			
Deux plaques de fondation.	11161.00	»	»
Quatre bâtis inférieurs.	7680.00	»	»
Quatre plaques d'assemblage des *dito*.	764.00	»	»
Deux croix de Saint-André.	402.00	»	»
Quatre bâtis supérieurs.	12725.00	»	»
Quatre supports et coussinets. . . .	1944.00	»	414.00
Quatre chapeaux de *dito*.	700.00	»	»
Deux supports extérieurs.	505.00	72.20	»
Deux chaises.	1018.00	»	134.00
Un escalier.	»	201.00	»
Deux chaises à vis.	»	114.00	»
Totaux. . .	36899.00	387.00	548.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

8° *Roues.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Six tourtes de bras.	5342.00	»	»
Cent vingt rayons de roues. . . .	»	7535.00	»
Douze jantes des roues.	»	4155.00	»
	5342.00	11690.00	»
9° Pièces non spécifiées et pièces de rechange.	6658.80	10027.00	5208.30

RÉCAPITULATION.

1° Vaporisation.	11445.00	60489.00	20.00
2° Distribution	3306.00	902.80	617.60
3° Travail moteur	11149.80	853.50	10.00
4° Transmission du mouvement. . .	8729.00	21065.00	867.40
5° Condensation.	10587.80	38.40	1865.60
6° Alimentation.	620.00	95.70	178.20
7° Bâti.	36899.00	387.00	548.00
8° Roues.	5342.00	11690.00	»
9° Non spécifiées et rechanges . . .	6658.80	10027.00	5808.30
	94737.40	105548.40	9312.10

Total . . . . . 209597.90 kil.

Acier	20.50
Plomb	156.60
Limaille de fer	466.00
Bois.	4164.00
Chanvre d'Italie.	11.00
Cuir.	10.50
	214426.50

3° BATIMENT A VAPEUR DE 400 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES.

Genre. Détente aux $\frac{3}{4}$, condensation. — *Système.* Deux balanciers en dessous.

	Poids en kilogrammes.
Machines complètes.	315000.00
Quatre chaudières.	91500.00
	406500.00

4° BATIMENT A VAPEUR DE 450 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES.

Genre. Détente aux $\frac{3}{4}$, condensation. — *Système.* Deux balanciers en dessous.

	Poids en kilogrammes.
Machines.	203500.00
Chaudières.	101750.00
	395250.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° BATIMENT A VAPEUR DE 450 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES (pl. 40 et 41).

Genre. Détente aux $\frac{3}{4}$, condensation. — *Système.* Deux balanciers en dessous.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Huit compartiments de chaudière, tôle.	»	98800.00	»
Une cheminée et ses enveloppes, *id.* .	»	9540.00	»
Deux soutes à charbon, *id.* . . .	»	19000.00	»
Cinq cent quarante barreaux de grilles.	6090.00	»	»
Cent et une plaques de parquet. . . .	11540.00	»	»
Cent soixante-quatre tuyaux divers, en cuivre rouge.	»	»	5511.00
Deux cylindres à vapeur.	15350.00	»	»
Deux fonds pour *dito*.	5820.00	»	»
Deux couvercles pour *dito*.	3910.00	»	»
Deux pistons et tiges pour *dito*. . .	5420.00	2016.00	»
Deux traverses de cylindres. . . .	»	2986.00	»
Quatre bielles des cylindres et leurs chapes.	»	3687.00	»
Quatre balanciers et leurs coussinets.	27225.00	»	897.00
Deux gros axes des balanciers. . . .	»	4500.00	»
Deux grandes traverses des bielles principales et leurs têtes.	»	4624.00	»
Deux bielles principales, leurs chapes et coussinets.	»	4134.00	340.00
Deux traverses de pompes à air. . .	»	1105.00	»
Un arbre intermédiaire et ses deux manivelles.	»	8370.00	»
Deux arbres des roues et leurs deux manivelles.	»	20460.00	»
Deux condenseurs.	17830.00	»	»
Deux pompes à air.	3650.00	»	»
Deux réservoirs d'air.	3930.00	»	»
Deux pistons de pompes à air. . .	»	»	1415.00
Deux plaques de fondation	24240.00	»	»
Quatre grands bâtis.	40120.00	»	»
Quatre petits *id.*	19030.00	»	»
Quatre supports et leurs coussinets. .	7235.00	»	1592.00
Deux supports extérieurs.	1050.00	»	»
Deux chaises.	1725.00	»	»
Deux roues et six tourtes.	14530.00	28520.00	»
Diverses pièces	20225.00	30789.00	7659.00
Id. tôle et cuivre rouge . .	»	746.00	65.00
	228920.00	239205.00	17479.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÉCAPITULATION.

Fonte de fer.	228920.00
Fer.	111119.00
Tôle de fer.	128086.00
Bronze.	11903.00
Cuivre rouge.	5576.00
	485684.00

6° AUTRE DE 450 CHEVAUX (pl. 40 et 41).

Sur le même modèle que le précédent, mais sortant d'un autre atelier de construction.

1° *Vaporisation.*	FONTE.	FER.	TÔLE DE FER.	CUIVRE.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
700 barreaux de fourneaux	17584	»	»	»
6 foyers de chaudières dont un avec retour	»	»	37686	»
2 foyers	»	»	11378	»
100 feuilles de tôle pour les soutes				
2 parties en tôle pour *dito*	»	»	5275	»
4 coulisseaux				
20 cornières	»	940	»	»
211 feuilles de tôle percées et cintrées pour soutes à charbon	»	»	13770	»
59 feuilles de tôle pour façades et derrières des enveloppes	»	»	1115	»
32 feuilles de tôle, ou coulisseaux pour façades et derrières des enveloppes	»	»	1300	»
9 feuilles de tôle pour façades des enveloppes	»	»	1255	»
49 feuilles de tôle pour côtés des enveloppes	»	»	6865	»
10 parties dessus d'enveloppes				
12 cornières	»	»	5656	»
2 réservoirs en tôle	»	»	2344	»
1 dessus d'enveloppe et partie de l'arrière de $\frac{1}{4}$ de chaudière	»	»	3030	»
4 morceaux d'enveloppe pour cheminée de dessous du pont	»	»	712	»
1 dessus et dessous d'enveloppe de $\frac{1}{4}$ de chaudière	»	»	4775	»
2 réservoirs	»	»	2325	»
4 petites galeries ou retour de flamme	»	»	1310	»
6 feuilles de tôle pour les côtés des enveloppes	»	»	707	»
8 feuilles de tôle cintrées pour dessous des réservoirs à la cheminée	»	»	555	»
4 viroles de cheminée	»	»	2340	»
4 leviers des soupapes	»	40	»	»
8 coulisseaux	518	»	»	»
16 traverses devant des fourneaux	858	»	»	»
16 tablettes de traverses du fond	430	»	»	»
15 traverses du milieu	656	»	»	»
3 viroles pour cheminée	»	»	1.495	»
4 pièces de tôle pour garnir l'orifice de sortie de la vapeur	»	»	180	»
4 cornières pour dessus et dessous de l'enveloppe	»	»	150	»
8 cornières avec bouts coudés pour les quatre galeries du bas	»	323	»	»
3 fonds de 1/4 d'enveloppe de chaudière	»	»	6.006	»
2 coudes en fonte pour prise de vapeur sur les chaudières	222	»	»	»
2 boîtes de soupapes de sûreté allant sur les chaudières	538	»	»	»
20 bouchons pour les chaudières	436	»	»	»
1 coulisseau	43	»	»	»
2 presse-étoupe avec une bride de fer à chacun pour garniture des tuyaux de décharge	40	9	»	»
4 tuyaux coudés	»	»	»	237
31 tuyaux	»	»	»	755
24 douilles	224	»	»	»
6 tuyaux	»	»	»	393
2 grandes brides allant au bout du tuyau de décharge	»	»	»	13
A reporter	21549	1312	110229	1398

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	FER.	TÔLE DE FER.	CUIVRE.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	21549	1312	110229	1398
4 clapets pour les boîtes en fonte des soupapes.....	»	»	»	10
55 rondelles en cuivre pour collets aux tuyaux.....	»	»	»	14
3700 rivets.....	»	517	»	»
600 rivets pour la cheminée.....	»	27	»	»
1650 rivets.....	»	239	»	»
4500 rivets et 60 tirants d'abatage.....	»	435	»	»
1 enveloppe de cheminée en feuilles.....	»	»	518	»
1 plate-forme de la cheminée en 8 feuilles.....	»	»	324	»
1 chapeau de cheminée en 6 feuilles.....	»	»	106	»
2 cercles en cornières pour l'enveloppe de cheminée.....	»	129	»	»
4 soupapes d'expansion fixées sur deux tiges en fer à 2 écrous....	»	14	»	38
	21549	2673	111177	1460
2° *Distribution.*				
2 grandes boîtes des tiroirs à vapeur du haut des cylindres avec couvercle boulonné et presse-étoupe avec tirants.....	1740	30	»	10
2 boîtes à vapeur du bas des cylindres.....	740	»	»	»
2 grosses boîtes de la détente avec chacune leur couvercle, presse-étoupe avec tirants, brides pour valve, tirants et boulons.....	1300	15	65	»
4 supports à deux paliers avec chapeaux, boulons et 2 garnitures pour les arbres coudés du mouvement des tiroirs.....	1250	30	»	48
2 grands excentriques avec un plateau rond adapté sur chacun d'eux avec 4 boulons.....	1030	4	»	»
2 excentriques de détente.....	260	»	70	»
4 tiroirs.....	»	»	»	1008
2 boîtes carrées des tiroirs fixés à un tuyau plat coudé, avec 14 boulons.....	1080	114	»	»
2 grandes tringles en fer commandant la détente.....	»	182	»	»
3 brides de clefs de boîtes à détente.....	»	32	»	»
4 guides des traverses des tiroirs.....	»	224	»	»
2 leviers de mise en train.....	»	230	»	»
2 contre-poids des tiroirs.....	1140	»	»	»
2 couvercles pour les boîtes à vapeur du bas.....	324	»	»	6
2 grands colliers d'excentrique.....	»	816	»	280
2 leviers à chape allant sur les arbres des tiroirs pour le mouvement des excentriques.....	»	174	»	»
2 arbres coudés pour le mouvement des tiroirs.....	»	536	»	»
4 petites traverses pour les tiges des tiroirs.....	»	136	»	»
4 petits balanciers avec soies et écrous pour les contre-poids.....	»	268	»	»
	8864	2791	135	1352
3° *Travail moteur.*				
2 cylindres à vapeur.....	19000	»	»	»
2 couvercles de cylindres à vapeur.....	5100	»	»	»
2 fonds de cylindres à vapeur.....	6300	»	»	»
2 tiges de pistons.....	»	2042	»	»
2 pistons des gros cylindres avec leurs segments.....	4800	736	»	»
55 ressorts en acier pour les pistons.....	»	4	»	»
	35200	2782	»	»
4° *Transmission du mouvement.*				
4 balanciers avec chacun 2 soies aux extrémités, conssinets et clavettes de serrage.....	30400	150	»	650
A reporter.....	30400	150	»	650

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	FER.	TÔLE DE FER.	CUIVRE.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	30400	150	»	650
1 arbre intermédiaire avec ses 2 manivelles.....	»	8350	»	»
2 arbres des roues avec leur manivelle.....	»	19216	»	»
6 mamelons de roues avec frettes au moyeu et une extérieurement.	16110	2100	»	»
50 rayons de roue (simples).....	»	5328	»	»
22 rayons de roue (à pattes).....	»	2514	»	»
14 rayons de roue (à pattes).....	»	1596	»	»
58 rayons de roue (simples).....	»	6178	»	»
36 parties de cercles extérieurs.....	»	3984	»	»
36 parties de cercles intérieurs.....	»	2918	»	»
4 grandes bielles pendantes avec coussinets.....	»	4296	»	324
2 grosses bielles avec leurs coussinets.....	»	4490	»	210
4 bielles de parallélogrammes.....	»	356	»	44
2 grosses traverses des grosses bielles pendantes.....	»	2792	»	»
2 grosses traverses avec leurs menottes.....	»	4410	»	150
2 arbres de parallélogrammes.....	»	570	»	»
8 rondelles en rosaces des balanciers.....	430	»	»	»
2 soies de manivelles.....	»	1000	»	»
1150 rivets pour les roues.....	»	425	»	»
50 boulons ou crampons pour les roues.....	»	126	»	»
46 crampons pour les roues.....	»	120	»	»
25 crampons pour les roues.....	»	64	»	»
300 plaques pour les roues.....	»	398	»	»
4 plaques pour les manivelles.....	»	»	»	54
14 soies pour bielles diverses.....	»	394	»	»
2 bielles de parallélogrammes, avec chapes, clavettes et garnitures.	»	364	»	24
	46940	72139	»	1456
5° *Condensation.*				
2 condenseurs avec leur arbre intermédiaire.....	26100	5000	»	»
2 cylindres de pompe à air.....	»	»	»	2234
2 hausses de cylindre de pompe à air.....	1515	15	»	»
2 couvercles de pompes à air.....	2320	»	»	»
8 paires de coussinets pour bielles de pompes à air.....	»	»	»	94
2 petits arbres pour le mouvement des boîtes d'injection.....	»	60	»	»
2 guides de traverses de pompe à air.....	»	250	»	»
4 bielles de pompe à air.....	»	744	»	90
2 traverses de pompe à air.....	»	1080	»	»
2 pistons de pompe à air.....	»	»	»	1000
2 tringles de pistons de pompe à air.....	»	»	»	522
2 presse-étoupe des tuyaux de bâche.....	63	»	»	»
4 boîtes pour prise d'eau des condenseurs.....	328	»	»	»
	30326	7149	»	3940
6° *Alimentation.*				
2 pompes alimentaires.....	552	»	»	»
2 grandes boîtes avec brides et boulons des soupapes d'alimentation.	700	64	»	»
2 pistons de pompe alimentaire.....	»	»	»	273
2 pompes à incendie à 2 cylindres et ses accessoires.....	500	84	»	160
4 pompes d'extraction avec brides, presse-étoupe et tirants.....	400	40	»	28
2 petites pompes à purger.....	120	2	»	6
2 petites boîtes ou clapets des plaques de fondation avec couvercle, boulons et presse-étoupe.....	180	2	»	4
4 siéges de clapets avec leurs clapets.....	600	»	»	100
2 bouchons de grandes boîtes carrées allant sur les condenseurs...	98	»	»	»
4 pistons des pompes d'extraction.....	»	»	»	132
2 tuyaux de décharge à bride d'un bout.....	584	»	»	»
2 bouts de tuyaux à tubulure, avec presse-étoupe pour communication de vapeur.....	290	6	»	»
A reporter.....	4024	198	»	703

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	FER.	TÔLE DE FER.	CUIVRE.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	4024	198	»	703
2 clapets avec tige	»	»	»	15
2 tiges de piston des pompes alimentaires	»	60	»	»
	4024	258	»	718
7° *Bâti.*				
2 plaques de fondation.....	27?00	»	»	»
4 grands bâtis	42800	»	»	»
4 bâtis triangulaires.....	21600	»	»	»
2 grandes boîtes carrées, avec inscription, allant sur les condenseurs.	3260	»	»	»
4 paliers des gros arbres avec chapeau, boulons, coussinets et brides.	9200	188	»	680
4 entretoises des bâtis.....	3252	»	»	»
4 petites entretoises des bâtis (rondes)	390	»	»	»
1 grande entretoise des bâtis	855	»	»	»
2 supports.....	»	20	»	»
8 vis à tête à 6 pans.....	»	25	»	»
15 goujons.....	»	10	»	»
1 caisse de pièces accessoires.....	»	»	»	212
Pièces accessoires.....	»	2580	»	230
2 paliers du bout des arbres des roues.....	3360	1045	»	200
47 plaques arabesques pour parquets.....	5072	»	»	»
2 plaques arabesques ou bouchons des plaques de fondation.....	330	»	»	»
48 parties d'arcs-boutants à longues tiges et partie d'un bout percée de 2 trous.....	»	1320	»	»
48 parties percées de trous pour les arcs-boutants.....	»	295	»	»
1 baril renfermant des boulons et rondelles.....	»	456	»	»
1 croix de Saint-André pour le haut des bâtis.....	»	544	»	»
2 entretoises, avec leurs clavettes, pour la croix de Saint-André....	»	264	»	»
4 grands boulons à douille d'un bout et 2 écrous de l'autre au haut des bâtis.....	»	409	»	»
4 boulons d'entretoises du haut des bâtis avec clavettes d'un bout..	»	528	»	»
4 petits paliers en fonte avec chapeaux, boulons et coussinets s'adaptant après les bâtis triangulaires.....	140	4	»	16
6 barils renfermant des boulons pour la plaque de fondation.....	»	2608	»	»
2 plaques ou bouchons des plaques de fondation.....	152	»	»	»
8 grands boulons d'entretoises.....	»	540	»	»
8 boulons à 2 écrous d'un bout et à douilles de l'autre, à 6 pans, pour attacher au flanc du navire.....	»	426	»	»
6 bouts de cornières doubles pour supporter le parquet du haut entre les machines.....	»	195	»	»
28 tôles pour les galeries avec mains courantes.....	»	»	439	8
32 colonnes.....	206	220	»	24
12 traverses pour le flanc du navire.....	»	306	»	»
12 paires de brides avec boulons.....	90	15	»	»
24 boulons avec écrous pour fixer les brides aux flancs du navire...	»	410	»	»
68 supports.....	»	218	»	»
	117907	12626	439	1370
RÉCAPITULATION.				
Vaporisation.....	21549	2673	111177	1460
Distribution.....	8864	2791	135	1352
Travail moteur.....	35200	2782	»	»
Transmission du mouvement.....	46940	72139	»	1456
Condensation	30326	¶149	»	3940
Alimentation.....	4024	258	»	718
Bâti	117907	12626	439	1370
TOTAUX PARTIELS.....	264810	100418	111751	10296
TOTAL GÉNÉRAL.....	487275 kil.			

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE V.

LOCOMOTIVES.

1° MACHINE LOCOMOTIVE A VOYAGEURS, A CYLINDRES INTÉRIEURS, FOYER ENTRE DEUX ESSIEUX, LONGERONS EXTÉRIEURS, DISTRIBUTION PAR TIROIRS HORIZONTAUX ET PIEDS-DE-BICHE.

Surface de chauffe directe,	en mètres carrés.	. .	5.032
Id. par contact,	id.	. . .	47.990
Id. totale,	id.	. . .	53.020
Surface de la grille,	id.	. . .	1.000
Pistons : diamètre,	en mètres	. . . . .	0.330
Id course	id.	. . . . .	0.460
Diamètre des roues motrices,	id.	. . . . .	1.670
Tubes : nombre		. . . . .	134
Id. diamètre extérieur,	en mètres	. . . . .	0.040
Id. longueur	id.	. . . . .	2 540
Id. d'axe en axe,	id.	. . . . .	0.060

	FONTE.	TÔLE. de fer.	TÔLE. de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
1° *Vaporisation.*	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Corps cylindrique de la chaudière	»	760.72	»	»	»	»
Enveloppes de la caisse à feu	»	444.75	345.34	»	»	»
Plaques de derrière	»	196.62	133.56	»	»	»
Id. de l'avant	»	117.63	173.53	»	»	»
Garde-feu du mécanicien	»	5.00	»	»	»	»
Dôme de prise de vapeur, calotte, boulons et plomb pour joints	»	90.00	»	7.00	37.50	6.50
Enveloppe de la boîte à fumée	»	130.69	»	»	»	»
Plaque des tubes à l'avant	»	279.04	»	»	»	»
Id. de la porte	»	205.11	»	»	»	»
3 équerres reliant le devant de la chaudière au châssis et tirants	»	67.73	»	15.00	»	»
6 supports fixant la chaudière au bâti	»	116.19	»			»
133 tubes de fumée et 266 viroles	»	»	931.00	26.60	»	»
7 poignées pour fermeture de la boîte à fumée	»	»	»	»	8.40	»
1 dôme de la soupape de sûreté sur le foyer	»	»	7.20	»	»	»
1 siége et soupape de sûreté du foyer	»	»	»	»	6.50	»
2 balanciers de id. et 2 leviers	»	»	»	6.00	4.60	»
Enveloppe du dôme de prise de vapeur	»	»	50.00	»	»	»
15 tirants longitudinaux garnis	»	»	»	100 00	»	»
6 entretoises du dessus du foyer	»	»	»	102.00	»	»
232 entretoises des enveloppes latérales	»	»	»	»	78.00	»
1 tringle et support pour registre	»	»	»	17.00	»	»
1 cheminée et son socle	»	123.50	34.50	»	»	»
3 robinets de niveau	»	»	»	»	3.75	»
1 niveau indicateur en verre	»	»	»	»	5.00	»
1 sifflet	»	»	»	»	2.50	»
1 grille de la boîte à fumée	»	»	29.00	»	»	»
2 cornières de la couverture de la chaudière	»	»	17.00	»	»	»
7 cercles garnis de la couverture	»	17.50	»	»	»	»
Robinet de vidange et tringle	»	»	»	2.00	4.50	»
Douves du foyer, bois	»	»	»	»	»	31 50
Id. de la chaudière, id.	»	»	»	»	»	54·00
18 barreaux de grilles	»	»	»	189.00	»	»
1 châssis de id.	»	»	»	20.00	»	»
2 coussinets de grille et 8 boulons	»	»	»	38.00	7.20	»
	»	2554.40	1721.13	522 60	177.95	92.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
2° Distribution.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
2 petites tringles du papillon	»	»	»	4.00	»	»
1 prise de vapeur et papillon	»	»	»	»	23.00	»
1 tuyau en 2 parties de id	40.50	»	»	»	»	»
1 jonction de id. avec les deux tuyaux d'introduction	23.00	»	»	»	»	»
2 tuyaux d'introduction garnis	10.00	»	40.00	»	»	»
2 tuyaux d'échappement	74.00	»	»	»	»	»
1 culotte de la tuyère d'échappement variable.	»	»	»	»	15.00	»
22 boulons pour le tout	»	»	»	7.00	»	»
1 tuyère d'échappement variable garnie	12.00	»	»	5.00	»	»
1 arbre du régulateur garni, avec levier et stuffing-box	»	»	»	30 20	3.20	»
4 barres d'excentriques avec colliers et boulons	»	»	»	50.00	97.00	»
2 tirants de suspension de colliers	»	»	»	6 30	»	»
1 levier de changement de marche garni	»	»	»	11.80	»	»
1 arbre de id. et support	»	»	»	34 00	3.50	»
1 bielle de id	»	»	»	16.00	»	»
1 levier de id avec support	»	»	»	14 50	»	»
1 pédale et ressort pour levier avec support.	»	»	»	3.00	»	»
2 grands supports pour les arbres de distribution et changement de marche	»	»	»	»	35.00	»
2 petits supports portant les arbres et le levier de changement de marche	»	»	»	»	28.00	»
3 coussinets de l'arbre de changement de marche	»	»	»	»	6.00	»
4 coussinets pour arbre de distribution	»	»	»	»	9.20	»
4 excentriques garnis	167.00	»	»	4.20	»	»
7 entretoises garnies pour coussinets des arbres de distribution et changement de marche	»	»	»	10.00	»	»
1 entretoise guide des fourchettes d'excentrique de la marche en arrière	15.00	»	»	»	»	»
2 entretoises guides des fourchettes de la marche en avant	»	12 00	»	»	»	»
2 tiroirs, cages et tiges	»	»	»	26.00	22.00	»
2 stuffing-boxes de id	»	»	»	»	11.60	»
2 guides des tiges des tiroirs	6.00	»	»	»	»	»
2 arbres de distribution	»	»	»	44.00	»	»
2 couvercles de boîtes à vapeur garnies	80.00	»	»	4.00	»	»
1 support et volant de l'échappement variable.	»	»	»	»	4.30	»
1 tringle et support de id. pour id	»	»	»	17 00	»	»
1 guide pour levier du régulateur	»	»	»	»	4.00	»
	427.50	12.00	40.00	287.00	261.80	»
3° Travail moteur.						
2 cylindres et 32 boulons	477.00	»	»	14.40	»	»
2 fonds intérieurs	82.00	»	»	»	»	»
2 id. extérieurs	67.00	»	»	»	»	»
2 pistons complets, tiges, stuffing-boxes	69 00	»	»	40.00	10.00	»
4 robinets purgeurs et mouvement	»	»	»	25.00	6.00	»
8 boulons des stuffing-boxes	»	»	»	2.00	»	»
	695.00	»	»	81.40	16.00	»
4° Transmission du mouvement.						
2 bielles	»	»	»	75 40	»	»
2 grosses chapes de bielles garnies	»	»	»	33.60	28.00	»
A reporter	»	»	»	378.80	28 00	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	»	»	»	109.00	28.00	»
2 petites chapes de bielles garnies.....	»	»	»	11.40	3.00	»
2 têtes des tiges de pistons.....	»	»	»	37.40	»	»
4 glissoires.....	21.20	»	»	»	»	»
4 cornières de id.....	»	»	»	»	44.00	»
8 glissières en acier garnies et semelles en bois.....	»	»	»	74.00	»	0.40
2 roues motrices.....	300.00	»	»	1070.00	»	»
1 essieu coudé.....	»	»	»	400.00	»	»
	321.20	»	»	1701.80	75.00	0.40
5° *Alimentation.*						
2 corps de pompe garnis.....	»	»	»	»	65.40	»
2 plongeurs.....	»	»	»	16 00	»	»
2 stuffing-boxes, 6 boulons.....	»	»	»	2.00	6.40	»
2 robinets de refoulement.....	»	»	»	»	19.00	»
2 tuyaux de id.....	»	»	»	0.60	7.40	»
2 tuyaux réchauffeurs.....	»	»	8.00	»	»	»
2 robinets id.....	»	»	»	»	8.00	»
2 id. vérificateurs des pompes.....	»	»	»	»	3.40	»
2 supports de corps de pompes.....	57.50	»	»	»	»	»
4 brides et boulons pour corps de pompes...	»	»	»	5.00	»	»
2 tuyaux d'alimentation.....	»	»	54.00	»	»	»
	57.50	»	62.00	23 60	109.60	»
6° *Bâti.*						
2 longerons du châssis en bois, 4 tôles et 88 boulons.....	»	886.00	»	22 00	»	138.00
12 glissières des boîtes à graisse et 48 boulons.	124.80	»	»	12.00	»	»
6 boîtes à graisse.....	»	»	»	»	146.00	»
2 chasse-pierres garnis.....	»	»	»	29.00	»	»
1 attelage de devant garni.....	»	»	»	21.00	»	»
1 traverse de devant et tampons, bois.....	»	»	»	»	»	112.00
2 ressorts d'arrière.....	»	»	»	50.00	»	»
2 tiges de id.....	»	»	»	2.50	»	»
2 ressorts des roues motrices.....	»	»	»	117.00	»	»
2 tiges de id.....	»	»	»	4.00	»	»
4 suspensions au châssis des roues motrices.	»	»	»	36.00	»	»
2 ressorts d'avant.....	»	»	»	108.00	»	»
2 tiges de id.....	»	»	»	5.00	»	»
4 suspensions au châssis de id.....	»	»	»	32.00	»	»
2 couvre-roues motrices.....	»	56.00	»	»	»	»
2 id. de devant.....	»	22.00	»	»	»	»
6 entretoises d'écartement, longueur des planches de garde.....	»	»	»	12.00	»	»
4 longerons intérieurs, équerres et rivets supportant le mouvement.....	»	»	»	220.00	30.00	»
2 moraillons de chaînes de sûreté de la locomotive au tender.....	»	»	»	8.00	»	»
2 marchepieds de derrière.....	»	»	»	28.40	»	»
2 id. de devant.....	»	»	»	22.00	»	»
Tablier du machiniste.....	»	160 27	»	»	»	»
1 heurtoir de barre d'attelage.....	33.50	»	»	»	»	»
1 pièce du tablier pour le boulon d'attelage.	10.00	»	»	»	»	»
1 boulon d'attelage.....	»	»	»	7.20	»	»
1 guide pour la barre d'attelage, garni.....	»	20.00	»	»	»	»
2 balustrades.....	»	»	»	95.00	»	»
4 petites roues et 2 essieux droits.....	300.00	»	»	1400.00	»	»
A reporter.....	468.30	1144.27	»	2231.10	176.00	250.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	468.30	1144.27	»	2231.10	176.00	250.00
2 entretoises de coussinets intérieurs.....	»	»	»	2.00	»	»
2 plaques portant le nom de la machine....	»	»	»	»	10.00	»
2 entretoises cintrées servant à consolider le longeron.....	»	39.00	»	»	»	»
1 entretoise droite reliant les précédentes...	»	7.00	»	»	»	»
	468.30	1190.27	»	2233.10	186.00	250.00
RÉCAPITULATION.						
Vaporisation.....	»	2554.40	1721.13	522.60	177.95	92.00
Distribution.....	427.50	12.00	40.00	287.00	261.80	»
Travail moteur.....	695.00	»	»	81.40	16.00	»
Transmission du mouvement.....	321.20	»	»	1701.80	75.00	0.40
Alimentation.....	57.50	»	60.00	23.60	109.60	»
Bâti.....	468.30	1190.27	»	2233.10	186.00	250.00
	1969 50	3756.67	1821.13	4849.50	826.35	342.40

RÉCAPITULATION.

Fonte.	1969.50
Tôle de fer.	3756.67
Tôle de cuivre.	1821.13
Fer forgé et acier.	4849.50
Cuivre fondu.	826.35
Bois.	342.40
Pièces non pesées.	2000.00
	15565.52

2e MACHINE LOCOMOTIVE A VOYAGEURS, A CYLINDRES EXTÉRIEURS, FOYER EN PORTE A FAUX, LONGERONS INTÉRIEURS, DISTRIBUTION PAR TIROIRS VERTICAUX ET COULISSE DE STEPHENSON. (Pl. 45.)

Surface de chauffe directe, en mètres carrés.	5.75
Id. par contact, id.	73.00
Id. totale, id.	78.75
Surface de la grille, id.	0.85
Pistons : diamètre, en mètres.	0 38
Id. course, id.	0.56
Diamètre des roues motrices, en mètres.	1.68
Tubes de fumée, nombre, id.	1.25
Id. diam. extérieur, moyen, en mètres. . .	0.04775
Id. longueur, id.	3.965
Id. d'axe en axe, id.	0.063

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
1° *Vaporisation.*	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Feuillard pour tenir le bois de la partie ronde	»	»	»	7.00	»	»
2 coulisses de guichet à air froid pour la fumée	»	»	»	2 00	»	»
4 clefs de robinets vérificateurs	»	»	»	0.30	»	»
2 id. pour tube indicateur du niveau en verre	»	»	»	0.10	»	»
2 leviers des soupapes de sûreté garnis	»	»	»	7.20	»	»
1 manche du sifflet	»	»	»	0.40	»	»
2 tiges pour balances à ressorts	»	»	»	0.80	»	»
1 support double pour id.	»	»	»	1.30	»	»
2 robinets de vidange et 1 tige à douille pour celui de gauche, avec clef	»	»	»	4.50	14.00	»
2 supports pour robinets vérificateurs	»	»	»	1.00	»	»
1 tringle, main courante pour mouvement du guichet à air froid	»	»	»	19.50	»	»
1 manette de id	»	»	»	1.20	»	»
250 viroles pour tubes de fumée	»	»	»	21.20	»	»
1 poignée pour loquet de la porte du foyer	»	»	»	0.40	»	»
2 agrafes de la boîte à feu sur longeron en avant	»	»	»	9.20	»	»
2 agrafes pour l'arrière	»	»	»	39.00	»	»
2 boulons de id	»	»	»	1.80	»	»
16 barreaux de grille	»	»	»	165.00	»	»
1 cadre pour id	»	»	»	39.00	»	»
8 goujons de id	»	»	»	0.80	»	»
8 supports du cadre de id. garnis	»	»	»	10.00	4.00	»
8 prisonniers de id	»	»	»	2.40	3.50	»
1 arbre du capuchon de la cheminée et supports	»	»	»	8.50	»	»
1 manette de id	»	»	»	1.50	»	»
1 pommelle pour id	»	»	»	1.00	»	»
1 ressort pour manette de id	»	»	»	0.20	»	»
1 cercle placé autour de la boîte à soupape	»	»	»	5.00	»	»
12 pitons d'équerre pour garniture en bois de la chaudière	»	»	»	5.00	»	»
2 boîtes de balances, 4 bouchons et 2 ressorts	»	»	»	0 60	8.00	»
1 sifflet garni et sa salve	»	»	»	0.50	2.35	»
2 robinets réchauffeurs avec raccords et écrous	»	»	»	»	12.00	»
2 robinets d'épreuves	»	»	»	»	2.20	»
2 raccords pour id. et écrous	»	»	»	»	0.80	»
2 soupapes de sûreté avec siége	»	»	»	»	23.00	»
Appareil pour indiquer le niveau de l'eau et tube en cristal	»	»	»	»	13.00	0.50
4 tampons de lavage	»	»	»	»	4.00	»
1 vis de la porte de la boîte à fumée	»	»	»	»	0.30	»
2 tuyaux pour robinets d'épreuve	»	»	2.00	»	»	»
2 id. pour tube indicateur	»	»	1.20	»	»	»
1 calotte pour dôme	»	»	2.00	»	»	»
1 congé pour partie cylindrique	»	»	3.00	»	»	»
1 garniture de soupapes	»	»	4.00	»	»	»
1 chaudière à foyer intérieur, et 125 tubes en laiton et 12 boulons de fixage au longeron.	»	3000.00	2200.00	800.00	300.00	»
1 cheminée et chapeau	»	89 00	6 00	»	»	»
14 tôles minces de recouvrement de la boîte à feu	»	60.00	»	»	»	»
1 calotte en tôle pour trou d'homme	»	4.00	»	»	»	»
1 garde-flamme et 5 prisonniers	»	7.00	»	0 75	»	»
1 guichet à air froid	»	1.00	»	»	»	»
1 cornière pour garniture du trou d'homme	»	5 00	»	»	»	»
4 cornières pour garniture du dôme	»	14.00	»	»	»	»
46 feuilles de feutre pour garnir la chaudière	»	»	»	»	»	92.00
1 chaîne pour loquet de la porte du foyer	»	»	»	2.00	»	»
A reporter	»	3180.00	2218 20	1156 55	387 15	92 50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	»	3180.00	2218 20	1156.55	387.15	92.50
2 prisonniers pour fixer les balances.....	»	»	»	0 20	»	»
6 boulons pour agrafes de la boîte à feu....	»	»	»	5.40	»	»
42 prisonniers pour divers.....	»	»	»	4.20	»	»
70 boulons pour tôle d'avant de la boîte à fumée.....	»	»	»	7.00	»	»
	»	3180.00	2218.20	1175.95	387.15	92.50
2° *Distribution.*						
2 brides pour tuyaux d'introduction.....	»	»	»	7.00	»	»
2 id. pour tuyaux d'exhaustion	»	»	»	6 00	»	»
4 barres d'excentriques	»	»	»	60.00	»	»
2 coulisse de changement de marche garnies (54 pièces) et 4 boulons.....	»	»	»	22.00	4.10	»
				1.60		
2 guides des tiges des tiroirs.....	»	»	»	20.00	»	»
4 bielles de relevage.....	»	»	»	8 00	»	»
2 cadres des tiroirs et tiges.....	»	»	»	25.00	»	»
1 arbre de relevage complet	»	»	»	42.50	»	»
2 ressorts pour cadres des tiroirs.....	»	»	»	1.00	»	»
2 goujons des leviers de relevage.....	»	»	»	6.50	»	»
2 rondelles portant l'arbre de relevage et 6 boulons	»	»	»	5.80	»	»
				3 00		
1 tiroir de changement de marche...	»	»	»	40.00	»	»
1 guide de ce tiroir et son chapeau.....	»	»	»	5 00	»	»
6 prisonniers id. et 2 vis.	»	»	»	1.20	»	»
4 plates-bande spour fixer les bois.....	»	»	»	2.00	»	»
1 levier à manette de changement de marche avec verrou, et guide du verrou.....	»	»	»	12.20	»	»
2 vis de id.....	»	»	»	0.10	»	»
1 support de id.....	»	»	»	4.00	»	»
4 boulons de id.....	»	»	»	1.40	»	»
1 secteur de id. en deux pièces.....	»	»	»	6.50	»	»
2 supports des secteurs du levier.....						
4 prisonniers de id.....	»	»	»	2.50	»	»
				0.80	»	»
1 traverse portant le régulateur.....	»	»	»	23.50	1.00	»
2 boulons de id.....	»	»	»	1.50	»	»
2 supports pour tiroirs du coin pour régulateur.....	»	»	»	4.00	»	»
2 tiroirs du coin pour régulateur.....	»	»	»	5 00	»	»
1 collier du coin en deux pièce, et 2 boulons et écrous en cuivre.....	»	»	»		2.00	»
				6.90		
1 arbre du régulateur et stuffing-box.....	»	»	»	9.00	7.50	»
2 boulons pour id.....	»	»	»	0.70	»	»
1 petite manivelle de id.....	»	»	»	1.00	»	»
1 bielle de id.....	»	»	»	3.50	»	»
2 ressorts pour tiroir de id. et 3 boulons à écrou.....	»	»	»	1.30	0.20	»
1 levier à main de id., arrêt et 2 prisonniers.	»	»	»	4.30	3.50	»
1 virole en acier pour bielle de id.	»	»	»	0.30	»	»
1 virole pour volant de l'ouverture d'échappement....	»	»	»	0.10	»	»
1 grande bride de la culotte d'embranchement.....	»	»	»	6.50	»	»
2 petites brides pour id.....	»	»	»	10 40	»	»
2 brides pour l'échappement variable.....	»	»	»	9.70	0 50	»
2 prisonniers de id.....	»	»	»	3.00	»	»
1 arbre à manivelle pour id. avec support.	»	»	»	3.00	1.00	»
1 petit arbre pour id.....	»	»	»	1.00	»	»
A reporter.....	»	»	»	378.80	19.70	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	»	»	»	378.80	19.70	»
2 vis pour segments dentés de l'échappement variable.....	»	»	»	0.20	»	»
1 tringle, main courante, pour mouvement des valves d'exhaustion avec volant.....	»	»	»	18.00	1.80	»
1 pièce à douille pour manivelle de id.....	»	»	»	0.60	»	»
2 manchons à vis pour régler la longueur des tiges des tiroirs avec 4 écrous et 2 freins.	»	»	»	3.70	»	»
2 tiroirs.....	32.00	»	»	»	»	»
4 excentriques et colliers.....	100.00	»	»	4.00	104.00	»
2 supports des guides des tiges du tiroir, et 8 boulons des patins.....	17.50	»	»	5.60	7.50	»
2 vases graisseurs pour id., et 4 boulons des chapeaux.....	»	»	»	2.00	»	»
2 contre-poids de relevage.....	110.00	»	»	»	»	»
1 régulateur garni avec tiroir.....	76 00	»	»	»	5.00	»
2 boulons de id.....	»	»	»	1.20	0.30	»
1 culotte d'embranchement.....	40.00	»	»	»	»	»
1 échappement variable.....	33.50	»	»	»	»	»
2 valves pour id.....	5.00	»	»	»	»	»
2 stuffing-boxes et grains des boîtes à vapeur.	»	»	»	1.60	2.00	»
2 bouchons pour fonds de id.....	»	»	»	»	1 00	»
1 coin du régulateur garni.....	»	»	»	»	4.20	»
1 support du volant des valves d'exhaustion.	»	»	»	»	3.00	»
1 support de la tringle de id. et 2 boulons.	»	»	»	0.20	0.50	»
4 boulons et écrous pour traverse à T fixant le régulateur.....	»	»	»	»	2.00	»
3 prisonniers et écrous pour la culotte d'embranchement.....	»	»	»	6.00	1.50	»
6 boulons et 6 écrous pour id.....	»	»	»	3.60	3.00	»
4 id. et 4 écrous pour l'échappement...	»	»	»	2.40	2.00	»
1 grand tuyau de prise de vapeur.....	»	»	46.50	»	»	»
2 petits id.....	»	»	15.00	»	»	»
2 id. id. d'échappement.....	»	»	27.00	»	»	»
10 boulons des boîtes à vapeur.....	»	»	»	5.00	»	»
4 id. des tuyaux d'échappement.....	»	»	»	2.80	»	»
6 id. d'arrivée.....	»	»	»	4.20	»	»
10 boulons prisonniers pour fonds des boîtes à vapeur.....	»	»	»	4.00	»	»
7 boulons des couvercles des boîtes à vapeur.	»	»	»	3.50	»	»
7 prisonniers id.....	»	»	»	2.80	»	»
20 vis pour fixer le feuillard des douves des boîtes à vapeur.....	»	»	»	1.80	»	»
	414.00	»	88.50	452.00	157.90	»
3° *Travail moteur.*						
4 clefs pour robinets graisseurs.....	»	»	»	0.40	»	»
2 entretoises reliant les cylindres avec 8 écrous.....	»	»	»	28.00	»	»
4 cercles en feuillard, 4 pattes rivées.....	»	»	»	2.00	»	»
2 tiges de pistons.....	»	»	»	45.00	»	»
4 robinets purgeurs.....	»	»	»	2.00	6.80	»
4 bielles pour id.....	»	»	»	1.20	»	»
1 arbre de mise en mouvement.....	»	»	»	20 00	»	»
2 boulons à douille pour porter cet arbre...	»	»	»	2.00	»	»
6 goujons pour les bielles ci-dessus.....	»	»	»	0.60	»	»
12 petits pitons pour pistons.....	»	»	»	4.80	»	»
1 levier à douille pour mouvement des purgeurs.....	»	»	»	3.00	»	»
1 tringle pour id.....	»	»	»	10.00	»	»
1 id. à poignée pour id.....	»	»	»	11.00	»	»
A reporter.....	»	»	»	127.40	6.80	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	»	»	»	130.00	6 80	»
1 arrêt pour id.....	»	»	»	2.00	»	»
2 cylindres garnis et 20 boulons.....	1770.00	»	9.60	15.00	11.70	»
2 pistons à vapeur garnis, 8 boulons.....	118.00	»	»	4.00	»	»
2 robinets graisseurs.....	»	»	»	»	1.60	»
2 plaques de fond des cylindres.....	»	»	4.60	»	»	»
14 boulons de fixage des cylindres aux longerons.....	»	»	»	12.20	»	»
4 vis des stuffing-boxes des cylindres.....	»	»	»	2.40	»	»
6 boulons d'assemblage avec la plaque des tubes.....	»	»	»	3.60	»	»
4 boulons pour l'avant	»	»	»	2.40	»	»
2 id. du fixage des cylindres aux longerons parés.....	»	»	»	1.60	»	»
2 boulons pour feuillard du bois.....	»	»	»	1 40	»	»
	1888.00	»	14.20	174.60	20.10	»
4° *Transmission du mouvement.*						
2 têtes des tiges des pistons.....	»	»	»	53.00	»	»
4 glissières aciérées et 2 vases graisseurs....	»	»	»	132.00	1.00	»
2 supports de id. et 12 boulons.....	»	»	»	60.00	»	»
1 traverse reliant ces supports.....	»	»	»	7.20 17.50	»	»
4 boulons.....	»	»	»	1.20	»	»
2 bielles motrices.....	»	»	»	120.00	»	»
2 boutons de manivelles.....	»	»	»	31.00	»	»
2 clavettes, 2 contre-clavettes et coussinets pour bielles motrices, têtes.....	»	»	»	7.10	9.60	»
4 clavettes, 4 contre-clavettes et coussinets pour fourchettes de id.....	»	»	»	6.80	9.20	»
1 essieu moteur et clavettes.....	»	»	»	286.00	»	»
2 roues motrices.....	512	»	»	1204.00	»	»
32 vis.....	»	»	»	4.80	»	»
	512	»	»	1930.60	19.80	»
5° *Alimentation.*						
2 bielles des pompes alimentaires.....	»	»	»	15.00	»	»
2 boulons à chapeaux pour id.....	»	»	»	1.00	»	»
2 goujons rivés après pour id.....	»	»	»	1.00	»	»
2 id. placés aux excentriques pour id..	»	»	»	4.00	»	»
2 colliers de rotules en 4 pièces.....	»	»	»	6.00	»	»
2 ressorts de id.....	»	»	»	0.30	»	»
2 pièces pour suspendre les rotules.....	»	»	»	0.70	»	»
2 supports des rotules, avec chapeaux.....	»	»	»	8.00	»	»
2 bouchons pour robinets réchauffeurs.....	»	»	»	0.80	»	»
2 clefs de robinets réchauffeurs.....	»	»	»	1.20	»	»
2 supports des tuyaux d'aspiration, avec chapeaux.....	»	»	»	7.00	»	»
4 prisonniers.....	»	»	»	0.40	»	»
2 pompes alimentaires garnies.....	78	»	»	3.20	19.00	»
2 pistons plongeurs.....	20	»	»	»	»	»
4 boîtes à clapets de refoulement, 2 raccords, 4 prisonniers et 6 chapelles de boulet..	»	»	»	1.20	53.00	»
6 boulets et 12 boulons.....	»	»	»	10.80	8.70	»
2 boîtes à clapets d'aspiration et 2 raccords..	»	»	»	»	30.00	»
2 supports des tuyaux de refoulement et 4 boulons.	»	»	»	0.40	2.60	»
A reporter.....	98	»	»	61.00	113.30	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	98	»	»	61.00	113.30	»
2 chapeaux de id. et 4 vis.....	»	»	»	0.40	1.20	»
2 rotules garnies complètes.....	»	»	»	»	76.00	»
2 robinets de refoulement et raccords avec 10 boulons.....	»	»	»	2.00	30.00	»
2 tuyaux d'aspiration.....	»	»	16.00	»	»	»
2 id. de refoulement.....	»	»	18.00	»	»	»
1 id. pour les robinets jaugeurs.....	»	»	1.10	»	»	»
2 id. des robinets réchauffeurs.....	»	»	2.50	»	»	»
2 id. réchauffeurs.....	»	»	6.00	»	»	»
8 boulons pour brides des rotules.....	»	»	»	2.80	»	»
12 boulons pour raccords.....	»	»	»	3.60	»	»
	98	»	43.60	69.80	220.50	»
6° *Bâti.*						
4 guides des boîtes à graisse des roues motrices.....	»	»	»	50.00	»	»
22 guides des étriers de pression des ressorts.	»	»	»	35.00	»	»
24 rivets.....	»	»	»	4.60	»	»
4 entretoises de coins de plaques de garde..	»	»	»	24.00	»	»
2 tirants obliques ronds, pour tenir les supports des rotules sur les tirants des plaques de garde.....	»	»	»	9.00	»	»
2 tirants accouplant les plaques de garde...	»	»	»	66.00	»	»
16 boulons.....	»	»	»	4.80	»	»
2 tirants obliques pour relier aux longerons..	»	»	»	34.00	»	»
2 boulons.....	»	»	»	0.60	»	»
2 tirants en fer rond pour supports des rotules sur le bois d'arrière.....	»	»	»	3.00	»	»
2 chasse-pierre.....	»	»	»	36.00	»	»
2 tirants de id.....	»	»	»	28.00	»	»
1 entretoise d'écartement de id.....	»	»	»	14.00	»	»
3 entretoises d'écartement des plaques de garde.....	»	»	»	38.00	»	»
4 petites équerres pour le tablier.....	»	»	»	2.00	»	»
8 supports pour id.....	»	»	»	44.00	»	»
16 boulons.....	»	»	»	8.90	»	»
2 marchepieds.....	»	»	»	23.00	»	»
4 boulons de id.....	»	»	»	2.40	»	»
1 piton fixé à l'avant, garni.....	»	»	»	7.00	»	»
1 chape pour id.....	»	»	»	3.00	»	»
2 colonnes pour les rampes et pommes.....	»	»	»	15.00	»	»
2 rampes et mains courantes pour id.....	»	89.00	»	32.00	0.60	»
6 chapes des ressorts des roues.....	»	»	»	42.00	»	»
12 tirants à fourchettes et à vis de suspension des ressorts.....	»	»	»	80.00	»	»
4 étriers de pression pour l'avant et l'arrière.	»	»	»	36.00	»	»
2 id. de l'essieu moteur.....	»	»	»	8.00	»	»
2 supports de chaînes de sûreté.....	»	»	»	3.00	»	»
2 crochets de id.....	»	»	»	14.00	»	»
2 boulons.....	»	»	»	3.00	»	»
2 essieux des petites roues.....	»	»	»	440.00	»	»
4 petites roues.....	400.00	»	»	1160.00	»	»
40 vis de fixage.....	»	»	»	6.00	»	»
2 rondelles pour heurtoirs.....	»	»	»	10.00	»	»
1 barre d'attelage.....	»	»	»	43.00	»	»
2 tiges carrées pour heurtoirs.....	»	»	»	22.00	»	»
4 supports des plaques à numéro.....	»	»	»	1.50	»	»
4 équerres pour fixer la rampe à la boîte à feu.	»	»	»	2.00	»	»
8 guides des boîtes à graisse d'avant et d'arrière.....	100.00	»	»	»	»	»
A reporter.....	500.00	89.00	»	2354.80	»	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Report.....	500.00	89.00	»	2354.80	0.60	»
4 boîtes à graisse pour essieux des petites roues	104.00	»	»	»	50.00	»
4 contre-coussinets pour id.....	56.00	»	»	»	»	»
2 boîtes à graisse de l'essieu moteur.....	79.00	»	»	»	26.00	»
2 contre-coussinets pour id.....	30.00	»	»	»	»	»
2 entretoises des plaques de garde d'avant....	14.30	»	»	»	»	»
2 id. des plaques de garde d'arrière; 12 boulons pour toutes.....	15.00	»	»	»	4.80	»
2 entretoises de crochets de chaîne de sûreté...	2.00	»	»	»	»	»
6 supports des tringles de mains courantes....	»	»	»	»	12.00	»
2 plaques portant le numéro.....	»	»	»	»	7.00	»
2 id. portant le nom du constructeur.....	»	»	»	»	5.00	»
6 cercles pour les heurtoirs.....	»	»	4.00	»	»	»
2 bossettes.....	»	»	0.60	»	»	»
2 longerons.....	»	»	15 60	610.00	»	»
2 ressorts d'acier des roues d'avant (19 feuilles)	»	»	»	142.00	»	»
2 id. des roues d'arrière (19 feuilles).....	»	»	»	174.00	»	»
2 id. des roues motrices (21 feuilles).....	»	»	»	156.00	»	»
2 garnitures en cuir pour heurtoirs.....	»	»	»	»	»	»
Crin pour garnir les heurtoirs.....	»	»	»	»	»	2.50
Etoupes pour id.....	»	»	»	»	»	1.00
Traverse de l'avant du châssis, bois.....	»	»	»	»	»	8.00
Id. de l'arrière, id.....	»	»	»	»	»	295.00
Douves en sapin.....	»	»	»	»	»	115.00
84 rivets des plaques de garde.....	»	»	»	»	»	120.00
2 garde-crottes.....	»	28.00	»	»	»	»
2 plaques à écrous pour id.....	»	2.00	»	»	»	»
2 plaques pour tampons de l'avant.....	»	38.50	»	»	»	»
2 plaques pour traverse d'arrière.....	»	13.00	»	»	»	»
2 id. pour heurtoirs.....	»	6.00	»	»	»	»
2 garde-roues.....	»	72.00	»	»	»	»
2 cornières de tablier.....	»	64.00	»	»	»	»
1 tablier composé de 6 tôles.....	»	387.00	»	»	»	»
4 plaques de garde des essieux moteurs.....	»	199.00	»	»	»	»
8 id. des essieux des petites roues.....	»	605 00	»	»	»	»
	800.30	1503.50	20.20	3436.80	105.40	541.50
RÉCAPITULATION.						
Vaporisation.....	»	3180.00	2218.20	1175.95	387.15	92.50
Distribution.....	414.00	»	88.50	452.00	157.90	»
Travail moteur.....	1888.00	»	14.20	174.60	20.10	»
Transmission du mouvement.....	512.00	»	»	1930.60	19.80	»
Alimentation.....	98.00	»	43.60	68.80	220.50	»
Bâti.....	800.30	1503.50	20.20	3436.80	105.04	451.50
	3712.30	4683.50	2384.70	7238.75	910.49	544.00

RÉCAPITULATION.

Fonte.	3712.30
Tôle de fer.	4683.50
Tôle de cuivre.	2384.70
Fer forgé et acier.	7238.75
Cuivre fondu.	910.49
Divers.	544.00
	19473.74

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3e MACHINE LOCOMOTIVE A VOYAGEURS, A CYLINDRES EXTÉRIEURS, FOYER ENTRE DEUX ESSIEUX, LONGERONS INTÉRIEURS, DISTRIBUTION PAR TIROIRS VERTICAUX ET COULISSE DE STEPHENSON. (Pl. 44.)

SPÉCIFICATION.	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX
Vaporisation.										
Boite à feu.										
Plaque tubulaire (190 k.), id. formant les parois latérales et supérieure (431 k.)	»	»	»	»	»	»	621.00	»	»	
Id. d'arrière (218 k.), rivets d'assemblages (43 k.), autres rivets (37 k.).	»	37.00	»	»	»	»	261.00	»	»	
365 vis entretoises (110 k.), double cornière du bas (157 k.)	»	»	»	»	157.00	»	110.00	»	»	
8 armatures du foyer (234 k.), 58 boulons (42 k.)	»	276.00	»	»	»	»	»	»	»	
Fer à T fixé à la plaque tubulaire (1,85), 2 tirants (1,82), vis pour la porte du foyer (9 k.)	»	12.67	»	»	»	»	»	»	»	
Tambons de lavage en fer (1 k.), id. en bronze (1 k.)	»	1.00	»	»	1.00	»	»	»	»	
14 barreaux formant la grille (141 k.), cadre (38 k.), 8 petits supports (10 k.)	»	189.00	»	»	»	»	»	»	»	
8 prisonniers (2 k.), 8 écrous (3 k.), 4 goupilles pour fixer le cadre (0,50)	»	2.50	»	»	3.00	»	»	»	»	
	»	518.17	»	»	161.00	»	992.00	»	»	1671.17
Enveloppes de la boite à feu.										
Tôle pour la face d'arrière (231 k.), id. pour l'avant (191 k.), 2 id. pour les faces latérales (232 k.)	»	»	654.00	»	»	»	»	»	»	
Id. pour la partie supérieure cylindrique (314 k.), cercle pour la porte (35 k.), tôle pour id. (19 k.)	»	35.00	333.00	»	»	»	»	»	»	
Ferrures de la porte (8 k.). garde-flamme et 4 prisonniers (5,90), 3 fers à T pour tirants (35 k.)	»	43.00	5 90	»	»	»	»	»	»	
4 oreilles (39 k.), 4 plaques de renfort pour id. (10 k.), rivets pour assemblage de toutes les pièces ci-dessus (75 k.)	»	75.00	49.00	»	»	»	»	»	»	
Indicateur du niveau d'eau (12,20), tube (cristal 0,40), 4 prisonniers (0,80), petit tuyau (1 k.)	»	0.80	»	»	12.20	»	1.00	»	0.40	
3 petits robinets de jauge (2 k.), 1 petit tuyau pour id. (1 k.)	»	»	»	»	2.00	»	1.00	»	»	
2 robinets de vidange (15 k.), 8 prisonniers (1,40), clef pour le robinet de droite (1,50)	»	2.90	»	»	15.00	»	»	»	»	
Tige pour le robinet de gauche avec rondelles et écrous (3,50), clef pour id. (2,50)	»	6.00	»	»	»	»	»	»	»	
Robinet double réchauffeur (9,40), 5 prisonniers (0,80), tuyau dans la boite à feu (1 k.)	»	0.80	»	»	9.50	»	1.00	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Sapin (48 k.), feutre (7 k.), tôle enveloppe de la garniture (132 k.), chaine pour la porte du foyer (1 k.)	»	1.00	132.00	»	»	»	»	48 00	7.00	
	»	164.50	1173.90	»	38.70	»	3.00	48.00	7.40	1304.82
Enveloppe cylindrique des tubes.										
6 tôles (1113 k.), 2 cercles pour l'assemblage des tôles (76 k.), tôle p. cornière (65 k.)	»	»	1254.00	»	»	»	»	»	»	
Rivets pour assemblage des cercles (8 k.), 2 pattes pour tirants (5,50), 2 fers à T pour id. (8,60)	»	95.10	»	»	»	»	»	»	»	
2 brides pour raccordement avec l'alimentation (4 k.), rivets pour divers assemblages (4 k.)	»	8.00	»	»	»	»	»	»	»	
Plaque de suspension des tubes en fer fort à trous (19 k.), rivets fixant l'enveloppe des tubes à l'enveloppe de la boîte à feu (15,75)	»	15.75	19.00	»	»	»	»	»	»	
2 supports reposant l'enveloppe des tubes sur les longerons (91 k.)	»	91.00	»	»	»	»	»	»	»	
3 cercles (11 k.), acajou (186 k.), feutre (40 k.), cornière (6 k.), tôle garde-flamme (3,20)	»	14.00	3.20	»	»	»	6.00	186.00	40.00	
9 grands tirants pour relier la boîte à fumée à l'envel. du foyer (232 k.)	»	232.00	»	»	»	»	»	»	»	
451 tubes (1432 k.), 290 bagues (29 k.)	»	»	»	29.00	»	1432.00	»	»	»	
	»	455.85	1276.20	29.00	»	1432.00	6.00	186.00	40.00	3425.05
Boîte à fumée.										
Plaque pour le fond (73 k.), id. pour les tubes (165 k.), id. pour l'avant (78 k.)	»	»	316.00	»	»	»	»	»	»	
Tôle pour le côté et la partie cylindrique supérieure (118 k.), grille pour les flammèches (13 k.)	»	»	131.00	»	»	»	»	»	»	
2 supports pour la grille (13,50), 8 boulons à clavette et 4 id. à écrous (3,20)	»	16.70	»	»	»	»	»	»	»	
Tôle pour la porte (64 k.), ferrure id. (21 k.), rivets pour assemblage (12,50), encadrement pour la porte (26 k.)	»	59.50	64.00	»	»	»	»	»	»	
Bride pour le tuyau de prise de vapeur (17 k.), fer à T pour recevoir les grands tirants (19 k.)	»	36.00	»	»	»	»	»	»	»	
Rivets pour fixer la boîte à fumée à l'enveloppe des tubes (16,45)	»	16.45	»	»	»	»	»	»	»	
Porte-lanterne à l'avant de la boîte à fumée (15 k.), 4 petits boulons (0,80)	»	15.80	»	»	»	»	»	»	»	
A reporter	»	144.45	511.00	»	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	»	144.45	511 00	»	»	»	»	»	»	
Registre ou guichet à air froid (1 k.), 2 coulisses fixées à la boîte à fumée (2,75), 10 petits boulons (0,60).....	»	3.35	1.00	»	»	»	»	»	»	
Tringle pour le mouvement du guichet (22,40), 2 pet. boulons (0,40)..	»	22.80	»	»	»	»	»	»	»	
Poignée à mains avec une petite vis (0,85).....	»	0.85	»	»	»	»	»	»	»	
	»	171.45	512 00	»	»	»	»	»	»	683.45
Cheminée.										
Tôle pour soubassement (40 k.), id. p. tuyau (46 k.), 2 cercles (12 k.).	»	»	86 00	»	»	12.00	»	»	»	
Couvre-joint et rivets (4 k.), 18 boulons pour fixer la cheminée à la b. à fumée (3,85)...	»	7.85	»	»	»	»	»	»	»	
Chapeau de la cheminée (7 k.), disque et diverses pièces qui en font partie (13 k.).....	»	13.00	7.00	»	»	»	»	»	»	
2 supports pour l'arbre du disque (2 k.), 4 petits rivets et boulons (0,45)..	»	0.45		»	2.00	»	»	»	»	
	»	21.30	93.00	»	2.00	12.00	»	»	»	128.30
TOTAUX de la vaporisation.....	»	1331.27	3255.00	29.00	201.70	1444.00	1001.00	234.00	47.40	7212.79
Distribution.										
Dôme.										
Tôle pour soubassement (43 k.), id. pour le corps cylindrique (133 k.), id. pour la calotte (45 k.).....	»	»	221.00	»	»	»	»	»	»	
Grande bride pour le trou d'homme (5 k.), 2 cornières circul. (72 k.)..	»	77.00	»	»	»	»	»	»	»	
20 boulons tournés pour assembler les cornières (8 k.), rivets (33 k.)..	»	41.00	»	»	»	»	»	»	»	
Tôle enveloppe de la garniture (25,50), tôle dans le dôme (4,50).....	»	»	57.00	»	»	»	»	»	»	
Siége des soupapes et du sifflet (20,50), 2 soupapes (3 k.), 1 sifflet (1,80), 12 prisonniers avec écrous (2,40).....	»	2.40	»	»	25.30	»	»	»	»	
Tige conique fermant le sifflet (0,50), ressort pour le levier du sifflet										

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

(0,50), diverses pièces pour le mouvement du sifflet (0,50)	»	0.50	»	1.00	»	»	»	»	»	
Boule pour le mouvement du sifflet (0,50)	»	»	»	»	0.50	»	»	»	»	
2 balances pour les soupapes (8,80), 2 ressorts (1,40), diverses pièces faisant partie des balances (3 k.)	»	3.00	»	1.40	8.80	»	»	»	»	
Support fixé sur l'arrêt en bronze du levier à main régulateur (1,50)	»	1.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 leviers des soupapes (6,50), 2 pivots à charnière (0,50), deux boulons avec rondelle et charnière (0,25)	»	7.25	»	»	»	»	»	»	»	
2 charnières fixées sur le siége des soupapes (2 k.), 2 boulons avec rondelles et goupilles (0,25)	»	2.25	»	»	»	»	»	»	»	
Raccord du tuyau du manomètre avec le siége des soupapes (0,80), petit tuyau (0,80)	»	»	»	»	»	»	1.60	»	»	
	»	134.90	278.00	2.40	34.60	»	1.60	»	»	451.50
Régulateur.										
Manette du régulateur (4,50), arrêt du levier (4,80), 2 prisonniers pour fixer l'arrêt (0,40)	»	4.90	»	»	4.80	»	»	»	»	
Presse-étoupe avec la boîte (9 k.), 2 boulons de serrage (0,55), 4 prisonniers (0,70)	»	1.25	»	»	9.00	»	»	»	»	
Arbre du régulateur avec rondelle et écrous (7,80), virole qui reçoit le tourillon de l'arbre (0,50)	»	7.80	»	0.50	»	»	»	»	»	
Petit levier (1,20), tirant avec 2 boulons communiquant du petit levier au tiroir (8 k.)	»	9.20	»	»	»	»	»	»	»	
Tiroir à 2 orifices (5,50), 2 ressorts (0,25), 4 boulons à goupilles (1,10).	»	1.10	»	0.25	5.50	»	»	»	»	
	»	24.25	»	0.75	19.30	»	»	»	»	44.30
Tuyau d'arrivée.										
Partie supérieure du tuyau en fonte (31,30), partie inférieure id. (64 k.), 2 boulons pour les fixer (1,30)	95.30	1.30	»	»	»	»	»	»	»	
2 boulons pour fixer la partie inférieure sur l'enveloppe de la boîte à feu (1,70), 2 écrous pour id. (1 k.)	»	1.70	»	»	1.00	»	»	»	»	
Collier pour fixer la partie supérieure au dôme avec 2 vis (8 k.), 2 supports pour recevoir le collier (5 k.)	»	8.00	»	»	5.00	»	»	»	»	
4 rivets pour fixer les supports (0,50)	»	0.50	»	»	»	»	»	»	»	
Tuyau coudé avec une partie conique (6,50), tuyau d'arrivée s'adaptant au tuyau coudé (38 k.)	»	»	»	»	6.50	»	38.00	»	»	
Collier fixe à la partie conique (4,20), 2 boulons pour le serrage du collier (0,55), 2 écrous (0,30)	»	4.75	»	»	0.30	»	»	»	»	
2 boulons pour relier le collier à la bride du tuyau inférieur en fonte (1,40), 2 écrous (1 k.)	»	1.40	»	»	1.00	»	»	»	»	
A reporter.....	95.30	17.65	»	»	13.80	»	38.00	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	CORPS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	95.30	17.65	»	»	13.80	»	38 00	»	»	
Bride soudée au tuyau en cuivre rouge du côté de la boîte à fumée (7,70), 3 prisonniers (1,50), 3 écrous (1 k.).....	»	9.20	»	»	1.00	»	»	»	»	
	95.30	26.85	»	»	14.80	»	38.00	»	»	174.95
Distributeurs.										
Culotte pour distribuer la vapeur (32 k.), 3 prisonniers pour la fixer au tuyau d'arrivée (2,40), 3 écrous (1 k.).....	32.00	2.40	»	»	1.00	»	»	»	»	
2 tuyaux de distribution (18 k.), 2 brides pour réunir ces tuyaux à la culotte (10 k.), 4 boulons (1,50).....	»	11.50	»	»	»	»	18.00	»	»	
2 brides pour réunir id. aux boîtes à vapeur (9,25), 4 boulons (4,60)..	»	13.85	»	»	»	»	»	»	»	
4 rondelles soudées aux extrémités desdits tuyaux (8 k.).....	»	8.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 tiroirs (34,40), 2 châssis et tiges avec 4 écrous (30 k.), 2 ressorts (1,60)	34.40	30.00	»	1.60	»	»	»	»	»	
4 pièces en fer rivées avec les ressorts (0,40), 8 prisonniers et goupilles pour fixer les ressorts aux châssis (1,80).....	»	2.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 robinets purgeurs des boîtes à vapeur (7,60), 2 leviers pour ces robinets (0,90).....	»	0.90	»	»	7.60	»	»	»	»	
2 tiges à charnière double pour le mouvement id. (140 k.), 4 petits boulons avec rondelles ou goupilles (0,80).....	»	2.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 chapes à charnière faisant le prolongement des tiges de tiroirs (7,40), 2 boulons avec écrous et goupilles (2,40).....	»	9 80	»	»	»	»	»	»	»	
2 arbres carrés faisant charnière avec les chapes (21,20), 2 coulisses avec rondelles et écrous des tourillons (23,60).....	»	44.80	»	»	»	»	»	»	»	
4 pièces dites prisonniers saisissant les tiges des tiroirs (1,60).....	»	»	»	1 60	»	»	»	»	»	
4 pièces fermetures supérieure et inférieure de la coulisse (4 k.), 4 boulons avec écrous et goupilles (1,60).....	»	1.60	»	»	4.00	»	»	»	»	
4 barres d'excentrique (71,20), 8 boulons à 2 écrous et clavettes pour fixer les barres contre les colliers (8 k.).....	»	79.20	»	»	»	»	»	»	»	
4 colliers (106,80), 8 boulons et clavettes (8 k.), 2 excentriques doubles (105,40).....	105.40	8.00	»	»	106.80	»	»	»	»	
4 tourillons et 8 clavettes pour les assembler (5,40), 2 clavettes pour les fixer sur les essieux (2 k.).....	»	»	»	7.40	»	»	»	»	»	
	171.80	214.45	»	10.60	119.40	»	18.00	»	»	534.25
Supports-guides des tiges de tiroir.										
2 supports (60 k.), 8 boulons pour les fixer contre les plaques de garde (5 k.).....	60.00	5.00	»	»	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

| | | |

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	»	23.25	»	»	»	»	18 00	»	»	
Culotte pour l'échappement (57 k.), boulon pour fixer cette culotte à celle de distribution (1 k.), écrous (0,50).....	57.00	1.00	»	»	0.50	»	»	»	»	
2 clapets pour varier l'échappement (4,60), 2 brides pour réunir les tuyaux d'échappement à la culotte (15 k.).....	4.60	15 00	»	»	»	»	»	»	»	
4 boulons (2 k.), 4 écrous (1,75), 2 chemises pour tuyaux d'échappement (9 k.), 8 boulons (1 k.).....	»	3.00	9.00	»	1.75	»	»	»	»	
	61.60	42.25	9.00	»	2.25	»	18.00	»	»	133.10
Mouvement des clapets de l'échappement.										
2 arbres à levier (3,50), support (4,50), 3 boulons pour fixer ce support sur la boîte à fumée (0,40).....	»	9.80	»	»	4.50	»	»	»	»	
2 boulons à goupilles pour les petits leviers (0,30), 2 anneaux à goupilles (0,60).....	»	0.90	»	»	»	»	»	»	»	
Grande tige pour communiquer le mouvement aux clapets (23,30), anneau formant prisonnier, 2 petites vis (0,80).....	»	24.10	»	»	»	»	»	»	»	
Support fixé sur la boîte à feu (2,50), volant (1,50), petite poignée (0,20).....	»	0.20	»	»	4.00	»	»	»	»	
2 prisonniers pour fixer le support (0,40), 4 autres prisonniers pour fixer les supports ci-après (0,80).....	»	1.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 petits supports l'un pour la grande tringle, l'autre pour le guichet à air (1,50).....	»	»	»	»	1.50	»	»	»	»	
	»	35.30	»	»	10.00	»	»	»	»	45.30
TOTAUX de la distribution.....	467.80	683.40	287.00	15.95	217.95	»	75.60	»	50.90	1798.80
Travail.										
Cylindres.										
2 corps de cylindre (1468 k.), 2 couvercles (120 k.), 2 fonds (108 k.) ..	1696.00	»	»	»	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2 couvercles de la boîte à vapeur dans l'intérieur de la boîte à fumée (116 k.), 2 id. à l'extérieur (63 k.)	175.00	»	»	»	»	»	»	»	»	
2 vis taraudées dans les couvercles de la boîte à vapeur (1,50), 2 rondelles rivées dans la boîte à vapeur (1,20)	»	»	»	»	2.70	»	»	»	»	
2 presse-étoupe pour les tiges des tiroirs (6 k.), 4 boulons p. id. (1,50), 2 petits freins et vis (0,40)	»	1.90	»	»	6.00	»	»	»	»	
2 rondelles rivées dans les couvercles des cylindres (1,80), 2 presse-étoupe pour les pistons (11 k.)	»	»	»	»	12.80	»	»	»	»	
4 boulons pour presse-étoupe (3,65), 2 petites vis et freins (0,60)	»	4.25	»	»	»	»	»	»	»	
8 boulons pour fixer les couvercles des cylindres (4,60), 14 boulons pour les fonds (13 k.)	»	17.60	»	»	»	»	»	»	»	
2 rondelles (3,80), 8 boulons pour fixer les cylindres contre les pièces de fer rivées aux plaques de garde (6 k.)	»	6.00	»	»	»	3.80	»	»	»	
24 boulons (13 k.), 20 autres boulons (9 k.), le tout pour les couvercles des boîtes à vapeur	»	22.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 tôles recouvrant la garniture en feutre des couvercles (6 k.), feutre pour id. (1 k.), feutre pour les fonds (0,40)	»	»	6.00	»	»	»	»	»	1.40	
Feutre pour le pourtour (2,60), bois pour envelopper les cylindres (19,50), tôle pour id. (29 k.)	»	»	29.00	»	»	»	»	19.50	2.60	
16 boulons pour les équerres des boîtes à vapeur contre la boîte à fumée (16,80), 2 entretoises avec 4 écrous (56 k.)	»	72.80	»	»	»	»	»	»	»	
20 boulons pour fixer les cylindres contre les longerons (18,60), 8 petits rivets (1 k.)	»	19.60	»	»	»	»	»	»	»	
8 pièces de fer, remplissage entre les longerons et la boîte à fumée (12 k.)	»	12.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 robinets purgeurs (6,70), 4 petits leviers (1,60), 2 tiges à charnière triple (3,20)	»	4 80	»	»	6.70	»	»	»	»	
6 petits boulons avec rondelles et goupilles (1,20), arbre à levier pour communiquer le mouvement aux robinets (27 k.)	»	28.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 supports (1,90), tirant pour transmettre le mouvem. à l'arb. (15,70), levier double (7 k.)	»	17.60	»	»	7.00	»	»	»	»	
Tringle avec poignée (9,50), arrêt (1 k.), boulon (0,30)	»	10 80	»	»	»	»	»	»	»	
2 robinets graisseurs (3 k.), 2 clefs en fer garnies de bois (0,80)	»	0.80	»	»	3.00	»	»	»	»	
	1875.00	218.45	35.00	»	38.20	3.80	»	19.50	4.00	2193.85
Pistons.										
2 pistons (corps et cercles compris) (119,40), 8 boulons d'assemblage (8 k.), 2 freins (2,20)	119 40	10.20	»	»	»	»	»	»	»	
8 vis à écrous (3,20), 4 grands ressorts (4,60), 4 petits id. (1,20)	»	3.20	»	5.80	»	»	»	»	»	
2 tiges de piston (53,60), 2 clavettes (4,80), 2 petites clavettes (fer 0,50).	»	0.50	»	56.40	»	»	»	»	»	
	119.40	13.90	»	62.20	»	»	»	»	»	
Totaux du travail	1994.50	230.15	35 00	62.20	38.20	3.80	»	19.50	4.00	2393.45

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Transmission de mouvement.										
Guides des tiges de piston.										
4 glissières garnies d'acier (194 k.), 4 godets graisseurs (1,80)	»	194.00	»	62.40	1.80	»	»	»	»	
16 boulons (5,60), et écrous (3,40), pour fixer l'acier des glissières	»	3.40	»	5.60	»	»	»	»	»	
12 boulons pour fixer les glissières contre les supports et contre les cylindres (15 k.)	»	15.00	»	»	»	»	»	»	»	
	»	212.40	»	68.00	1.80	»	»	»	»	282.20
Têtes des tiges de piston.										
2 têtes (54,40) avec 4 glissoirs (30 k.)	»	54.40	»	30.00	»	»	»	»	»	
2 tourillons, écrous et goupilles pour les bielles (10,65), 2 clavettes pour les tiges de piston (1,60)	»	10.65	»	1.60	»	»	»	»	»	
	»	65.05	»	31.60	»	»	»	»	»	96.65
Bielles.										
2 bielles (144,50), 2 paires de coussinets (16,80), 2 coussinets (3,20), 2 tuyaux graisseurs (0,25)	»	144.50	»	3.20	16.80	»	0.25	»	»	
Acier dans les petites têtes de bielles (3 k.), 2 cales id. (2,80), 2 vis id. (1,40)	»	»	»	7.20	»	»	»	»	»	
2 grandes clavettes (7 k.), 2 plaques (0,30), 2 chevilles (0,20)	»	7.50	»	»	»	»	»	»	»	
	»	152.00	»	10.40	16.80	»	0.25	»	»	179.45
Roues motrices.										
Essieu (301 k.), 4 clavettes (6,75), 2 bandages (758 k.), 2 contre-poids (84 k.)	84.00	1065.75	»	»	»	»	»	»	»	
36 bras (720 k.), 36 vis pour fixer les bras aux bandages (4,30)	»	724 30	»	»	»	»	»	»	»	
2 moyeux, 2 tourillons pour les bielles (37,40), 4 rivets pour les fixer (3,40)	519.25	40.80	»	»	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	603.25	1830.85	»	»	»	»	»	»	»	2446.10
Totaux de la transmission.....	603.25	2260.30	»	110.00	18.60	»	0.25	»	»	3004.40
Alimentation.										
Pompes alimentaires.										
2 corps de pompe (90 k.), 2 pistons (30 k.).....	»	30.00	»	»	90.00	»	»	»	»	
4 couvercles pour les boîtes à boulets (13,60), 8 boulons pour les fixer (2,80).....	»	2.80	»	»	13.60	»	»	»	»	
2 presse-étoupe des pistons (6,60), 4 boulons de serrage (2,20), 2 freins (acier 0,10).....	»	2.20	»	0.10	6.60	»	»	»	»	
4 chapelles à boulets (7 k.), 4 rondelles à tetons pour les chapelles (0,40).....	»	0.40	»	»	7.00	»	»	»	»	
4 boulets d'aspiration et de refoulement (5,30), 2 vis fermeture des corps de pompe (1,20).....	»	1.20	»	»	5.30	»	»	»	»	
4 vis à tête six pans et écrous (1 k.), 4 petites rondelles (0,80).....	»	1.80	»	»	»	»	»	»	»	
8 boulons pour fixer le corps de pompe contre les supports des glissières (5 k.).....	»	5.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 tuyaux de refoulement (4 k.), 2 écrous pour accouplement conique (0,60), 2 robinets d'épreuve (1,30).....	»	»	»	»	1.90	»	4.00	»	»	
2 petits tuyaux (1,20), 2 supports (0,80), 4 boulons (0,60).....	»	1.40	»	»	»	»	1 20	»	»	
4 brides pour tuyaux de refoulement (7,20), 8 boulons pour ces brides (2,80).....	»	9.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 boîtes à clapet de refoulement, 8 vis à écrous pour les fixer contre la chaudière (3,30).....	»	3.30	»	»	41.60	»	»	»	»	
2 couvercles pour ces boîtes (6,60), 8 boul. p. les couvercles (2,80)...	»	2.80	»	»	6.60	»	»	»	»	
2 autres chapelles à boulets (3,70), 2 rondelles à teton (0,20), 2 vis à tête, 6 pans et écrous (0,50).....	»	0.70	»	»	3 70	»	»	»	»	
2 boulets (2,65), petites rondelles (0,40).....	»	0.40	»	»	2.65	»	»	»	»	
2 tuyaux d'aspiration (27 k.), 4 brides (7,20), 8 boulons (4 k.).....	»	11.20	»	»	»	»	27.00	»	»	
2 supports des tuyaux fixés à la boîte à feu (3,80), 4 prisonniers (0,80)	»	4.60	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. id. placés près des roues motrices (5 k.), 4 prisonniers (0,80)...	»	5.80	»	»	»	»	»	»	»	
2 rotules (44,80), 4 boulons, écrous et goupilles (2 k.).....	»	2.00	»	»	44.80	»	»	»	»	
2 tuyaux pour les robinets réchauffeurs (6,50).....	»	»	»	»	»	»	6.50	»	»	
2 supports de rotules fixés à l'attelage (12,60), 6 boulons à goupilles (1,80).....	»	14.40	»	»	»	»	»	»	»	
2 bras de force (3 k.), entretoises reliant les supports (6,50).....	»	9.50	»	»	»	»	»	»	»	
Totaux de l'alimentation.....	»	109.50	»	0.10	223.75	»	38.70	»	»	372.05

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Bâtis.										
Longerons et plaques de garde.										
2 longerons (de droite 316 k., de gauche 300 k.)	»	616.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 plaques de garde d'avant (328 k.), 4 id. du milieu (189 k.), 4 id. d'arrière (274 k.)	»	791.00	»	»	»	»	»	»	»	
120 rivets pour fixer les plaques de garde aux longerons (33 k.)	»	33.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 pièces en fer rivées entre les plaques d'avancement pour fixer le cylindre (33 k.), 18 rivets (3,60)	»	36.60	»	»	»	»	»	»	»	
4 guides (fonte) pour les boîtes à graisse d'avancement, 16 rivets pour les fixer (3 k.)	61.40	3.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 id. id. d'arrière, 16 id. id. (4 k.)	83.50	4.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 id. (fer) id. de l'essieu moteur (61 k.), 16 rivets (3 k.)	»	64.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 porte-balais (10,80), 4 boulons (1,60), 2 chasse-neige (8 k.)	»	20.40	»	»	»	»	»	»	»	
2 chasse-pierres (39,50), entretoise pour id. (14 k.)	»	53.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 tirants reliant les chasse-pierres aux plaques de garde d'avancement (32,50)	»	32.50	»	»	»	»	»	»	»	
4 boulons pour fixer ces tirants aux plaques de cylindres (2 k.)	»	2.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 entretoises des cornes des plaques de garde d'avancement (13,50), 4 boulons (2,60)	»	16.10	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. de l'arrière (19,50), 4 boulons (2 k.), 2 entretoises transversales (26 k.)	»	47.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 grands tirants reliant entre elles les plaques de gardes d'avancement du milieu et d'arrière (88,60), 12 boulons (4,80)	»	93.40	»	»	»	»	»	»	»	
Entretoise transversale pour les plaques de garde du milieu (14 k.)	»	14.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 cales (tôle), remplissage entre les plaques de garde d'arrière, 2 cales pour id. (fonte)	114.00	»	14.40	»	»	»	»	»	»	
2 agrafes à l'avancement de la boîte à feu (34,50), 2 chapeaux (21 k.), 12 boulons (11 k.)	»	66.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. à l'arrière id. (25 k.), 2 chapeaux (20,50), 12 boulons (10 k.)	»	55.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 chapeaux pour les supports de l'enveloppe des tubes (16,60), 8 boulons (6 k.)	»	22.60	»	»	»	»	»	»	»	
2 tôles et équerre, garde-crotte (14,20)	»	»	14.20	»	»	»	»	»	»	
	114.00	403.60	28.60	»	»	»	»	»	»	546.20
Supports des glissières.										
2 supports (100 k.), 8 boulons pour les fixer contre les longerons (5 k.)	»	105.00	»	»	»	»	»	»	»	
Traverse reliant les supports (34,50), 8 boulons pour la fixer aux sup-										

ports (4 k.)	»	38.50	»	»	»	»	»	»	»	
	»	143.50	»	»	»	»	»	»	»	143.50
Petites roues.										
2 essieux (520 k.), 4 clavettes (7 k.)	»	527.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 moyeux (440 k.), 44 bras à 12 k. le bras (528 k.)	440.00	528.00	»	»	»	»	»	»	»	
4 bandages (939,30), 44 vis pour les fixer aux bras (5,60)	»	944.90	»	»	»	»	»	»	»	
	440.00	1999.90	»	»	»	»	»	»	»	2439.90
Boîte à graisse d'avant.										
2 parties supérieures des boîtes (72,10), 2 parties inférieures id. (25,60)	97.70	»	0.40	»	»	»	»	»	»	
2 coussinets (21,70, 4 petits couvercles (0,40), 4 petites vis-guides des couvercles (0,10)	»	0.10	»	»	21.70	0.16	»	»	»	
4 petites équerres pour enlever les couvercles (0,14), 4 petits ressorts (0,16)	»	0.14	»	»	»	»	»	»	»	
4 tiges-guides des ressorts (0,20), 8 petits supports pour soutenir ces guides (0,12)	»	0.32	»	»	»	»	»	»	»	
4 pièces en fer pour fixer les éponges (0,50), 4 vis à goupilles (0,10)	»	0.60	»	»	»	»	»	»	»	
4 supports des parties inférieures (0,80), 2 boulons à goupilles (0,08)	»	0.88	»	»	»	»	»	»	»	
	97.70	2.04	0.40	»	21.70	0.16	»	»	»	122.00
Boîtes à graisse des roues motrices.										
2 parties supérieures des boîtes (79,70), 2 parties infér. id. (25 k.)	104.70	»	»	»	»	»	»	»	»	
2 coussinets (22,20), 4 petits couvercles (0,30), 4 petites vis-guides des couvercles (0,10)	»	0.10	0.30	»	22.20	»	»	»	»	
4 petites équerres pour enlever les couvercles (0,10), 4 petits ressorts (laiton 0,10)	»	0.10	»	»	»	0.10	»	»	»	
4 tiges-guides des ressorts (0,10), 8 petits supports pour soutenir ces guides (0,15)	»	0.25	»	»	»	»	»	»	»	
4 petites pièces pour fixer les éponges (0,35), 4 vis à goupilles (0,10)	»	0.45	»	»	»	»	»	»	»	
4 supports des parties inférieures (0,60), 2 boulons à goupilles (0,10)	»	0.70	»	»	»	»	»	»	»	
	104.70	1.60	0.30	»	22.20	0.10	»	»	»	128.90

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Boîtes à graisse d'arrière.										
2 parties supérieures des boîtes (80,30), 2 inférieures id. (26 k.)	106.30	»	»	»	»	»	»	»	»	
2 coussinets (22,10), 4 petits couvercles (0,40), 4 petites vis-guides des couvercles (0,10)	»	0.10	0.40	»	22.10	»	»	»	»	
4 équerres pour enlever les couvercles (0,15), 4 petits ressorts (0,15)	»	0.15	»	»	»	0.15	»	»	»	
4 tiges-guides des ressorts (0,20), 8 petits supports pour soutenir ces guides (0,15)	»	0.35	»	»	»	»	»	»	»	
4 petites pièces pour fixer les éponges (0,35), 4 vis à goupilles (0,10)	»	0.45	»	»	»	»	»	»	»	
4 supports des parties inférieures (0,75), 2 boulons à goupilles (0,10)	»	0.85	»	»	»	»	»	»	»	
	106.30	1.90	0.40	»	22.10	0.15	»	»	»	130.85
Ressorts d'avant.										
2 ressorts (175 k.), 2 chapes (16 k.), 2 tiges de pression (23 k.)	»	39.00	»	175.00	»	»	»	»	»	
8 guides des tiges (7 k.), 8 rivets pour les fixer (1,25)	»	8.25	»	»	»	»	»	»	»	
1 grands boulons de suspension (37 k.), 4 boulons pour les fixer aux longerons (5,50)	»	42.50	»	»	»	»	»	»	»	
	»	89.75	»	175.00	»	»	»	»	»	264.75
Ressorts des roues motrices.										
2 ressorts (175 k.), 2 chapes (20 k.), 2 tiges de pression (15 k.)	»	35.00	»	175.00	»	»	»	»	»	
2 boulons traversant les chapes et tiges (0,80), 8 guides des tiges (7 k.), 8 rivets (1,25)	»	9.05	»	»	»	»	»	»	»	
4 grands boulons de suspension (39,30), 4 boul. pour les fixer (4,60)	»	43.90	»	»	»	»	»	»	»	
	»	87.95	»	175.00	»	»	»	»	»	262.95
Ressorts des roues d'arrière.										
2 ressorts (119,40), 2 chapes (20 k.), traverse interposée entre les chapes et les boîtes à graisse (32 k.)	»	52.00	»	119.00	»	»	»	»	»	
A reporter	»	52.00	»	119.00	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4 pièces (fer) pour suspension (40,20), 4 boulons pour fixer ces pièces aux longerons (6 k.)	»	46.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 petites vis (0,75), 4 chevilles de suspension (4 k.), 4 goupilles (0,50).	»	5.25	»	»	»	»	»	»	»	
	»	103.45	»	119	»	»	»	»	»	222.45
Traverses en bois et accessoires.										
Traverse d'arrière (99,25), 8 boulons pour la fixer aux longerons (8,80), 2 plaques (18,50)	»	8.80	18.50	»	»	»	»	99.25	»	
6 vis à bois pour fixer la plaque à la traverse (0,25), 2 supports des crochets de chaîne de sûreté (3,30)	»	3.55	»	»	»	»	»	»	»	
2 marchepieds (24), 4 vis pour les fixer contre la traverse (2 k.)	»	26.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 ressorts suspension des rotules (1 k.), 2 vis à bois pour les fixer à la traverse (0,40)	»	0.40	»	1.00	»	»	»	»	»	
2 chaînes suspension id. (1 k.), 2 boulons à goupilles pour les fixer aux ressorts (2 k.)	»	3.00	»	»	»	»	»	»	»	
2 anceaux avec 4 petits boulons pour prendre les rotules (1,90)	»	1.90	»	»	»	»	»	»	»	
Traverse d'avant (214,65), 12 boulons pour la fixer contre les longerons (13,40)	»	13.40	»	»	»	»	»	214.65	»	
2 plaques à l'endroit des tampons (33 k.), 8 vis à bois pour les fixer à la traverse (0,35)	»	0.35	33.00	»	»	»	»	»	»	
2 porte-lanternes (5 k.)	»	5.00	»	»	»	»	»	»	»	
	»	62.40	51.50	1.00	»	»	»	313.90	»	428.80
2 *tampons* composés de :										
Étoupe (12 k.), crin (2 k.), 2 plaques (tôle) avec 4 trous découpés (1 k.).	»	»	1.00	»	»	»	»	»	14.00	
2 rondelles pour fixer les tampons (16 k.), 16 prisonniers (1,80)	»	17 80	»	»	»	»	»	»	»	
2 guides (20,60), 2 rondelles, au milieu des tampons, fixées aux guides (8 k.)	»	28.60	»	»	»	»	»	»	»	
6 cercles (5,80), 2 enveloppes en cuir (4 k.)	»	»	»	»	»	5 80	»	»	4.00	
	»	46.40	1.00	»	»	5 80	»	»	18.00	71.20
Attelage.										
Plateau supérieur de l'attelage (39.60), id. inférieur (53,10)	»	92.70	»	»	»	»	»	»	»	
2 agrafes fixées aux plaques de garde d'arrière supportant les plateaux (30 k.), 28 rivets (4 k.)	»	34.00	»	»	»	»	»	»	»	
Boulon d'attelage (15,70), 2 rondelles pour les recevoir (13 k.), 12 rivets (2,40)	»	31 10	»	»	»	»	»	»	»	
A reporter	»	157.80	»	»	»	»	»	»	»	

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	POIDS.									
	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Tôle de cuivre rouge.	Bois.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	»	157.80	»	»	»	»	»	»	»	
12 boulons pour fixer les plateaux aux agrafes (12 k.), rondelles fixées au tablier et 4 rivets (2,20).....	»	14.20	»	»	»	»	»	»	»	
	»	172.00	»	»	»	»	»	»	»	172.00
Attelage de sûreté.										
2 barres (17,20), 2 broches à poignée (4 k.).....	»	21.20	»	»	»	»	»	»	»	
2 petites chaînes pour suspendre les 2 broches (0,80), 2 vis à bois (0,80).....	»	1.60	»	»	»	»	»	»	»	
2 boulons tournés (4), 2 rondelles pour id. (0,60), 2 entretoises (3,50).	3.50	4.60	»	»	»	»	»	»	»	
	3.50	27.40	»	»	»	»	»	»	»	30.90
Tendeur d'attelage de l'avant d'une machine avec l'arrière d'un tender.										
Boulon à crochet fixé à la traverse d'avancem. (7,95), 2 rondelles (4,20).	»	12.15	»	»	»	»	»	»	»	
2 chapes et vis à filet carré (21,60), boulon passant par la tête du crochet (1,50).....	»	23.10	»	»	»	»	»	»	»	
Contre-poids (fonte) rivé sur la tige de la vis à filet carré (3 k.).....	3.00	»	»	»	»	»	»	»	»	
	3.00	35.25	»	»	»	»	»	»	»	38.25
Tablier.										
6 tôles formant la surface totale du tablier (400 k.), vis à bois pour les fixer sur les traverses (0,75).....	»	0.75	400.00	»	»	»	»	»	»	
2 cornières reliant les 2 traverses en bois et support. le tablier (65,40).	»	65.40	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. placées près des roues motrices et fixées aux longerons par des supports (19,50).....	»	19.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 supports à l'avant fixés aux longerons pour soutenir le tablier (13 k.), 4 boulons (2,50).....	»	15.50	»	»	»	»	»	»	»	
4 id. près des roues motrices id. id. (29,50), 8 id. (4 k.).....	»	33.50	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. à l'arrière id. id. (11,60), 4 prisonniers (1,75).....	»	13.35	»	»	»	»	»	»	»	
28 boulons pour fixer les cornières aux supports (2,80) et le tablier aux cornières et supports (6 k.).....	»	8.80	»	»	»	»	»	»	»	
2 petites équerres fixées aux tablier et longer. à l'arrière (2,25), 4 bou-										

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lons (0,30), 2 id (0,60)	»	3.15	»	»	»	»	»	»	»	
2 id. fixées à l'arrière de la boîte à feu (2,25), 2 prisonniers (0,40)	»	2.65	»	»	»	»	»	»	»	
2 entretoises (fonte) pour le tablier d'arrière (2,60), 2 boulons (1 k.)	2 60	1.00	»	»	»	»	»	»	»	
	2.60	163.60	400.00	»	»	»	»	»	»	566.20
Colonnes et rampes.										
Tôle des rampes et colonnes (230 k.), 2 sphères (0,50)	»	»	230.00	»	0.50	»	»	»	»	
6 supports des mains courantes (10 k.), 12 prisonniers (2,10), 4 vis à bois pour fixer les colonnes à la traverse en bois (1,35)	»	3.45	»	»	10.00	»	»	»	»	
2 supports des mains courantes (3,50), 4 prisonniers (0,60), 2 vis (1,80), 2 plaques pour le nom du mécanicien (1,30)	»	2.40	»	»	3.50	1.30	»	»	»	
	»	5.85	230.00	»	14.00	1.30	»	»	»	251.15
Couvre-roues.										
2 caisses (87,80), 2 ornements (9 k.), 12 boulons pour les fixer contre le tablier (1,80)	»	1.80	87.80	»	»	9.00	»	»	»	
2 plaques pour le nom du fabricant (7,20), 2 autres pour le nom de la machine (16 k.)	23.20	»	»	»	»	»	»	»	»	
	23.20	1.80	87.80	»	»	9.00	»	»	»	121.80
Totaux du bâti	1039.90	4916.39	800.00	470.00	80.00	16.51	»	313.90	18.00	7654.70
Outils du machiniste	»	35.01	»	»	»	»	3.73	»	»	38.74

Résumé.	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Bronze.	Laiton.	Cuivre rouge.	Bois.	Plomb.	Feutre.	Crin.	Cuir.	Cristal.	Étoupes.	totaux.
	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.	Kil. Déc.
Vaporisation	»	1331.27	3255.10	29.00	201.70	1441.00	1001.00	234.00	»	47.00	»	»	0.40	»	7212.790
Distribution	467.80	683.60	287.00	15.95	217.95	»	75.60	»	50.90	»	»	»	»	»	1798.700
Travail	1994.40	230.15	35.00	65.40	38.20	3.80	»	19.50	»	4.00	»	»	»	»	2393.350
Transmission	615.25	2260.30	»	110.00	18.60	»	0 25	»	»	»	»	»	»	»	3004.400
Alimentation	»	109.50	»	0.10	223.75	»	38.70	»	»	»	»	»	»	»	371.050
Bâtis	1039.90	4951.40	800.00	470.00	80.00	16.51	3.73	313.90	»	»	2.00	4.00	»	12.00	7693.440
totaux	4120.35	9566.00	4377.10	690.45	780.20	1464.31	1119.28	567.40	50.90	51.00	2.00	4.00	0.40	12.00	22.606 k.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° DÉTAIL D'UNE CHAUDIÈRE DE LOCOMOTIVE A DÔME DE STEPHENSON, AYANT LES DIMENSIONS SUIVANTES :

	mètres.
Grille. Longueur.	0.966
— Largeur.	0.941
Foyer. Hauteur totale.	1.215
Tubes. Diamètre intérieur.	0.045
— — extérieur.	0.050
— Longueur totale.	3.982
— Nombre de *dito*.	125
— D'axe en axe, horizontalement.	0.066
— Entre les plans des axes, verticalement.	0.057
Enveloppe du foyer. Longueur intérieure.	1.200
— — Largeur *dito*.	1.175
Enveloppe cylindrique des tubes. Diamètre.	1.020
— — — Longueur.	3.850
Boîte à fumée. Longueur intérieure.	0.650
— — Largeur *dito*.	1.175
Cheminées. Diamètre intérieur.	0.340
— Hauteur.	1.875

	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre	FER forgé.	CUIVRE fondu.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Boîte à feu	»	820.00	»	»
136 rivets de 21 millimètres	»	»	»	27.00
Siége des soupapes	»	»	»	23.00
125 tubes à raison de 13 kil. chaque	»	1625.00	»	»
250 viroles	»	»	21.20	»
Fers à T	»	»	265.00	»
161 rivets de 19 millimètres pour les cornières	»	»	27 00	»
384 id. pour l'enveloppe cylindrique des tubes	»	»	5.00	»
516 id. pour enveloppe du foyer	»	»	87.00	»
64 id. pour la boîte à fumée	»	»	10.00	»
200 rivets de 15 millimètres pour la boîte à fumée	»	»	16.50	»
Enveloppes	2722.50	»	»	»
Boulons pour tirants	»	»	37.00	»
Tirants d'écartement	»	»	270.00	»
	2722.50	2445.00	298.70	50 00

RÉCAPITULATION.

Tôle de fer.	2722.50
Id. de cuivre.	2445.00
Fer forgé.	798.70
Cuivre fondu.	50.00
	6016.20

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour les articles :

Cuivre.	828.00	+ 50.00 =	870.00 kil.
Fer.	2722.50	+ 777.50 =	3500.00 kil.

On a obtenu les variations suivantes sur 12 machines :

	CUIVRE. Kil.	FER. Kil.
1°.	895	3230
2°.	878	3132
3°.	860	3140
4°.	888	3595
5°.	876	3722
6°.	869	3641
7°.	883	3643
8°.	864	3726
9°.	882	3723
10°.	2530	3720
11°.		3678
12°.		3090
Moyennes.	870	3500

La main-d'œuvre, pour ces chaudières rivées à la main, est de 350 francs par 1000 kil., au lieu de 200 francs, qui est le chiffre pour les chaudières cylindriques ordinaires, avec ou sans bouilleurs.

5° DÉTAIL D'UNE CHAUDIÈRE DE LOCOMOTIVE A DÔME ORDINAIRE, AYANT LES DIMENSIONS SUIVANTES :

Grille. Longueur.	0.930
— Largeur.	1.023
Foyer. Hauteur totale.	1.365
Tubes. Diamètre intérieur.	0.050
— Id. extérieur.	0.054
— Longueur totale.	2.690
— Nombre de *dito*.	115
Enveloppe du foyer. Longueur extérieure.	1.215
— Largeur extérieure.	1.335
Enveloppe cylindrique des tubes.. Diamètre.	1.130
— Longueur.	2.520
Boîte à fumée. Longueur intérieure.	0.720
— Largeur intérieure.	1.300
Cheminée. Diamètre intérieur.	0.34
— Hauteur.	2.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre	FER forgé.	CUIVRE fondu.
	Kil.	Kil.	Kil.	Kil.
Boîte à feu	»	856.00	»	»
Porte du foyer	»	»	»	43.00
115 tubes à 9.70 kil.	»	1115 00	»	»
Enveloppes	1987.00	»	»	»
Fers d'angle, 32 mètres à 8.75 kil.	»	»	289.00	»
Rivures	»	»	130.00	»
Entretoises taraudées	»	»	110.00	»
Porte de tisard	»	»	20.00	»
230 viroles	»	»	56.00	»
Cheminée	200.00	»	»	»
	2187.00	1971.00	605.00	43.00

RÉCAPITULATION.

Tôle de fer.	2187.00
Id. de cuivre.	1971.00
Fer forgé.	605.00
Cuivre fondu.	43.00
	4806.00

6° PRIX DE REVIENT D'UNE LOCOMOTIVE, CHAUFFÉE AU BOIS, DÉDUIT DU PRIX DE REVIENT DE HUIT LOCOMOTIVES SEMBLABLES.

1° Matières sortant des ateliers d'ébauchage.

	fr.
Fonte : 5700 kil. (brut : 8000), à 22 fr.	1320.00
Combustible de fonte et fusion : 2 fr. par 100 kil. .	120.00
Fer : 5520 (brut : 6400), à 84.40.	5420.00
Combustible de forge : 9400 kil.	389.00
Laiton et bronze : 870 kil. (main-d'œuvre comprise).	2360.00
Chaudronnerie : 7100 kil.	9570.00
Combustible de chaudronnerie : 1780 kil.	103.00
Garniture en bois.	65.00
Main-d'œuvre de *dito*.	170.00
Peinture.	160 00
	19677.00

2° Main-d'œuvre.

Coulée de 5700 kil. de fonte.	400.00
Forge de 5700 kil. de fer; 404 journées.	1010.00
Machine et outils.	600.00
Tournerie, 257 journées.	1260 00
Ajustage.	2000 00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Chaudronnerie, fer, cuivre, ferblanterie.	1640.00
Montage.	1900.00
Modèle.	200.00
	9010.00

3° Frais accessoires.

Feutre pour garniture.	125.00
Transport : 148000 kilomètres.	3700.00
Montage sur place.	500.00
Frais de voyage et de réparation.	3000.00
	7425.00

RÉCAPITULATION.

	fr.
Matières.	19677.00
Main-d'œuvre.	9010.00
Frais accessoires.	7425.00
	36112.00

Pour un poids d'environ 18000 kil. ; soit 2 fr. par kil.

Ce chiffre de 2 fr. par kil. est le prix de revient le plus général des locomotives. Quand ces machines sont très-soignées, ce prix s'élève, quel que soit le poids, à 2 fr. 07 c. et 2 fr. 08 c.

7° TENDER EN FER, 6 ROUES, 8 SABOTS DE FREIN, CAISSE DE 6 M. C. EAU ET 2 000 K. DE COKE DU CHEMIN DE FER DE PARIS A LYON.

1° Poids détaillé des pièces entrant dans la composition d'un tender à voyageurs, modèle de Cail et comp.

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Divers.	TOTAUX.
Caisse à eau et à coke.								
5 tôles pour le fond.....	»	»	690.00	»	»	»	»	690.00
4 bandes ou couvre-points.....	»	40.00	»	»	»	»	»	40.00
Cornières extérieures et infér...	»	130.00	»	»	»	»	»	130.00
Id. intérieures id.....	»	52.00	»	»	»	»	»	52.00
Id. extérieures et supérieures...	»	95.00	»	»	»	»	»	95.00
Id. intérieures id.....	»	78.00	»	»	»	»	»	78.00
4 id. formant montant.....	»	29.00	»	»	»	»	»	29.00
2 id. à l'intérieur de la caisse....	»	14.00	»	»	»	»	»	14.00
Id. pour les angles extérieurs...	»	25.00	»	»	»	»	»	25.00
2 tôles pour l'avant (côtés).....	»	»	140.00	»	»	»	»	140.00
2 id. pour côté.....	»	»	160.00	»	»	»	»	160.00
2 id. pour id.....	»	»	170.00	»	»	»	»	170.00
2 id. pour le derrière.....	»	»	136.00	»	»	»	»	136.00
2 id. pour l'avant (côté interne).	»	»	185 00	»	»	»	»	185.00
2 id. pour les côtés id.....	»	»	115.00	»	»	»	»	115.00
A reporter.....	»	463.00	1596.00	»	»	»	»	2059.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	»	463.00	1596.00	»	»	»	»	2059.00
2 tôles pour id. id.....	»	»	75.00	»	»	»	»	75 00
1 id. pour derrière id.....	»	»	56.50	»	»	»	»	56.50
2 id. pour dessus.....	»	»	60.50	»	»	»	»	60.50
2 id. id	»	»	62.00	»	»	»	»	62.00
1 id. recevant les filtres.....	»	»	30.00	»	»	»	»	30.00
Rampes au-dessus de la bande..	»	70.00	»	»	»	»	»	70.00
Plate-bande du dessus.....	»	75.00	»	»	»	»	»	75.00
33 agrafes.....	»	9.00	»	»	»	»	»	9.00
2 balustres à l'avant.....	»	10.00	»	»	»	»	»	10.00
20 entretoises.....	»	127.00	»	»	»	»	»	127.00
10 petits tirants.....	»	29.00	»	»	»	»	»	29.00
1 grand tirant à l'arrière.....	»	13.00	»	»	»	»	»	13 00
1 bande de fer sur le bord du tablier.....	»	31.00	»	»	»	»	»	31.00
4 poignées pour lever la caisse..	»	20 00	»	»	»	»	»	20.00
836 rivets pour le tablier (fond)	»	39.50	»	»	»	»	»	39.50
2642 id pour les tôles avec les cornières.....	»	92.50	»	»	»	»	»	92.50
40 id. pour les poignées.....	»	3.00	»	»	»	»	»	3.00
3 robinets de niveau d'eau, 6 attaches de la caisse aux châssis, 48 rivets.....	54.00	8.00	»	»	»	1.95	»	63.95
6 boulons pour les attaches, 2 plaques à numéros.....	24.40	3.00	»	»	»	»	»	27.40
2 tampons de servage garnis et 12 rivets.....	»	9.50	»	»	»	2.00	»	11.50
TOTAUX.....	78.40	1002.50	1880.00	»	»	3.95	»	2964.85
Caisses à outils.								
Tôles pour les 2 caisses de devant rivées sur le tablier.....	»	»	45.00	»	»	»	»	45.00
2 cornières pour l'assemblage...	»	9.00	»	»	»	»	»	9.00
Ferrures complètes.....	»	6.00	»	»	»	»	»	6.00
100 rivets pour les fixer et assembler.....	»	2.00	»	»	»	»	»	2.00
10 tôles pour les 2 caisses placées sur le dessus de la caisse à eau.....	»	»	76.00	»	»	»	»	76.00
4 cornières pour l'assemblage...	»	16.00	»	»	»	»	»	16.00
Ferrures complètes.....	»	9.00	»	»	»	»	»	9.00
174 rivets pour les fixer et assembler.....	»	4.00	»	»	»	»	»	4.00
4 tôles pour les 2 caisses-enveloppes des filtres, 4 cornières pour assemblage.....	»	22 00	28.00	»	»	»	»	50.00
Ferrure complète (8 k.), 120 rivets pour les fixer et assembler (2 k.).....	»	10.00	»	»	»	»	»	10.00
2 filtres en cuivre rouge (35,50), 2 cercles en fer (5 k.), 2 poignées (3,50).....	»	8.50	»	»	35.50	»	»	44.00
TOTAUX.....	»	86.50	149.00	»	35.50	»	»	271.00
Châssis.								
12 tôles découpées.....	»	»	1000.00	»	»	»	»	1000.00
8 pièces d'assemblage, 96 rivets.	»	8.00	92.00	»	»	»	»	100.00
A reporter.....	»	8.00	1092.00	»	»	»	»	1100.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	»	8.00	1092.00	»	»	»	»	1100.00
4 tôles servant d'entretoise aux 2 parties du châssis.....	»	»	236.00	»	»	»	»	236.00
5 plates-bandes reliant entre elles les tôles ci-dessus (32 k.), rivets (1 k.).....	»	33.00	»	»	»	»	»	33.00
10 cornières reliant ces tôles au châssis (37 k.), rivets (18 k.)	»	55.00	»	»	»	»	»	55.00
2 tôles verticales, l'une à l'avant, l'autre à l'arrière.....	»	»	120.00	»	»	»	»	120.00
3 tôles horizontales à l'avant pour l'attelage, 147 rivets.....	»	12.93	345 00	»	»	»	»	357.93
2 id. à l'arrière id., 208 id.....	»	22.80	274.00	»	»	»	»	296,80
12 cornières pour id. avant et arrière (249 k.), 252 riv. (32 k.)	»	281.00	»	»	»	»	»	281.00
52 entretoises en fonte, 52 boulons.....	109.20	31.00	»	»	»	»	»	140.20
4 entretoises en fer reliant entre elles les plaques de guide (35 k.), 24 rivets (2 k.).....	»	37.00	»	»	»	»	»	37.00
12 autres id. en fer pour les cornes des plaques de garde....	»	32 00	»	»	»	»	»	32.00
12 id. en fonte pour l'écartement des plaques de garde, 12 boulons.....	7.80	5.40	»	»	»	»	»	13.20
12 guides pour les boîtes à graisse, 48 rivets pour ces guides....	318.00	21.00	»	»	»	»	»	339.00
6 guides pour les tiges de pression avec boulons.....	15.90	5.55	»	»	»	»	»	21.45
2 sphères bronze pour les ramp., 4 équerres pour supporter la galerie d'arrière et boulons.	»	6.50	»	»	»	1.00	»	7.50
2 marchepieds et 18 boulons (27,40), 2 rondell. pour boulons d'attelage, 12 r. (15,20).	»	42.60	»	»	»	»	»	42.60
TOTAUX.....	450.90	593.78	2067.00	»	»	1.00	»	3112.68
Suspension.								
6 corps de boîtes à garde (261 k.), coussinets (30 k.), 6 chap. inférieures (61,80).....	322.80	»	»	»	»	30.00	»	352.80
6 couvercles garnis, 12 chevilles.	»	9.00	6.60	»	»	»	»	15.60
3 essieux (639 k.), 6 clavettes p. id. (6 k.).....	»	645.00	»	»	»	»	»	645.00
6 bandages de roues (1237,50), 60 vis pour id. (7.50).....	»	1245.00	»	»	»	»	»	1245.00
6 moyeux, 60 bras.....	540.00	968.00	»	»	»	»	»	1508.00
6 ressorts de suspension, 6 chapes (54 k.), 12 bielles pour id. (82,20).....	»	136.20	»	333.00	»	»	»	469.20
12 traverses à tourillons pour id. (24 k.), 6 tiges de pression (18 k.).....	»	42.00	»	»	»	»	»	42.00
TOTAUX.....	862.80	3045.20	6.60	333.00	»	30.00	»	4277.60
Attelage.								
2 tampons à ressorts de caoutchouc garnis, 12 rivets caoutchouc.....	220.60	3.20	»	»	»	»	3.20	227.00
A reporter.....	220.60	3.20	»	»	»	»	3.20	227.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Divers.	TOTAUX.
Report.....	220 60	3.20	»	»	»	»	3.20	227.00
2 guides des rondelles (7 k.), 16 boulons (20,50), 10 disques en fonte.....	7.00	27.50	»	»	»	»	»	34.50
2 chaînes de sûreté d'av. (17,20), 2 boulons pour id. (5 k.)...	»	22.20	»	»	»	»	»	22.20
1 arbre vertical à manivelle pour la vis sans fin, roue pour id.	15 00	20.00	»	»	»	»	»	35.00
1 support, 6 boulons (2,50), arbre à 2 excentriques (51 k.).	13.00	53.50	»	»	»	»	»	66.50
2 chaînes de sûreté d'arr. (32 k.), 2 boulons (5,10).....	»	37.10	»	»	»	»	»	37.10
1 ressort de choc et sa chape....	»	11.80	»	154.00	»	»	»	165.80
2 tampons d'arrière (11,50), rondelles (4 k.), 12 vis à boul. (1,50), 12 id. (2,50).....	»	15.50	»	»	»	»	4.00	19.50
2 tiges de tampons (105), 2 guides (70 k.), 16 boul. (10 k.).	70.00	115.00	»	»	»	»	»	185.00
1 crochet d'attelage d'ar. (25,80), 1 goujon (3,40).....	»	29.20	»	»	»	»	»	29.20
1 guide de id., 10 boulons.	34.00	6.16	»	»	»	»	»	40.00
1 tendeur d'attelage d'arrière...	3.00	16.00	»	»	»	»	»	19.00
1 barre d'attelage d'avant (41 k.), 1 boulon de id. (11,50).....	»	52.50	»	»	»	»	»	52.50
TOTAUX.....	365.60	409.50	»	154.00	»	»	7.20	933.30
Freins.								
4 supports de suspens. (44,40), 4 entretoises (64 k.), 16 boulons (14,60).....	»	»	»	»	»	»	»	»
2 supports de l'arbre (17,70), 2 entretoises (20,80), 8 boulons.....	108.40	14.60	»	»	»	»	»	123 00
8 sabots, 8 armateurs en tôle, 24 boulons	38.30	9.00	»	»	»	»	»	47.30
16 guides en fer (56), 32 boulons (21,60).....	»	14.00	80.00	»	»	»	28.00	122.00
4 entretoises des boîtes à garde-guides des freins (193,50), 6 crochets pour fixer aux boîtes à graisse (8 k.).....	»	77.60	»	»	»	»	»	77.60
2 leviers doubles A, n° 40.....	»	»	»	»	»	»	»	»
2 id. B, n° 41.....	»	201.50	»	»	»	»	»	201.50
2 id. C, n° 43.....	»	22.00	»	»	»	»	»	22.00
2 id. D, n° 42.....	»	20.00	»	»	»	»	»	20 00
2 id. E, n° 49.....	»	20.90	»	»	»	»	»	20 90
2 tirants I, n° 34.....	»	26.70	»	»	»	»	»	26.70
2 id. H, n° 28...	»	12.00	»	»	»	»	»	12.00
2 petits tirants F, n° 39.....	»	5.40	»	»	»	»	»	5.40
2 id. G, n° 44...	»	4.20	»	»	»	»	»	4.20
2 grands tirants doubles L, n° 38..	»	5.20	»	»	»	»	»	5.20
2 id. K, n° 56.....	»	4.80	»	»	»	»	»	4.80
1 arbre horizontal.....	»	26.40	»	»	»	»	»	26.40
1 id. vertical avec manivelle....	»	36.20	»	»	»	»	»	36.20
3 goujons avec leurs goupilles et rondelles	»	102 00	»	»	»	»	»	102.00
1 support en fer de l'arbre vertical du frein, 8 rivets.....	»	23.50	»	»	»	»	»	23.50
		14.60	»	»	»	»	»	14.60
	»	3.00		»	»	»	»	3 00
TOTAUX.....	146.70	643.60	80.00	»	»	»	28.00	898 30

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Divers.	TOTAUX.
Alimentation.								
2 supports de rotules	»	11.40	»	»	»	»	»	11 40
4 boulons pour id	»	1.20	»	»	»	»	»	1.20
1 entretoise pour id	»	6.00	»	»	»	»	»	6.00
2 rotules et 8 boulons	»	2.40	»	»	»	27.60	»	30.00
2 tuyaux et rondelles	»	4.00	»	»	»	»	»	4.00
2 tiges de soupape et 2 boulons	»	13.00	»	»	»	»	»	13.00
2 manivelles et goupilles	»	2.00	»	»	»	»	»	2.00
2 stuffing-boxes à vis et à 8 prisonniers	»	2.40	»	»	»	13.00	»	15 40
2 rondelles de id	»	4.40	»	»	»	»	»	4.40
2 boîtes à soupapes avec boulons et rondelles	»	12.00	»	»	»	21.40	»	33.40
TOTAUX	»	58.80	»	»	»	62.00	»	120 80

RÉSUMÉ.

	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Bois.	Caoutchouc.	TOTAUX.
Caisses à eau et à coke.	78.40	1002.50	1880.00	»	»	3.95	»	»	2964.85
Id. à outils	»	86.50	149.00	»	35.50	»	»	»	271.00
Châssis	450.90	593.78	2067.00	»	»	1.00	»	»	3112.68
Suspension	862.80	3045.20	6.60	333.00	»	30.00	»	»	4277 60
Attelage	362.60	409.50	»	154.00	»	»	4.00	3.20	933.30
Freins	148.70	643.60	80.00	»	»	»	28.00	»	898.30
Alimentation	»	58.80	»	»	»	62.00	»	»	120.80
TOTAUX	1901.40	5839.88	4182.60	487.00	35.50	96.95	32.00	3.20	12578.53

2° Poids comparatifs des tenders.

	Tender à voyageurs primitif.	Tender à voyageurs réduit.	Tender mixte.	Tender à marchandise.
Caisses.				
1 caisse à eau et à coke avec le tablier et 4 petites caisses à huile et outils.	3144.00	3085 00	3085 00	3085 00
3 robinets de niveau d'eau	1.95	1.95	1.95	1.95
6 attaches de la caisse au châssis et 48 rivets	62 00	62.00	62.00	62 00
6 boulons pour id	3.00	3.00	3.00	3.00
2 plaques à numéros	24 40	24.40	24.40	24.40
2 tampons de lavage garnis et 12 rivets	11.75	11.75	11.75	11.75
TOTAUX	3247.10	3188.10	3188.10	3188.10

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Tender à voyageurs primitif.	Tender à voyageurs réduit.	Tender mixte.	Tender à marchandise.
Châssis.				
12 tôles découpées formant l'ensemble du châssis et les plaques de garde.	1000.00	1000.00	905.00	810.00
8 tôles d'assemblage	92.00	92.00	78.50	65.00
Rivets pour id. (96 k.) (72 k.)	8.00	8.00	6.00	6.00
Tôles-entretoises (4 k.) (3 larges et 3 étroites), id. id	236.00	161.00	156.80	118.90
2 tôles id. à l'avant et à l'arrière	120.00	84.00	70.75	53.50
Cornières pour relier les tôles-entretoises au châssis	37.00	37.00	30.85	22.80
Rivets pour id.	18.00	18,00	15.00	11.00
Plates-bandes reliant entre elles les tôles-entretoises	32.00	32.00	27.60	27.00
Rivets pour id.	1.00	1.00	1.00	1.00
Tôles korizontales à l'avant pour l'attelage (3 k). (2 k) (2 k.)	345.00	310.50	230.00	230.00
Id. id. à l'arrière pour id.	274.00	274.00	274.00	274.00
Cornières longues pour l'avant et l'arrière (7 k.) (6 k.) (6 k.)	119.00	119 00	102.00	102.00
Id. moins longues pour les côtés (10 k.) (8 k.) (8 k.)	130.00	130.00	104.00	104 00
52 clous pour l'assemblage des plaques du châssis	31.00	31.00	31.00	31.00
52 entretoises en fonte	109 20	89.00	89.00	89.00
Rivets pour les tôles d'attelage d'avant (147 k.) (98 k.) (98 k.)	12.93	12.93	8 62	8 62
208 id. id. id. d'arrière	22.80	22.80	22.80	22.80
Rivets pour les tôles d'avant et d'arrière (sur les côtés) (252 k.) (200 k.) (200 k.)	32.00	32.00	26.00	26.00
4 entretoises en fer reliant entre elles les plaques de garde (24 rivets pour id.)	37 00	37.00	27.00	37.00
12 entretoises des cornes des plaques de garde (12 boulons pour id.) (12 entretoises en fonte pour id.) (32 k., 5,40, 7,80)	45.20	45.20	45.20	45 20
12 guides pour les boîtes à graisse	318.00	228.00	228.00	228.00
48 rivets pour id.	21.00	21.00	21.00	21.00
2 rondelles en fer pour le boulon d'attelage, 12 rivets pour id.	15.20	15.20	16.00	16.00
Guides pour les chapes des ressorts, avec boulons ou rivets	21.45	21.45	33.00	33.00
2 sphères pour les rampes (cuivre)	1.00	1.00	1.00	1.00
4 équerres pour supporter la galerie d'arrière et boulons	6.50	6.50	6.50	6.50
2 marchepieds et 8 boulons	27.40	27.40	27 40	27.40
TOTAUX	3112.68	2856.98	2593 42	2417.72
Suspension.				
6 corps de boîte à graisse avec coussinets en bronze (complets)	368.40	295.00	295.00	295.00
6 roues complètes avec essieux	3090.00	3090.00	3090.00	3090.00
12 bielles pour les ressorts de suspension	82.20	82.20	78.00	74.00
6 ressorts de suspension et 6 chapes	387.00	387.00	387.00	387.00
6 tiges de pression sur les boîtes à graisse	18.00	18.00	16.00	14.00
12 traverses à goujons pour les tiges de suspension	24.00	24.00	24.00	24.00
TOTAUX	3969.60	3896.20	3890.00	3884.00
Attelage.				
2 tampons à ressorts de caoutchouc complets	241.00	233.00	233.00	233.00
16 boulons pour id.	20.50	20.50	20.50	20.50
2 chaînes de sûreté d'avant et 2 boulons pour id.	22 20	22.20	22.20	22.20
1 arbre vertical à manivelle de la vis sans fin du tampon en caoutchouc	20.00	20.00	20.00	19.00
1 roue en fonte, 1 support id. et 6 boulons pour id.	30.50	30 50	30.50	30.50
1 arbre à deux excentriques pour id.	51.00	51.00	51.00	51.00
2 chaînes de sûreté d'arrière, 2 boulons pour id.	37.10	37.10	37.10	37.10
1 ressort de choc et sa chape	165 80	165.80	165 80	165.80
2 tampons d'arrière garnis	19.50	19 50	19.50	19.50
2 tiges de tampons d'arrière	105.00	105.00	105.00	105.00
2 guides en fonte pour id.	70.00	31.00	31.00	31.00
16 boulons pour id.	10.00	10.00	10.00	10.00
A reporter	792.60	745.60	745.60	744.60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	Tender à voyageurs primitif.	Tender à voyageurs réduit.	Tender mixte.	Tender à marchandise.
Report.....	792.60	745.60	745.60	744.60
1 crochet d'attelage d'arrière avec 1 goujon.....	29.20	29.20	29.20	29.20
1 guide du crochet d'attelage en fonte.....	34.00	29.00	29.00	29.00
10 boulons pour id.....	6.00	6.00	6.00	6.00
2 guides en fonte pour l'extrémité des tiges des tampons d'arrière.....	30.00	20 00	20 00	20.00
1 tendeur d'attelage d'arrière.....	19.00	19.00	19.00	19.00
1 barre d'attelage d'avant avec un boulon pour id. (tender mixte et à marchandises diminuées sur le boulon)....	52.50	52.50	51.50	50.00
TOTAUX.....	963.30	901.30	900 30	897.80
Freins.				
4 supports suspension des freins et 16 boulons.....	59.00	59.00	59.00	59.00
4 entretoises en fonte pour id.....	64 00	28.00	28.00	28.00
2 supports de l'arbre des freins et 8 boulons.....	27.30	27.30	27.30	27.00
2 entretoises pour id.....	20.00	15.00	15.00	15.00
8 sabots garnis et complets.....	199 60	199.60	199.60	193 50
4 entretoises des boîtes à graisse, guide des freins avec 2 goujons.....	193.50	193 50	193.50	193.53
6 crochets d'assemblage de id. aux boîtes à graisse.....	8 00	8.00	8 00	8.00
2 leviers doubles A, n° 40.....	22 00	19.50	18.35	17.25
2 id. B, n° 41.....	20.00	17.75	16.75	15.75
2 id. C, n° 43.....	20.90	18.40	17.25	16.15
2 id. D, n° 42.....	26.70	2ɛ.70	22.55	21.20
2 id. E, n° 49.....	12.00	9.50	9.0$_0$	8.50
2 tirants I, n° 34.....	5.40	5.40	5.40	5.40
2 id. H, n° 28.....	4.20	4 20	4.20	4.20
2 petits tirants F, n° 39.....	5.20	3.70	3.70	3.70
2 id. G, n° 44.....	4.80	3.50	3.50	3.50
2 grands tirants doubles L, n° 38.....	26.40	17.90	17.90	17.90
2 id K, n° 56.....	36.20	24.20	»	»
2 tirants K *bis*.....	»	»	13.00	13.00
1 tirant unique.....	»	»	24 00	24.00
1 grand balancier	»	»	45.00	45.00
1 arbre horizontal avec des leviers.....	102.00	102.00	100 00	100.00
Goujons avec leurs goupilles et rondelles (30 k.) (32 k.).....	14.60	14.60	18.00	18.00
1 arbre vertical avec manivelle.....	23.50	23.50	23.00	22.50
1 support en fer de id et 8 rivets.....	3.00	3.00	3.00	3.00
TOTAUX.....	898.30	821.25	875.00	869.45
Alimentation.				
2 supports de rotules, 4 boulons, 1 entretoise.....	18.60	18.60	18.60	18 60
2 rotules avec 8 boulons.....	30.00	30 00	30.00	30.60
2 tuyaux et rondelles.....	4.00	4.00	4.00	4.00
2 tiges des soupapes et 2 boulons.....	13.00	13.00	13.00	13.00
2 manivelles et goupilles.....	2.00	2 00	2.00	2.00
2 stuffing-boxes à vis id. et 8 prisonniers, 2 rondelles.....	19.80	19 00	19.00	19.00
2 boîtes à clapets avec boulons et rondelles (bronze et fer).....	33.40	33.40	33.00	33.40
TOTAUX.....	120.80	120.80	120.80	120.80
RÉCAPITULATION.				
Caisses.....	3247.10	3188.10	3188.10	3188.10
Châssis.....	3112.68	2856.98	2593 42	2417.72
Suspension.....	3969.60	3896.98	3890.00	3884.00
Attelage.....	963 30	901.30	900.30	897.80
Freins.....	898.30	821 25	875 00	869.45
Alimentation.....	120.80	120.80	120.80	120.80
TOTAUX.....	12311.78	11784.63	11567.62	11377.87

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Poids des divers matériaux qui entrent dans la composition du tender à voyageurs.

	Totaux.	Fonte.	Fer forgé	Tôle de fer.	Acier.	Cuivre rouge.	Bronze.	Bois.	Caout-chouc.
Caisses	3247 10	78.40	20.75	3108.50	»	35.50	3.95	»	»
Châssis	3112.68	450 90	561.78	2099.00	»	»	1.00	»	»
Suspension	3969.60	862.80	2737.20	6.60	333.00	»	30.00	»	»
Attelage	963.30	392.60	409.50	»	154.00	»	»	4.00	3.20
Freins	898 30	146.70	643.60	80.00	»	»	»	28.00	»
Alimentation	120.80	58.80	»	»	»	»	62.00	»	»
TOTAUX	12311.78	1990.83	5372.83	5294.10	487.00	35 50	96.95	32 00	3.20

Outils du mécanicien accompagnant chaque tender et placés dans les caisses à outils.

	Fer forgé	Cuivre rouge.
1 clef pour les robinets de vidange	3.00	»
5 clefs en fer ordinaire	11 50	»
1 petite clef pour les niveaux d'eau	0.10	»
1 clef à douille pour les pistons	2.50	»
1 id. pour les tampons de lavage	3 00	»
1 clef pour les écrous des tiges des tiroirs	3.50	»
1 id. pour les robinets de refoulement	1.80	»
2 id. anglaises (1 grande et 1 petite)	5.00	»
2 tire-fonds pour les pistons	0.55	»
2 poignées pour les fonds de cylindre	3 00	»
1 tire-fond pour les boîtes à clapet	0.48	»
1 massette en cuivre	»	1.23
2 chasse-goupilles	0.18	»
6 goupilles (2 petites, 2 grosses, 2 moyennes)	0.18	»
6 tampons en bois pour boucher les tubes	»	»
2 chasse-clavettes en cuivre	»	2.50
1 grattoir de peintre	0.22	»
TOTAUX	35.01	3.73

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE IV.

DEVIS DIVERS.

1° *Poids, en kilogrammes, des appareils de molettes pour machines de* 8, 12 *et* 16 *chevaux.*

DÉSIGNATION DES PIÈCES	Pour machines de 8 chevaux.			Pour machines à 12 chevaux.			Pour machines à 16 chevaux.		
1 pignon	71.00	»	»	129.00	»	»	230.00	»	»
1 roue	610.00	»	»	921.00	»	»	1253.00	»	»
1 arbre	392.00	4.00	»	742.00	7 00	»	945.00	8.00	»
2 supports de id.	102.00	8.00	12.00	139.00	11.00	18.00	201.00	17.40	25.00
4 boul. et fondation	»	13 00	»	»	24.00	»	»	30.00	»
Cercles de tambour et boulons	801 00	45.00	»	1767.00	79.00	»	2370.00	105 00	»
2 molettes axées	364.00	23.00	»	505.00	29 00	»	820.00	30.00	»
4 supports de id.	190.00	4.00	»	190.00	4 00	»	190.00	4.00	»
TOTAUX	2530.00	97.00	12.00	4393.00	154.00	18.00	6009.00	194.00	25.00

PRIX DE VENTE :

	kil.		fr.
Pour machine de 8 chevaux.	Fonte, 2530 à 0.60.	. .	1518.00
	Fer, 97 à 1.50.	. .	145.50
	Cuivre, 12 à 5.00.	. .	60.00
			1723.50
Pour machine de 12 chevaux.	Fonte, 4393 à 0.60.		2630.00
	Fer. 154 à 1.50.	. .	231 00
	Cuivre, 18 à 5.00.	. .	90.00
			2951.00
Pour machine de 16 chevaux.	Fonte, 6009 à 0.60.	. .	3615.00
	Fer, 1944 à 1.50.	. .	292.00
	Cuivre, 25 à 5.00.	. .	125.00
			4032.00

C'est en moyenne 250 fr. par cheval, pour force au-dessous de 30 chevaux. Au delà, on peut établir cet appareil à raison de 240, 230, 220, et au-dessous, par force de cheval.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Bobines pour câbles plats.

Nous avons les renseignements suivants, pour machines de 16 chevaux.

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Un pignon.	230.00	»	»
Une roue.	1253.00	»	»
Un arbre des tourtes et cales. . .	660.00	3.00	»
Deux supports de *dito*.	201.00	17.40	25.00
Quatre boulons de fondation. . . .	»	30.00	»
Quatre tourtes et soixante-quatre boulons.	1499.00	45.00	»
Deux molettes axées.	820.00	30.00	»
Quatre supports de *dito*.	190.00	4.00	»
	4853.00	129.40	25.00

d'où nous déduisons :

	kil.		fr.
Fonte.	4853	à 0.65	3160.00
Fer.	129.4	à 1.50	194.00
Cuivre.	25.0	à 5.00	125.00
			3479.00
Les tambours coûtent.			4032.00

C'est environ les 0.9 du prix de l'appareil des tambours, c'est-à-dire, en moyenne, 225 francs par cheval pour forces au-dessous de 30 chevaux.

A ces renseignements nous ajouterons les suivants :

Tableau des poids et prix de vente des câbles et chaînes pour mines.

DÉSIGNATION DES CHAINES ET CABLES.	POIDS de la benne vide.	POIDS du contenu dans la benne.	POIDS des câbles ou chaînes par mètre courant.	PRIX du mètre courant.	PROFONDEUR du puits.	LIMITE de durée.
					mètres.	mois.
1° Câbles ronds goudronnés, à Rive-de-Gier.....	230.00	800 à 900	2.5 à 3.5	4.50	400.00	6 à 18
2° Câbles plats goudronnés, à Anzin.....	136.00	700.00	4.10	7.25	400.00	18 à 30
3° Chaînes anglaises.....	125.00	500.00	15.00	?	150.00	9 à 10
4° Chaînes Gall, à 11 ou 12 maillons par mèt. cour.	333.00	1000.00	7.50	?	400.00	?
Id. à 9 ou 10 maillons par mètre courant.....	333.00	1000.00	6.20	?	350.00	?
Id. à 8 ou 9 mailles.....	333.00	1000.00	5.50	?	300.00	?
Id. à 7 ou 8 mailles.....	333.00	1000.00	4.90	?	200.00	?
Id. à 6 ou 7 mailles.....	333.00	1000 00	4.26	?	100.00	?

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° *Treuil pour montage des machines.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Deux montants, un tambour, une roue d'engrenage et un pignon. .	225.00	»	»
Un arbre de tambour, un arbre de pignon, trois traverses, huit écrous taraudés, 2 manivelles.	»	44.00	»
Quatre grains tournés.	»	»	7.00
Six boulons d'assemblage.	»	35.00	»
	225.00	79.00	7.00

PRIX DE VENTE.

	fr.	fr.
Fonte.	225 à 0.60	135.00
Fer.	79 à 1.50	118.50
Cuivre.	7 à 4.50	32.00
	311 kil. à 0.92 fr. . . .	285.50

Il y a pour 41 fr. de main-d'œuvre.

3° *Une paire de moufles.*

	FONTE. Kil.	FER. Kil.	CUIVRE. Kil.
Sept flasques en tôle.	»	6.00	»
Ferrures de *dito*.	»	10.00	»
Cinq poulies.	»	»	6.00
	»	16.00	6.00

PRIX DE VENTE.

16 kil. de fer à. . . .	5 fr.	80.00
6 kil. de cuivre à. . .	5 fr.	30.00
22 kil. à.	5 fr.	110.00
Il y a, pour main-d'œuvre : Tour.		8.00
Ajustage.		25.00
Total.		33.00

4° *Waggons à houille, à roues en fonte.*

CAPACITÉS.	FONTE.	FER.	BOIS.	MAIN-D'OEUVRE. Charron.	MAIN-D'OEUVRE. Ajustage.
	kil.	kil.	fr. c.	fr. c.	
5 hectolitres, sans freins.....	78.00	32.00	16.00	31.40	
10 id. sans freins.....	246.00	137.00	21.55	57.00	
5 id. avec freins.....	403.00	351.00	60.60	70.00	14.15

FIN.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LÉGENDE EXPLICATIVE DES PLANCHES.

PLANCHE I. — *Pièces générales d'assemblages en dimensions proportionnelles.*

Fig. 1. — Rivet. Son diamètre est assez généralement double de l'épaisseur des tôles qu'il sert à assembler. L'espacement de deux rivets consécutifs, d'axe en axe, est égal à deux fois et demie leur diamètre, ou cinq fois l'épaisseur de la tôle.

Fig. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9. — Boulon et Écrous. La tête du boulon est tantôt prismatique à quatre ou six pans, tantôt cylindrique, tantôt conique tronquée, tantôt hémisphérique.

La tête à 6 pans, seule, a des dimensions proportionnelles fixes; elle est égale à l'écrou ordinaire à 6 pans (fig. 5, 6). L'écrou est tantôt carré (fig. 3, 4), tantôt à 6 pans, ordinaire (fig. 5, 6), façonné (fig. 7), paré (fig. 8), à chapeaux (fig. 9).

Fig. 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24. — Douilles. Quel que soit le système de douille employée, la longueur de l'emmanchement est à peu près égale à trois fois le diamètre de la tige.

10. — Douille cylindrique droite, à clavette.

11. — Douille cylindrique droite, à vis.

12, 13. — Douille cylindrique, à charnière et à clavette.

14, 15. — Douille cylindrique, à charnière et à vis.

16. — Douille cylindrique à T fermée.

17. — Douille cylindrique à T, à chapes.

18, 19, 20, 21, 22. — Douilles cylindriques à traverse: 19, à clavette; 20, à vis; 12, à doubles écrous; 22, à clavette et écrou.

23, 24. — Douilles coniques : 23, à clavette; 24, à écrou.

Fig. 25, 26, 27, 28, 29. — Stuffing-box.

25, 26, Stuffing-box à boulons fixes; 29, stuffing-box à boulons mobiles; 27, stuffing-box à vis extérieure; 28, stuffing-box à vis intérieure.

Fig. 30, 31, 32, 33. — Moyeux d'arbres et axes.

30, 31, moyeu en fer; 32, 33, moyeu en fonte. La largeur 1,2 correspond au moyeu d'arbre; 1,5 au moyeu d'axe à 2 tourillons extrêmes; 2 au moyeu d'axe à un seul tourillon.

Fig. 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41. — Charnières.

34, 35, 36. — Charnières à goujon: 34, 35, tête; 35, 36, fourchette.

37, 38, 39, 40, 41. — Charnières à axe : 37 , 38, à chape et coussinets en ogive; 39, 40, 41, à chasse et coussinets carrés.

PLANCHE II. — *Pièces générales d'assemblages.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5. — Charnières a axe.

1, 2, à chape et coussinets à pans; — 3, 4, à tête fermée; — 5, à chape fixe ou renversée

Fig. 6, 7. — Moyens de fixer les clavettes.

Fig. 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19 — Paliers.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 20. — Chaises.

Fig. 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27. — Crapaudines.

Fig. 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40. — Manchons.

28, 29, 30, 31. — Manchons en fonte d'une seule pièce ; — 28, 29, pour arbre rond ; — 30, 31, pour arbre carré.

32, 33. — Manchon en fonte de deux pièces, pour arbre rond.

34, 35. — Manchon en fer de deux pièces, pour arbre carré.

36, 37, 38, 39, 40. — Manchon à embrayage.

PLANCHE III. — *Pièces générales de transformation de mouvements.*

Fig. 1. — Tiges de piston.

Fig. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21. — Guides de tiges.

2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11. — Guides à glissoires et glissières ; — 2, 3, 4, 5, la tige fait glissoir dans le guide fixe ; — 6, 7, 8, 9, 10, 11, la tige est munie de glissoirs mobiles sur deux glissières fixes.

12, 13. — Guides à galets et coulisses.

14, 15, 16, 17, 18, 19, 20. — Guides à parallélogrammes : — 14, parallélogramme simple de Watt ; — 15, 16, 17, 19, 20, parallélogramme double de Watt ; — 18, 21, parallélogramme d'Olivier Évans.

Fig. 22, 23. — Levier ordinaire.

Fig. 24, 25, 26, 27, 28. — Balanciers.

24, 25, 26, 27, balancier à boules avec emmanchement à rondelle et goupille.

28. — Balanciers à trois branches.

PLANCHE IV. — *Pièces générales de transformation de mouvements.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28. — Balanciers.

1, 2, 3, 4. — Balanciers à têtes plates, en dimensions proportionnelles ; — 5, 6, 7, 8, 9, balancier à boules avec emmanchement à vis ; — 10, 11, 12, balancier à boules avec emmanchement à clavette ; — 13, 14, 15, 16, balancier à boules, avec emmanchement à baïonnette ; — 17, 18, 19, 20, balancier à boule avec emmanchement à douille et clavette (système de M. Edwards) ; — 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, balancier à deux flasques.

Fig. 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35. — Bielles en fonte.

29, 30, 31. — Bielle en dimensions proportionnelles.

32, 33, 34, 35. — Bielle à fourchette mobile (système de M. Edwards).

Fig. 36, 37, 38, 39, 40. — Manivelles.

36, 37. — Manivelles en fer, en dimensions proportionnelles.

38, 39. — Manivelles en fonte, en dimensions proportionnelles.

40. — Bouton, en fer, de manivelle pour bielle en fonte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PLANCHE V. — *Pièces générales de transformation de mouvements.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. — Bielles en fer.
1, 2, 3. — Bielle droite des locomotives à voyageurs des chemins de fer de Paris à Lyon.
4, 5, 6. — Bielle à fourche des locomotives du chemin de fer du Nord.
7. — Bielle pour machine de bateau à deux balanciers en dessous.
8. — Axe en fer.

Fig. 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22. — Tourillons.
9, 10. — Tourillon d'arbre en fonte ou fer plein, en dimensions proportionnelles.
11, 12. — Tourillon en fer d'arbre en bois, à clavette.
13. — Tourillon en fer d'arbre en bois, à pied.
14, 15. — Tourillon en fonte d'arbre en bois, à couronne.
16. — Tourillon en fonte d'arbre en bois, à deux ailettes.
17, 18. — Tourillon en fonte d'arbre en bois, à quatre ailettes.
19, 20, 21. — Tourillon en fonte d'arbre en fonte, creux.
22. — Tourillon en fer d'arbre en fonte, creux.

Fig. 8, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29. Arbre coudé.
8, 8 *bis*, 8 *ter*. — Arbre en fonte, à deux coudes dans le même plan et à embrayage.
23, 23. — Arbre en fer, à trois coudes, formant triangle équilatéral.
25, 26. — Arbre en fer, à deux coudes, à angle droit.
27, 28, 29. — Arbre à un coude formé par deux manivelles indépendantes.

PLANCHE VI. — *Pièces générales de transformation de mouvements.*

Roues d'engrenage cylindriques et coniques.
Fig. 1, 2. — Roue d'engrenage cylindrique en deux morceaux et à dents de bois.
Fig. 3, 4. — Roue d'engrenage conique en deux parties et à dents de bois.
Fig. 5, 6. — Roue d'engrenage cylindrique en deux parties et à dents de fonte armées.
Fig. 7, 8. — Roue d'engrenage cylindrique en neuf parties et à dents de fonte armées.
Fig. 10, 11, 12, 13, 14. — Roue d'engrenage cyliudrique à bras rapportés.

PLANCHE VII. — *Barreaux de grille, registres, manomètres.*

Fig. 1, 2, 3. — Barreau de grille.
Fig. 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Tisards divers.
Fig. 4, 5. — Porte a un battant.
Fig. 6, 7, 8. — Porte a deux battants.
Fig. 10, 11, 12. — Tisard a emboiture.
Fig. 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19. — Registres.
13, 14. — Registre à coulisse et contre-poids.
15, 16. — Registre à coulisse sans contre-poids.
17, 18. — Registre à clef.
19. — Registre à clapet.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

FIG. 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26. — MANOMÈTRES.
20, 21, 22. — Manomètre à air libre ordinaire.
23, 24, 25. — Manomètre à air libre à flotteur.
26. — Manomètre à air libre de *Desbordes*.

PLANCHE VIII. — *Appareils de sûreté, tuyaux obturateurs.*

FIG. 1, 1 *bis*, 1 *ter*. — SOUPAPE DE SURETÉ à levier.
FIG. 2, 3, 4, 5, 6. — FLOTTEURS D'ALARME.
2, 3, 4. — Flotteur d'alarme de *E. Bourdon*.
5, 6. — Flotteur d'alarme de *C. E. Jullien*.
FIG. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16. — TUYAUX.
7, 8, 9. — Tuyau à bride en dimensions proportionnelles.
10, 11, 12, 13. — Tuyau à emboîture ajustée.
14. — Tuyau à emboîture brute.
15, 16. — Tuyau à emboîture à dilatation.
FIG. 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32. — OBTURATEURS.
17, 18. — Robinet à deux eaux.
19, 20. — Robinet à trois eaux formant triangle équilatéral.
21, 22. — Robinet à trois eaux en croix.
23. — Soupape à levier.
24. — Soupape à vis.
25, 26. — Robinet à engrenage.
27, 28, 29, 30. — Robinet à vanne.
31, 32. — Robinet à clapet.

PLANCHE IX. — *Manomètres et indicateurs du niveau de l'eau.*

FIG. 1, 2, 3, 4, 15. — MANOMÈTRES.
1, 2. — Manomètre de *Decoudun*.
3, 4. — Manomètre différentiel de *Richard*.
15. — Manomètre à air libre et à flotteur.
FIG. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14. — INDICATEURS DU NIVEU DE L'EAU.
5. — Flotteur ordinaire.
6, 7. — Niveau indicateur en verre.
8, 9. — Robinet vérificateur du niveau.
10, 11. — Soupape de vérification du niveau.
12. — Niveau indicateur en verre et robinet vérificateur réunis.
13, 14. — Robinet vérificateur de *E. Bourdon*.

PLANCHE X. — *Distributeurs.*

FIG. 1, 2. — Robinets de Maudslay.
FIG. 3. — Robinet de Cavé.
FIG. 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10. — Tiroir en coquille.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 11. — Excentrique de détente variable, par *Tamizier*.
Fig. 12. — Détente de *Saulnier* (Monnaie).
Fig. 13, 13 *bis*. — Détente à deux tiroirs superposés.
Fig. 14, 15. — Détente de *Trézel*.
Fig. 16, 17. — Tiroir à garniture de *Watt*.

PLANCHE XI. — *Distributeurs et leurs mouvements modérateurs.*

Fig. 1. — Tiroirs a garniture, ordinaires
Fig. 2, 3, 4, 5. — Soupapes.
Fig. 2. — Soupapes enfilées.
3. — Soupape à garniture extérieure.
4. — Soupape à garniture intérieure.
5. — Soupape à lanterne.
Fig. 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13. — Mouvements des distributeurs.
6, 7. — Mouvement par excentrique.
8. — Mouvement par déclic à règle.
14, 15. — Modérateurs.
14. — Modérateur à transmission du mouvement inférieur.
15. — Modérateur à transmission du mouvement supérieur.

PLANCHE XII. — *Mouvement des distributeurs, cylindres.*

Fig. 1, 2, 3 — Mouvement de distributeurs par déclics a chiens.
Fig. 4, 5, 6. — Cylindres a vapeur.
4, 5. — Cylindre sans enveloppe.
6. — Cylindre avec enveloppe.

PLANCHE XIII. — *Pistons.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Pistons a vapeur.
1, 2. — Piston à garniture de chanvre.
3, 4. — Piston à garniture de chanvre recouvert de métal.
5, 6. — Piston à garniture métallique et à segments serrés par ressorts à boudins.
7, 8. — Piston à garniture métallique et à doubles cercles serrés par coins et ressorts à boudin.
9, 10 — Piston à garniture métallique et à doubles cercles élastiques.
11, 12. — Piston à garniture métallique et segments serrés par ressorts plats.
Fig. 13, 14, 15, 16, 17. — Piston soufflant.
13. — Coupe.
14. — Plan.
15. — Détail de la garniture.
16, 17. — Détail du boulon de serrage de la garniture.
Fig. 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28. — Piston a eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

18, 19, 20. — Piston à clapet métallique à garniture en cuir.
21, 22, 23, 24. — Piston à clapet métallique à garniture en chanvre.
25, 26, 27, 28. — Piston à clapet en bois à garniture en cuir.

PLANCHE XIV. — *Pistons.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16. — Pistons a vapeur.
1, 2. — Piston à garniture métallique et à segments serrés par coins coniques et ressorts à boudin.
3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10. — Piston à garniture métallique et à segments serrés par coins et ressorts à boudin.
11, 12. — Piston de *Stephenson* à garniture métallique et à cercles serrés par coins et vis.
13, 14. — Piston de *Sharp* à garniture métallique et à segments serrés par ressorts plats.
15, 16. — Piston de *Pauwels* à garniture métallique et à segments serrés par coins et ressorts à boudin.
Fig. 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31. — Pistons a eau.
17. — Plongeur métallique de pompe foulante.
18. — Piston plein métallique, à garniture de chanvre.
19, 20, 21, 22, 23. — Pistons à clapets métalliques, à garniture de cuir.
24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31. — Pistons à clapets métalliques, à garniture de chanvre.
Fig. 32. — Piston a air pour tubes atmosphériques.

PLANCHE XV. — *Volants.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7. — Volant à jante en quatre morceaux et bras coulés avec le moyeu.
Fig. 8, 9, 10, 11, 12. — Volant à jante en deux morceaux et à bras coulés avec le moyeu en deux parties aussi.
Fig. 13, 14, 15, 16, 17. — Volant à jante en six parties et à six bras rapportés sur le moyeu et la jante.
Fig. 18, 19, 20, 21, 22. — Volant à jante en cinq parties et cinq bras rapportés sur la jante et le moyeu.

PLANCHE XVI. — *Appareils fumivores.*

Fig. 1, 2. — Distributeur de M. *Payen.*
3, 4. — Distributeur de *John Collier.*
5. — Grille mobile de *Taillefer.*
6. — Grille à gradins appliquée aux locomotives.
7, 8. — Foyer fumivore de M. *Duméry.*
9, 10, 11, 12, 13, 14. — Appareil fumivore appliqué, par l'auteur, à l'une des chaudières de l'aciérie de Lorette (Loire).

PLANCHE XVII. — *Appareils de vaporisation.*

Fig. 1, 2. — Chaudière de Watt, dite *en tombeau*, pour basse pression, à chauffage extérieur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 3, 4, 5, 6. — Chaudières cylindriques, avec ou sans bouilleurs, pour haute pression, à chauffage extérieur.

Fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Détails d'assemblage des chaudières cylindriques avec les bouilleurs.

Fig. 13, 14, 15. — Chaudière de bateau à parois plates pour basse pression, à chauffage intérieur.

Fig. 16, 17, 18. — Chaudière cylindrique pour moyenne et haute pression, à chauffage intérieur.

PLANCHE XVIII. — *Appareils de vaporisation.*

Plan, coupes et élévation d'un ensemble de deux chaudières cylindriques à deux bouilleurs, mises en place et munies de tous les appareils de sûreté et d'alimentation nécessaires à leur bon fonctionnement, par Tamizier.

PLANCHE XIX. — *Appareils de vaporisation, condensation et alimentation*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11. — Appareils de vaporisation.

1. — Chaudière dite *tubulaire*, à haute pression et circulation intérieure, pour chauffage au coke.

2, 3, 4. — Chaudière dite *tubulaire*, à haute pression et circulation intérieure, pour chauffage à la houille.

5, 6. — Chaudière de bateau dite *tubulaire*, pour moyenne pression et circulation intérieure, pour chauffage à la houille.

7, 8. — Chaudière de Watt, dite *en tombeau*, pour basse pression, à circulation mixte.

9, 10. — Chaudière dite *tubulaire*, pour moyenne pression, à circulation mixte.

11. — Chaudière de forme particulière, dite *tubulaire*, pour moyenne pression, à circulation mixte.

Fig. 12, 13, 14. — Appareils de condensation.

12. — Condenseur et pompe à air séparés dans une même bâche.

13. — Détail de la soupape *i* (fig. 12), d'évacuation de l'air contenu dans le condenseur, pour la mise en train.

Fig. 14. — Condenseur et pompe à air réunis, sans bâches.

Fig. 15. — Appareil d'alimentation et pompe d'eau fraîche aspirante élévatoire à piston métallique.

PLANCHE XX. — *Appareils d'alimentation, bâtis.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Appareils d'alimentation.

1. — Pompe d'eau fraîche aspirante et élévatoire, à piston en bois.

2. — Pompe d'eau fraîche aspirante et foulante, à piston métallique et garniture en cuir.

3. — Pompe d'eau fraîche aspirante et foulante, à piston métallique et garniture en chanvre.

4, 5, 6, 7, 8, 9. — Divers systèmes de pompes d'alimentation à piston plein, pour haute pression.

10, 11, 12. — Pompe d'alimentation, à piston métallique et garniture de chanvre, pour basse pression.

Fig. 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23. — Batis.

13, 14, 15. — Bâti pour machine à balancier portant sur un mur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

16. — Bâti pour machine à balancier indépendante des murs.
17. — Boulons de fondation.
18, 19, 20, 21, 22, 23. — Détail d'un bâtiment pour machine à balancier portant sur deux colonnes, par l'intermédiaire d'un entablement logé dans les murs longitudinaux du bâtiment de la machine.

PLANCHE XXI. — *Machines hydrauliques à simple effet.*

Fig. 1. — Ensemble d'une machine d'épuisement à balancier.
Fig. 2, 3. — Détail du mouvement de la distribution par soupape et déclics à chiens d'une machine d'épuisement.

PLANCHE XXII. — *Machines-outils, machines soufflantes.*

Fig. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8. — Machines-outils.
1, 2, 3, 4, 5, 6. — Poinçon à vapeur de M. Cavé.
7, 8. — Marteau-pilon de M. Bourdon.
Fig. 9, 10. — Machines soufflantes.
9. — Cylindre soufflant et régulateur à capacité constante.
10. — Plan d'un couple de machines aspirantes, à rotation, du chemin atmosphérique de Saint-Germain.

PLANCHE XXIII. — *Machines aspirantes à double effet et à rotation.*

Fig. 1. — Coupe longitudinale d'une machine aspirante, à rotation, du chemin atmosphérique de Saint-Germain.
Fig. 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9. — Détails de ladite machine.
2. — Détail de la distribution.
3. — Détail de l'assemblage de la jante de la roue d'engrenage avec les bras.
4. — Section de la jante du volant.
5, 6. — Sections dans le support de l'arbre de la roue d'engrenages.
7. — Section dans une diagonale du guide de la tige du piston aspirant.
8. — Détail d'une colonne supportant le bâti supérieur.
9. — Détail des longerons.

PLANCHE XXIV. — *Machines aspirantes à double effet et à rotation.*

Fig. 1. — Vue de face de l'ensemble de deux machines aspirantes à rotation du chemin de fer atmosphérique de Saint-Germain.
Fig. 2, 3, 4, 5. — Machines spéciales pour condenser la vapeur sortant des cylindres des deux machines ci-dessus.
2. — Coupe ; — élévation ; — 4, 5, détail de la distribution.

PLANCHE XXV. — *Dispositions diverses des machines à rotation, fixes.*

Fig. 1. — Machine à balancier.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 2. — Machine à deux bielles.
Fig. 3. — Machine à bielle en cadre.
Fig. 4. — Machine à cylindre horizontal.
Fig. 5. — Machine à cylindre oscillant par le milieu et horizontalement.
Fig. 6. — Machine à cylindre tournant.
Fig. 7. — Machine à cylindre incliné.
Fig. 8. — Machine à cylindre oscillant par le milieu sur une inclinaison donnée.
Fig. 9. — Machine à cylindre oscillant par le milieu et verticalement.
Fig. 10. — Machine à tige-bielle.
Fig. 11. — Machine à bielle en retour.
Fig. 12. — Machine à cylindre oscillant en dessous verticalement.
Fig. 13. — Machine verticale surbaissée.
Fig. 14. — Machine verticale proprement dite.

PLANCHE XXVI. — *Machines à rotation, fixes.*

Fig. 1. — Machine *à balancier* porté sur chevalets, à détente et condensation, système Farcot.
Fig. 2. — Machine *à balancier* porté sur un entablement logé dans les murs longitudinaux et colonnes, à détente et condensation, EN DIMENSIONS PROPORTIONNELLES, les pièces générales d'assemblage n'étant pas figurées.

PLANCHE XXVII. — *Machines à rotation, fixes.*

Fig. 1, 2. — Machine *à balancier* porté sur entablement logé dans les murs longitudinaux et colonnes, à détente par deux cylindres et condensation, système Alexandre.
Fig. 3, 4. — Détail du tiroir de la distribution.
Fig. 5, 6. — Machine à balancier porté sur un mur, à détente variable, avec ou sans condensation à volonté, établie par Gallafent, chez M. Mertian, à Montataire.

PLANCHE XXVIII. — *Machines à rotation, fixes.*

Fig. 1, 2. — Système de double cylindre, par Charpin.
Fig. 3, 4. — Machine *à deux bielles*, sans détente, à condensation, système Maudslay.
Fig. 5, 6, 7, 8, 9. — Machine à deux bielles, à détente, sans condensation, par Saulnier (Popincourt).
Fig. 10. — Machine à deux bielles, sans détente ni condensation, par Giraudon.

PLANCHE XXIX. — *Machines à rotation, fixes.*

Fig. 1, 2. — Machine à deux bielles, à détente, sans condensation, par Gallafent.
Fig. 3, 4, 5, 6. — Machine *à bielle en cadre*, à détente, sans condensation, système Beslay.

PLANCHE XXX. — *Machines à rotation, fixes.*

Fig. 1, 2, 3. — Machine *horizontale*, pour petites forces, à détente, sans condensation.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

FIG. 4, 5, 6, 7, 8, 9. — Machine horizontale, pour grandes forces, à détente variable à la main, sans condensation, marchant dans les deux sens; — 4, élévation longitudinale; — 5, plan; — 6, coupe longitudinale du cylindre; — 7, coupe transversale du cylindre; — 8, 9, détail de pompe alimentaire.

PLANCHE XXXI. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2. — Machine *inclinée*, système E. BOURDON.
FIG. 3, 4. — Machine *à tige-bielle*, système BRODERIP.
FIG. 5, 6. — Machine à tige-bielle, système LEGENDRE.
FIG. 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Machine *à bielle en retour*, à détente variable, sans condensation, système PAUWELS.
7. — Élévation; — 8, coupe; — 9, détail de l'appareil de variation de la détente; — 10, détail de la pompe alimentaire; — 11, excentrique; — 12, tiroirs.

PLANCHE XXXII. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2. — Machine *verticale surbaissée*, à détente fixe, à deux cylindres, condensation et chauffage des cylindres par la fumée du fourneau, par FREY.
FIG. 3, 4, 5, 6. — Machine verticale surbaissée, à détente fixe, à deux cylindres, condensation et chauffage des cylindres par la fumée du fourneau, par TAMIZIER.

PLANCHE XXXIII. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2. — Machine verticale surbaissée, dite *à colonnes*, à détente et condensation, système FARCOT.
FIG. 3, 4. — Machine verticale proprement dite, à détente, sans condensation, système IMBERT.

PLANCHE XXXIV. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3. — Machine *verticale*, à détente fixe, sans condensation, système E. BOURDON.
FIG. 4, 5, 6. — Machine verticale, à détente variable par le modérateur, sans condensation, système MEYER.

PLANCHE XXXV. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3, 4. — Machine *oscillante*, à détente et condensation, système CAVÉ.
FIG. 5, 6, 7, 8. — Machine oscillante, à détente variable, sans condensation, système KIENTZY.

PLANCHE XXXVI. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3, 4. — Machine oscillante, à détente sans condensation, système TAMIZIER.
FIG. 5, 6. — Machine oscillante, sans détente ni condensation, système STOLTZ fils.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PLANCHE XXXVII. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3, 4. — Machine oscillante, dite *à rotule*, à détente sans condensation, système FÈVRE.
FIG. 5, 6, 7. — Machine oscillante, à détente, sans condensation, système LELOUP.

PLANCHE XXXVIII. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3, 4, 5, 6. — Machine oscillante, à détente variable par le modérateur, sans condensation, système FREY.
FIG. 7, 8, 9, 10, 11, 12. — Machine oscillante, à détente, sans condensation, système FARCOT.

PLANCHE XXXIX. — *Machines à rotation, fixes; appareils moteurs pour la navigation.*

FIG. 1, 2. — Machine à cylindre tournant, sans détente et condensation, système ROMANCÉ.
FIG. 3, 4, 5, 6. — Machine à cylindre tournant, à détente, sans condensation par C. E. JULLIEN.
FIG. 7, 8. — Machine à cylindre tournant, sans détente ni condensation, système BUTT.
FIG. 9, 10, 11, 12. — Roues à hélices.
FIG. 13, 14. — Chaudières à haute pression pour bateau à vapeur.

PLANCHE XL. — *Appareils moteurs pour la navigation.*

FIG. 1, 2. — Élévation et plan d'un demi-appareil moteur de 450 chevaux, en deux machines, *à deux balanciers en dessous*, détente et condensation.

PLANCHE XLI. — *Appareils moteurs pour la navigation.*

FIG. 1, 2. — Coupes longitudinale et horizontale d'un demi-appareil moteur de 450 chevaux, en deux machines, à deux balanciers en dessous, détente et condensation.

PLANCHE XLII. — *Locomotives.*

Locomotive à foyer entre deux essieux, détente à deux tiroirs superposés, système MEYER.

PLANCHE XLIII. — *Locomotives.*

FIG. 1, 2, 3. — Locomotive à foyer en porte à faux, détente à deux tiroirs.
1. — Coupe longitudinale; — 2, coupes transversales; — 3, détail de la distribution.
FIG. 4. — Mouvement de la détente, système DELPÈCHE.
FIG. 5. — Détente de GUNZENBACK.
FIG. 6, 7, 8. — Détail de la tête de la tige du piston de la machine des figures 1, 2, 3.
FIG. 9, 10. — Détail des boîtes à graisse des roues de l'avant de *dito*.
FIG. 11, 12. — Détail des attaches des ressorts de l'avant de *dito*.
FIG. 13. — Coupe des bandages des roues du chemin de fer du Nord.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PLANCHE XLIV. — *Locomotive à voyageurs du chemin de fer de Paris à Lyon.*

FIG. 1. — Coupe longitudinale.
FIG. 2, 3, 4. — Pompe alimentaire.
5, 6. — Agrafe de dilatation pour la chaudière.
7. — Sifflet.
8. — Robinet d'alimentation.

PLANCHE XLV. — *Locomotive à voyageurs du chemin de fer du Nord* (foyer en porte à faux).

FIG. 1. — Coupe longitudinale.
2. — Coupe transversale dans le corps cylindrique.
3. — Coupe transversale dans la boîte à feu.
4. — Coupe transversale dans la boîte à fumée.
5. — Échappement variable.
6. — Espacement des tubes.
7, 8, 9, 10, 11, 12, 13. — Détails divers.

PLANCHE XLVI. — *Outillage des ateliers; outillage du forgeron.*

FIG. 1, 2. — Feu de forges, système FARCOT.
FIG. 3, 4. — Petit marteau du forgeron.
FIG. 5, 6, 7, 8. — Marteau à devant, pour frappeurs.
FIG. 9, 10. — Martinet de forge, système CAVÉ.
FIG. 11, 12. — Enclumes.
FIG. 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30. — Tenaille du forgeron.
FIG. 31, 32. — Dégorgeoir.
FIG. 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42. — Chasses.
33, 34. — Chasse carrée; — 35, 36, chasse ronde; — 37, 38, chasse à parer; — 39, 40, chasse à biseau; — 41, 42, chasse à bec.

PLANCHE XLVII. — *Outillage des ateliers; suite de l'outillage du forgeron.*

FIG. 1, 2, 3, 4. — Tranches.
FIG. 5, 6. — Tranchet.
FIG. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16. — Étampes.
FIG. 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26. — Dessous d'étampes.
FIG. 27, 28, 29, 30. — Croissants.
FIG. 31, 32, 33, 34. — Gouges.
FIG. 35, 36, 37, 38. — Poinçons.
FIG. 39, 40, 41, 42. — Pelles.
FIG. 43, 44, 45. — Tisonniers.
FIG. 46. — Lime.
FIG. 47. — Tourne-à-gauche.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Petit outillage du mouleur.

Fig. 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55. — Truelles.
Fig. 56, 57, 58, 59, 60, 61. — Spatules.
Fig. 62, 63, 64, 65, 66. — Lissoirs.
Fig. 67, 68, 69, 70, 71, 72. — Crochets.
Fig. 73, 74. — Fouloirs.
Fig. 75. — Pillette.

PLANCHE XLVIII. — *Outillage des ateliers; petit outillage de l'ajusteur.*

Fig. 1. — Tourne-à-gauche.
Fig. 2, 3. — Porte-lames d'alésoir.
Fig. 4, 5. — Alésoir.
Fig. 6. — Fraise.
Fig. 7, 8, 9. — Forets.
Fig. 10, 11. — Burin.
Fig. 12, 13. — Bec-d'âne.
Fig. 14, 15. — Gouge.
Fig. 16, 17. — Matoir.
Fig. 18, 19. — Pointeau.
Fig. 20. — Pointe à tracer.
Fig. 21, 22. — Compas d'épaisseur.
Fig. 23, 24. — Compas à quart de cercle.
Fig. 25, 26. — Équerre simple.
Fig. 27, 28. — Équerre à chapeau.
Fig. 29, 30. — Équerre à T.
Fig. 31, 32. — Étau à main.
Fig. 33, 34. — Étau à chanfreins.
Fig. 35, 36. — Conscience.
Fig. 37, 38. — Archet.
Fig. 39. — Porte-foret.
Fig. 40. — Fraise.
Fig. 41, 42. — Tournevis.
Fig. 43, 44. — Règle.
Fig. 45, 46. — Trusquin.
Fig. 47, 48. — Mandrins.
Fig. 49, 50, 51. — Niveau à bulle d'air.

FIN DE LA LÉGENDE EXPLICATIVE DES PLANCHES.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DES MATIÈRES.

Pages.

AVANT-PROPOS DE LA PREMIÈRE ÉDITION (1847). VI

INTRODUCTION. 1

PREMIÈRE PARTIE.

Étude des matériaux employés de préférence dans la construction des machines à vapeur. 5

CHAPITRE PREMIER. — Des propriétés physiques et chimiques des métaux propres à la construction des machines. 7

Fer. — § I. Propriété générale. 7

§ II. Des fontes du commerce. 11

§ III. Des fers du commerce. 14

§ IV. Des aciers du commerce. 21

Classification des fers du commerce. 24

Cuivre. — § I. Propriétés générales. 25

§ II. Qualités des cuivres du commerce. 26

Zinc. 27

Étain. 28

Plomb. 28

Alliage du cuivre. — § I. Cuivre et potassium. 29

§ II. Cuivre, zinc et laiton. 29

§ III. Cuivre, étain et bronze. 32

§ IV. Cuivre, nickel, zinc et maillechort. 33

Combinaisons et alliages accessoires employés dans les machines. — § I. Mastic de fonte. 34

§ II. Mast. de plomb. 34

§ III. Alliages fusibl. 34

CHAPITRE II. — De la résistance des matériaux employés dans la construction des machines. 35

Pièce encastrée chargée d'un poids P à son extrémité et, en outre, d'un poids uniformément réparti. 41

Pièce posée horizontalement sur deux appuis, chargée, en un point quelconque C, d'un poids P et, en outre, d'un poids uniformément réparti. 42

Pièce $A\,B$ encastrée en A, supportée par un appui en B, chargée d'un poids P appliqué en C et, en outre, d'un poids p uniformément réparti. 44

Pièce encastrée par les extrémités A et B, chargée d'un poids P en un point C et, en outre, de poids p uniformément répartis. 46

Calcul des moments d'inertie de diverses surfaces planes. 48

Résistance d'un prisme soumis à l'action d'un système de forces extérieures dont le moment par rapport à l'axe du prisme est nul. 54

Résistance à la torsion. 55

Application de la charge P sans vitesse. 59

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

Application de la charge P avec une vitesse initiale..... 59
Résistance vive élastique dans le cas de la flexion..... 60
Résistance vive élastique développée dans la torsion..... 61
Résistance du fer et de la fonte soumis à des efforts de traction..... 62
Résistance du fer et de la fonte soumis à des efforts de compression..... 63
Résistance du fer et de la fonte soumis aux efforts de flexion..... 65
Formules relatives à la traction..... 71
Formules relatives à la compression..... 71
Formules de résistance à la flexion..... 72
Moments des forces extérieures..... 72
Résistance à la torsion..... 75
Valeurs de m à introduire dans la formule $P = A\,m\,f$..... 78
Résistance à l'écrasement..... 78
Résistance à la torsion..... 78

DEUXIÈME PARTIE.

Composition des machines à vapeur. 80
LIVRE PREMIER. — *Composition des pièces des machines à vapeur.* 80

TITRE PREMIER. — Pièces générales des machines.

CHAPITRE PREMIER. — Caractères généraux des machines..... 81
Assemblages. — § I. Assemblages de pièces fixes entre elles..... 82
Assemblages bout à bout..... 82
Assemblages d'équerre..... 83
§ II. Assemblages d'une pièce fixe et d'une pièce mobile..... 83
§ III. Assemblages des pièces mobiles entre elles..... 83
Transformations de mouvements. — § I. Transformation du mouvement rectiligne continu..... 84
§ II. Transformation du mouvement rectiligne alternatif..... 85
§ III. Transformation du mouvement circulaire continu..... 85
§ IV. Transformation du mouvement circulaire alternatif..... 85
CHAPITRE II. — Classification des pièces générales des machines..... 86
Parties plates des pièces de machines..... 86
Parties rondes des pièces de machines..... 87
CHAPITRE III. — Pièces générales d'assemblages..... 89
Rivets..... 89
Boulons et écrous..... 89
Douilles..... 92
Stuffing-boxes..... 94
Moyeux, cales et prisonniers..... 97
Charnières..... 98
1° Charnières à goujon..... 98
2° Charnières à axe..... 99
Supports..... 101
1° Supports d'arbres horizontaux..... 101
2° Supports d'arbres verticaux..... 102

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

Manchons 103

CHAPITRE IV. — Pièces générales de transformations de mouvements 104

Tiges 104
Guides 105
Leviers 108
1° Leviers ordinaires 108
2° Balanciers 108
Tracé du balancier 110
Calculs du balancier 110
3° Manivelles 114
Bielles 117
Arbres et axes 119
Excentriques 122
Poulies et courroies 125
Engrenages 126
§ I. Engrenages cylindriques 127
§ II. Engrenages coniques 133

TITRE II. — Pièces générales des machines.

Caractère particulier des machines à vapeur et définition des pièces spéciales. 137

CHAPITRE V. — Barreaux de grille, tisards et registres 138
§ I. Barreaux de grille 138
§ II. Tisards 139
§ III. Registres 140

CHAPITRE VI. — Tuyaux 141

CHAPITRE VII. — Obturateurs 144
§ I. Robinets 145
§ II. Soupapes 145
§ III. Clapets 146

CHAPITRE VIII. — Appareils de sûreté 146
§ I. Indicateurs en verre 147
§ II. Flotteurs 148
§ III. Robinets vérificateurs 149
§ IV. Manomètres 149
§ V. Flotteurs d'alarme 153
§ VI. Soupapes de sûreté 154

CHAPITRE IX. — Distributeurs 157
§ I. Tiroir en coquille 158
§ II. Tiroirs à garnitures 163
§ III. Soupapes 164

CHAPITRE X. — Mouvements des distributeurs 165
§ I. Mouvements par excentriques 166
§ II. Mouvements par déclics 170

CHAPITRE XI. — Modérateurs de la distribution 173

CHAPITRE XII. — Cylindres et corps de pompes 177

CHAPITRE XIII. — Pistons 178
§ I. Pistons à vapeur 179
§ II. Pistons à eau 181
§ III. Piston à air 181

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

CHAPITRE XIV. — Régulateurs 183
Théorie du volant 183
Différents modes de construction des volants 185

LIVRE SECOND. — *Composition des parties des machines à vapeur.* 187

TITRE PREMIER. — Vaporisation 187

CHAPITRE PREMIER. — Fourneaux 187
§ I. De la combustion des combustibles à composants fixes 190
§ II. De la combustion du combustible à composants fixe et volatils 193
§ III. Des divers moyens qui ont été proposés pour opérer la combustion rationnelle 196
§ IV. Du tirage 202

CHAPITRE II. — Générateurs 223
Théorie de la vaporisation 224
§ I. De la vaporisation saturée 226
§ II. De la vaporisation instantanée 231
I. Principes relatifs à la composition des chaudières à vapeur 232
§ III. Des métaux employés de préférence dans la construction des chaudières à vapeur 232
§ IV. Des pressions de la vapeur dans les chaudières 237
§ V. Des quantités de vapeur produites dans un temps donné, correspondant à une surface donnée de chaudières 237
II. Des formes à donner aux chaudières 239
§ VI. Chaudières à chauffage extérieur 241
§ VII. Chaudières à chauffage intérieur 244
§ VIII. Chaudières à chauffage mixte 247
III. Des dimensions à donner aux chaudières 247
IV. Des épaisseurs à donner aux tôles 248

TITRE II. — Distribution 248
§ I. Tuyaux d'admission 249
§ II. Distributeurs 251
§ III. Conduits de la vapeur attenants aux cylindres 252
§ IV. Mouvements des distributeurs 253
§ V. Modérateur de la distribution 255

TITRE III. — Travail moteur 255
I. Théorie générale du travail de la vapeur 255
II. Effet utile pratique des machines à vapeur 260
III. Différents genres de machines à vapeur 263
§ I. Machines sans détente, à condensation 264
§ II. Machines sans détente ni condensation 265
§ III. Machines à détente et condensation 267
§ IV. Machines à détente, sans condensation 268
§ V. Machines à deux cylindres 269
§ VI. Des machines à air chaud 272

TITRE IV. — Transmission du mouvement 276
Poids des jantes des volants 277
§ I. Volant pour machine sans détente 277
§ II. Volant pour machine à détente 280

TITRE V. — Condensation 289
Dimensions des condenseurs et pompes à air 289

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

Formes et dispositions des appareils de condensation 291

TITRE VI. — Alimentation. 293

Pompe d'eau fraîche 293
Pompe d'alimentation 294

TITRE VII. — Bâti. 295

§ I. Bâtis pour machines fixes 296
§ II. Bâtis pour machines de bateaux 297
§ III. Bâtis pour locomotives 298
Conclusion 298
Tableaux des dimensions convenables à donner aux diverses parties et pièces composant une machine à vapeur, pour différentes forces 299
1° Distribution 299
2° Travail moteur 300
3° Transmission du mouvement 301
4° Condensation. — 5° Alimentation 302

LIVRE TROISIÈME. — *Composition proprement dite des machines à vapeur.* 303

Composition générale 303
Composition spéciale 304
Composition secondaire 304

TITRE PREMIER. — Machines à vapeur hydrauliques à simple effet. 304

§ I. Machines d'épuisement à balancier droit 306
§ II. Machines d'épuisement à balancier d'équerre 308
§ III. Machines d'épuisement sans balancier 309

TITRE II. — Machines à vapeur outils. 309

TITRE III. — Machines soufflantes, à double effet. 310

1° Sans rotation 310
1° Cylindre moteur et cylindre soufflant verticaux 311
2° Cylindre moteur vertical et cylindre soufflant horizontal 311
3° Cylindre moteur horizontal et cylindre soufflant vertical 311
4° Cylindre moteur et cylindre soufflant horizontaux 312
2° A rotation 313

TITRE IV. — Machines à double effet et à rotation, fixes. 314

CHAPITRE PREMIER. — Machines à balancier 317

Des divers modes de construction des machines à balancier 317
I. Machines montées complétement sur leur plaque de fondation 318
II. Machines à entablement logé dans les murs 318
III. Machines à support du balancier en maçonnerie 319

CHAPITRE II. — Machines à deux bielles 320

Divers modes de construction des machines à deux bielles 320

CHAPITRE III. — Machines à bielles en cadre 321

CHAPITRE IV. — Machines horizontales 322

CHAPITRE V. — Machines inclinées 324

CHAPITRE VI. — Machines à tige-bielle 325

CHAPITRE VII. — Machines à bielle en retour 326

CHAPITRE VIII. — Machines verticales surbaissées 327

I. Machine verticale surbaissée ordinaire 327
II. Machines à colonnes 327

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

CHAPITRE IX. — Machines verticales 328

CHAPITRE X. — Machines à cylindre oscillant sur un axe situé au milieu de sa longueur 330

1° Machines de M. Cavé 330
2° Machines de M. Tamizier 331
3° Machines de M. Kientzy 331
4° Machines de M. Stoltz fils 332

CHAPITRE XI. — Machines à cylindre oscillant sur un axe situé à son extrémité 332

1° Machines de M. Fèvre 332
2° Machines de M. Leloup 333
3° Machines de M. Frey 334
4° Machines de M. Farcot 335

CHAPITRE XII. — Machines à cylindre tournant 335

1° Machines à cylindre tournant dans une courbe 335
2° Machines à cylindre tournant sur un axe excentré avec l'arbre moteur 336
3° Machines à cylindre fixé sur une plate-forme mobile 337

TITRE V. — Appareils moteurs pour la navigation 337

CHAPITRE PREMIER. — Théorie des bateaux à vapeur 338

I. Théorie des roues à pales 338
§ I. Rapport théorique des vitesses 338
§ II. Expression théorique du travail 339
§ III. Formules pratiques 340
II. Théorie des roues à hélices 346
§ I. Rapport théorique des vitesses 348
§ II. Expression théorique du travail 348
§ III. Formules pratiques 349

CHAPITRE II. — Composition des appareils moteurs pour bateaux 351

CHAPITRE III. — Étude des machines à balancier employées dans la navigation 354

I. Vaporisation 354
§ I. Chaudières à conduits intérieurs et faces planes, dites à basse pression 354
§ II. Chaudières tubulaires, dites à moyenne pression 358
§ III. Chaudières cylindriques à deux bouilleurs, dites à haute pression 359
II. Distribution 360
III. Cylindre à vapeur 362
IV. Transmission du mouvement 364
§ I. Parallélogramme 365
§ II. Balanciers 366
§ III. Bielle principale 367
§ IV. Manivelles coudées et arbre moteur 367
V. Condensation 367
VI. Alimentation 368
VII. Bâti 368
VIII. Propulseurs 369
§ I. Roues à pales 369
§ II. Roues à hélices 370

TITRE VI. — Locomotives 371

Définitions 371

CHAPITRE PREMIER. — Dispositions générales 374

CHAPITRE II. — Examen des différentes parties 381

I. Vaporisation 381

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

§ I. Boîte à feu 381
§ II. Tubes 387
§ III. Cheminée 389
II. Distribution 389
Détente à deux tiroirs 390
Détente à un seul tiroir 391
III. Travail moteur 394
IV. Transmission du mouvement 395
V. Alimentation 396
VI. Bâti 397
1° Chemin de fer de Paris à Lyon. Dimensions principales des machines locomotives 399
Dimensions générales 399
Vaporisation 399
Distribution 401
Travail 402
Transmission de mouvement 403
Alimentation 403
Bâti 404
2° Chemin de fer du Nord. Dimensions principales des machines locomotives commandées en novembre 1845 405

TROISIÈME PARTIE.

Construction des machines à vapeur. 410

TITRE PREMIER. — Ébauchage des pièces de machines. 410

CHAPITRE PREMIER. — Ébauchage du fer et de l'acier 411
§ I. Marteau 412
§ II. Enclume 413
§ III. Tenailles 413
§ IV. Dégorgeoir 414
§ V. Chasse 414
§ VI. Tranche 414
§ VII. Étampe et dessous d'étampe 414
§ VIII. Croissant 415
§ IX. Gouge 415
§ X. Poinçon 415
§ XI. Outils accessoires 415

CHAPITRE II. — Ébauchage des fontes de fer et de cuivre, fonderies 417
I. Confection des modèles 417
II. Moulage 418
§ I. Moulage en sable d'étuve 423
§ II. Moulage en sable vert 423
§ III. Moulage en sable vert séché 424
§ IV. Moulage en terre 424
§ V. Moulage en coquilles 426
§ VI. Choix des sables 426
§ VII. Préparation des sables 427
III. Fusion 428
§ I. Fonte 428
§ II. Coke 429

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

§ III. Fondants 429
§ IV. Fours à réverbères 429
§ V. Cubilots 430
IV. Coulée 433
V. Dessablage 434
Détails relatifs à la fonderie de cuivre 434
CHAPITRE III. — Fabrication des chaudières à vapeur 436
Chaudronnerie 439
I. Chaudronnerie du cuivre 439
II. Chaudronnerie du fer 439
TITRE II. — Finissage des pièces de machines 440
Ajustage 440
§ I. Tournage 441
§ II. Alésage 441
§ III. Rabotage 445
§ IV. Forage 446
§ V. Taraudage 446
§ VI. Parage et mortaisage 448
§ VII. Ajustage à la main 448
TITRE III. — Assemblage des pièces de machines 451
Montage 451

QUATRIÈME PARTIE.

Devis des machines à vapeur 453
Introduction 453
TITRE PREMIER. — Devis des pièces 454
TITRE II. — Devis des parties 461
CHAPITRE PREMIER. — Vaporisation 462
I. Chaudière garnie 462
§ I. Chaudière proprement dite 462
§ II. Appareils de sûreté 462
II. Fers et fontes du fourneau et de la cheminée 463
III. Tuyaux de conduite de la vapeur à la distribution 463
CHAPITRE II. — Distribution 464
I. Valve de gorge et modérateur 464
§ I. Valve de gorge 464
§ II. Modérateur 465
II. Boîtes à vapeur et distributeurs 466
III. Mouvement de la distribution 469
CHAPITRE III. — Travail moteur 473
CHAPITRE IV. — Transmission du mouvement 477
CHAPITRE V. — Condensation 478
CHAPITRE VI. — Alimentation 479
CHAPITRE VII. — Bâti 484
TITRE III. — Devis des machines 491
1° Machines fixes 491

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

CHAPITRE PREMIER. — Machines à balancier 491

I. Poids des machines 491

II. Valeurs approximatives des machines 495

§ I. Valeurs des métaux façonnés composant les machines à vapeur 495

§ II. Valeurs des fournitures diverses, frais d'emballage et de mécanicien pour pose et, en général, de tous frais accessoires à la charge du constructeur .. 498

CHAPITRE II. — Machines à rotation, fixes, dont les dispositions sont autres que celles de la machine à balancier 499

CHAPITRE III. — Machines soufflantes 510

CHAPITRE IV. — Appareils moteurs pour la navigation 513

CHAPITRE V. — Locomotives 522

TITRE IV. — Devis divers 559

1° Poids, en kilogrammes, des appareils de molettes pour machines de 8, 12 et 16 chevaux 559

2° Treuil pour montage des machines 561

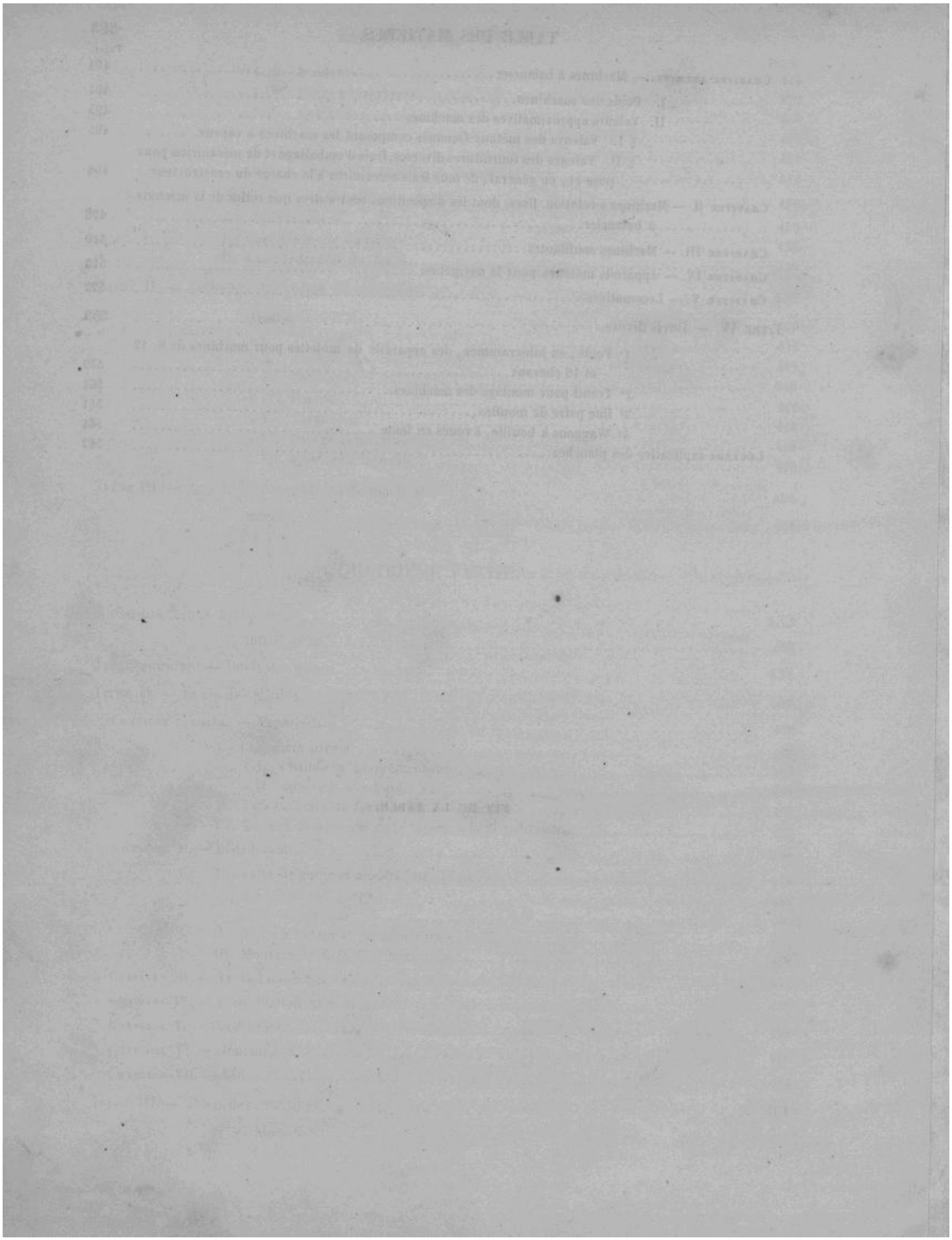
3° Une paire de moufles 561

4° Waggons à houille, à roues en fonte 561

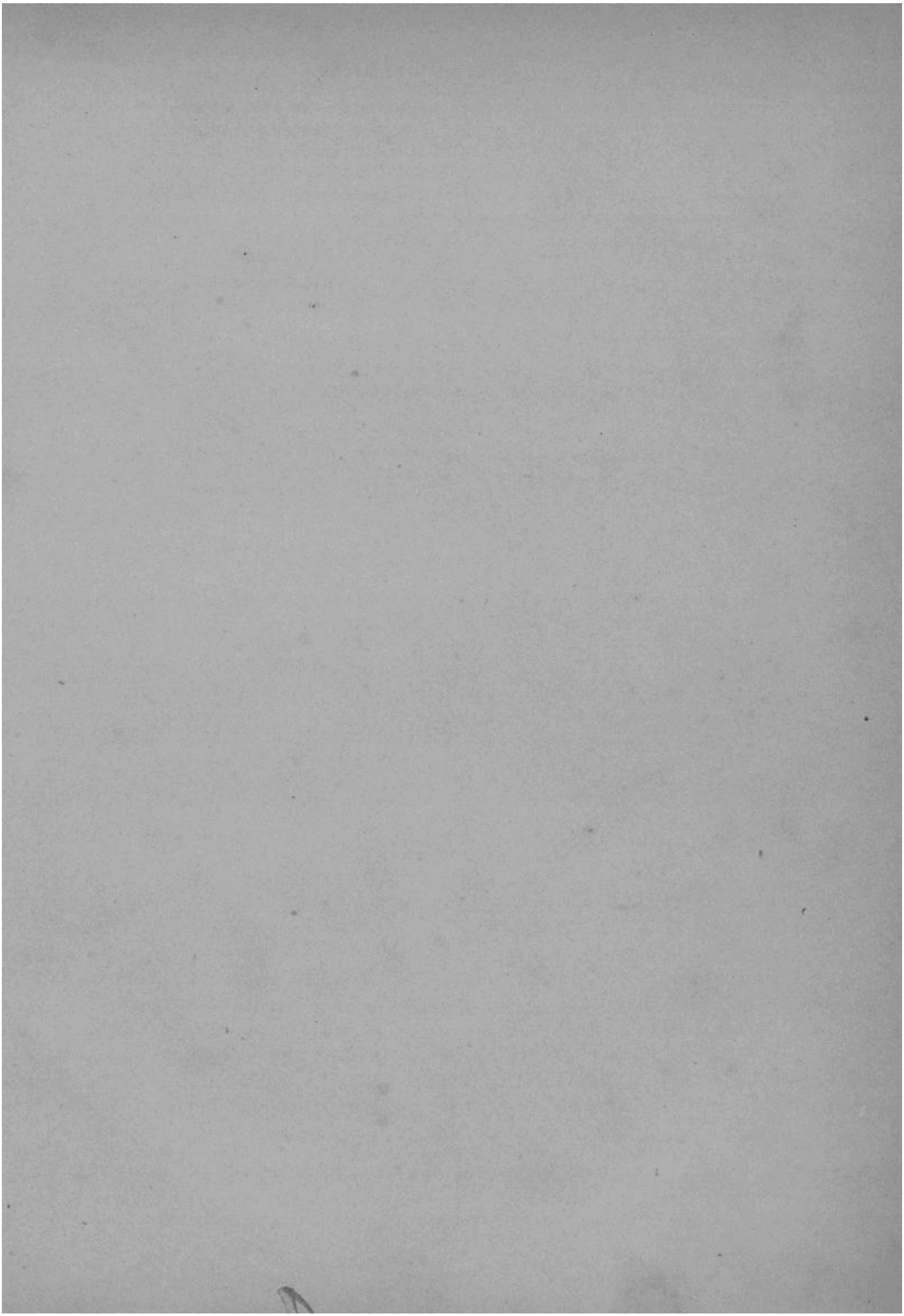
LÉGENDE explicative des planches 562

FIN DE LA TABLE.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



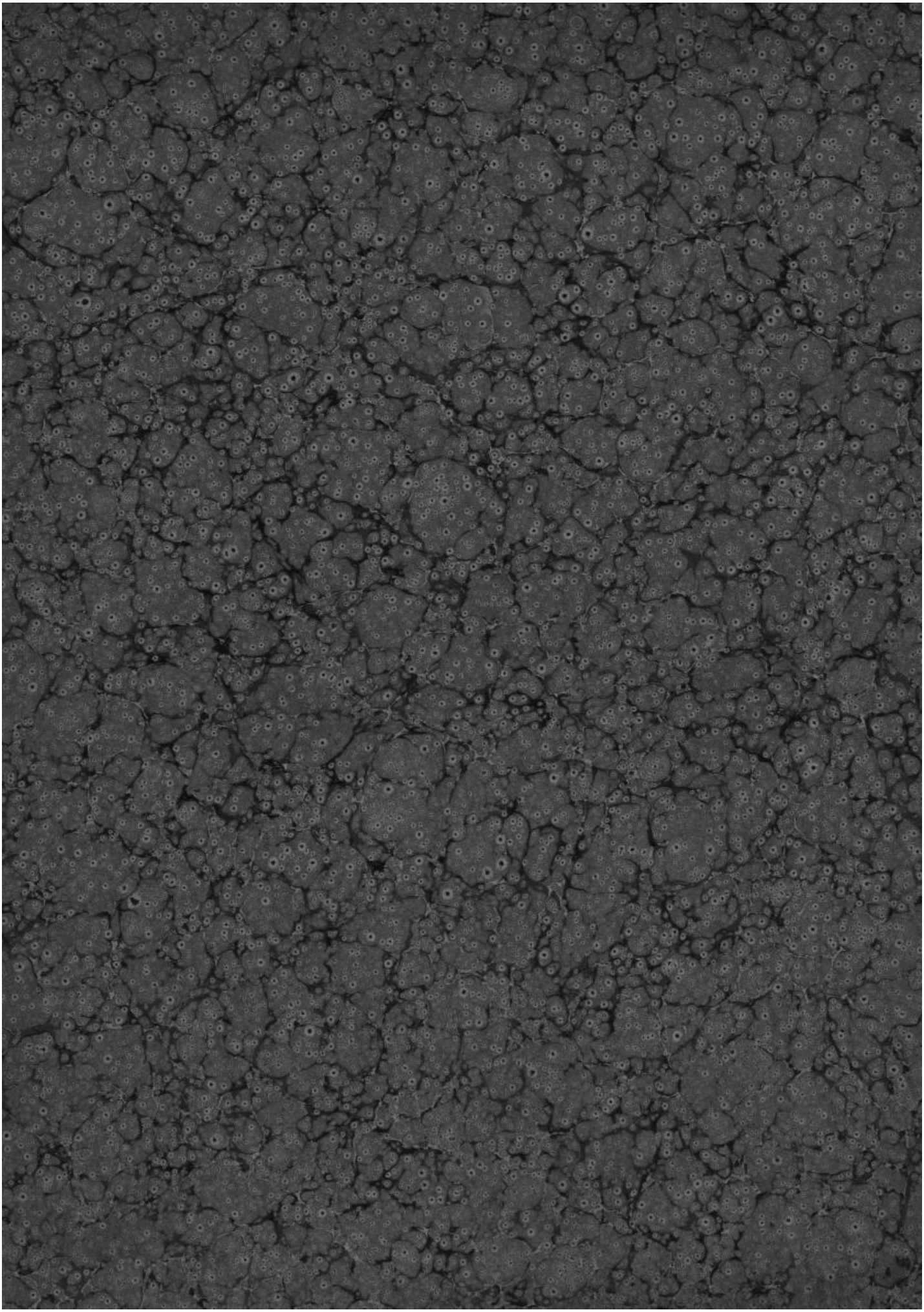
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



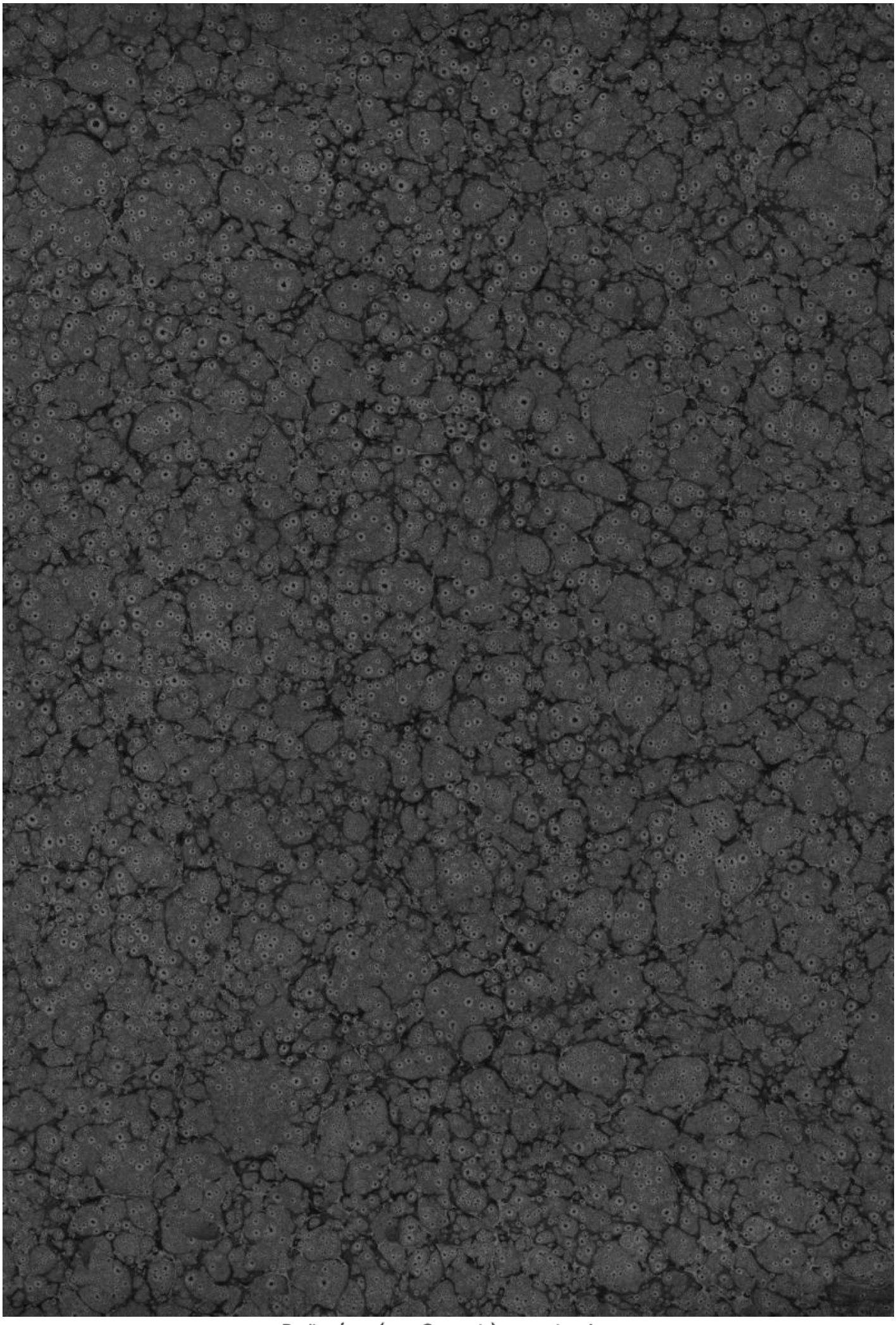
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

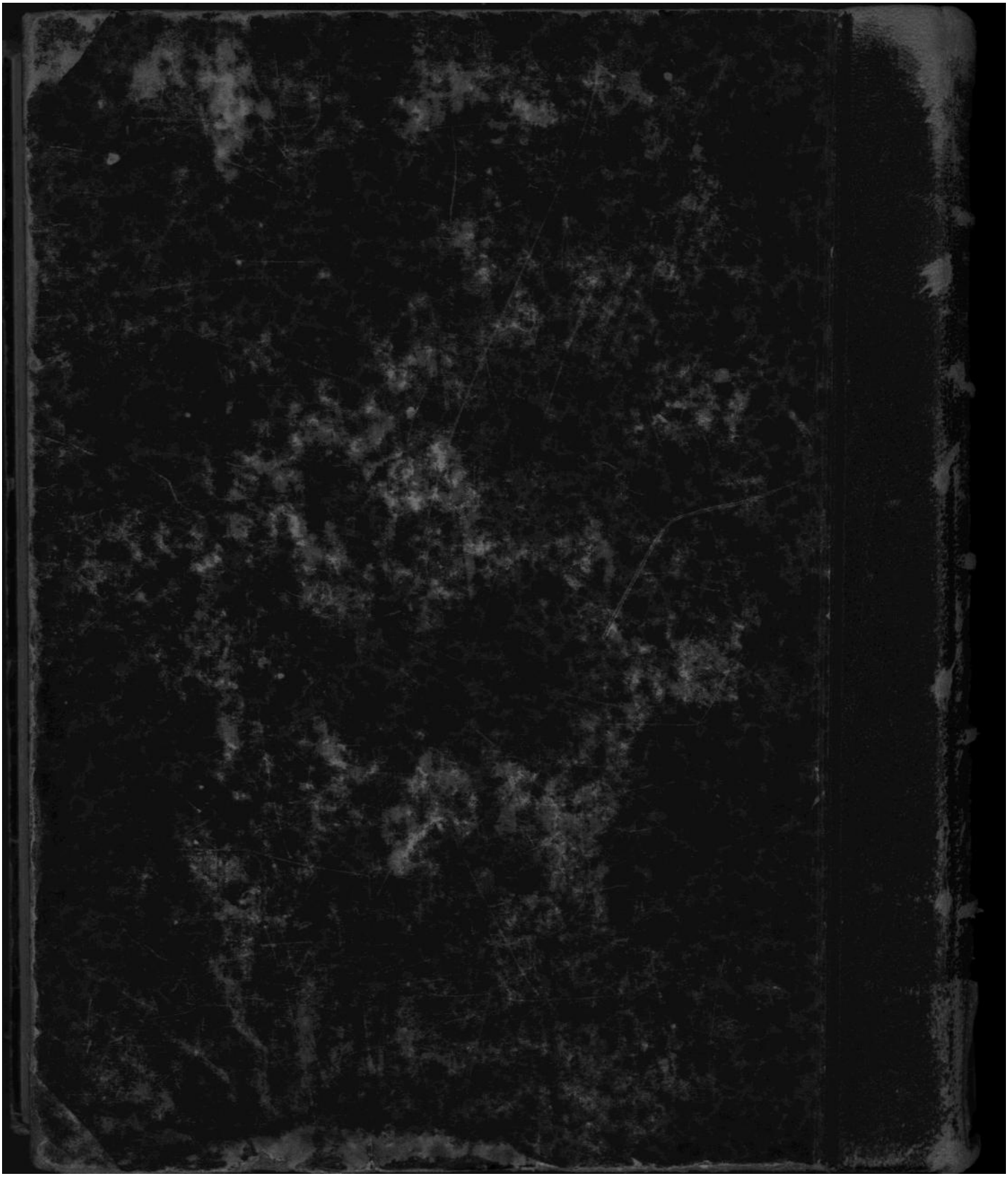
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires