Conditions d’utilisation des contenus du Conservatoire numérique

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

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

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

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

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

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

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

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

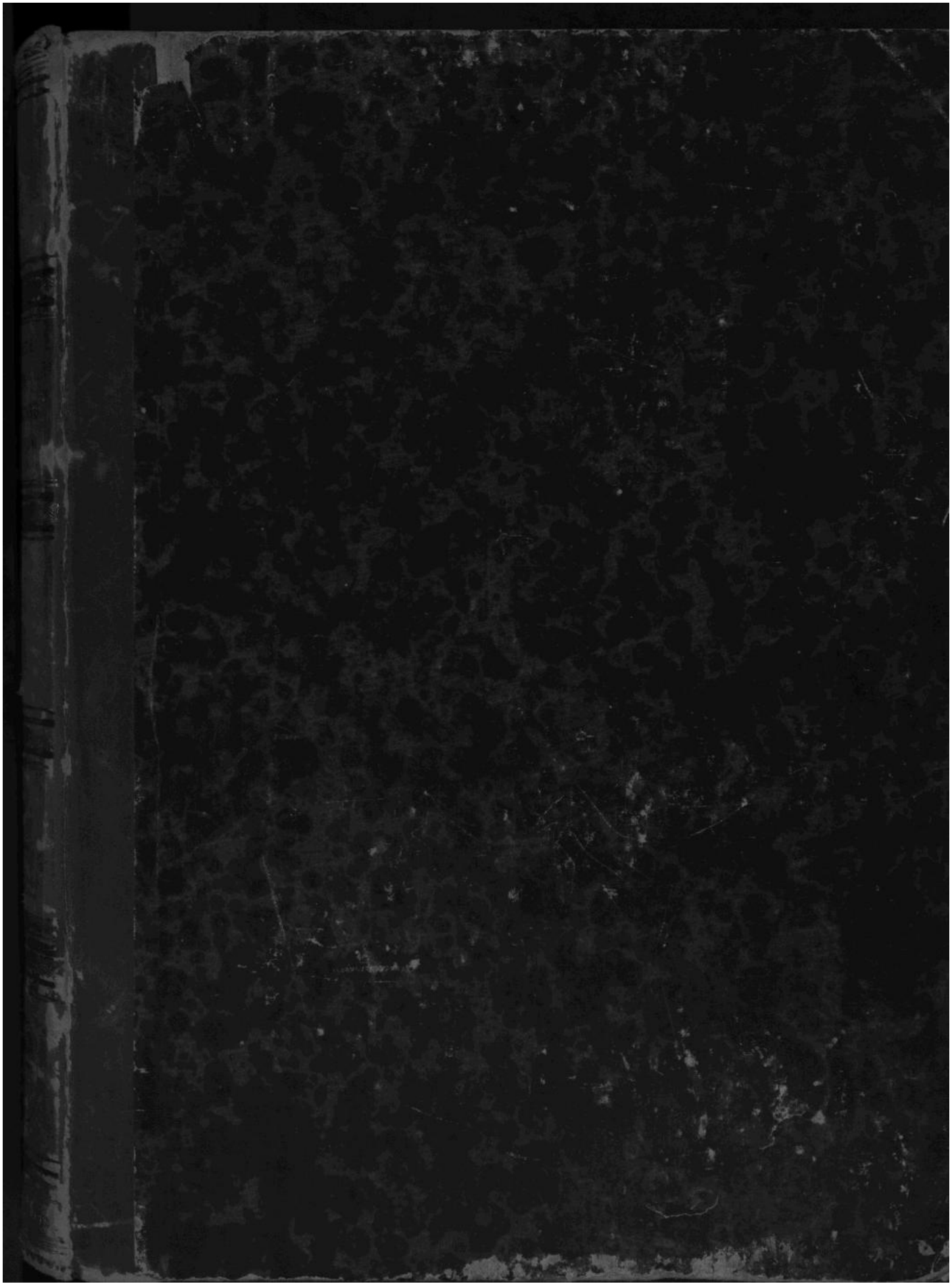
6- Les présentes conditions d’utilisation des contenus du Cnum sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

NOTICE BIBLIOGRAPHIQUE

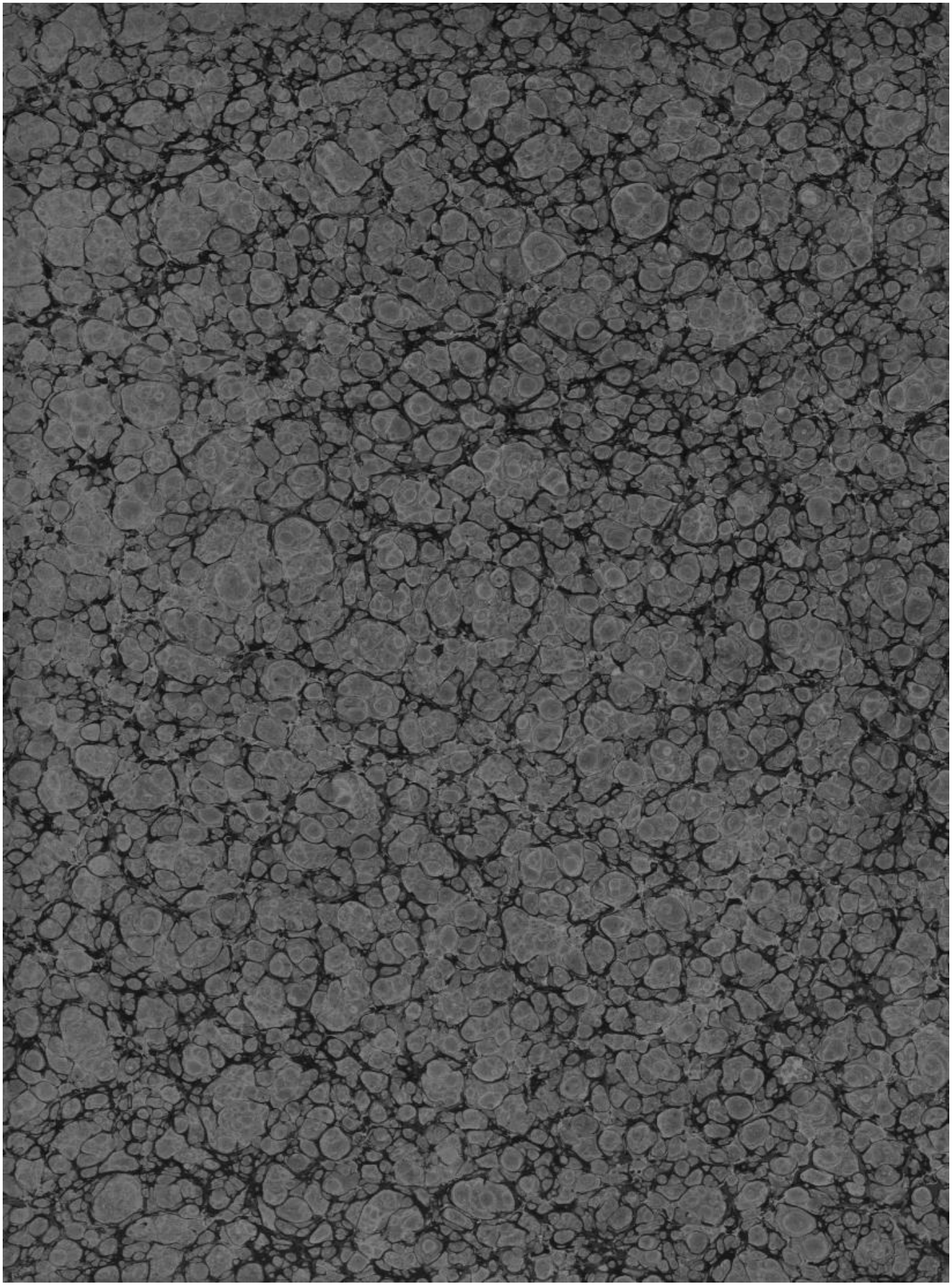
NOTICE DE LA GRANDE MONOGRAPHIE	
Auteur(s) ou collectivité(s)	Jullien, Charles-Édouard
Auteur(s)	Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Auteur(s) secondaire(s)	Bataille, Martial-Eugène (1814-1878)
Titre	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Adresse	Paris : Librairie scientifique-industrielle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

NOTICE DU VOLUME	
Auteur(s) volume	Jullien, Charles-Édouard (1813-1860)
Auteur(s) secondaire(s) volume	Bataille, Martial-Eugène (1814-1878)
Titre	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Volume	Traité des machines à vapeur : ouvrage divisé en deux grandes sections
Adresse	Paris : Librairie scientifique-industrielle L. Mathias (Augustin), 1847
Collation	1 vol. (444 p.) : ill., tabl. ; 27 cm
Nombre de vues	460
Cote	CNAM-BIB 4 De 20 (2-3)
Sujet(s)	Génie mécanique Machines à vapeur -- Conception et construction
Thématique(s)	Construction Machines & instrumentation scientifique Transports
Typologie	Ouvrage
Langue	Français
Date de mise en ligne	18/07/2018
Date de génération du PDF	24/02/2022

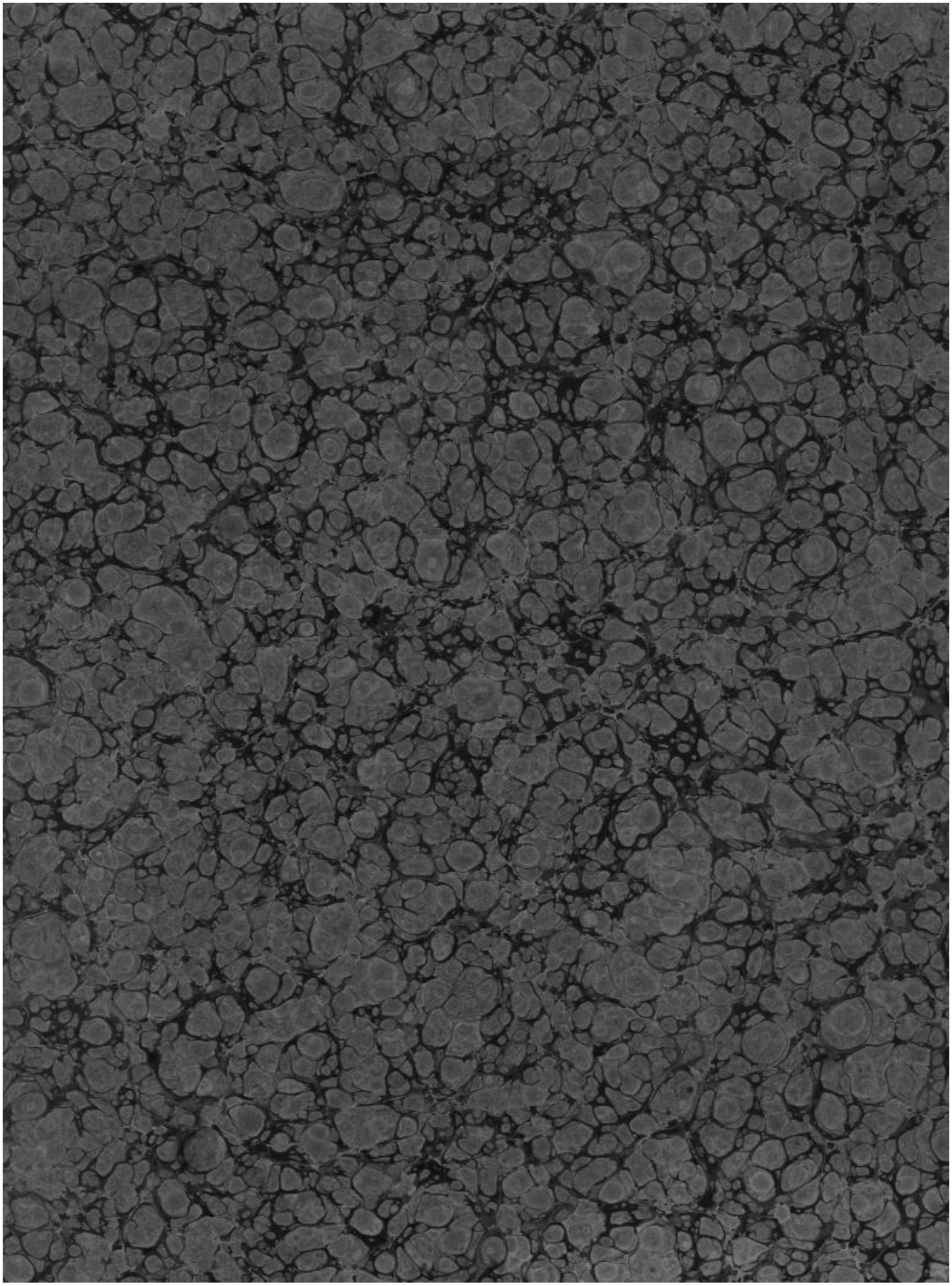
Permalien	http://cnum.cnam.fr/redir?4DE20.2-3



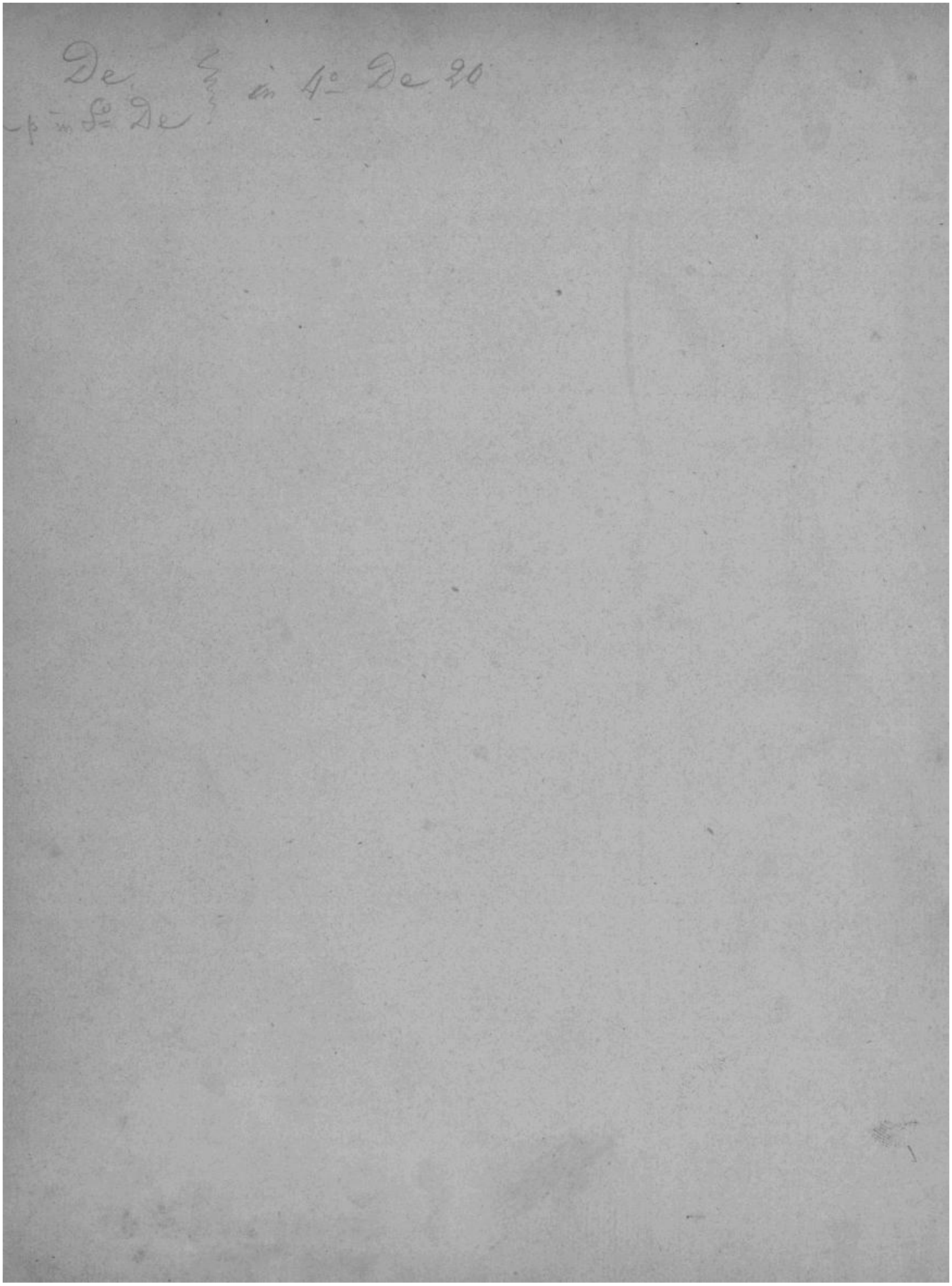
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



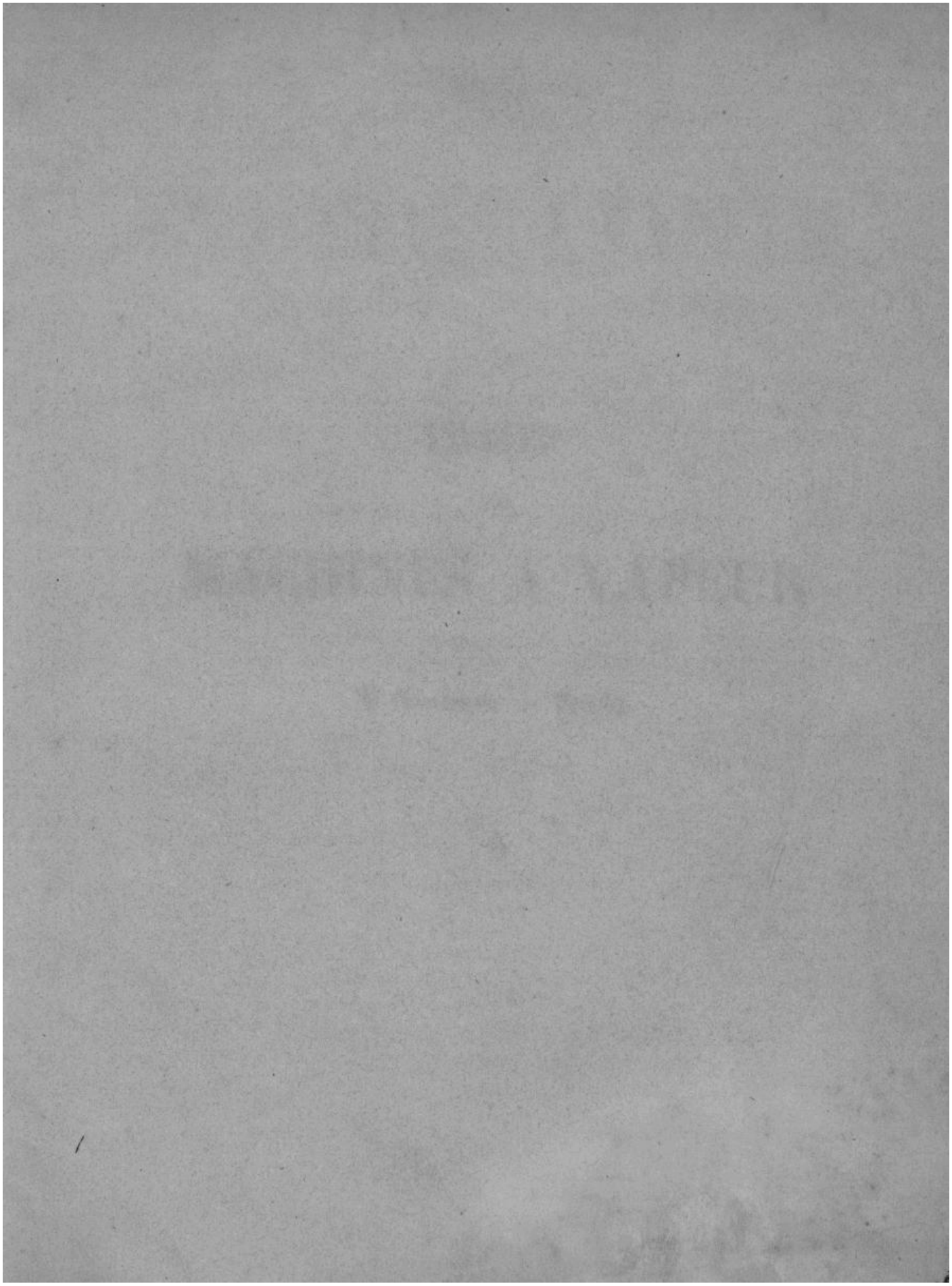
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



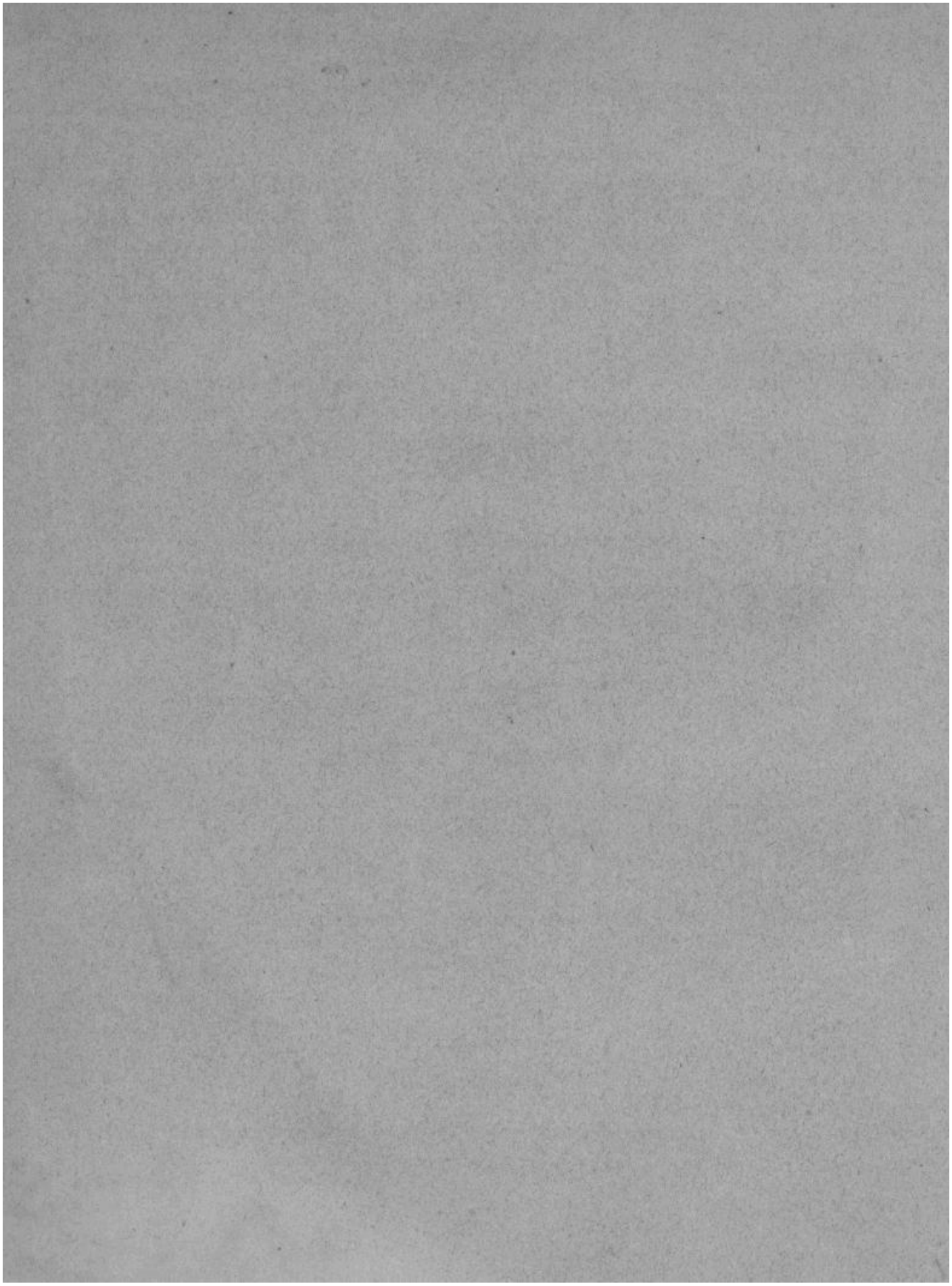
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRAITÉ

DES

MACHINES A VAPEUR

2e Section. — Texte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ERRATA.

PAGES	LIGNES	AU LIEU DE :	LISEZ :
6	13	De 0 à 400°.	De 0 à 300°.
28	3	$F = \frac{Q\,l}{4}$	$F = \frac{Q\,l}{8}$
28	5	Le poids étant uniformément réparti. . . .	Le poids étant situé au milieu de la barre.
63	25	$\Delta = 0.76\,\delta'''\sqrt[3]{R.}$	$\Delta = 0.6\,\delta'''\sqrt[3]{R}$
64	5	$\Delta = 0.88\,\delta'''\sqrt[3]{R.}$	$\Delta = 0.7\,\delta'''\sqrt[3]{R}$
			Voir l'observation en bas du tableau de la page 209
236	25	(Pl. 34, fig. 5, 6, 7, 8).	(Pl. 35, fig. 1, 2, 3, 4).
237	7	(Pl. 35, fig. 1, 2, 3, 4).	(Pl. 34, fig. 5, 6, 7, 8).
360	Dernière.	100.000.	1000.00

IMPRIMERIE DE GUSTAVE GRATIOT, RUE DE LA MONNAIE, 11

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TRAITÉ

DES

MACHINES A VAPEUR

OUVRAGE DIVISÉ EN DEUX GRANDES SECTIONS

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

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

2e SECTION. — Construction des Machines à vapeur

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

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

2e Section

PAR C.-E. JULLIEN.

TEXTE.

PARIS

LIBRAIRIE SCIENTIFIQUE-INDUSTRIELLE

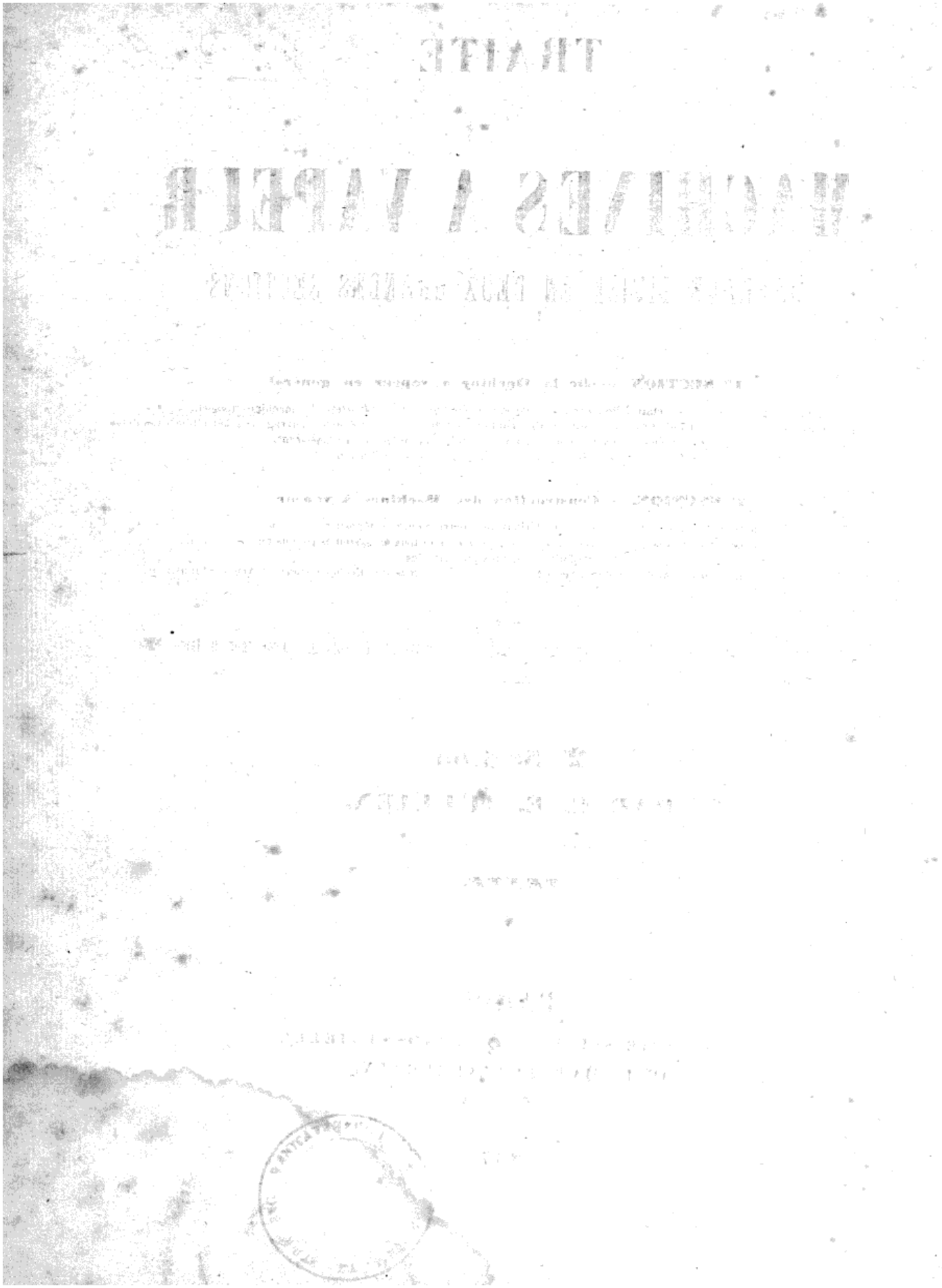
DE L. MATHIAS (AUGUSTIN),

QUAI MALAQUAIS, 15.

1847

CONSERVATOIRE DES ARTS ET METIERS

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

AVANT-PROPOS.

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 disposition 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 arrêtés là et embrassons-nous, dans cette seconde section, 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 mentionnés.

La troisième partie comprenant la description de toutes les 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 leur 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

TRAITÉ

SUR LES

MACHINES A VAPEUR

SECONDE SECTION.

CONSTRUCTION DES MACHINES A VAPEUR.

PREMIÈRE PARTIE.

ÉTUDE DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DE PRÉFÉRENCE DANS LA CONFECTION DES PIÈCES DE MACHINES.

La construction, considérée sous son point de vue général, a pour but de composer un ensemble demandé avec des matériaux donnés.

Parmi ces matériaux, il en est que leurs propriétés excluent complétement du genre de construction que l'on a à effectuer, comme il en est d'autres qui sont plus spécialement propres à certaines parties qu'à toutes les autres.

Dans les machines, les propriétés générales dont doivent jouir les matériaux que l'on emploie, sont les suivantes, savoir : 1° ténacité ; 2° légèreté ; 3° docilité ; 4° valeur minima ; et, dans certains cas, 5° conductibilité.

Pour bien apprécier quels sont ceux des matériaux de construction employés dans les arts, qui jouissent à la fois de ces quatre ou cinq propriétés fondamentales, il suffit de remarquer que ces matériaux sont de trois espèces différentes, savoir :

1° L'espèce minérale, comprenant : les pierres, les poteries, les verres, les métaux ;

2° L'espèce végétale, comprenant : les bois, les matières filamenteuses, les huiles siccatives ;

3° L'espèce animale, comprenant : les cuirs, les suifs, les huiles fixes.

Passant successivement en revue ces divers matériaux, nous nous appliquerons à faire ressortir celles

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de leurs propriétés qui les rendent propres à entrer dans la construction des machines en général, soit comme fondamentaux, soit seulement comme accessoires :

PIERRES.

A l'état de calcaires, elles n'ont de ténacité qu'autant qu'elles manquent de légèreté.

A l'état de marbres, elles manquent moins de ténacité, et pourraient à la rigueur s'employer, si le prix de revient de l'exécution n'était trop considérable.

A l'état de granits, elles n'ont pas la moindre docilité au travail et jouissent des inconvénients des deux qualités ci-dessus. Les pierres calcaires seules jouent un rôle dans l'établissement des machines ; mais ce rôle est accessoire ; elles servent à la confection des fondations sur lesquelles on les établit.

POTERIES.

Le seul défaut des poteries qui les empêche de figurer dans la confection des pièces de machines, c'est leur fragilité, car elles jouissent à la fois des quatre propriétés requises, à l'exception d'une fraction de la ténacité qui est la *résistance aux chocs*. Sous la forme de *briques*, les poteries servent accessoirement, dans les machines à *vapeur*, à la confection des foyers pour chaudières.

VERRES.

Comme les poteries, le seul défaut qui les exclut des machines, c'est leur fragilité qui est encore plus grande que celle de ces dernières.

Ils entrent comme accessoires dans les machines sous formes d'appareils divers, où la transparence est indispensable.

MÉTAUX.

Un grand nombre de métaux possèdent au suprême degré la première et la troisième propriété. La deuxième, qui est la conséquence de la première, pour une résistance donnée, se trouve répartie parmi eux dans la même proportion ; quant à la quatrième, c'est différent, elle ne permet qu'à un nombre très limité de métaux d'entrer dans la confection des pièces de machines; mais tous possèdent la cinquième, seulement à des degrés variables.

Pour ces diverses raisons, les métaux sont les matériaux les plus propres à la construction des machines.

BOIS.

Les bois sont légers, tenaces, et à certains cas près, très dociles ; leur conversion en pièces de machines n'est pas non plus coûteuse. Mais ils ne présentent de résistance que suivant la direction des fibres, ce qui fait qu'ils sont impropres à la construction des pièces dans lesquelles il faut interrompre ces derniers ; en outre, ils sont tous plus ou moins impressionnables à l'humidité et à la sécheresse qui leur fait perdre les formes qu'on leur a données. Primitivement employés dans les machines pour certaines pièces où leurs défauts n'avaient pas d'influence sensible, telles que balanciers, bielles, entablements, etc., ils ont petit à petit cédé le pas aux métaux et n'y figurent plus que comme accessoires dans les *arcs-boutants*, *liaisons extérieures* et *fondations*.

MATIÈRES FILAMENTEUSES.

Elles figurent, dans les machines à vapeur, comme accessoires pour les garnitures de pièces frottantes, lorsqu'il s'agit d'intercepter la communication entre deux milieux différents.

HUILES SICCATIVES.

Elles figurent, dans les machines, en mélange avec la céruse et le minium, à l'état de mastics pour joints.

CUIRS.

Ils figurent, dans les machines, comme accessoires pour les fermetures de clapets de pompes à eau froide ou de soufflerie ; pour courroies et autres usages analogues.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

SUIFS.

Ils figurent dans les machines comme accessoires pour préserver les pièces de l'action destructive de l'air et de l'eau ; ils servent aussi quelquefois à adoucir les frottements.

HUILES FIXES.

Elles figurent, dans les machines, comme accessoires pour adoucir les frottements des pièces mobiles. Elles sont plus propres que les suifs à cet usage à cause de leur liquidité ; leurs molécules, très mobiles, jouent le rôle de petits galets intercalés entre les surfaces frottantes, et convertissent ainsi un frottement de *glissement* en un autre de *roulement*.

CHAPITRE PREMIER.

PROPRIÉTÉS CHIMIQUES, PHYSIQUES ET ÉCONOMIQUES DES MÉTAUX, ET COMBINAISONS, MÉLANGES ET ALLIAGES MÉTALLIQUES EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES.

Parmi les quarante-un métaux connus, douze seulement sont assez répandus dans la nature et jouissent d'une stabilité suffisante pour être employés dans les arts ; ce sont les suivants, savoir : l'or, le platine, l'argent, le nikel, le mercure, le cuivre, l'étain, l'antimoine, le bismuth, le plomb, le fer et le zinc.

L'or, le platine et l'argent sont trop chers pour entrer en si petite partie que ce soit dans la confection des machines.

Le nikel est trop rare et trop cher pour y être employé seul, mais il peut y figurer avantageusement en alliage avec le cuivre.

Le mercure est exclu de la construction par sa fluidité et sa volatilité ; il s'emploie comme accessoire dans les appareils de sûreté, tels que manomètres et thermomètres, pour lesquels il jouit de propriétés très importantes.

L'antimoine et le bismuth sont trop cassants pour être employés seuls, aussi ne figurent-ils que dans certains alliages où l'on utilise leurs propriétés ; ainsi l'antimoine est allié au plomb dans les caractères d'imprimerie, de préférence à tout autre métal, parce qu'il communique économiquement à l'alliage assez de dureté pour ne pas se déformer sous l'action des presses ; le bismuth s'emploie en alliage avec le plomb et l'étain dans la composition des rondelles fusibles, parce qu'il jouit de la propriété de rendre très fusibles les alliages où il figure en certaines proportions.

Le cuivre, l'étain, le plomb, le fer et le zinc, ainsi que leurs combinaisons et alliages, sont les seuls métaux qui puissent être employés avec avantage dans la confection des pièces de machines, et encore y a-t-il un choix à faire parmi eux, suivant les fonctions qu'ils ont à remplir ; c'est ce que leur étude va nous apprendre.

FER.

§ I. — Propriétés générales.

1° *Etat physique*. Le fer pur est solide jusqu'à des températures tellement élevées, qu'il est généralement considéré comme infusible. Néanmoins on est parvenu à le fondre en le soumettant à une température de 150° du pyromètre de *Wedgwood*.

2° *Couleur*. Le fer pur, poli, a l'aspect de l'argent, et peut se confondre avec ce métal, mais il ne présente cette propriété qu'un instant, tant il est altérable par l'oxygène. — Impur, il est gris bleuâtre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° *Odeur* et *saveur*. Le fer possède une odeur et une saveur très appréciables, mais faibles; conservé dans la bouche pendant quelque temps, il finit par irriter les gencives.

4° *Densité*. La densité du fer pur obtenu par fusion est 7,8439; celle des fers du commerce varie entre 7,60 et 7,79, selon qu'ils ont été chauffés et refroidis lentement ou corroyés.

5° *Dilatation*. La longueur d'une barre de fer du commerce de bonne qualité étant 1, sa dilatation linéaire entre 0 et 100° est, d'après :

Lavoisier et Laplace, fer doux forgé.	$\frac{1}{819}$
— fer rond passé à la filière.	$\frac{1}{812}$
Smeaton, fer.	$\frac{1}{795}$
Le major général Roy, prisme de fer fondu.	$\frac{1}{901}$
Troughton, fer tiré à la filière.	$\frac{1}{694}$
Dulong et Petit, de 0 à 100°.	$\frac{1}{864}$
— de 0 à 100°.	$\frac{1}{227}$

6° *Ténacité*. A efforts égaux, celui auquel le fer résiste le mieux est l'effort de traction; dans ce cas, il rompt sous une charge qui, suivant les échantillons, a été trouvée égale à :

ÉCHANTILLONS DES FERS.	En kil. par centim. carré de section.		
	MINIMA.	MOYENNE.	MAXIMA.
Fer forgé.	3200	4300	5400
Tôle, dans le sens du laminage.	3800	4080	4300
Tôle perpendiculairement à dito.	3350	3645	3940
Fil de fer non recuit, de 5 à 1,3 mm. de diam.	6000	6240	6480
Fil de fer non recuit, de 1 mm. de diam. et au-dessous.	7000	7700	8400
Fil de fer recuit, de 1 à 1,5 mm. de diam.	3600	3700	3800
Fer corroyé au marteau.	5500	5750	6000

7° *Ductilité* et *malléabilité*. Le fer est un des métaux les plus ductiles, mais il est peu malléable à froid. Pour la ductilité il est le premier des métaux employés dans les arts, mais il est le dernier pour la malléabilité.

8° *État électrique*. Le fer est électro-positif avec les métaux *or*, *platine*, *argent* et *antimoine*; électro-négatif avec les métaux *plomb*, *étain* et *zinc*.

En outre, il devient magnétique sous l'influence de certaines réactions physiques ou chimiques.

9° *Action chimique de l'air sec*. Le fer, en contact avec l'air sec, à la température ordinaire, n'est pas sensiblement attaqué par lui; à la température rouge, au contraire, il s'oxyde très rapidement et se recouvre d'écailles d'oxyde dites *battitures*, ainsi nommées parce qu'elles se séparent facilement sous l'action du marteau.

Si, dans cet état, on le fait tourner avec la main comme une fronde, il brûle complétement en dégageant un cercle d'étincelles.

10° *Action chimique de l'air humide*. Le fer, en contact avec de l'air humide, ne tarde pas à se recouvrir d'une couche jaune d'hydrate de fer.

11° *Action chimique de l'eau*. Le fer plongé dans l'eau à la température ordinaire se recouvre lentement, comme ci-dessus, d'une couche jaune d'hydrate; mais cela n'a lieu qu'autant que l'eau est aérée; plongé au rouge, au contraire, il décompose subitement ce liquide.

12° *Action chimique des acides*. Les acides attaquent le fer de deux manières, savoir : soit en décom-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

posant, sous son influence, l'eau qu'ils contiennent; soit en lui cédant un des éléments dont ils se composent.

L'acide sulfurique, étendu d'eau, attaque le fer de la première manière; les acides nitrique et hydrochlorique l'attaquent de la seconde; en lui cédant, l'un, une partie de son oxygène, l'autre, une partie de son chlore.

13° *Action chimique des oxydes.* Le fer réduit instantanément les oxydes des métaux de la troisième section quand ils sont en dissolution dans l'eau à l'état de sels, tels que les oxydes de cuivre, plomb, argent, mercure, etc. Il les réduit aussi à l'aide d'une température modérée; son affinité pour l'oxygène est si grande que, sous l'influence d'une température élevée, il réduit même la potasse et la soude.

14° *Affinités.* Après l'oxygène pour lequel il a le plus d'affinité, le fer se combine aisément à l'aide de la chaleur, avec les corps simples non métalliques, l'hydrogène et l'azote exceptés, à moins de dispositions particulières.

15° *Combinaisons importantes.* Le fer, combiné au carbone, produit de l'*acier* ou de la *fonte*, suivant les proportions dans lesquelles a lieu chaque combinaison.

16° *Alliages importants.* On considère trois alliages principaux de fer qui influent spécialement sur sa qualité, savoir :

Le fer manganésié,

Le fer phosphaté,

Le fer sulfuré.

Le fer manganésié est ductile à froid, mais cassant à chaud et difficile à forger; il convient pour la tôle mince.

Le fer phosphaté est cassant à froid, mais se travaille bien à chaud.

Le fer sulfuré est cassant à froid et à chaud.

§ II. — Propriétés particulières.

1° *Action de la température.* Le fer, soumis à la température au moins rouge, se ramollit peu à peu et acquiert une malléabilité qui permet de lui donner, au marteau, toutes les formes que l'on désire.

Quand la température est poussée jusqu'au blanc, alors il peut se *souder* lui-même, propriété qui compense l'inconvénient que présente ce métal de ne pouvoir fondre qu'à un degré difficile à atteindre.

La température, trop longtemps prolongée, rend les fers cassants. Pour le démontrer, on a pris six barreaux de fer de Suède, première qualité. On en a mis trois dans un four pendant quarante-huit heures. Quand on les a retirés, ils n'avaient rien perdu de leur poids ni de leur pureté, mais quand on les forgeait, ils se brisaient, tandis que les trois autres, non chauffés, restaient intacts et pliaient seulement.

2° *Action des vibrations.* Le fer soumis à des vibrations prolongées devient cassant; on explique cela en admettant que les molécules se déplacent.

Quand un marteau est vieux, il devient très cassant; cette propriété se manifeste particulièrement quand on a tenu ce marteau chauffé au rouge pendant plusieurs heures.

§ III. — Qualités diverses des fers du commerce.

Les fers du commerce ne sont jamais purs; ils contiennent toujours au moins : 0,002 carbone, 0,002 phosphore ou 0,002 soufre sur 1 fer. Ils se divisent en trois classes, savoir :

Première classe. — Fers doux.

Deuxième classe. — Fers cassant à froid.

Troisième classe. — Fers rouverains ou cassant à chaud.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On distingue en outre, sous le nom de *fers aigres*, une quatrième classe de fers, rejetés par le commerce, cassant à froid et à chaud.

FERS DOUX.

M. Eugène Flachat les définit ainsi : « Les fers doux sont ductiles à froid et à chaud ; ils sont malléables au marteau et peuvent être repliés plusieurs fois sur eux-mêmes sans se rompre. Ils se dilatent beaucoup par la température, se brûlent et s'oxydent facilement ; ils se rouillent lentement et uniformément lorsqu'ils sont exposés aux actions simultanées de l'air et de l'eau. Ils sont difficiles à fondre et lancent en fondant des étincelles vives et brillantes. La trempe ne les durcit pas et ils prennent une couleur gris clair, lorsque leur surface a été limée et polie ; ils acquièrent à un haut degré et perdent promptement la vertu magnétique, lorsqu'ils sont sous l'influence ou privés d'agents susceptibles de la communiquer. »

Les fers doux, appelés aussi *fers forts*, se subdivisent en trois catégories, savoir : les fers durs, les fers mous, les fers demi-forts.

Les *fers durs*, ainsi nommés parce qu'ils résistent le plus à l'action du feu et du marteau, sont légèrement chargés de carbone ; c'est pourquoi on les emploie de préférence à la fabrication de l'acier cémenté, des câbles en fer, des canons de fusil et en général de toutes les pièces qui exigent une grande résistance.

Les *fers mous*, plus ductiles et plus malléables que les précédents, se travaillent aisément à froid et à chaud. Ils sont spécialement employés à la fabrication des fers et clous pour chevaux, des jantes de roues, des fils de fer, des essieux, etc. ; toutes pièces exigeant de la souplesse dans le travail et une grande ténacité.

Les *fers demi-forts* tiennent le milieu entre les fers durs et les fers mous ; ils sont principalement employés à la fabrication des pointes de Paris et du gros fil de fer.

FERS CASSANT A FROID.

Ils se distinguent des fers doux en ce que, si l'on frappe dessus avec un marteau, quand ils sont en porte à faux, ils se cassent net. Il en est chez lesquels cette défectuosité est si prononcée qu'il suffit de les laisser tomber à terre pour qu'ils se brisent en plusieurs morceaux.

Ces fers, qui sont tous phosphatés, ont la cassure cristalline à facettes blanches et brillantes, nette et sans arrachements. Ils se forgent et se soudent bien à chaud, mais ils sont durs à la lime. On les emploie pour la fabrication des clous de layetier et les objets de quincaillerie, tels que cadenas, pelles, pincettes, etc.

FERS ROUVERAINS.

Ils se reconnaissent à la difficulté qu'ils présentent au forgeage à chaud et les gerçures dont ils se remplissent sous l'action du marteau. Ces fers, qui contiennent toujours du soufre et de l'arsenic, ont la cassure foncée et terne. S'ils sont nerveux, leur nerf est gros et leurs fibres sont criquées. Il suffit de $\frac{5}{10000}$ de soufre dans du fer pour le rendre insoudable.

Outre les substances étrangères qui divisent les fers du commerce en trois classes, on peut y rencontrer encore cinq défauts provenant d'une mauvaise fabrication, savoir : 1° des doublures, 2° des pailles, 3° des cendrures, 4° des criques, 5° des travers.

1° *Doublures*. Les doublures sont des soudures mal faites, soit par suite des matières étrangères intercalées, soit par suite de l'inégalité de température existant entre les pièces réunies au moment de la soudure.

Elles se manifestent par la facilité avec laquelle les pièces se séparent en plusieurs parties sous l'influence d'agents qui impriment à ces parties des directions contraires.

2° *Pailles*. Les pailles sont des filaments qui tiennent aux barres par un de leurs côtés ; les fers pailleux sont généralement brillants.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° *Cendrures*. Les cendrures sont des points noir grisâtre qui déparent l'ouvrage, mais ne nuisent pas à la qualité du métal; elles proviennent généralement de carbone ou matières terreuses mélangées dans le fer.

4° *Criques*. Les criques sont des crevasses transversales sur les arêtes des barres; elles proviennent généralement d'un défaut de travail suffisant de la matière.

5° *Travers*. Les travers sont des crevasses sur la surface des barres.

Avant d'acheter ou de recevoir des fers, on les soumet à certaines épreuves qui ont pour but d'en déterminer la qualité. Ces épreuves varient nécessairement suivant l'emploi auquel on les destine; néanmoins il en est un certain nombre qui s'appliquent à peu près uniformément à tous les fers; ce sont les suivantes :

On chauffe au rouge clair, dans une forge de maréchalerie, la barre à essayer, puis on la plie en deux complétement et on la laisse refroidir jusqu'à la température rouge brun; ce degré obtenu, on la replie en sens contraire et la laisse encore refroidir. Quand elle est tout à fait froide, on entaille le coude d'une quantité suffisante pour que ce qui reste ne présente pas trop de résistance, puis on plie et replie plusieurs fois dans les deux sens jusqu'à ce que le joint se rompe et mette à nu la texture du métal.

Les essais au rouge clair et au rouge brun indiquent si le fer est ou non cassant à chaud; les essais à froid indiquent si le fer est doux.

Les fers rouverains cassent net à froid; la cisaille les brise sans les couper; ils craquent sous cet outil.

Les fers doux, au contraire, ont la cassure fibreuse et leur qualité est d'autant meilleure que le nerf est plus blanc, plus long, plus fin et plus uniforme.

Une des bonnes épreuves à faire subir à une barre de fer, c'est d'en employer une partie à confectionner un fer à cheval.

Dans l'artillerie, on éprouve les essieux en les plaçant sur deux couteaux correspondant chacun à l'origine d'un des cônes extrêmes, puis on laisse tomber un mouton sur le milieu. Cela fait, on laisse tomber l'essieu lui-même sur une pièce de fonte de manière qu'il la choque par le milieu.

Le mouton pèse 307 kilog. et tombe de $1^m,20$. La flèche que forme l'essieu ne doit pas dépasser 5 millimètres.

Dans le second cas, la chute de l'essieu doit être de $2^m,11$.

Pour les chemins de fer, on essaie les rails en les chargeant d'un poids de 8,000 kilog. qu'ils doivent supporter sans fléchir, sur le milieu de la distance entre deux traverses consécutives. Pour les rails de 30 à 35 kilog., la distance moyenne des traverses est de $1^m,26$, faisant $1^m,125$ net de vide entre les deux supports.

§ IV. — Statistique des fers français.

Les fers du commerce se divisent en cinq catégories distinctes, savoir : 1° les fers de fonte au bois, affinés au bois et façonnés au marteau; 2° les fers de fonte au bois, affinés au bois et façonnés au laminoir; 3° les fers de fonte au bois, affinés à la houille et façonnés au marteau; 4° les fers de fonte au bois, affinés à la houille et façonnés au laminoir; 5° les fers de fonte à la houille, affinés à la houille et façonnés au laminoir.

1° *Fers de fonte au bois, affinés au bois et façonnés au marteau*. Ces fers, qui sont les meilleurs de tous, se divisent en deux espèces, savoir : les gros fers, les fers martinés.

La première espèce comprend les bandages et les gros échantillons.

La seconde espèce comprend les petits fers jusqu'à la verge crénelée.

En voici la classification, d'après M. Eugène Flachat [1] :

[1] *Dictionnaire du Commerce et des Marchandises.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DÉNOMINATION.	Largeur.	Épaisseur.	Diamètre.	Côté du carré.
	mm.	mm.	mm.	mm.
Fers marchands plats.	40 à 160	10 et au-dessus.	»	»
Id. méplats.	25 à 40	15 id.	»	»
Id. carrés.	»	»	»	35 à 100
Fers de petite forge, plats. . .	25 à 40	8 à 9	»	»
Id. méplats.	25 à 30	9 à 11	»	»
Id. carrés.	»	»	»	19 à 20
Martinets ronds.	»	»	10 à 100	» »
Carillon.	»	»	»	10 à 20
Bandelettes.	15 à 40	5 à 7	»	»
Fenderie, verges.	5 à 25	6 à 14	»	»
Aplatis pour carrosserie. . . .	40 à 70	6 et au-dessus.	»	»
Aplatis pour cuves.	25 à 100	3 à 8	»	»

2° *Fers de fonte au bois, affinés au bois et façonnés au laminoir.* Ces fers ne diffèrent des précédents que parce que le marteau a été remplacé par le laminoir pour le façonnage.

Ils se subdivisent aussi en deux espèces, savoir : les fers réchauffés au bois, les fers réchauffés à la houille.

Dans les deux cas, la qualité du métal est sensiblement la même, bien que les premiers aient toujours un peu plus de valeur.

Les usines qui emploient le fer de fonte au bois, affiné au bois et façonné au laminoir, sont placées pour la plupart dans les contrées où les minerais produisent une haute qualité de fer, telles que la *Franche-Comté*, les *Vosges*, la *Meuse* et le *Berry*.

Ces fers sont plus spécialement employés à la fabrication de l'*aplati*, de la *bandelette*, de la *fenderie*, de la *tôle* et du *petit rond* ou fer de tirerie, servant à la fabrication du fil de fer.

La classification des aplati, bandelette et fenderie est la même que celle de la précédente catégorie ; pour le fil de fer, elle est la suivante selon la jauge de Limoges, savoir :

	Diam. en mill.		Diam. en mill.
N^os 24. . .	6,80	N^os 11. . .	1,68
— 23. . .	6,20	— 10. . .	1,46
— 22. . .	5,65	— 9. . .	1,35
— 21. . .	5,10	— 8. . .	1,24
— 20. . .	4,50	— 7. . .	1,12
— 19. . .	3,95	— 6. . .	1,01
— 18. . .	3,40	— 5. . .	0,90
— 17. . .	2,84	— 4. . .	0,79
— 16. . .	2,25	— 3. . .	0,67
— 15. . .	2,14	— 2. . .	0,56
— 14. . .	2,02	— 1. . .	0,45
— 13. . .	1,91	— 0. . .	0,39
— 12. . .	1,80		

Les tôles de cette catégorie se divisent en deux genres, savoir : les tôles fortes, les tôles minces.

Les tôles fortes sont employées pour la construction des chaudières à vapeur. Leurs épaisseurs sont

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 et 15 millimètres ; leurs longueurs varient entre 1 et 3 mètres ; leurs largeurs entre $0^m,325$ et $1^m,50$.

Elles se fabriquent à *Imphy*, dans la Nièvre, conjointement avec d'autres à la houille ; à *Framont*, dans les Vosges ; à *Abainville*, dans la Meuse ; à *Bazeilles*, dans les Ardennes.

Les tôles minces, spécialement employées à la fabrication du fer-blanc, se font dans les usines de *Montataire* (Oise), *Adaincourt*, *Bains* et autres usines de la Franche-Comté.

Les feuilles, laminées à l'épaisseur convenable, sont décapées, étamées, lavées et polies. Elles s'expédient en caisses de 100, 150, 200 et 225 feuilles, dont les dimensions et poids varient de la manière indiquée au tableau ci-dessous :

NOMBRE des FEUILLES.	DIMENSIONS DES FEUILLES EN MILLIMÈTRES.		POIDS BRUTS DES CAISSES EN KILOGRAMMES.
	Longueur.	Largeur.	
100	435	325	de 48 à 69
100	490	350	de 73 à 85
150	405	310	de 78 à 103
150	325	245	de 28 à 53
200	380	270	de 67 à 87
225	350	260	de 58 à 88

3° *Fers de fonte au bois, affinés à la houille et façonnés au marteau.* Ces fers proviennent de la fonte au bois puddlée et martelée ; ils se fabriquent généralement dans les usines de la *Marne*, aux alentours de *Saint-Dizier*.

La classification de ces fers est la même que celle des fers des précédentes catégories.

Leur fabrication au marteau diminue tous les jours et est remplacée petit à petit par la fabrication au laminoir.

4° *Fers de fonte au bois, affinés à la houille et façonnés au laminoir.* La fabrication de ces fers, qui ne diffère des précédentes que par la substitution du laminoir au marteau, a pris un grand accroissement depuis quelques années, par suite du placement facile que l'on a de ces fers dans la charronnerie et dans les étireries. Ils sont, en outre, exclusivement employés à l'état de tôles pour la confection des *tuyaux* de poêles, des *cheminées*, des *toitures*, etc. A l'état de fers de tirerie, ils sont très employés pour la fabrication des pointes de Paris, des ressorts, etc.

Les usines principales où ces fers se fabriquent sont celles de *Fourchambault* (Nièvre), *Abainville* (Meuse), *Châtillon-sur-Seine*, *Hayange* (Moselle), le *Creusot* (Saône-et-Loire).

5° *Fers de fonte à la houille, affinés à la houille et façonnés au laminoir.* Ces fers, dont la qualité est inférieure à celle des précédents, ne servent que pour la fabrication des gros échantillons. Les établissements qui produisent ces fers sont peu nombreux, mais en revanche leur importance est considérable ; les principaux sont : le *Creusot*, *Decazeville* et *Alais*.

Ces fers, dont une grande partie est employée à la fabrication du fer marchand et de la tôle pour chaudières à vapeur, sont presque totalement absorbés, en ce moment, par la fabrication des rails pour les chemins de fer.

En résumé, les fers peuvent se classer de la manière suivante, selon les provenances, savoir :

1° *Fers de Franche-Comté*, pour étireries, tôles à fer-blanc, feuillards et autres échantillons pour lesquels la qualité est très recherchée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° *Fers du Berry*, pour carrossage, clouterie et étireries.
3° *Fers de Champagne*, pour carrossage, mécanique, serrurerie, bandages.
4° *Fers de Bourgogne*, pour grosses étireries et pointes.
5° *Fers des Ardennes*, pour tôles moyennes et socs de charrues.
6° *Fers de fonte à la houille*, pour gros échantillons et rails.

§ V. — Combinaisons du fer avec le carbone.

Le fer forme, avec le carbone, diverses combinaisons ou mélanges dont l'emploi dans les machines est de la plus haute importance. Ces combinaisons, qui ne diffèrent entre elles que par le dosage en carbone et quelques matières étrangères toujours amenées accidentellement, se divisent en deux grandes classes, savoir : 1° les aciers; 2° les fontes.

Ce qui distingue particulièrement les fontes des aciers, c'est que ceux-ci se rapprochent du fer pour l'infusibilité et se travaillent de même, tandis que les fontes sont toutes fusibles à une température peu élevée.

Première Classe. — ACIERS.

On considère comme type fondamental des aciers un composé de fer et carbone purs dans les proportions :

99 fer,
1 carbone,
100 acier.

Ce composé n'est pas rigoureux, et suivant que le dosage en carbone diminue ou augmente, les propriétés se rapprochent soit de celles du fer, soit de celles de la fonte; c'est pourquoi on ignore si c'est une combinaison ou simplement un mélange.

Dans les proportions que nous venons de donner, l'acier a presque l'apparence extérieure du fer, mais est beaucoup plus dur, même quand après avoir été chauffé il est refroidi lentement. Il est blanc grisâtre, à cassure complète et unie, doué de l'éclat métallique; sa texture est grenue, à grain fin, égal et serré; sa densité moyenne est 7,8.

Chauffé au rouge et plongé subitement dans l'eau, l'acier acquiert une dureté extrême; dans ce cas, il est plus cassant et d'une densité moindre qu'auparavant. Cette opération porte un nom dans les arts, c'est la *trempe*.

Suivant les localités dont s'extraient les matières premières, suivant aussi le mode de traitement de ces matières, on obtient des qualités d'aciers très distinctes. Les matières qui le souillent principalement, sont : la silice, les verres siliceux, l'oxyde de fer, les métaux, le soufre, le phosphore, les phosphates.

L'effet de ces matières est, tout en modifiant certaines de ses propriétés, de lui communiquer une plus grande dureté.

Dans le commerce, on en distingue les cinq qualités principales suivantes, classées par ordre de dureté : 1° l'acier de cémentation; 2° l'acier dit naturel, de forge, de fusion, de terre, d'Allemagne; 3° l'acier sauvage; 4° l'acier fondu; 5° l'acier Wootz.

Préparations de ces différents aciers.

1° *Acier de cémentation*. L'acier de cémentation se prépare en laissant séjourner, pendant un certain temps, des barres de fer plat entourées de toutes parts de charbon en poudre, à l'abri du contact de l'air, dans des caisses en terre cuite, exposées à une température rouge aussi constante que possible. Ce qui se passe pendant l'opération est encore un mystère; à l'époque où MM. Laurent et Leplet ont donné leur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

théorie de l'affinage des métaux, théorie d'après laquelle une certaine dose d'*acide carbonique* devenait *oxyde* de *carbone* en contact avec le *charbon,* tandis qu'une autre dose d'*oxyde* de *carbone* devenait *acide carbonique* en contact avec le *fer,* on a essayé de mettre de la craie au fond des caisses à l'effet de dégager une plus grande quantité d'acide carbonique à la fois et accélérer la cémentation. On a obtenu ou cru obtenir de meilleurs résultats, mais voilà qu'aujourd'hui une nouvelle théorie suppose que la carburation du fer est produite par l'hydrogène carboné et non l'oxyde de carbone. Cette dernière théorie mérite quelque faveur en ce que l'expérience a démontré, depuis longtemps, que la cémentation s'effectuait beaucoup mieux avec le noir animal qu'avec le charbon végétal. Or le noir animal, s'il n'a pas été calciné avec le plus grand soin, retient toujours quelques parties non décomposées qui dégagent de l'hydrogène carboné dans une nouvelle combustion. Ce qui nous semble difficile à admettre dans la cémentation par l'oxyde de carbone, c'est que des caisses remplies de charbon pilé puissent contenir assez d'oxygène de l'air pour cémenter d'une manière aussi efficace qu'elles le font.

La cémentation des barres s'opère de la surface extérieure au centre, d'où résulte que, sur une section donnée, la composition est variable et d'autant plus riche en fer que le point considéré est plus rapproché du centre. C'est un défaut de l'acier de cémentation ; aussi, pour l'employer, faut-il avoir soin de le marteler à chaud pendant quelque temps, afin de lui donner de l'homogénéité.

Plus le fer est pur, plus l'acier de cémentation est doux ; si le fer est manganésié l'acier qui en résulte est solide et élastique, par conséquent très propre à faire des ressorts et des tranchants. L'acier anglais, qui se fabrique avec des fers de Suède de première qualité, ne doit sa grande élasticité qu'au manganèse dont ces fers sont tous plus ou moins chargés.

L'acier de cémentation se forge et se soude bien avec lui-même et avec le fer, mais il est quelquefois pailleux ; pour éviter ce défaut on lui fait subir, pour beaucoup d'usages, une seconde cémentation, avant laquelle on a soin de le bien corroyer au marteau. Cette variété est connue sous le nom d'acier à l'*éperon,* dont il portait autrefois l'empreinte.

Trempe. On distingue deux espèces de trempes pour l'acier de cémentation :

La première consiste à le chauffer à une chaleur rouge, dans une forge, et à le tremper ensuite dans l'eau. Ce procédé a l'inconvénient de diminuer sa dureté, en lui enlevant une partie du carbone qu'il contient et en augmentant la dose d'oxyde de fer.

La seconde, appelée *trempe en paquet,* consiste à entourer l'acier d'un cément en charbon, dans un cylindre en tôle, pour le soumettre au feu, ce qui le préserve de l'action de l'air, puis à le plonger chaud dans l'eau comme par la première méthode.

Cet acier est réservé à la fabrication des limes et outils. Soudé au fer, il sert à armer des marteaux, des ciseaux et des enclumes ; sa composition moyenne est la suivante :

Carbone.	0,75
Silicium.	0,15
Manganèse, soufre ou phosphore. .	0,40
Fer.	98,70
	100,00

2° *Acier naturel.* C'est une combinaison de fer, carbone et verres siliceux provenant des scories des hauts-fourneaux dans lesquels il se prépare. Cet acier est plus dur que le précédent, mais les éléments y sont imparfaitement mélangés. Il peut s'obtenir, soit dans le traitement des minerais de fer, dans les fourneaux catalans, soit dans l'affinage de la fonte obtenue au bois ou au coke.

Par la première méthode, l'acier est beaucoup moins pur que par la seconde ; il contient du fer intercalé, provenant de la réduction trop prompte du minerai à l'état métallique.

L'affinage change la texture et la couleur du grain de cet acier ; la trempe le rend moins cassant ; il

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

se forge et se soude bien, et comme son prix est inférieur à celui de tous les autres, il est le plus répandu dans le commerce. Sa composition est la même que celle de l'acier de cémentation; les silicates seulement y dominent un peu plus.

3° *Acier sauvage*. C'est une variété de l'acier naturel qui se prépare presque exclusivement pour les filières; il est excessivement dur, non soudable, immalléable.

4° *Acier fondu*. L'acier fondu est une combinaison de fer, carbone et verre siliceux dans une proportion supérieure à celle de l'acier naturel. Lorsque les principes composants sont bien dosés, le mélange peut fondre. Cet acier est le plus propre aux usages homogènes; il est dur et difficile à forger, ne se soudant que très difficilement au fer. On en fait des tranchants très solides, sans qu'il soit nécessaire de le tremper très chaud.

On peut l'obtenir en fondant ensemble du fer pur, du verre et du carbonate de chaux dans un creuset *brasqué* ou garni intérieurement avec du charbon. L'action du carbonate de chaux est la même que pour l'acier de cémentation; seulement ici la chaux restante fond et se mélange dans les silicates.

On emploie l'acier fondu à faire des burins, des filières, des laminoirs d'orfèvres et des instruments fins et tranchants.

5° *Acier Wootz*. C'est une combinaison de fer, carbone et silice qui se prépare seulement à *Bombay*, dans les *Indes*. Cet acier est fusible et doué d'une dureté extrême; c'est la silice qui lui donne ces deux propriétés. La forge le détériore moins que les autres; on l'emploie à cause de cela, en mélange avec le fer, sous le nom d'*étoffe*, à faire des *damas* et des lames de *sabres*. L'étoffe est un mélange de lames minces de fer et d'acier intercalées, soudées ensemble dans cet état, et forgées ensuite. Dans ce mélange l'acier fournit la dureté et le fer la ténacité.

Deuxième Classe. — FONTES.

Chimiquement, les fontes diffèrent de l'acier en ce qu'elles contiennent toujours au moins 2 pour 100 de carbone.

Les proportions de ce dernier élément dans la fonte influent beaucoup sur ses propriétés : plus il est abondant, plus la fonte est douce au travail du burin et de la lime, et plus sa cassure est foncée en couleur. La densité des fontes est variable : la fonte employée généralement dans les machines, celle qui contient le plus de carbone, 5 à 6 pour 100, a pour densité de 7,2 à 7,6.

Les matières étrangères qui se trouvent le plus souvent combinées à la fonte, sont :

Le silicium.	1, 5	p. 1000 fonte.
L'aluminium.	3,	*id.*
Le manganèse.	1,	*id.*
Le phosphore.	2,	*id.*
Le soufre.	2,	*id.*

Ces matières peuvent y exister toutes ensemble, ou quelques-unes seulement à la fois. Suivant la nature et la quantité de celles qui s'y trouvent, la qualité des fontes est variable.

Le silicium et l'aluminium y sont apportés à l'état de silicate d'alumine par les laitiers des hauts-fourneaux avec lesquels les fontes sont en contact. Ces matières donnent de la fusibilité à la fonte, mais tendent à la rendre aigre.

Le manganèse, apporté par le minerai, fait cristalliser les fontes en gros cristaux tétraédriques, mais il ne peut y exister qu'autant que la silice ne domine pas. Sa présence, du reste, n'est utile que pour la forge.

Le soufre et le phosphore n'influent pas autant sur la qualité des fontes que sur celle des fers. Leur effet est analogue à celui des laitiers.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La fonte n'est pas aussi oxydable à l'air que le fer; elle ne craint pas, autant que lui, les agents destructeurs avec lesquels les métaux sont en contact dans les machines; les eaux acidulées ou marines seules forcent à lui substituer le cuivre, soit à l'état de tôle, soit à l'état de laiton ou bronze, en alliage avec le zinc ou l'étain.

On divise les fontes en : fontes blanches, — fontes truitées, blanches ou grises, — fontes grises, — fontes noires.

Les fontes *blanches* sont celles qui contiennent le moins de carbone; elles se rapprochent de l'acier pour la dureté, mais elles sont très cassantes et très dures à travailler. Elles sont rejetées de la fabrication des machines et exclusivement réservées pour celle du fer.

Les fontes *truitées* sont des variétés dans lesquelles la cristallisation a été effectuée trop brusquement ou les mélanges mal opérés; elles sont truitées blanches quand elles présentent un fond blanc parsemé de taches grises; elles sont truitées grises quand elles présentent l'inverse. Généralement on ne prépare pas ces fontes exprès, mais quand on les rencontre dans les pièces de machines à ajuster, on ne les rebute presque jamais, surtout les truitées grises.

Les fontes *grises* ou fontes de moulage se divisent en fontes *aigres* et fontes *douces*. Ce sont les fontes douces que l'on emploie de préférence pour la construction des machines : leur degré de fusion est un peu plus élevé que celui des fontes blanches; leur cassure est grenue; elles sont faiblement ductiles et élastiques; elles se travaillent facilement au burin et à la lime; on peut les fondre plusieurs fois sans leur faire perdre leurs propriétés, pourvu qu'on ait la précaution de les maintenir à l'abri de l'air et de les laisser refroidir lentement. La fonte grise, refroidie subitement après la coulée, devient blanche. Cette propriété qui, dans certains cas, est un grave inconvénient, dans d'autres rend d'éminents services; ainsi, c'est dans le but de l'utiliser que l'on fait les moulages dits en coquilles, moulages dans lesquels le sable des moules est remplacé par une enveloppe en fonte froide qui blanchit celle que l'on verse dedans, et cela à une profondeur d'autant plus grande que l'épaisseur de cette enveloppe est elle-même plus considérable. Remise au four, coulée et refroidie lentement, la fonte grise, qui a été blanchie par refroidissement subit, redevient grise.

On a remarqué qu'en coulant la fonte à découvert, plus sa surface supérieure est bombée, plus sa qualité est bonne.

Les qualités des fontes ne suivent pas les mêmes règles que les fers, relativement à leurs traitements; ainsi, les fontes de *Comté*, qui produisent généralement d'excellent fer, ne sont pas toujours bonnes pour moulage; elles sont quelquefois souffleuses : on est obligé, pour les employer, de les mélanger à d'autres fontes. En général, les fontes de moulage valent toujours mieux mélangées qu'en nature; les fontes du Berri mélangées avec des fontes au coke donnent de très beaux moulages.

La valeur du kilogramme de fonte de moulage brute, en gueuses, varie entre 0,19 et 0,25.

La fonte *noire*, qui est la plus chargée de carbone, a une densité de 6,8 seulement; ses propriétés sont celles de la fonte grise exagérée, c'est-à-dire une douceur tellement grande qu'elle s'égrène très facilement; une porosité si considérable qu'elle n'a pas la moindre consistance; en un mot, c'est une mauvaise fonte; mais une fonte facile à rendre bonne par la fusion avec des fontes grises aigres.

CUIVRE.

§ I. — 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 volatibilité de ce

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.	$\frac{1}{532}$
Smeaton, cuivre rouge battu.	$\frac{1}{388}$
Troughton.	$\frac{1}{521}$
Dulong et Petit, de 0° à 100°.	$\frac{1}{532}$
— de 0° à 300°.	$\frac{1}{177}$

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 kilogrammes, 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 nikel, 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'*Anglesey*. 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 cassant.

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, 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 de troisième qualité.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 étonnés 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 cheminée 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. Par refroidissement ménagé, il cristallise en rhomboïdes ; plié sur lui-même, il fait entendre un petit bruit nommé *cri de l'étain*, qui sert à vérifier sa qualité.

L'étain du commerce est généralement assez pur ; néanmoins il contient, presque toujours, de tous ou partie des métaux suivants, dont il est fort difficile de le séparer, savoir : *arsenic*, *antimoine*, *bismuth*, *cuivre*, *fer*, *plomb* et *zinc*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 bi-tartrate 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, quoiqu'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 se 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 des 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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

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° *Potin* (d'après M. BERTHIER).

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 cuivres ou des refontes de mitrailles de 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 de 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 grammes 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 0,7983 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

80,1 zinc ;
19,9 oxygène ;

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.

Voici les compositions des différents bronzes employés dans les arts :

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

Cuivre	92
Étain	8
	100

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

Cuivre	90	92,5
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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

Cuivre.	88
Étain.	12
	100

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

Cuivre.	86	ou 84
Étain.	14	ou 16
	100	100

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

Cuivre.	80
Étain.	20
	100

§ IV. — Cuivre, Nikel 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 nikel, 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 ordinaire, à la faveur des acides; son point de fusion est de beaucoup au-dessus de celui du cuivre.

L'alliage de 60 cuivre, 20 nikel 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cuivre.	65
Nikel.	25
Zinc.	10
	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 ammoniaque. 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 ammoniaque 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 ammoniaque. 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 déterminées 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 DE 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°.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CHAPITRE II.

RÉSISTANCES DES MATÉRIAUX EMPLOYÉS DANS LA CONSTRUCTION DES MACHINES.

On distingue quatre espèces d'efforts auxquels les matériaux de construction peuvent être exposés, savoir : effort de *traction*; effort de *flexion*; effort de *torsion*; effort de *pression*.

RÉSISTANCE A LA TRACTION.

La traction est l'effort qui tend à séparer une pièce en deux autres. La résistance à la traction est proportionnelle à la section de la pièce; connaissant cette résistance pour une section donnée, on l'aura pour une autre section quelconque, fonction de cette dernière.

En soumettant les divers matériaux, employés dans les machines, à des efforts de traction, on est arrivé aux moyennes suivantes, savoir :

NATURE DES MATÉRIAUX.	CHARGES MOYENNES que supporte indéfiniment, sans s'altérer, 1 cent. carré de sect.	CHARGES MOYENNES correspondant à la rupture de 1 cent. carré de section.
1° BOIS.		
Frêne	700 kil.	1400 kil.
Theck ou chêne de Malabar	500 —	1050 —
Sapin	400 —	840 —
Hêtre	400 —	800 —
Chêne ordinaire	380 —	780 —
Poirier	350 —	690 —
2° FERS.		
Fer forgé, en barre (*Voir page* 6)	1400 —	4300 —
Tôle, dans le sens du laminage	1350 —	4080 —
Id. perpendiculairement au laminage	1200 —	3645 —
Fil de fer de 5^{mm} à $1^{mm},3$ non recuit	2000 —	6240 —
Id. de 1^{mm} et au-dessous, non recuit	2500 —	7700 —
Id. de 1^{mm} à $1^{mm},5$ recuit	1200 —	3700 —
Fer corroyé et étiré	1900 —	5750 —
3° FONTES.		
Fonte de fer grise	700 —	1420 —
Id. blanche	650 —	1310 —
4° ACIERS.		
Acier poli, cémenté et non corroyé	1300 —	2790 —
Id. fondu, non corroyé	2000 —	4400 —
Id. id. corroyé	4500 —	9440 —

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NATURE DES MATÉRIAUX.	CHARGES MOYENNES que supporte indéfiniment, sans s'altérer, 1 cent. carré de sect.	CHARGES MOYENNES correspondant à la rupture de 1 cent. carré de section.
5° CUIVRES.		
Bronze des canons.	1200 kil.	2550 kil.
Cuivre rouge fondu (*Voir page* 16).	650 —	1339 —
Id. laminé.	950 —	2110 —
Id. battu.	1150 —	2486 —
Cuivre jaune.	600 —	1263 —
Fil de laiton mou de 8mm.	4000 —	8501 —
Id. dur et cassant de 2mm.	1900 —	4140 —
Id. doux de 2mm.	3200 —	6610 —
6° ÉTAIN.		
Étain fondu.	150 —	333 —
7° PLOMB.		
Plomb fondu.	50 —	128 —
Id. laminé.	60 —	140 —

RÉSISTANCE A LA FLEXION.

La flexion est l'effort qui tend à rompre une pièce en agissant sur cette pièce perpendiculairement à la ligne passant par les points de suspension. Il y a quatre positions pour la barre soumise à l'effort de flexion, savoir : 1° encastrée par une de ses extrémités; 2° supportée en un point quelconque de sa longueur; 3° supportée par ses extrémités; 4° encastrée par ses deux extrémités.

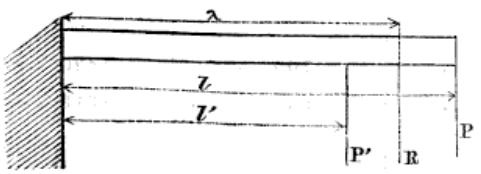
La charge peut se composer de un ou plusieurs poids, placés en des points quelconques de la longueur ou uniformément répartis.

§ I. — Charge au point de rupture.

Si P,P',P'', etc., représentent des poids suspendus aux distances l,l',l'', etc., du point de rupture, leurs efforts en ce point sont :

$$Pl + P'l' + P''l'', \text{ etc.}$$

1° *Barre encastrée par une de ses extrémités, à section constante.* Le point de rupture de la barre est à l'endroit le plus éloigné du point d'application de la force; car l'effort de cette force augmente avec son bras de levier.



Si F est la résistance de la barre au point d'encastrement, qui est le plus éloigné, et par conséquent le point de rupture, on a :

$$F = Pl + P'l' + P''l'' +, \text{etc.}$$

Si Q est la résultante des forces P,P',P'', etc., et λ son bras de levier, on a :

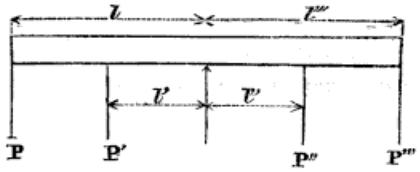
$$F = Q\lambda = \lambda (P + P' + P'' +, \text{etc.})$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si les poids sont égaux et uniformément répartis, le point d'application de la résultante est situé au milieu ; on a alors :

$$F = Q\,\frac{l}{2}$$

2° *Barre supportée en un point quelconque de sa longueur.* Il ne peut y avoir équilibre qu'autant que l'on a :



$$Pl + P'l' +, \text{etc.} = P''l'' + P'''l''' +, \text{etc.}$$

L'effort maximum des forces ayant lieu au centre d'équilibre, ce centre est le point de rupture, et on a :

$$F = Pl + P'l' +, \text{etc.} = P''l'' + P'''l''' +, \text{etc.}$$

Si Q et Q' sont les résultantes, λ, λ' leurs bras de levier, on a :

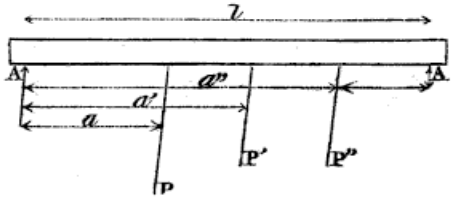
$$F = Q\lambda = Q'\lambda' = \lambda\,(P + P' +, \text{etc.}) = \lambda'\,(P'' + P''' +, \text{etc.})$$

Si les forces P, P' P'', etc., sont égales entre elles et uniformément réparties, la résultante totale passe par le milieu de la barre ; il faut, dans ce cas, que la barre soit supportée en son milieu ; alors les résultantes Q et Q' sont situées chacune au quart de la longueur et égales entre elles ; d'où, si Q'' est la résultante totale, on déduit :

$$Q = Q' = \frac{1}{2}\,Q''$$

$$F = Q\,\frac{l}{4} = \frac{Q''l}{8}$$

3° *Barre supportée par ses extrémités.* Dans ce cas, chaque force se décompose en deux autres, appliquées à chacune des extrémités de la barre. Si p, q, sont les composantes de la force P, et a, $l - a$ leurs bras de levier, on a :



Efforts aux extrémités : p et q.

Efforts au point d'application de P : $pa = q(l - a)$

Le point de rupture est donc au point d'application de la force.

On a : $p : q :: l - a : a$ d'où : $p + q : p :: l : l - a$

remplaçant $p + q$ par P, nous obtenons : $P : p :: l : l - a$

$$\text{d'où :}\quad p = \frac{P\,(l - a)}{l}$$

$$\text{et}\quad p\,a = \frac{P\,a\,(l - a)}{l}$$

Pour une seule force P appliquée, on a :

$$F = \frac{P\,a\,(l - a)}{l}$$

Si $a = l - a = \frac{l}{2}$ $\qquad F = \frac{Pl}{4}$

Pour plusieurs forces P,P',P'', etc., on cherche la résultante, et si α et $l - \alpha$ en sont les bras de levier, on a :

$$F = \frac{(P + P' + P'', \text{etc.})\,\alpha\,(l - \alpha)}{l}$$

Si les forces P, P', P'', etc., sont égales entre elles et uniformément réparties, la résultante Q a son

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

point d'application au milieu de la barre, et est égale à leur somme; on a alors en substituant pour a et $l - a$ leur valeur $\frac{l}{2}$.

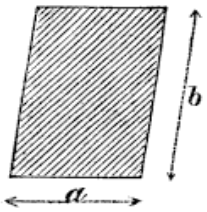
$$F = \frac{Q\frac{l}{2} \times \frac{l}{2}}{l} = \frac{Q\,l}{4}$$

4° *Barre encastrée par ses extrémités.* On a trouvé que, dans ce cas, la résistance est double de ce qu'elle était dans le cas précédent, ce qui donne, pour expression de l'effort exercé, le poids étant uniformément réparti :

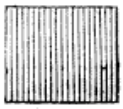
$$F = \frac{Q\,l}{8}$$

§ II. — Résistance au point de rupture.

La résistance au point de rupture est proportionnelle à la base du solide, et au carré de sa hauteur. Si R est le coefficient de résistance suivant chaque métal employé, on a :

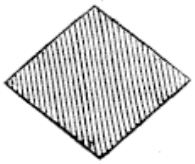


1° Section rectangulaire. . . . . $F = \frac{R\,a\,b^2}{6}$



2° Section carrée. . . . . $F = \frac{R\,q^3}{6}$

q étant le côté du carré.

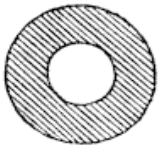


3° Section carrée debout. . . . . $F = \frac{R\,q^3}{6\sqrt{2}}$



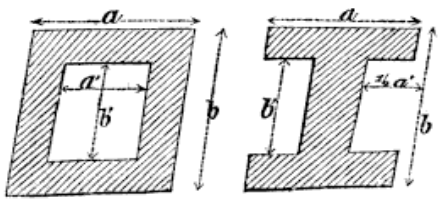
4° Section circulaire. . . . . $F = \frac{R\,\pi\,r^3}{4}$

r étant le rayon du cercle.



5° Section annulaire. . . . . $F = \frac{R\,\pi\,(r^4 - r'^4)}{4\,r}$

r étant le rayon extérieur et r' le rayon intérieur.



6° Section rectangulaire creuse ou à nervures. . . . . $F = \frac{R\,(a\,b^3 - a'\,b'^3)}{6\,b}$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les quantités l, a, b, r, etc., étant exprimées en centimètres, on a trouvé par expérience :

	VALEURS DE R sans qu'il y ait déformation.	VALEURS DE R au moment de la rupture.
Chêne.	140	690
Sapin.	120	610
Fonte de fer.	560	2800
Fer forgé.	1500	6060

RÉSISTANCE A LA TORSION.

Formule de Robertson pour les tourillons des arbres.

A, quantité d'action transmise par minutes en kilogrammètres ;

n, nombre de tours de l'arbre dans le même temps ;

D, diamètre cherché, en centimètres, on a :

Pour la fonte. . . . . $D^3 = 2{,}3\,\frac{A}{n}$, d'où $D = 1{,}32\sqrt[3]{\frac{A}{n}}$

Pour le fer. . . . . $D'^3 = 1{,}48\,\frac{A}{n}$, d'où $D' = 1{,}14\sqrt[3]{\frac{A}{n}}$

Et. . . . . $D = 1{,}16\,D'$

On remarquera que $A = 2\,\pi\,r\,n\,Q$, d'où $\frac{A}{n} = 2\,\pi\,r\,Q$; c'est donc le travail effectué pendant un tour de l'arbre, exprimé d'une manière commode.

RÉSISTANCE A L'ÉCRASEMENT.

Cette résistance varie non seulement suivant la section des pièces, mais encore suivant leur hauteur. Si la pression ne dépasse pas la limite de compressibilité, la pièce se raccourcit sans altération des molécules ; mais si on augmente cette pression, il y a écrasement.

Dans les bois, les filaments s'écartent et fléchissent avant de se rompre. Pour le fer, la base s'enfle et se rompt. La fonte casse brusquement et net.

D'après Rondelet, l'écrasement du chêne est de 385 à 460 kil. par centimètre carré de section, quand la hauteur ne dépasse pas 7 à 8 fois le côté de la base. Au dessus, il y a une légère flexion, et à dix fois, la flexion est très sensible.

Un cube de fer forgé se comprime sous un poids de 4,925 kil. par centimètre carré. Si la hauteur est égale à trois fois le côté de la base, la flexion commence.

Un cube de fonte s'écrase sous un poids de 10,000 kil. par centimètre carré, si la hauteur dépasse 7 à 8 fois le côté de la base, il y a flexion sensible.

En pratique, on ne doit faire supporter aux bois que le $\frac{1}{6}$ et aux métaux le $\frac{1}{4}$ de la charge qui produit l'écrasement.

Formule de Tredgold.

P charge telle que la pièce n'éprouve pas d'altération, en kilogrammes.

d diamètre de la colonne en centimètres.

l longueur de la colonne en centimètres.

$$\text{Pour la fonte : } P = \frac{230\,d^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}00039\,l^2}$$

$$\text{Pour le fer : } P' = \frac{267\,d^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}00034\,l^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

CONCLUSION.

Résumant les diverses propriétés des métaux, combinaisons et alliages métalliques que nous avons étudiés précédemment, nous obtenons le tableau suivant :

Tableau comparatif des propriétés physiques des métaux, combinaisons et alliages métalliques employés dans la construction des machines.

NOMS DES MÉTAUX.	TÉNACITÉ. RÉSISTANCES A LA traction.	flexion.	torsion.	pression.	Poids du mèt. cube.	DOCILITÉ par ordre de supériorité. Ductilité.	Malléabilité.	Dureté.	Prix du kil., brut.	Conductibilité. Rapports.	Fusibilité.
	charg. convenabl. par cent. carré.	coeffic.	rapports.	rapports.	k.				fr.		
Fer. . .	1400	1500	1,000	1,00	7780	1er	6e	4e	0,50	1,000	145° pyrom.
Fonte. .	700	560	0,865	2,00	7600	9e	9e	3e	0,25	1,500	35° id.
Acier.. .	1300	»	»	»	7800	8e	8e	1er	2,50	»	variable.
Cuivre. .	950	»	»	»	8875	3e	1er	8e	2,25	2,400	27° pyrom.
Laiton. .	600	»	»	»	8500	2e	5e	5e	2,00	2,000	21° id.
Bronze. .	1200	»	»	»	8825	6e	7e	2e	3,00	»	24° id.
Zinc. . .	430	»	»	»	7000	4e	4e	6e	0,35	0,975	370° centig.
Étain. . .	150	»	»	»	7200	5e	2e	7e	1,50	0,810	210° id.
Plomb. .	50	»	»	»	11352	7e	3e	9e	0,70	0,480	260° id.

FIN DE LA PREMIÈRE PARTIE.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DEUXIÈME PARTIE.

COMPOSITION DES MACHINES A VAPEUR.

Considérées sous le point de vue général, les *machines* sont des appareils destinés 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.

Il résulte de là que :

1° *Composer une machine, c'est disposer convenablement les différentes parties de cette machine, préalablement composées.*

2° *Composer une partie de machine, c'est disposer convenablement les différentes pièces de cette partie, préalablement composées.*

3° *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 :

1° Les pièces, que nous appellerons *générales*, employées non seulement dans la construction de ces moteurs, mais encore dans celles 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 doué[illegible] des deux états mécaniques : REPOS OU MOUVEMENT ; le *repos* étant représenté par les pièces fixes et non en équilibre ; — 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 exclusivement aux pièces mobiles. Nous allons passer en revue successivement et le plus succinctement possible ces deux genres de communication des pièces, leur étude n'étant pas ce que nous nous proposons dans cet ouvrage.

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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* par dessus. Si les pièces ne sont pas exposées à un effort de traction longitudinale, l'assemblage se fait au moyen d'un *manchon* seulement.

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 tronc 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*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 piece est munie d'*axes* sur lesquels sont montés des cylindres roulants 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 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 : { 1° rectiligne continu; 2° rectiligne alternatif; 3° circulaire continu; 4° circulaire alternatif; } en { 1° rectiligne continu; 2° rectiligne alternatif; 3° circulaire continu; 4° circulaire alternatif. }

§ I. — Transformations 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 des 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moyen d'une ou plusieurs *poulies* et d'une *corde*, *courroie* ou *chaine*, 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* enrouiée 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 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. — Transformations 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 en 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*.

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-box.
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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 rivets, soit au moyen des 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 diverses 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'assemblage, 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 assem-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

bler, et ne laissent d'autres fonctions 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.

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 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, savoir :

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
21	70	140	280	650	1300	2600
25	75	150	300	700	1400	2800
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 $\frac{1}{10}$ et $\frac{1}{20}$ de la longueur. A notre avis, l'inclinaison du $\frac{1}{10}$ 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'inclinaison du $\frac{1}{20}$ 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 $\frac{1}{13}$ 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 millimètres 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 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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 *ordinaires* s'emploient, dans le plus grand nombre des cas, partout où, bien que visibles, ils passent inaperçus, éclipsés qu'ils sont par d'autres pièces plus importantes.

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 ordinaire 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.	2,25
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.

3° *Filet*. Le pas du filet varie entre $\frac{1}{6}$ et $\frac{1}{10}$ du diamètre du corps suivant la dimension de ce dernier. Si nous considérons la série suivante de boulons : N°s 6, 8, 10, 12, 15, 18, 21, 25, 30, 35, 40, 45, 50, les pas convenables sont les suivants, savoir :

Diamètres des boulons.	Pas des filets en millimètres.	Diamètres des boulons.	Pas des filets en millimètres.
N°s 6	1,0	N°s 25	3,1
— 8	1,3	— 30	3,7
— 10	1,6	— 35	4,0
— 12	1,7	— 40	4,4
— 15	2,1	— 45	4,8
— 18	2,5	— 50	5,0
— 21	2,6		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 terminé 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 23 représente une douille conique droite, à *clavette*.

La figure 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 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 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 :

$$D + 2e = D\sqrt{2} = D \times 1{,}414$$

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 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 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 $D + 0{,}8\ D + D = 2{,}8\ D$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les formes et autres dimensions proportionnelles étant données par les figures, nous ne croyons pas utile de les relater ici. Nous observerons seulement 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.

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 figure 16.

Quand le guide est composé de glissoirs et glissières, comme dans les locomotives, la douille à T affecte la forme des figures 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 4 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).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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-BOX.

Les stuffing-box (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 :

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 essaie 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-box 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, tantôt 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 em-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

base 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, 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-box 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-box.

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 55	95	18
— 12	35	10	— 60	100	21
— 15	40	10	— 65	110	21
— 18	45	12	— 70	120	21
— 21	50	12	— 75	130	25
— 25	55	12	— 80	130	25
— 30	65	15	— 85	140	25
— 35	70	15	— 90	150	30
— 40	75	15	— 95	150	30
— 45	85	18	— 100	160	30
— 50	90	18			

Pour les autres dimensions, en fonction de l'une de ces trois principales, voir la figure 26 (pl. 1).

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 $\frac{1}{3}$ 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 figures 30 et 31 (pl. 1) donnent les dimensions proportionnelles d'un moyeu en fer muni de ses mortaises pour les cales. Les figures 32 et 33 donnent celles d'un moyeu en fonte.

On remarque que la figure 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 à 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.

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 à 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 BB', les clavettes CC'.

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 $\frac{1}{15}$.

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 observerons seulement que l'origine du corps rond de la bielle a, comme dans les charnières simples, le même diamètre que le tourillon de l'axe.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 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 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 du 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 casse, 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 coins en fer 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 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 figures 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 et en dessous.

Fig. 19, détails des coussinets.

Chaises. Les chaises (fig. 20) se composent, comme les paliers, de : 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 parallèlogrammique.

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*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 22. A est un *téton* 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 laquelle 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 pièces; 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 à 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quand l'arbre de commande tourne toujours dans le même sens, on emploie les dents de la figure 36 (pl. 2). Quand, au contraire, il tourne dans les deux sens indifféremment, il faut employer la disposition de la figure 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.

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,

$$P = \frac{mab^3}{nb^2 + kl^2}$$

qui, exprimée en mesures françaises, devient, pour le fer (page 29) :

$$P = \frac{267\,d^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}000\,34\,l^2}$$

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 $\frac{1}{10}$ du diamètre de ce piston. Si nous comparons la formule de Tredgold avec ce résultat, nous trouvons, $0{,}785\,D^2$ étant la surface d'un piston à basse pression en centimètre carré; et d, le diamètre de la tige :

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 : $3\,D$.

On a, d'après la formule ci-dessus :

$$0{,}811\,D^2 = \frac{267\,d^4}{1{,}24\,d^2 + 0{,}000\,34 \times 9\,D^2}$$

Si la formule est d'accord avec le résultat pratique, la valeur $d = \frac{1}{10}\,D$ substituée dans cette équation doit la satisfaire; or, on a, pour $d = \frac{1}{10}\,D$:

$$0{,}811\,D^2 = \frac{0{,}0267\,D^4}{0{,}0124\,D^2 + 0{,}00306\,D^2}$$

divisant haut et bas par D^2, nous obtenons :

$$0{,}811\,D^2 = \frac{0{,}00267\,D^2}{0{,}0124 + 0{,}00306} = 1{,}7\,D^2$$

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 :

$$S = \frac{3\,P}{4300} = \frac{P}{1433}$$

Dans laquelle S représente la section en centimètres carrés, P, la charge à supporter, 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 dix 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 des coulisses. Quelquefois, on préfère les glissoirs et glissières aux galets, parce que l'effet de ces derniers, sur les *jous* 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. 14).

Pour machines à balancier on fait usage du parallélogramme double de *Watt* (fig. 15, 16, 17) ou de celui d'*Olivier Evans* (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 Evans 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, ce qui nuit à la solidité de la machine tout en la compliquant inutilement; aussi ce parallélogramme est-il fort peu employé.

Parallélogramme de Watt. Ce guide est basé sur le principe suivant, savoir : soient AC, BD (fig. 20), deux droites égales et parallèles, pouvant tourner chacune autour de l'un des deux points fixes

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A et B, sommets opposés du parallélogramme ACBD, que l'on obtiendrait en joignant AD et BC. Soient, de plus, menées les diagonales AB, CD de ce parallélogramme, dont l'une AB imaginaire, l'autre CD réelle et assemblée à charnière avec les règles AC, BD aux points C et D.

Quelle que soit la courbe décrite par le point E, *d'intersection des diagonales* AB, CD, *pendant le mouvement des deux règles* AC, BD; *tout point, tel que* F, *situé sur* AB *et formant le sommet opposé à* C *ou à* D *d'un autre parallélogramme, ayant pour côtés adjacents* DC *et* FH, *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 GF et DC 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 DE, 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, FGB est toujours un triangle semblable à DEB, 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 AC, BD, 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 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*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 piston à 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 Evans. Ce guide est basé sur le principe suivant, savoir : soit AB (fig. 21), une ligne droite sur laquelle nous décrivons une circonférence. Imaginons une barre B'D dont la longueur est égale à AB, pouvant tourner autour de son extrémité B' comme centre, laquelle extrémité peut se mouvoir horizontalement sur la ligne AB.

Imaginons également une barre AC', dont la longueur est égale à un demi AB, pouvant tourner autour d'un point fixe A et assemblé à charnière avec le milieu C' de B'D; joignons AD.

Quelle que soit la position du point C' *sur l'arc de cercle* CC', *l'angle* DAB' *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 DAB' est droit.

Le point D se trouvant constamment sur la perpendiculaire AD élevée sur AB, se meut en ligne droite.

Le parallélogramme d'Olivier Evans (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 douze chevaux, mais pas au delà; aussi ce parallélogramme est-il fort peu employé aujourd'hui, le balancier ne figurant généralement que dans les machines dont la force dépasse cette limite.

D'un autre côté, le parallélogramme d'Olivier Evans 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 douilles à charnières aux points de jonction inférieure. Il suffit, pour se convaincre de ce fait, de jeter les yeux sur la figure 21.

LEVIERS.

Nous comprenons sous la dénomination générale de *leviers* diverses pièces composées d'un *moyeu* auquel aboutissent un ou plusieurs *bras*, appelés aussi *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 ou plusieurs branches, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 du mouvement circulaire alternatif.

Les diamètres des trous du moyeu et 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.

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 seule 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 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 plates; 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.

TRACÉ DU BALANCIER.

Soient A B (pl. 4, fig. 1) la longueur du balancier; C D, sa hauteur au milieu. Du centre du moyeu 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 $gf = 1{,}2$ (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 à 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Diamètres 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 de la tige du piston étant égal au dixième du diamètre 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^k par centimètre carré de section. Si d est ce diamètre en centimètres, la charge totale, supportée par la tige, est représentée par la formule :

$$105 \times 0{,}785\, d^2 = 82{,}5\, d^2. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

en kilogrammes.

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 :

$$\delta = 3{,}2 \left(\frac{9}{14}\, Q\right)^{\frac{1}{3}}$$

Dans laquelle Q est la charge totale supportée par l'axe en quintaux métriques (100 kil.), on déduit :

1° de l'équation (1). . . . . $Q = 0{,}825\, d^2$;

2° de la formule : $\delta = 3{,}2 \left(\frac{9}{14}\, 0{,}825\, d^2\right)^{\frac{1}{3}} = 3{,}2\ (0{,}53\, d^2)^{\frac{1}{3}}$

$$\text{d'où : } \delta = 2{,}6\, d^{\frac{2}{3}}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Si, au contraire, on le calcule par la formule :

$$P\, l = \frac{R\, \pi\, r^3}{4} = \frac{R\, \pi\, \delta^3}{32}$$

relative aux pièces rondes encastrées par une extrémité et dans laquelle on a :

P, charge quintuplée $= 0{,}5 \times 82{,}5\, d^2 \times 5 = 206,25\, d^2$;
l, longueur extérieure de l'axe $= 2{,}5\, \delta$ environ;
R, coefficient pour le fer $= 6000$;
$\pi = 3{,}1415926$.

On obtient :

1° $$2{,}5\, \delta \times 206{,}25\, d^2 = \frac{6000 \times 3{,}1416\, \delta^3}{32}$$

2° $$\delta^2 = \frac{16500\, d^2}{18850} = 0{,}875\, d^2$$

3° $$\delta = 0{,}935\, d. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Pour déterminer laquelle des deux formules (2) et (3) est la meilleure, posons :

$$2{,}6\, d^{\frac{2}{3}} = 0{,}935\, d$$

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

$$\delta = 2\, d^{\frac{2}{3}}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Seulement quand il s'agit des diamètres des tourillons extrêmes du balancier, jusqu'à la valeur 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 aurait ainsi, pour $d < 8$ centimètres, $\delta = 2\, d^{\frac{2}{3}}$

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.
0,05	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	60 — 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 — 73,2
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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 une charge égale à trois fois celle que supportent les axes extrêmes. On a alors les formules :

1° Tourillons des axes extrêmes, en fer : $\delta = 3{,}2 \left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{\frac{1}{3}}$

2° Tourillons de l'axe du milieu, en fer : $\delta' = 3{,}2 \left(\frac{9}{14}\,3\,Q\right)^{\frac{1}{3}}$

$$\text{D'où : } \frac{\delta}{\delta'} = \sqrt[3]{\frac{\frac{9}{14}}{\frac{27}{14}}} = \sqrt[3]{\frac{9}{27}} = \frac{1}{\sqrt[3]{3}}$$

$$\text{Et : } \quad \delta' = 1{,}441\ \delta$$

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 :

$$\delta'' = 0{,}5\ \delta' = 0{,}7\ \delta. \quad (5)$$

Remarque. Dans la figure, nous avons représenté le diamètre δ' par $\frac{4}{5}$ et le diamètre δ'' par $\frac{2}{5}$. 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)].
$l = 3\,D = 30\,d$.
$R = 2800$, 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° $$b = 7{,}27\,d = \frac{7{,}27\,l}{30} = \frac{1}{4{,}13}\,l$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En nombres ronds : $b = \frac{1}{4}\, l = \frac{1}{8}\, 2\, l$. . . . . (7)

C'est-à-dire $\frac{1}{8}$ 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 diam. 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 :

$$1{,}2 + 1 + 1 = 3{,}2$$ 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 δ.	2,4 d ou 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 figure 2 elle est égale à 1,5 δ, correspondant à 1,8 d, pour le cas où on a $\delta = 1{,}2\, d$.

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 de la manivelle, 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, 39, 40) d'une plate-forme en fonte ou fer A terminée, d'une part, par un moyeu B, destiné à recevoir l'extrémité de avec lequel elles s'assemblent, et d'autre part, par une tête C, destinée à recevoir le bouton, qui est toujours en fer.

Les figures 36 et 37 représentent une manivelle en fer; les figures 38 et 39 représentent une manivelle en fonte, toutes deux pour un même arbre et en dimensions proportionnelles.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 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 sont soumis chacun des tourillons de l'axe extrême du balancier ; il suffit donc de poser :

1° Tourillon du balancier : $$\delta = 3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{\frac{1}{3}};$$

2° Tourillon de la manivelle : $$\delta''' = 3{,}2\left(\frac{18}{14}\,Q\right)^{\frac{1}{3}};$$

d'où $$\delta : \delta''' :: 1 : 2^{\frac{1}{3}};$$

et $$\delta''' = \delta\sqrt[3]{2} = 1{,}26\,\delta.$$

La valeur de δ a été donnée précédemment.

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.

Quand la bielle est en fer, le tourillon de la manivelle se logeant dans une chappe 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 : $\delta''' = 3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{\frac{1}{3}}$

dans laquelle Q est la charge totale sur le bouton.

On en déduit : $$\delta'''^3 = 32{,}8\,\frac{9}{14}\,Q$$

et : $$Q = \frac{14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9}$$

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 : $$\frac{14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9} = \frac{A}{2\,\pi\,R\,n}$$

et : $$A = \frac{2\,\pi\,R\,n \times 14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9}$$

remplaçant A par cette valeur dans l'expression :

$$\Delta^3 = 2{,}3\,\frac{A}{n} \times \frac{9}{14}$$

nous obtenons : $$\Delta^3 = 2{,}3\,\frac{2\,\pi\,R \times 14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9} \times \frac{9}{14}$$

$$= \frac{2{,}3 \times 2\,\pi\,R\,\delta'''^3}{32{,}8} = 0{,}44\,R\,\delta'''^3$$

et $$\Delta = 0{,}76\,\delta'''\sqrt[3]{R}. \qquad (1)$$

formule dans laquelle D, δ''' et R sont exprimés en centimètres.

Le nombre de tours n ayant disparu, on voit par là que le rapport entre Δ et δ''' 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 :

$$\Delta = 2{,}3\,\frac{A}{n}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

on a comme précédemment : $A = 2\pi R n Q$,

puis $$A = \frac{2\pi R n \times 14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9}$$

alors Δ^3 devient : $$\Delta^3 = 2{,}3\,\frac{2\pi R n \times 14\,\delta'''^3}{32{,}8 \times 9}$$

$$= 0{,}685\,R\,\delta'''^3$$

d'où on déduit : $$\Delta = 0{,}88\,\delta''' \sqrt[3]{R}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

Si nous appliquons les formules (1) et (2) à quelques cas particuliers, nous formons le tableau suivant, qui peut servir également pour les leviers ordinaires à une seule tête.

Tableau des diamètres intérieurs des moyeux et boutons des manivelles pour différentes longueurs.

RAYONS de la manivelle.	DIAMÈTRES du bouton.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS des moyeux pour arbres		RAYONS de la manivelle.	DIAMÈTRES du bouton.	DIAMÈTRES INTÉRIEURS des moyeux pour arbres	
		en fer.	en fonte.			en fer.	en fonte.
c.m.	nombres abstr.	nombres abstr.	nombres abstr.	c.m.	nombres abstr.	nombres abstr.	nombres abstr.
5	1	1,30	1,50	80	1	3,30	3,80
10	1	1,80	1,79	85	1	3,35	3,87
15	1	1,90	2,17	90	1	3,40	3,95
20	1	2,10	2,38	95	1	3,47	4,01
25	1	2,22	2,57	100	1	3,54	4,08
30	1	2,36	2,74	110	1	3,65	4,20
35	1	2,50	2,87	120	1	3,75	4,35
40	1	2,60	3,02	130	1	3,85	4,46
45	1	2,70	3,13	140	1	3,95	4,58
50	1	2,80	3,25	150	1	4,05	4,69
55	1	2,90	3,35	160	1	4,14	4,78
60	1	3,00	3,45	170	1	4,22	4,89
65	1	3,05	3,54	180	1	4,30	4,96
70	1	3,14	3,63	190	1	4,37	5,08
75	1	3,21	3,72	200	1	4,45	5,15

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 mouvements 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 ; de plus, 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 ; quel-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quefois, 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.

La fourchette, qu'emploient encore quelques mécaniciens sans qu'il y ait nécessité, non seulement coûte fort cher, mais encore expose la bielle à se rompre par flexion à l'origine du corps du côté où elle se trouve. Depuis longtemps elle a été abandonnée par les constructeurs habiles pour tous les cas où elle n'est pas indispensable, et réservée seulement pour les petites machines, dans lesquelles la tige du piston est guidée par un support ou tout autre appareil qui rend impossible l'assemblage avec une tête de bielle.

Les têtes des bielles en fer sont tantôt rapportées, tantôt forgées avec le corps. Dans le premier cas, ce sont des chapes, coussinets et clavettes qui les forment; dans le second cas, ce sont des renflements évidés intérieurement pour recevoir des coussinets serrés par une clavette.

Pendant longtemps, on a donné aux bielles des locomotives la forme représentée dans la figure 1 (pl. 5). Ces bielles étaient sujettes au grave inconvénient de casser au point *a*, pour peu qu'il y eût du grippement dans les coussinets des coudes de l'essieu moteur. MM. *Sharp* et *Robert*, de *Manchester*, et, après eux, tous les constructeurs ont substitué à cette disposition vicieuse celle représentée dans la figure 2 qui a donné d'excellents résultats. Depuis, on est allé plus loin; car, si l'on n'avait plus à craindre la casse des bielles, on redoutait encore la chute d'une des clavettes qui peut entraîner, avec elle, celle d'autres parties de la tête, à laquelle elle appartient, et occasionner des accidents. Pour éviter cela, on a substitué des têtes fermées aux chapes mobiles; la figure 3 représente une bielle de ce genre munie de coussinets à la charnière d'assemblage avec la douille de la tige du piston, ce qui, aujourd'hui, ne se fait plus par suite d'une disposition particulière des glissières entre lesquelles se meut la tige du piston.

Les figures 4, 5 et 6 représentent, avec les détails d'une de ses têtes, une bielle de locomotive adoptée par M. *Stephenson*; les chapes sont fermées par des écrous. Cette disposition présente, à notre avis, l'inconvénient de grossir les têtes, sans pour cela les rendre plus solides; en outre, il s'en faut de beaucoup qu'elle soit aussi gracieuse que celle à chape ordinaire et clavettes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 donc 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 diamètres inférieurs à celui du corps, et d'une longueur dépassant peu leur diamètre;

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'un 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 (pages 27 et 28) :

$$P\,\frac{a\,(l-a)}{l}=\frac{R\,\pi\,r^3}{4}$$

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 qui est (page 28) :

$$\frac{R\,a\,b^2}{6}$$

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 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 de 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.

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 (page 29) 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.

Pour la fonte. . . $d=3.2\,Q^{\frac{1}{3}}$

Pour le fer. . . . $d'=3{,}2\left(\frac{9}{14}\,Q\right)^{\frac{1}{3}}=2.76\,Q^{\frac{1}{3}}$

Plus $\frac{1}{8}$ en sus pour l'usé. Dans ces formules on a :

d, d', diamètre des tourillons, en centimètres.

Q, charge réelle sur les deux tourillons de l'arbre en quintaux métriques (100 kil).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 (page 46).

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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fragilité que de la difficulté qu'ils présentent dans l'exécution, lorsqu'ils sont en fer. Ce qui se passe, en ce moment, pour les locomotives, en est la preuve évidente; malgré dix années d'expérience dans la construction des essieux coudés, on préfère revenir à l'emploi des cylindres extérieurs pour s'affranchir de la nécessité de ces pièces.

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*.

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 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.

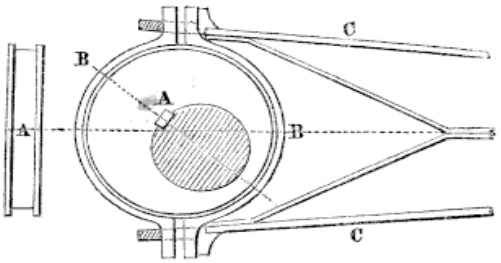
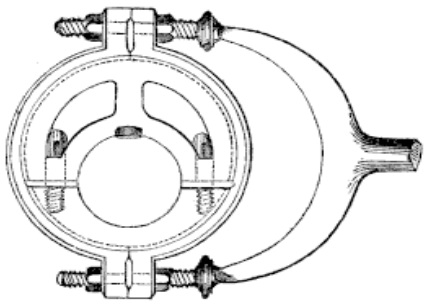


FIG. A.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

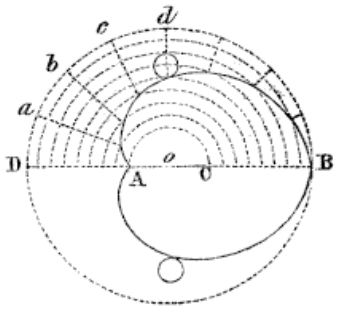
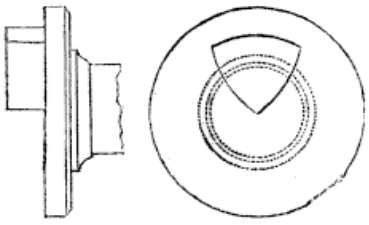


FIG. C.

Soit 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 Oa, Ob, Oc, 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 $\frac{1}{8}$ de CB, pour rayon on décrit une circonférence qui rencontre Oa en un point que l'on marque; puis du même point O, comme centre avec OC plus $\frac{2}{8}$ de CB pour rayon, on en décrit une seconde qui rencontre Ob 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 que pour chaque portion de tour de l'arbre, égale à $\frac{1}{8}$ de deux droits, la pièce douée du mouvement alternatif avance de $\frac{1}{8}$ 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.

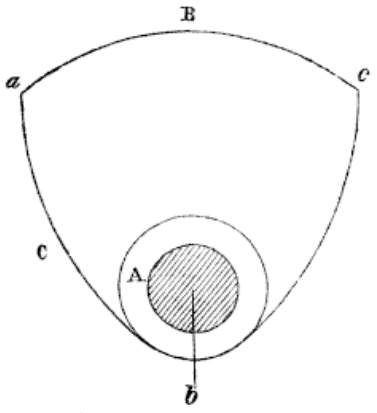


FIG. E.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 secondes, 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.

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 formule suivante :

$$l = \frac{128\,F}{D\,n\,e}$$

Dans laquelle on représente par :

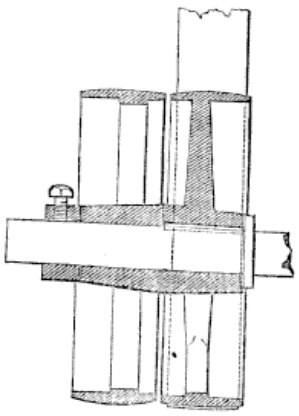


FIG. A

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

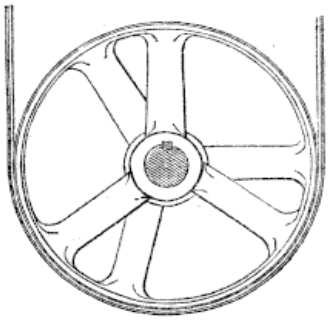


FIG. B.

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.

Si par exemple, on a :

$$F = 16 \text{ chevaux}, \quad D = 1^{m},20, \quad n = 60 \text{ tours}, \quad e = 0^{c.m.},40.$$

Il vient : $$l = \frac{128 \times 16}{1,20 \times 60 \times 0,4} = 71^{c.m.},2.$$

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'une 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.

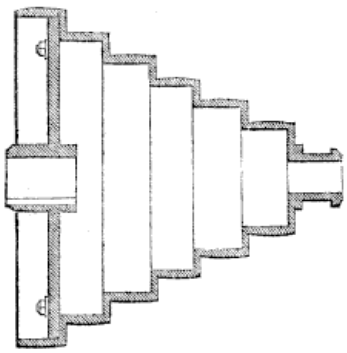


FIG. C.

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 6 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 :

$$h + 5a + h \quad a = 2h + 5a$$
$$h + 4a + h + a = 2h + 5a$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$h + 3a + h + 2a = 2h + 5a$$

donc : $$D_1 + D_6 = D_2 + D_5 = D_4 + D_3$$

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.

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.

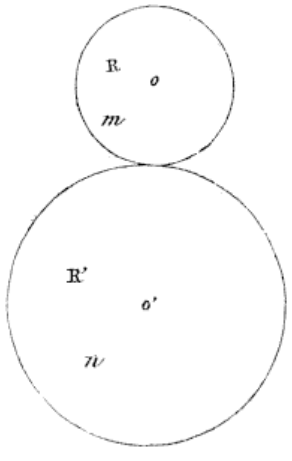


FIG. A.

Soient o et o' (fig. A) les axes de 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 des 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 $R + R'$ une valeur au plus égale $o\,o'$, distance des centres, on obtient une valeur pour R et, de la proportion (1), une autre valeur pour R′.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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.

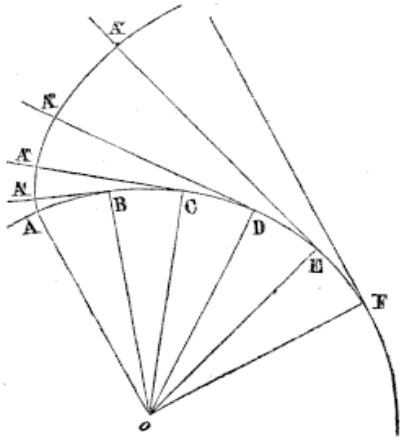


FIG. B.

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.

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 $m : n$.

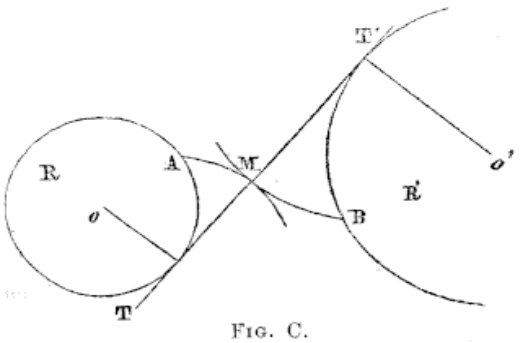


FIG. C.

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, appar-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tenir soit à une développante de la circonférence o, soit 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.

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.

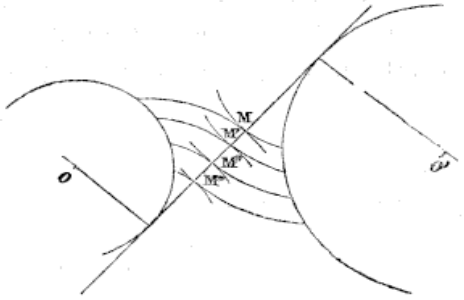


FIG. D.

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.

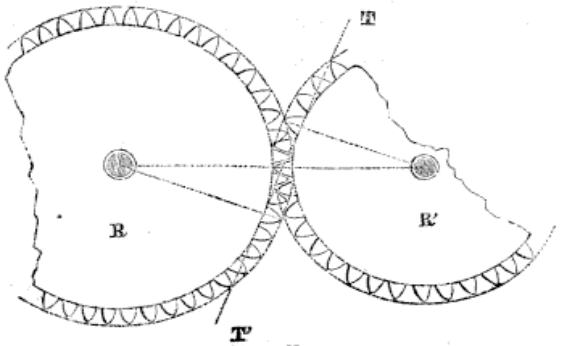


FIG. E.

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;

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 prompte-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment 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 donc 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, 1000 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 :

$$\mathrm{P}\ l = \frac{1000 \times 3}{14 \times 9}\ a\ b^2 = 24\ a\ b^2$$

Résolvant par rapport à b^2 et remplaçant a et l par leurs valeurs en fonction de cette quantité, on obtient enfin :

$$b^2 = \frac{\mathrm{P} \times 1.2\ b}{24 \times 4.5\ b} = \frac{\mathrm{P}}{90}$$

On a trouvé que l'on pouvait, sans inconvénient, augmenter de $\frac{1}{9}$ le dénominateur de l'expression $\frac{\mathrm{P}}{90}$, c'est pourquoi on emploie généralement la formule suivante :

$$b^2 = \frac{\mathrm{P}}{100}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où on tire : $b = 0.1\sqrt{P}$, $l = 0.12\sqrt{P}$, $a = 0.45\sqrt{P}$.

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.

Soient en outre : $ac = 2\,ab$, $ad = 3\,ab$, $ae = 4\,ab$, etc.

Décrivons l'arc de développante aq, 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 :

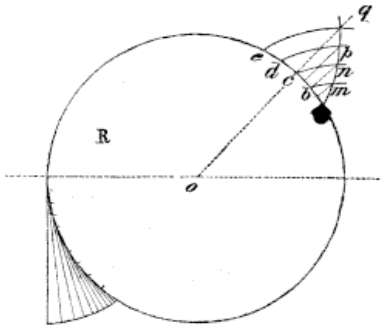


FIG. F.

1° Dent abm	. . . . .	$mm' = 1.250\,ab = \frac{5}{4}\,ab$;
2° Dent acn	. . . . .	$nn' = 1.125\,ac = \frac{9}{8}\,ac$;
3° Dent adp	. . . . .	$pp' = 1.000\,ad = \frac{12}{12}\,ad$;
4° Dent aeq	. . . . .	$qq' = 0.950\,ae = \frac{15}{16}\,ae$.

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 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 $\frac{1}{12}$ du rayon R.

Nous avons déduit de ce résultat le tableau suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des dimensions maxima 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 pour 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 $\frac{13}{12}$ 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 $b = \frac{1}{12}\,\mathrm{R}$, $l = 1.2\ b$, l'épaisseur de la dent, à son extrémité, est égale à environ $\frac{1}{3}\ b$. 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 $\frac{1}{2}\ b$, c'est-à-dire à environ $\frac{2}{3}$ de b.

En admettant le chiffre $\frac{2}{3}\ b$, on trouve que le *pas*, qui se compose d'un vide, plus un plein, est égal à $b + \frac{2}{3}\ b = \frac{5}{3}\ b = 1.66\ b$, ce qui donne pour nombre des dents, en remplaçant b par $\frac{1}{12}\,\mathrm{R}$:

$$\frac{2\,\pi\,\mathrm{R}}{1.666\,\frac{\mathrm{R}}{12}} = 45.$$

D'ou 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 o C, 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 o A, o B sont les axes : si ces deux cônes sont munis de dents égales, en nombres proportionnels aux angles A o C, B o D, 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 $m : n$.

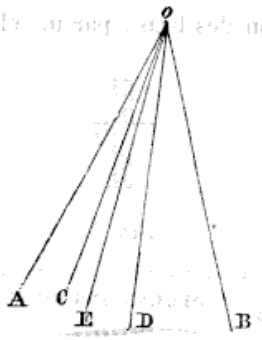


Fig. G.

Lorsqu'au lieu des deux droites o C, o D, on n'en mène qu'une seule o E, 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.

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.

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 :

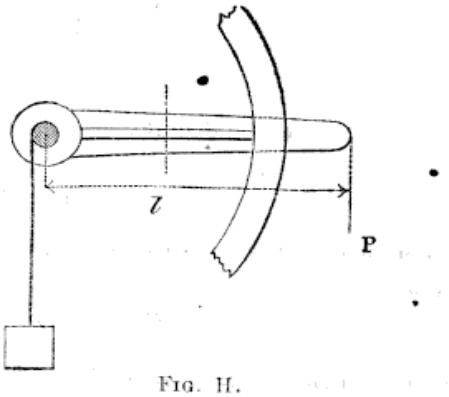


Fig. H.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{P\ l}{n} = \frac{R\ a\ b^2}{6}$$

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 :

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;



Fig. I.

2° Le rayon de la circonférence étant de 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 nervur.		Largeur moyenne des bras.	Épaisseur totale des quatre nervur.
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

3° La largeur des bras au milieu étant 1, celle à l'extrémité du côté du moyeu est $\frac{6}{5}$, et celle à l'extrémité du côté de la jante est $\frac{4}{5}$.

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 : $l = 1^m$, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figures 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 figures 1, 2, 3 et 4, relatives, les premières, aux roues cylindriques, les secondes, aux roues coniques.

Les roues d'engrenage 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 figures 1 et 2 représentent une roue à dents de bois composée de deux parties symétriques.

Les figures 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 figures 7, 8, 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, 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).

Les roues d'engrenage 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 de 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 :

$$\therefore 1 : 1 : 2 : 3 : 4 : 5$$

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 vitesses.

Pour obtenir ces rapports dans les vitesses, il faut avoir les rapports invers 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 :

$0^m.10$, $0^m.20$, $0^m.30$, $0^m.40$, $0^m.50$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Donnant aux dents de chacune des roues construites sur ces diamètres, l'épaisseur maxima qu'elle peut avoir, c'est-à-dire $\frac{1}{24}$ 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	»	»	»	»

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 neuf groupes distincts, savoir : 1° les barreaux de grille, tisarts et 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.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ I. — Barreaux de grille.

Les *barreaux* de grille consistent en une série de barres de fer ou de fonte placées parallèlement et suffisamment espacées pour laisser pénétrer facilement dans le foyer toute la quantité d'air nécessaire à la combustion, sans exposer le combustible à tomber, au travers, en trop gros fragments.

Il résulte de cette définition qu'il existe plusieurs formes de barreaux de grille suivant la nature du combustible à brûler.

Dans les foyers à houille, on emploie des barreaux en fonte dont la forme la plus générale est celle des figures 1, 2 et 3 (pl. 7); ces barreaux sont portés sur des chenets A et B, en fonte également.

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 il 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.

La largeur le plus généralement admise pour les barreaux sont les suivantes, savoir :

Plein.	3 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 considérable que dans les foyers à houille. Dans les locomotives, par exemple, le vide a quelquefois jusqu'à 5 centimètres de large, tandis que le plein n'en a que 2 à 2.5.

Il est bon cependant de ne pas exagérer l'écartement des barreaux pour le coke, parce que cela fait tomber beaucoup de combustible avant qu'il ait été complétement brûlé; nous pensons que 3 centimètres de vide sur 2.5 centimètres de plein sont convenables.

Ces dernières grilles se font quelquefois en fer, mais ce n'est pas bien nécessaire.

§ 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.

La porte est tantôt à un battant (fig. 4 et 5), tantôt à deux battants (fig. 6, 7 et 8).

La plaque du foyer A (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 disposi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tion 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 ménagé 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 poëles.

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 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 ; dans le second, au contraire, le registre exerce un frottement assez fort dans sa coulisse, d'où résulte qu'on ne peut guère l'employer que pour petits appareils.

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.

On emploie pour four à réverbère 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.

CHAPITRE VI.

TUYAUX.

Les tuyaux sont des appareils destinés à la conduite des eaux, des gaz et des vapeurs. Ils se construisent en toute espèce de substances dures, telles que *pierres*, *poteries*, *verres*, *métaux* et *bois*. De ces diverses substances, les métaux seuls ont été employés jusqu'ici exclusivement pour 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 juxta-position au moyen de boulons. La figure 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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*.

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 figures 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 figure 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 conduits 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 vingt 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 figures 15 et 16. L'entrée est tournée; l'emboîture est alésée à 2 diamètres et reçoit un chapeau à trois ou quatre boulons, alésé et tourné, servant à serrer une garniture en chanvre, absolument comme les stuffing-box 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 em-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ploie 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.

Épaisseurs des tuyaux.

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 :

$$e = 0.02\ D + 0{,}01$$

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 :

$$\frac{e}{e'} = \frac{0.02\ D + 0{,}01}{0.018\ D + 0{,}015}$$

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Il serait bien difficile aujourd'hui de modifier ces longueurs qui d'ailleurs sont bonnes; la seule chose 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.

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 (page 38). 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 ainsi 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 2,60		

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 tubulures; *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.

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 ou 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 la plus forte, afin que, la soupape étant fermée, la conséquence de cette pression soit de la maintenir fermée et non de l'ouvrir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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, prescrits par l'ordonnance royale précitée, sont au nombre de cinq, savoir :

Deux soupapes de sûreté; — un manomètre à air libre; — un indicateur du niveau de l'eau; — un flotteur d'alarme.

§ I. — 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 un 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 de cette pression sur un 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 deux 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 :

$$\frac{0,811\ D^2\ (n-1)}{m}$$

Les soupapes de sûreté ont les surfaces annulaires de contact planes et très petites ; l'ordonnance royale exige que leur largeur ne dépasse pas $\frac{1}{30}$ du diamètre intérieur, quand ce dernier est supérieur à 30 millimètres ; pour diamètres au-dessous de 30 millimètres, la largeur peut être de 1 millimètre. 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 elles 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Appliquée aux cas de surfaces de chauffe et de pression qui se présentent le plus fréquemment, elle donne la table suivante :

Tableau pour régler les diamètres des orifices des soupapes de sûreté.

SURFACES de chauffe des chaudièr.	NUMÉROS DES TIMBRES INDIQUANT LES TENSIONS DE LA VAPEUR.									
	1 1/2 atmosphèr.	2 atmosphèr.	2 1/2 atmosph.	3 atmosph.	3 1/2 atmosph.	4 atmosph.	4 1/2 atmosph.	5 atmosph.	5 1/2 atmosph.	6 atmosph.
mét. 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	3,211	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	7,633	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	8,439	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	8,996	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	9,349	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'ils 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 incon-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vénient grave, qui ne peut être que momentané, mais sur lequel nous appelons néanmoins la sérieuse attention de messieurs les mécaniciens, chaudronniers et propriétaires de machines, savoir :

La presque totalité des soupapes, dont les poids et surfaces annulaires de contact ont été régularisées, lèvent sous une pression d'environ un demi 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 de poids très considérables, 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 qu'elle 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.

§ II. — Manomètres.

Les manomètres sont des appareils destinés à accuser la pression intérieure des chaudières. Ils sont de deux espèces, savoir : les *manomètres à air comprimé* et les *manomètres à air libre*.

Les premiers, exclusivement employés autrefois pour chaudières dites *à haute pression*, sont aujourd'hui complétement abandonnés, tant à cause du peu de soin avec lequel ils étaient exécutés, que par suite de la facilité avec laquelle ils se dérangent et cessent de donner des indications exactes; nous n'en parlerons pas.

Les seconds, exclusivement employés autrefois pour chaudières dites *à basse pression*, le sont aujourd'hui pour toutes les chaudières, quelle que soit la pression intérieure, bien que l'ordonnance royale du 22 mai 1843 ne les prescrive que pour pressions ne dépassant pas cinq atmosphères.

Ils consistent généralement en un long tube de verre (pl. 7, fig. 20 et 21) ouvert à ses deux extrémités, plongeant dans une cuvette, fermée par un stuffing-box et remplie de mercure; la partie supérieure de cette cuvette se trouvant en communication avec la chaudière, le mercure s'élève dans le tube à autant de fois $0^m,76$, au-dessus du niveau dans la cuvette, qu'il y a d'atmosphères de pression dans la chaudière.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ces manomètres, dont les indications sont de la plus parfaite exactitude, présentent dans l'usage quelques inconvénients qui ont donné lieu à plusieurs perfectionnements remarquables; malheureusement, tous ces perfectionnements laissent à désirer précisément là où les premiers ne sont jamais en défaut, d'où résulte que, tout bien considéré, les premiers sont encore les meilleurs.

Les inconvénients que présentent les manomètres à air libre à colonne en cristal sont les suivants, savoir :

1° La lecture en est très difficile, attendu que, par économie, les constructeurs font la colonne de mercure d'un très petit diamètre, et que, de plus, ils ne sont pas toujours dans un endroit clair; en outre, le mercure est quelquefois amalgamé d'étain et s'attache au verre, ou bien il entraîne avec lui de la rouille produite par le contact de l'eau avec le tube en fer qui l'amène à la cuvette, et dépose à l'intérieur du tube une crasse qui ne permet pas de découvrir immédiatement son niveau.

2° Les tubes en cristal sont excessivement casuels;

3° Ils exigent une hauteur de plafond assez considérable, surtout pour fortes pressions, et souvent le local de la chaudière est peu élevé.

Pour obvier à ces divers inconvénients, on a imaginé les modifications suivantes, savoir :

1° *Manomètre à flotteur*. Ce manomètre (fig. 22) se compose d'un tube, entièrement en fer et complétement courbé de manière à former deux branches verticales et parallèles. L'une des extrémités correspond avec la chaudière, l'autre est ouverte à l'air libre; en outre le tube est rempli de mercure jusqu'à une hauteur suffisante A B.

Quand la vapeur vient à agir sur la portion de la colonne avec laquelle elle communique, il y a abaissement du niveau d'un côté et élévation de l'autre; il s'établit ainsi une différence de hauteur, entre les colonnes, égale à la pression effective. Comme le tube est en fer, la hauteur du mercure dans la branche ouverte est indiquée par le contre-poids d'un flotteur suspendu dans le tube à l'extrémité d'un fil passé dans la gorge d'une poulie. Cette poulie est ou doit être très mobile, afin que le flotteur suive exactement les oscillations du mercure.

Ce manomètre présente deux avantages, savoir : l'échelle des indications est réduite de moitié; le tube n'est plus exposé à se casser. Cependant nous sommes loin de le trouver bon, attendu que la plupart du temps le flotteur reste en route, ou bien la ficelle se casse, se brouille, ou s'accroche dans les vêtements; s'il se perd un peu de mercure les indications sont fausses, etc.; nous n'en finirions pas si nous voulions tout relater.

2° *Manomètre Desbordes*. Ce manomètre (fig. 26) est, comme le précédent, un tube en fer à deux branches recourbé inférieurement; il en diffère en ce que, au lieu d'être du même diamètre que l'autre branche sur toute sa longueur, la branche, qui communique avec l'air, est d'un diamètre trois fois plus grand, à partir de la ligne du niveau correspondant aux pressions égales de part et d'autre. Il résulte de là que, quand la pression de la vapeur se manifeste, l'élévation du mercure, dans le gros tube, est à sa descente, dans le petit, en raison inverse de leurs sections; si, par exemple, les sections sont entre elles comme 1 : 9, la hauteur dont monte le mercure dans le gros tube est le neuvième de celle dont il descend dans le petit; de plus, si H est la différence de niveau, h et h' les descente et montée par rapport au zéro de la division, on a :

$$h + h' = H$$

On avait déjà $\qquad h = 9\,h'$

On déduit de ces deux équations $\qquad h' = 0.1\ H$

$$h = 0{,}9\ H$$

c'est-à-dire que, pour diamètres dans le rapport de 1 à 3, chaque atmosphère de pression correspond à une hauteur de 76 millimètres dans le gros tube, ou au dixième de l'échelle ordinaire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le gros tube de M. Desbordes est en cristal, ce qui évite l'emploi du flotteur ; il présente bien l'inconvénient de se salir promptement par suite de sa trop grande proximité du tube en fer, dont le mercure amène constamment la rouille ; mais il est facile à nettoyer.

Ce manomètre présente, sur le précédent, l'avantage de laisser voir le niveau du mercure dans le gros tube ; mais, comme le précédent, il est sujet à de fausses indications s'il se perd la moindre quantité de mercure.

De plus, à raison de ses deux diamètres, il ne peut être gradué exactement que sur un étalon ; or, à notre avis, tout manomètre qui exige cette formalité ne vaut pas mieux que le manomètre à air comprimé, par ce fait seul que le plus souvent les fabricants s'en dispensent ; c'est pourquoi nous pensons que, tant que l'inventeur aura le monopole de ce manomètre, ses appareils seront toujours parfaitement gradués ; mais il n'en sera certainement pas de même plus tard, et il pourra se confectionner des appareils de ce genre offrant des causes d'erreurs aussi notables que les manomètres à air comprimé, tandis que le manomètre ordinaire à tube en cristal, quelque négligence que l'on apporte dans son exécution, ne peut pas ne pas indiquer exactement la pression.

3° *Manomètre Decoudun*. Ce manomètre (pl. 9, fig. 1, 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 76 millimètres.

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.

4° *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 (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 à 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 en tient compte, une erreur de $\frac{1}{15,5}$ d'atmosphère par atmosphère.

Du reste, les manomètres de M. Richard présentent tous les avantages que l'on peut désirer dans la pratique. Ils ne sont pas sujets à la casse ; ils sont d'une lecture facile ; ils tiennent peu de place ; aussi l'administration s'est-elle empressée d'en prescrire l'usage pour locomotives.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ III. — Indicateurs du niveau de l'eau.

Les indicateurs du niveau de l'eau des chaudières sont de trois espèces, savoir : les flotteurs, les tubes en verre et les robinets.

Nous dirons peu de mots de ces appareils bien connus.

Les FLOTTEURS (pl. 9, fig. 5) sont généralement à contre-poids; ils consistent en une pierre suspendue à un fil de cuivre, passant par un stuffing-box, et situé à l'extrémité d'un petit balancier dont l'autre extrémité porte un contre-poids; pour qu'ils fonctionnent bien, il est bon que l'équilibre entre la pierre et le contre-poids corresponde à une ligne de flottaison située aux trois quarts de la hauteur de la pierre.

Les TUBES EN VERRE (fig. 6 et 7) sont peu employés pour chaudières cylindriques à deux bouilleurs; ils conviennent particulièrement pour chaudières à faces antérieures planes, telles que chaudières de locomotives ou de bateaux; on en emploie aussi beaucoup pour petites chaudières cylindriques verticales, dont la partie supérieure est trop petite pour supporter un flotteur en sus des autres appareils qui sont exigés.

Les ROBINETS sont de deux espèces, savoir : les robinets pour faces latérales et les robinets pour partie supérieure des chaudières.

Les premiers sont plus souvent des robinets ordinaires de la forme représentée dans les figures 8 et 9.

En Angleterre, on leur substitue fréquemment la petite soupape représentée dans les figures 10 et 11. Pour 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 cinq centimètres au dessus du niveau normal de l'eau, l'autre se termine à cinq 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. — Flotteurs d'alarme.

On donne le nom de flotteurs d'alarme à des appareils destinés à prévenir d'une manière bruyante quand le niveau de l'eau, dans la chaudière, est au point le plus bas qu'il puisse atteindre sans risquer d'occasionner une explosion.

Ce sont, en général, des flotteurs ordinaires à contre-poids, dont le stuffing-box a été remplacé par un sifflet. Ils sont de deux espèces, savoir : les flotteurs à contre-poids intérieur (pl. 8, fig. 2, 3, 4); les flotteurs à contre-poids extérieur (fig. 5, 6).

Les premiers présentent l'inconvénient de ne pouvoir être réglés, vérifiés, ni réparés facilement, attendu que tout l'appareil est à l'intérieur de la chaudière; de plus, ils se recouvrent promptement de tartre, qui finit par les empêcher de fonctionner. Les seconds, au contraire, que nous avons proposés les premiers, ne sont autres que des flotteurs ordinaires dans lesquels on a remplacé le stuffing-box par un sifflet; leur réparation est des plus faciles, et il suffit de mettre le pied sur le balancier pour s'assurer qu'ils fonctionnent bien; aussi sont-ils généralement préférés.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 précédents; les figures 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 figure 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 d'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 MN, ou seulement l'une d'elle, 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 AC, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 y 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 figure 4 *ter* à celle de la figure 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 applanis 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 celles 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 susnommées.

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 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 inté-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rieur du tiroir est égale à trois largeur 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 que, au dessus de trente 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 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,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 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 figures 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°. C'est le même que celui de la figure 7 *bis*; il a été copié sur la distribution d'une machine locomotive de MM. Sharp et Robert.

Les figures 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 figure 7, et l'introduction ne commencerait que quand la manivelle aurait parcouru 25°, ce qui correspondrait à l'introduction d'un volume subit de vapeur perdue. Si, au contraire, on considérait la position du tiroir de la figure 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 figure 9 serait la même pour la manivelle dans la position opposée à celle de la figure 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° à l'excentrique et à un recouvrement égal, 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 figure 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 ferment 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 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 CD, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, et l'introduction est fermée; quand le tiroir A reprend son mouvement en sens contraire, 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, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 et 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 chanvre, 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 soufflerieà 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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figure 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 :

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 que, 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.

§ I. — 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 figures 5, 6, 7, 8, 9, 10 (pl. 10). En effet, on voit (fig. 8) que, l'excentrique étant au milieu de sa course, il lui suffit (fig. 10) d'avancer de 25° 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° jusqu'à 155°, c'est-à-dire pendant 130°, la lumière 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 figure 12 (pl. 10) et la figure 6 (pl. 11) représentent la série des diverses pièces qu'il faut employer

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour transmettre le mouvement à un tiroir de machine dite à balancier ; c'est un des cas les plus compliqués ; dans les figures 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 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 lorsque 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, ça 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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.

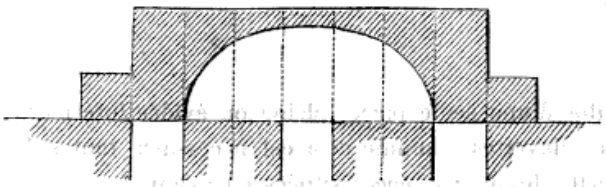


FIG. A.

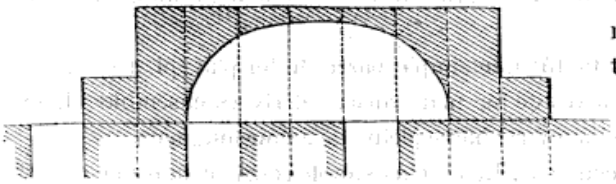


FIG. B.

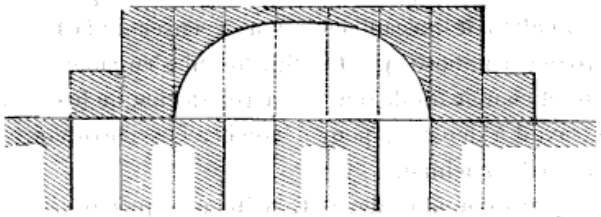


FIG. C.

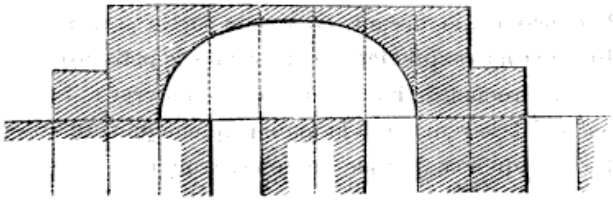


FIG. D.

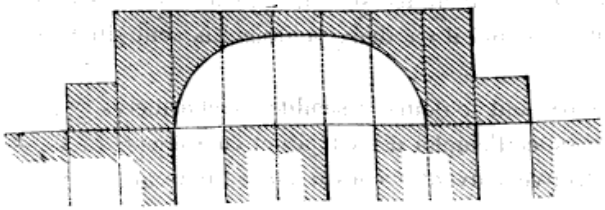


FIG. E.

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).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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.

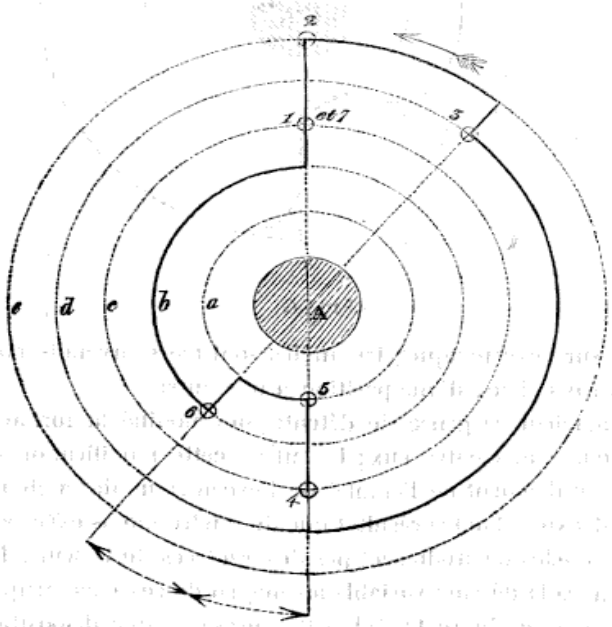


FIG. F.

Soit, par exemple, A (fig. F) l'arbre moteur ; nous décrivons autour de cet arbre une première circon-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

férence 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 lumières, 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 jusqu'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.

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 du

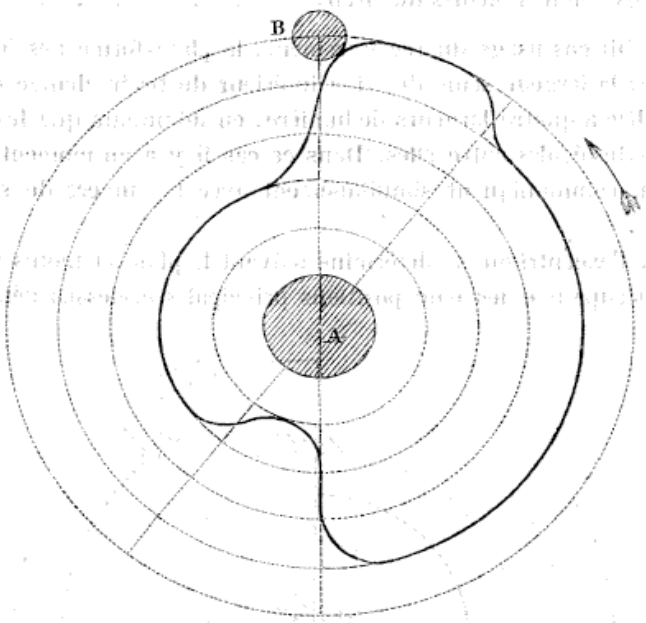


FIG. G.

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 figure 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ 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 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 lesquelles 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 suspendus 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-la à double effet et à soupapes.

En principe, l'action des contre-poids 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la soupape d'exhaustion du bas ; B, bielle de la soupape d'introduction 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 figure 8 représente sur une échelle de $\frac{1}{50}$, un mouvement de soupapes à déclic par règle, pour machine de 500 chevaux, à double effet, sans détente.

Déclics à chiens.

Les figures 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 figures 1, 2 et 3 (pl. 12) représentent, sur une échelle de $\frac{1}{50}$, 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 figure 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 succinctement 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.*

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 : $F = \frac{P\,r}{l}$ . . . . . (1)

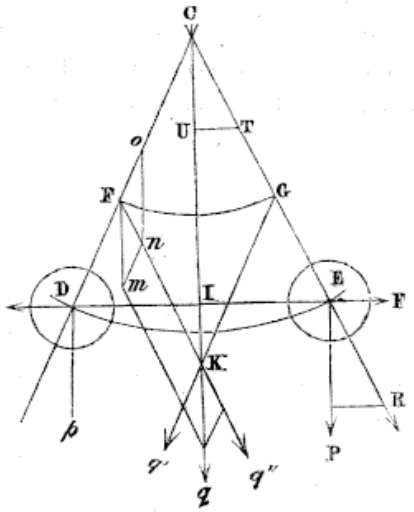


FIG. A.

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 :

$$F = \frac{P}{g\,r} \times \frac{4\,\pi^2\,r^2}{t^2} = \frac{P}{g} \times \frac{4\,\pi^2\,r}{t^2} \quad . . . . . (2)$$

Comparant entre elles les deux équations (1) et (2), nous en déduisons :

$$\frac{P\,r}{t} = \frac{P}{g} \times \frac{4\,\pi^2\,r}{t^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

D'où : $$\frac{1}{l} = \frac{1}{g} \times \frac{4\pi^2}{t^2}$$

$$g t^2 = 4\pi^2 l$$

et $$t = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

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 :

$$n : \mathrm{N} :: \sqrt{\mathrm{L}} : \sqrt{l}$$

D'où : $$n = \frac{\mathrm{N}\sqrt{\mathrm{L}}}{\sqrt{l}}$$

Et pour le pendule conique : $$n' = \frac{\mathrm{N}\sqrt{\mathrm{L}}}{2\sqrt{l}}$$

Pour le pendule à seconde, on a : $\mathrm{L} = 0^{\mathrm{m}},99384$

$\mathrm{N} = 60$ 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'application de ces forces en F et en G.

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 :

$$\mathrm{F}\,m = q.$$

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 :

$$p : q :: \mathrm{FC} : \mathrm{FD}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$p = q \frac{\mathrm{F\,C}}{\mathrm{F\,D}}$$

p s'ajoute donc à P, mais n'influe en rien sur la masse qui produit la force centrifuge.

L'équation (1) devient :

$$\mathrm{F}' = \frac{(\mathrm{P}+p)\,r}{l}$$

et comme on a :

$$\mathrm{F}' = \frac{m\,v'^2}{r}$$

on obtient :

$$\frac{(\mathrm{P}+p)\,r}{l} = \frac{m\,v'^2}{r}$$

remplaçant m par $\frac{\mathrm{P}}{g}$, et v'^2 par $\frac{4\,\pi^2\,r^2}{t'^2}$, il vient :

$$\frac{(\mathrm{P}+p)\,r}{l} = \frac{\mathrm{P}}{g} \times \frac{4\,\pi^2\,r^2}{t'^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

d'où :

$$t' = \sqrt{\frac{\mathrm{P}}{\mathrm{P}+p}} \times 2\,\pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

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 :

$$\frac{\mathrm{P}+p}{l}\,r = \frac{\mathrm{P}\,r}{g}\,v''^2$$

d'où : $$\mathrm{P}+p = \frac{l\,\mathrm{P}\,v''^2}{g}$$

et $$\mathrm{P} = \frac{p\,g}{l\,v''^2 - g}$$

v'' est la vitesse angulaire.

Pour déterminer v'', soit V la vitesse de régime du point T, et soit posé :

$$v'' = \frac{(m+1)\,\mathrm{V}}{m}$$

m étant au nombre entier positif; il vient alors, pour expression du poids des boules :

$$\mathrm{P} = \frac{p\,g}{l\,\frac{(m+1)^2}{m^2}\,\mathrm{V}^2 - g}$$

La valeur de V se détermine de la manière suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

$$P = p \frac{g}{l \frac{(m+1)^2}{m^2} \frac{\pi^2 n'^2}{900} - g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

Dans cette équation, tout est connu, excepté P.

Soit pour exemple :

$$l = 0^m,50$$
$$p = 2/3\ q$$
$$q = 5 \text{ kil.}$$
$$n' = \frac{29,88}{\sqrt{0,50}} = 42 \text{ tours.}$$
$$g = 9,81$$
$$\pi = 3,1416$$
$$m = 10$$

il vient : $$P = \frac{2}{3} \times 5 \frac{9,81}{0,5 \times \frac{121}{100} \times \frac{(3,14)^2 \times (42)^2}{900} - 9,81} = 17^{kil.},400$$

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 employé 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 préférer 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 M. 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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 se 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

On distingue trois espèces de pistons, savoir : les *pistons à vapeur*; — les *pistons à eau*; — les *pistons à air*.

§ I. — 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figures 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 figures 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 figures 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 figures 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 figures 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 figures 11 et 12 représentent un système de piston à garniture annulaire, composée de deux 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 figures 7 et 8 qui, dans ce cas, serait trop lourde et peut-être insuffisante.

Les figures 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les figures 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 embouti et serrée par un écrou annulaire, et le clapet en cuir et tôle assemblés à vis. On emploie également la disposition représentée dans les figures 21, 22, 23, 24 (pl. 13), 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 dans les figures 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 figures 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 tôle 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 figures 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. — Pistons à air.

Les figures 13, 14, 15, 16, 17 (pl. 13) représentent en détail le système de piston le plus généralement 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 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 embouti 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 deux ou trois millimètres, dont la surface convexe est sillonnée de canelures 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.

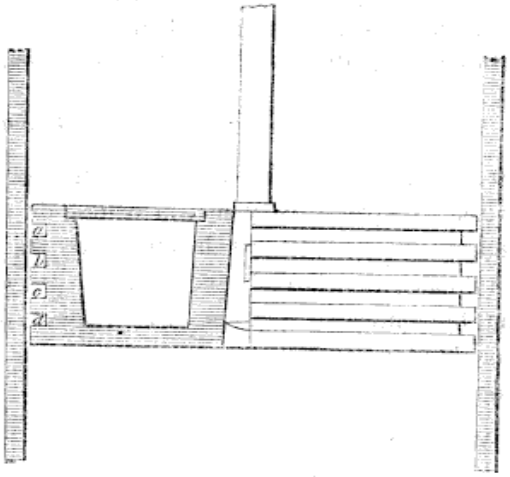


FIG. A.

Il résulte de là que l'air, infiltré dans la canelure *a*, réagit successivement sur les canelures *b*, *c*, *d*, avec une force sans cesse décroissante, qui peut devenir nulle si le nombre des canelures est suffisant. Donc, théoriquement, *le nombre des canelures 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 $3^{m},00$ 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 peu connu. Nous sommes étonnés, pour notre part, que M. Cavé, qui a exécuté la machine pneumatique du 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 canelures 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 111), *la résistance moyenne étant déterminée*, de proportionner la puissance aux variations

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 arbre 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 dépensé et absorbé à chaque instant.

Théorie du volant.

Soit 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 $q \times o\ m$;

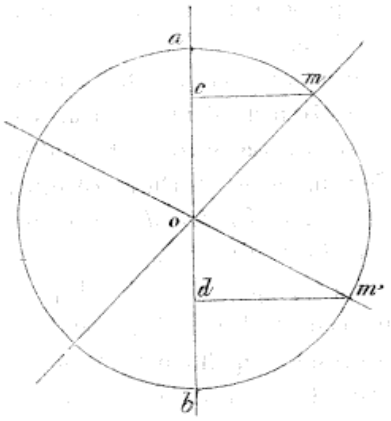


FIG. A.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

$$1^{o} \quad p \times m\,c = q \times o\,m$$
$$2^{o} \quad p' \times m'\,d = q' \times o\,m$$

Si la puissance et la résistance sont constantes, $p = p'$, $q = q'$, et $p \times m\,c = p' \times m'\,d$, c'est-à-dire $m\,c = m'\,d$, 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 :

$$\frac{P}{g}\,v^{2}$$

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\

Substituant pour π et g leurs valeurs, et effectuant les calculs, nous obtenons :

$$T_m = 0{,}00222 \frac{P\ R^2\ m^2}{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (2).$$

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 :

$$P = \frac{450\ n}{R^2\ m^2} T_m. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ (3).$$

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.

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 figures 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 le bras et la jante, munis tous deux d'oreilles à cet effet.

La figure 3 représente une vue de face des oreilles ménagées dans les bras, et la figure 4 une vue, également de face, des oreilles ajoutées à la jante.

Les figures 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figures 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 figures 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.

LIVRE SECOND.

Composition des Parties des Machines à vapeur.

Si l'on considère, chacune isolément, les diverses fonctions que doivent remplir les machines à vapeur, pour constituer un appareil complet, on trouve qu'elles se divisent 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 ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Une *cheminée,* par laquelle a lieu le dégagement des gaz provenant de la combustion.

Avant de nous livrer à un examen spécial de chacun de ces appareils, nous croyons devoir entrer dans quelques détails sur la théorie de la combustion.

THÉORIE DE LA COMBUSTION.

Considérée sous le point de vue chimique, la combustion est le résultat de la réaction de l'*oxygène* sur certains corps simples. Elle consiste dans une élévation plus ou moins considérable de la température et dans une production de lumière plus ou moins intense aux points où a lieu la réaction.

Quand on utilise la combustion pour le chauffage, les corps qui sont les plus propres à être employés sont ceux que l'oxygène attaque le plus facilement.

Parmi ces derniers, il en est qui, pour des quantités égales de chaleur développée, à poids égal, coûtent plus cher les uns que les autres; les différences de prix de revient sont mêmes tellement considérables que le nombre de ceux adoptés dans les arts se réduit à *un*, le *carbone,* principal composant des matières organiques, qui donne, par son oxydation, de l'acide carbonique, gazeux jusqu'à des température bien au dessous de zéro.

100 parties en poids d'acide carbonique contenant :

Carbone.	27.36
Oxygène.	72.64
	100.00

la quantité d'oxygène nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone est donnée par la proportion :

$$27.36 : 72.64 :: 1 : x = 2^{k},655.$$

L'oxygène s'extrait de l'air, dont il constitue les vingt et un centièmes, le reste étant occupé par l'*azote,* gaz simple incapable d'entrer en combinaison autrement qu'à l'état naissant. Le produit de la combustion, en supposant que tout l'oxygène a été absorbé, est un mélange d'acide carbonique et d'azote.

Un mètre cube d'air à 0°, sous la pression de $0^{m},76$ de mercure, pèse $1^{k},3$.

Un mètre cube d'oxygène, dans les mêmes circonstances de température et de pression, pèse $1.1057 \times 1.3 = 1^{k},437$.

Le poids d'oxygène nécessaire à la combustion de 1 kilog. de carbone étant $2^{k},655$, le volume de cet oxygène à 0°, sous la pression $0^{m},76$ de mercure, s'obtient en posant la proportion :

$$1^{k},437 : 1^{m.c.} :: 2.655 : x = \frac{2.655}{1.437} = 1^{m.c.},85$$

Le nombre de mètres cubes d'air pesant $1^{k},3$ nécessaires à la combustion de 1 kilog. de carbone, s'obtient en posant la proportion :

$$0.21 \text{ oxyg. } : 1 \text{ air } :: 1.85 \text{ oxyg. } : x \text{ air.}$$

d'où :

$$x = \frac{1.85}{0.21} = 8^{m.c.},810$$

Un mètre cube d'acide carbonique pèse $1.5245 \times 1^{k},3 = 1^{k},982$ à 0°, sous la pression $0^{m},76$ de mercure. Il contient 72.64 pour 100 d'oxygène, donc $1.982 \times 0.7264 = 1^{k},437$, poids qui est précisément celui du mètre cube de ce gaz.

On conclut de là que, chimiquement, il n'y a pas augmentation de volume par la combustion du carbone.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'unité de chaleur étant la quantité de chaleur nécessaire pour élever un kilogramme d'eau de 1 degré, un kilogramme de carbone pur émet, en brûlant, 7800 unités de chaleur; du moins on le suppose, d'après les expériences qui ont été faites à ce sujet par M. Despretz.

Suivant la composition des combustibles au moyen desquels s'opère la combustion, ce nombre varie considérablement, comme l'atteste le tableau ci-dessous relatif aux principaux combustibles employés dans les arts et classés par ordre de puissance calorifique :

	Puissance calorifique de 1 kilogramme.
Houille.	7500 unités de chaleur.
Charbon de bois.	7000 *idem.*
Coke, charbon de houille.	6000 *idem.*
Charbon de tourbe.	5800 *idem.*
Tourbe.	4800 *idem.*
Bois sec.	3600 *idem.*

Parmi ces six substances, trois brûlent complétement, ce sont : le *charbon de bois*, le *coke* et le *charbon de tourbe*; les trois autres dégagent de la fumée ou mélange de carbone, en poussière excessivement fine, avec divers produits hydrogénés provenant d'huiles essentielles contenues dans le combustible, susceptibles d'être brûlées aussi, mais à certaines conditions qu'on ne peut toujours remplir.

Les prix de revient de 1000 unités de chaleur produite par ces différents combustibles, sont, en moyenne, à Paris :

Houille.	0fr.,0072
Coke.	0 ,0097
Bois.	0 ,0170
Charbon de bois.	0 ,0260

La quantité d'air lancé dans les foyers, par kilogramme de carbone brûlé, n'est jamais la même que celle théoriquement nécessaire pour produire sa combustion; elle est beaucoup plus grande, par la raison que l'oxygène étant très disséminé dans l'air, ne peut être absorbé complétement dans son passage à travers le combustible.

D'après les quelques expériences qui ont été faites à ce sujet, la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone, ne dépasserait pas 25 mètres cubes, et est en général de 18 mètres cubes pesant 23 kilog. Mais il n'y a rien de positif dans cette donnée, en ce qu'elle varie suivant les formes et dimensions des foyers [1].

[1] Les appareils où des expériences sur cette matière seraient le plus faciles à faire, sont les chaudières de *locomotives*, parce que les dimensions et formes de ces dernières sont à peu près constantes. Il est probable que pour des vitesses différentes imprimées à l'air, on obtiendrait des résultats différents, non seulement sur la *quantité d'air employé*, mais encore sur sa *température* à la sortie du foyer, deux renseignements indispensables à la détermination du maximum d'effet utile que l'on peut retirer de 1 kilogramme de carbone brûlé.

En effet, tout le monde sait que pour activer la combustion, il faut renouveler plus souvent les surfaces en contact, c'est-à-dire accélérer la vitesse de l'air qui traverse le combustible; ce fait découle naturellement du phénomène chimique qui se passe dans la combustion. Un autre fait non moins important, et que tout le monde connaît aussi, c'est que l'activité de la combustion, qui amène nécessairement une augmentation de chaleur produite dans un temps donné, engendre un accroissement de température. Or, cet accroissement de température ne peut être attribué qu'à l'une des trois causes suivantes :

1° *Ou la quantité d'air, nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone, restant constante, quelle que soit sa vitesse, la quantité de chaleur emportée par lui hors du foyer, est en raison inverse de cette vitesse.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Considérée sous le point de vue physique, la combustion est une production continue de chaleur, résultant du contact d'un corps embrasé avec un *courant* d'air pur.

Ce courant d'air peut être produit de deux manières différentes.

1° Par un procédé mécanique qui consiste soit à *souffler* de l'air sur le combustible, soit à *aspirer* de l'air en le forçant à passer au travers des matières en combustion.

2° Par un procédé physique appelé *tirage*, basé sur la propriété qu'ont les gaz échauffés de se dilater, et agissant par aspiration comme dans le second procédé mécanique.

Ces deux moyens d'alimenter la combustion ont été employés de tout temps, mais généralement pour satisfaire à des conditions différentes. Ainsi, le soufflage ou *inspiration* s'emploie spécialement pour activer la combustion, et l'*aspiration* pour l'entretenir.

Aujourd'hui que les puissances mécaniques sont faciles à se procurer partout où il y a production de chaleur, nous croyons devoir résoudre le problème de l'alimentation de la combustion par la solution des deux questions suivantes :

1° *Quel est le travail à dépenser pour brûler un kilogramme de carbone dans un temps donné?*

2° *Y a-t-il plus d'économie à produire ce travail en renouvelant l'air par inspiration qu'en le renouvelant par aspiration?*

1° TRAVAIL NÉCESSAIRE POUR PRODUIRE LA COMBUSTION DE 1 KILOGRAMME DE CARBONE DANS UN TEMPS DONNÉ.

Nous avons dit que la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone variait entre 18 et 25 mètres cubes. Nous avons dit également que l'on ignorait si cette quantité était constante, quelle que soit la rapidité avec laquelle s'opère la combustion.

Soit A B C D (fig. A) un cylindre indéfini dans lequel se meut un piston P fixé à l'extrémité d'une tige.

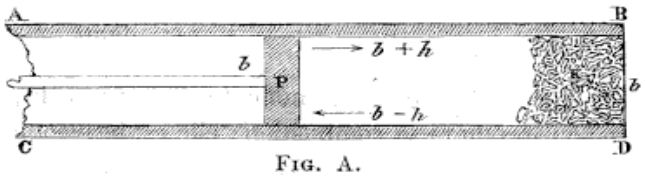


FIG. A.

Soit F un foyer rempli de combustible embrasé, formant l'une des extrémités du cylindre ABCD. L'espace compris entre le piston P et le foyer F est rempli d'air non brûlé.

2° *Ou la quantité de chaleur absorbée par l'air restant constante, quelle que soit sa vitesse, la quantité d'air consommée par 1 kilogramme de carbone, est en raison inverse de cette vitesse.*

3° *Ou la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone ainsi que la quantité de chaleur absorbée par cet air étant quelconques, la vitesse de transmission, du calorique produit, aux surfaces environnantes, croît dans une moindre proportion que ce calorique.*

Il est probable que les trois effets ont lieu en même temps, c'est-à-dire que la chaleur emportée par l'air est d'autant moindre que la vitesse est plus grande, parce qu'il a moins de temps pour s'échauffer; que la quantité d'air employé à la combustion de 1 kilogramme est moindre aussi, parce que, la température étant plus élevée, l'affinité des deux corps simples l'un pour l'autre est plus grande; qu'enfin, la faculté conductrice des métaux étant, d'après la loi de Newton, proportionnelle à la différence des températures des milieux environnants, la quantité de chaleur transmise, dans un temps donné, par la surface du vase chauffé au liquide qu'il renferme, n'augmente que quand la température du foyer a d'abord augmenté.

Il résulte de là que l'on doit produire la combustion avec le plus d'activité possible, pour avoir le plus de chaleur possible utilisée par rayonnement du combustible brûlant. C'est, par conséquent, à absorber le plus possible de chaleur rayonnante que l'on doit tendre, car celle emportée par l'air hors du foyer n'est que très imparfaitement communiquée aux surfaces qu'on lui fait lécher dans son passage à travers les canaux de circulation.

Mais, de l'accroissement de vitesse imprimée à l'air, résulte augmentation de travail à dépenser pour produire cette vitesse. Il y a une limite à déterminer; c'est ce qui ne peut se faire que par expérience. (Voir *Théorie des cheminées.*)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le cylindre étant indéfini, nous pouvons supposer que le piston se meut indéfiniment, soit en partant du foyer et allant sans cesse en 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

$$b - (b - h) = h$$

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 un 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 :

$$V = V' \frac{P}{P'} \times \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \times \frac{(1 + a\,t)}{(1 + a\,t')}$$

a étant le coefficient de dilatation des gaz, et égal à 0,00366.

Faisant dans cette formule :

$$V' = 1^{m.c.}00$$
$$P' = 1^{k}30$$
$$\varepsilon' = b$$
$$\varepsilon = b \pm h$$
$$t' = 0^{o}$$

Nous obtenons :

$$V = \frac{P}{1.3} \times \frac{b}{b \pm h}(1 + a\,t). \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

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 :

$$S \times v \times T \times h \times 13590,$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

$$T_m = \frac{P}{1,3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + a t) h \times 13590. \quad (2)$$

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 inspiration :

$$T''_m = \frac{P}{1,3} \times \frac{b}{b + h} (1 + a t) h \times 13590.$$

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.

Lorsque le tirage a lieu par inspiration, t est la température de l'air extérieur.

Si on veut avoir le travail par seconde, afin de pouvoir l'exprimer en chevaux, il suffit de diviser cette valeur de T_m par T, temps employé, ce qui donne :

$$\frac{T_m}{T} = \frac{P}{1,3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + a t) \frac{h}{T} 13590$$

P varie entre 20 et 25 kilogrammes, dans les foyers bien construits.

b est généralement égal à $0^m,76$.

t est 10° en moyenne pour le tirage par inspiration, et varie entre 200 et 400° pour le tirage par aspiration.

h est une quantité qui se détermine par expérience; elle dépend du frottement de l'air à travers le combustible. Ce frottement est d'autant plus considérable que :

1° Le combustible est plus serré;

2° La vitesse de l'air est plus considérable;

3° L'épaisseur du combustible est plus grande.

Or, voici ce qui a lieu généralement :

Dans les foyers ordinaires, où l'on brûle de la houille, on donne à la surface de la grille environ $0^{m.q.},15$ pour chaque 10 kilogrammes de houille brûlés par heure.

Dans les locomotives où l'on brûle du coke, on donne à la surface de la grille $0^{m.q.},02$ par chaque 10 kilogrammes de coke brûlés par heure.

L'épaisseur de la houille sur la grille est de $0^m,08$; celle du coke environ $0^m,60$.

Si nous faisons les produits des surfaces de grilles par les hauteurs du combustible, nous obtenons les volumes accordés dans les foyers aux mêmes quantités de combustible brulées par heure, ce qui donne :

$$0^{m.q.},15 \times 0^m,08 = 0^{m.c.},012$$
$$0^{m.q.},02 \times 0^m,60 = 0^{m.c.},012$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ces volumes sont égaux ; ce résultat indique que, la densité du coke étant moitié de celle de la houille, on charge deux fois en coke pour une fois en houille, à poids égaux brûlés dans le même temps.

D'autre part, le frottement de l'air contre le combustible qu'il traverse ne dépend pas seulement de la section primitive d'écoulement à travers ce combustible, mais du nombre infini de sections d'écoulement qu'il affecte, depuis son entrée dans la masse en combustion jusqu'à sa sortie. C'est pourquoi nous considérons la résistance qu'oppose cette masse au mouvement de l'air qui la traverse, non comme en raison inverse de sa section, pour une même quantité brûlée dans un même temps, mais comme en raison inverse de son volume, c'est-à-dire le produit de cette section par l'épaisseur de la masse.

Or, ce produit est le même pour les foyers ordinaires et pour les locomotives, où les genres de chauffage sont tout différents.

Nous en concluons que la valeur de h, pour tous les appareils de chauffage, quels qu'ils soient, doit être considérée comme *constante*, car elle l'est là où la combustion est aussi bien dirigée que possible.

Cette assertion serait, du reste, facile à vérifier au moyen d'un manomètre placé :

1° Sous le cendrier, *fermé*, d'une locomotive marchant à sa vitesse ordinaire ;

2° Sous le cendrier, *fermé*, d'une chaudière à vapeur dont le foyer serait bien construit.

On déterminerait ainsi, non seulement les valeurs relatives de h, dans les deux cas, que nous supposons égales, mais encore leurs valeurs réelles, ce qui serait d'autant plus important qu'on n'a que des données très vagues sur ce point.

Suivant nous, cette valeur de h serait comprise entre 2 et 4 centimètres de mercure ; moyenne 3 centimètres.

Nous verrons plus loin quelle force il est nécessaire de dépenser, en admettant ce chiffre, suivant les deux systèmes de tirage.

Discussion.

Nous avons trouvé (équation 2) :

$$T_m = \frac{P}{1,3} \times \frac{b}{b \pm h} (1 + at)\, h \times 13590.$$

Nous voyons d'abord que $+ h$, au dénominateur, 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°, et s'élève, comme dans les locomotives, jusqu'à 400° ; moyenne, 300°.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 = 20 kilog., c'est le minimum de valeur qu'il puisse avoir pour 1 kilog. de houille brûlée, nous obtenons :

$$T_m = 410 \times 20 = 8200 \text{ kilogrammètres.}$$

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 = 20 kilogrammes :

$$T_m = 924 \times 20 = 18480 \text{ kilogrammètres.}$$

Exemple.

Dans les locomotives, on brûle 400 kilogr. de coke par heure, donc 1 kilogr. 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. . . . . 8200 kilogrammètres ;

2° Par aspiration.. . . . . 18480 *id.* ;

pour une seconde, il est :

$$1^o\ \frac{8200}{9} = 911^{km.},11 = \frac{911^{chev.},11}{75} = 12^{chev.},2 ;$$

$$2^o\ \frac{18480}{9} = 2053^{km.},33 = \frac{2053^{chev.},33}{75} = 27^{chev.},50.$$

Dans le premier cas, le travail absorbé pour le tirage est de 12 chevaux $\frac{1}{5}$

Dans le second cas, ce travail est de 27 chevaux $\frac{1}{2}$, abstraction faite des frottements dans les tubes qui exigent pour h une plus forte valeur que 4 centimètres.

Nous allons maintenant procéder à l'examen pratique de trois appareils composant un fourneau.

§ I. — Foyers.

Les foyers sont des capacités de formes et dimensions convenables pour recevoir et faire brûler, dans un temps donné, des quantités déterminées d'un combustible préalablement désigné.

Parmi les divers combustibles connus, il en est deux, la *houille* et le *coke* (charbon de houille) que l'on emploie presque exclusivement en France à la vaporisation de l'eau. Par ce motif, nous ne parlerons ici que des foyers relatifs à ces deux combustibles, renvoyant, pour les autres, à l'excellent *Traité de la chaleur*, de M. Péclet.

Les foyers à houille ou à coke sont en général des capacités prismatiques ou cylindriques, séparées en

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

deux parties par une paroi à claire-voie, appelée *grille*, sur laquelle s'effectue le dépôt du combustible à brûler. La portion située au-dessus de la grille, dans laquelle s'effectue la combustion, porte le nom de *foyer proprement dit* ou *boîte à feu*, suivant les appareils. La portion située au-dessous de la grille, dans laquelle tombent les résidus de la combustion, porte le nom de *cendrier*.

La partie principale du foyer est la grille, dont les dimensions se déterminent d'après la quantité de combustible à brûler par heure.

Dans les foyers à houille, les quantités de combustible, brûlé par heure et par décimètre carré de surface de grille, varient entre $0^k,25$ et $0^k,80$; rarement on dépasse ces limites soit en dessous, soit en dessus.

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 (Voir chaudières à circulations extérieures), les quantités *maxima* de vapeur produites par un 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.	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	3me groupe. 6,45	0,39	1 à 15,2
8,35	0,56	1 à 19,0	6,41	0,44	1 à 7,6
7,80	0,48	1 à 15,2	6,35	0,57	1 à 26,0
7,70	0,60	1 à 19,0	6,30	0,70	1 à 15,2
7,60	0,24	1 à 19,5	6,02	0,75	1 à 26,0
2me groupe. 7,30	0,35	1 à 12,9	4me groupe. 5,86	0,81	1 à 15,2
6,90	0,39	1 à 12,9	5,82	0,78	1 à 26,0
6,82	0,35	1 à 19,5	5,70	0,52	1 à 26,0
6,78	0,44	1 à 13,0	5,68	0,73	1 à 15,2
6,55	0,53	1 à 15,2			

Si nous prenons les moyennes des résultats consignés dans ce tableau, nous trouvons :

Eau vaporisée par kilogramme de houille. . . . . $6^k,80$
Quantité de houille brûlée par heure et par décimètre carré de surface de grille. . . $0^k,52$
Rapport entre les surfaces de grille et de chauffe. . . . . 1 à 17,20

Si maintenant nous prenons les moyennes de ces résultats, divisés en quatre groupes de 5, nous obtenons :

GROUPES.	EAU VAPORISÉE par kilogramme de houille.	QUANTITÉS de houille brûlée par heure et par décimètre carré de surface de grille.	RAPPORTS entre les surfaces de grille et de chauffe.
1er groupe. . . .	$8^{kil.},03$	$0^{kil.},42$	1 à 16,0
2me —	6 ,87	0 ,41	1 à 14,7
3me —	6 ,30	0 ,57	1 à 18,0
4me —	5 ,76	0 ,71	1 à 20,76

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous concluons de ces moyennes que :

1° Le rapport entre la surface de la grille et celle de chauffe pouvant être considéré comme constant et égal à 1,17, les quantités de vapeur produite par kilogramme de combustible sont d'autant plus grandes que la quantité de houille brûlée par heure et par décimètre carré de surface de grille est plus petite.

2° Bien que, d'après le tableau des expériences relatées ci-dessus, le maximum de vapeur produite par kilogramme de combustible corresponde à une consommation de houille égale à $0^k,24$ par heure et par décimètre carré de surface de grille, ce résultat ne peut avoir été obtenu qu'à l'aide de très grands soins ; il prouve que, dans tous les cas, le chauffeur doit faciliter, autant qu'il lui est possible, la circulation de l'air à travers le combustible. A notre avis, la moyenne $0^k,40$, comme limite inférieure, nous paraît la plus convenable à adopter.

En résumé, il résulte des expériences de M. Cavé que, en adoptant :

Rapport entre la surface de chauffe et celle de la grille 17 : 1 ,

Quantité de houille à brûler par décimètre carré de surface de grille et par heure $0^k,40$,

On est dans les conditions les plus favorables pour obtenir $8^k,00$ de vapeur par kilogramme de charbon brûlé.

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 12,5 fois ce que nous avons indiqué comme le plus convenable pour la houille.

Quant au rapport qui doit exister entre la surface de grille et celle de chauffe, on n'a rien de bien précis à indiquer en ce moment.

Autrefois ce rapport était de 1 à 50, aujourd'hui il est de 1 à plus de 60. Il est probable que dans ce dernier cas, le tirage étant mécanique, on a plus d'effet utile que dans le premier. Nous reviendrons longuement sur ce sujet en traitant de ces moteurs.

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 pas dépasser douze centimètres quand le charbon est en *gaillette*, et *huit* centimètres 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 un 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 quinze à vingt centimètres 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 où les chambres de vapeur qui se forment dans le générateur, en cet endroit où se fait une forte transmission de calorique.

Les grilles se composent de *barreaux* dont les formes varient, suivant le combustible, comme nous l'avons vu en parlant de ces pièces (page 84). 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de foyer*, dont nous avons déja parlé (page 84) ; d'autre part, l'*autel* servant de séparation entre le foyer et les carneaux.

L'*autel* (pl. 17, 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 quinze et vingt centimètres, 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 quinze centimètres 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 quatre-vingts centimètres 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.

§ II. — 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 satisfaire 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 dix centimètres, et s'élevait à trente, soixante et même cent centimètres suivant les dimensions des appareils. Aujourd'hui que l'on comprend toute l'utilité des petits diamètres pour la surface de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 dix centimètres, tandis que, quand le combustible est du coke, ce diamètre peut descendre jusqu'à cinq 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 de 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 a 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.

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 kilog. 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	7,67
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 kilog. de houille en kilog.	
							en réalité.	en moyenne.
		mètres.						
Cyl. sans bouilleurs avec tube réchauff.	Circulat. dans deux galeries et un conduit à la cheminée.	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	7,21
							6,32	
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 15,2	12, 5	44,50	6,55	
							5,92	6,12
							5,90	
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	6,76
							6,62	
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	5,59
							5,86	
id.	id.	8	pas.	1 à 7,6	12, 5	72,10	6,00	
							6,17	
							6,41	6,28
							6,41	
							6,40	
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	7,30
							7,60	
							6,90	
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	42,80	»	5,70
id.	id.	7	pas.	1 à 13,0	21,36	72,20	6,02	
							6,00	
							6,50	6,23
							6,40	
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	6,33
							6,10	
							6,27	
							6,30	
id.	id.	16	2	1 à 13	21,36	73,00	»	6,59

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 $12^{m},5$, 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 $21^{mq},36$, 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*.

§ III. — Cheminées.

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 AB (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 :

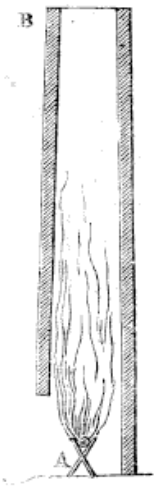


Fig. A.

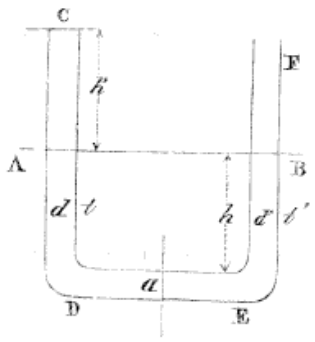


Fig. B.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Vitesse d'écoulement. Soient : CDEF (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^o, et la branche B E a d'air à t'^o.

A volumes égaux, pressions égales, les densités sont en raison inverse des températures, on a donc :

$$d : d' :: 1 + at' : 1 + at.$$

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 :

$$l' : l :: 1 + at' : 1 + at;$$

et :
$$l' = \frac{l(1 + at')}{1 + at} = \text{CD}a.$$

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 :

$$v = \sqrt{2g \times \text{AC}.}$$

Soit B E = A D = h,
A C = h',

on a :
$$h' = l' - l = l\left(\frac{1 + at'}{1 + at} - 1\right)$$

Faisant $l = h$, ce qui a lieu si D E est égal à zéro, il vient : $h' = h\left(\frac{1 + at'}{1 + at} - 1\right)$

la fraction $\frac{1 + at'}{1 + at}$ est égale à $1 + a(t' - t) - \frac{a^2 t(t' - t)}{1 + at}$

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 :

$$h' = h(1 + a(t' - t) - 1) = ha(t' - t)$$

Remplaçant h' par cette valeur, dans l'expression de v, nous obtenons :

$$v = \sqrt{2\,ghha(t' - t)}$$

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' :

$$\text{V} : \text{V}' :: d' : d$$

ou
$$h + h' : h + h'' :: d' : d$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 $18^{m.c.}$ qui passent dans la cheminée, $8^{m.c.},8$ seulement ont leur oxygène converti en acide carbonique, c'est-à-dire un poids de $2^{k},655$ converti en un de $\frac{1,982 \times 2,655}{1,437} = 3^{k},680$; différence $1^{k},025$.

$18^{m.c.}$ 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 : $$P - p = K\,\frac{v^2\,L}{D}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

D et L étant le diamètre et la longueur du canal parcouru, on en déduit :

$$p = P - \frac{K v^2 L}{D}$$

Or, on a : $v = \sqrt{2 g p}$

Remplaçant p par sa valeur, on obtient :

$$v = \sqrt{2 g \left(P - \frac{K v^2 L}{D} \right)}$$

Tirant la valeur de K de cette expression, on obtient enfin :

$$K = \frac{2 g P D - v^2 D}{2 g L v^2}$$

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 :

$$v = \sqrt{2 g \left(P - \frac{K v^2 L}{D} \right)}$$

il vient :

$$v = \sqrt{\frac{2 g P D}{D + 2 g K L}}$$

et comme le gaz qui s'écoule dans les cheminées a pour densité 1,044, on met comme précédemment :

$$v = \sqrt{\frac{2 g P D}{D + 2 g K L} \times \frac{1}{1{,}044}}$$

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. . . . . $v = 19{,}80 \sqrt{\frac{h a (t' - t) D}{L + 20 D}}$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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* 0m,001 *d'épaisseur.*

$$\text{Log. } T' = \text{Log. } T - \frac{0{,}0135\ L}{D\ v}$$

3° *Fonte de* 0m,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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 :
$$A = \frac{p \times 20}{3600}(1 + a\,t'). \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

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 :
$$\log. D = \tfrac{1}{5}(2 \log. A + \log. L - 2 \log. 8{,}85 - \log. P). \quad \ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

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 frottements 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 $$\text{Log. } \mathrm{T}' = \text{log. } \mathrm{T} - \frac{0{,}000061\ (l+h)}{\mathrm{D}\,e\,v}$$

Soient, en outre :

$h = 10^{m},00$
$\mathrm{D} = 0^{m},50$
$l = 10^{m},00$
$e = 0^{m},20$
$\mathrm{T} = 400^{o},00$

Nous supposons $\mathrm{T}' = \mathrm{T}$, ce qui donne :

$$t' - t = 400^{o}$$

et :
$$v = 8{,}85 \sqrt{\frac{10 \times 0{,}00366 \times 400 \times 0{,}50}{20 + 2}}$$

$$= 5^{m},12$$

d'où :
$$\text{log. } \mathrm{T}' = 2{,}602 \frac{0{,}000061 \times 20}{0{,}50 \times 0{,}20 \times 5{,}12}$$

$$\mathrm{T}' = 398^{o}$$

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 :
$$\text{log. } \mathrm{T}' = 2{,}602 - \frac{0{,}000061 \times 30}{0{,}50 \times 0{,}20 \times 6}$$

$$\mathrm{T}' = 397^{o}$$

il n'y a encore pas de refroidissement sensible.

Admettant les vitesses $5^{m},12$ et $6^{m},00$, nous voyons que, en doublant la hauteur, nous ne gagnons que $0^{m},88$ de plus à la vitesse, c'est-à-dire $\frac{1}{6}$, d'où résulte que :

Lorsque les cheminées ont plus de $10^{m},00$, *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.*

Comparaison entre le tirage mécanique et le tirage physique.

Nous avons indiqué (page 130) 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

400°, et que la quantité d'air nécessaire à la combustion de 1 kilogramme de carbone est 20k,00, nous observerons 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 :

$$20 \times 400 = 8000 \text{ unités de chaleur.}$$

mais, comme elle n'est que le quart de celle 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 4k,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 10000 unités de chaleur emportée correspondent à la force de un demi cheval pendant le même temps, c'est-à-dire à $0{,}5 \times 75 \times 3{,}600 = 135000$ kilogrammètres. Nous posons alors la proportion :

$$4^k{,}500 \text{ de carbone brûlé : } 135000 \text{ kilogrammètres : : } 1^k : x$$

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 141.

Restent les diamètres d', D, D' qui se déterminent par expérience.

Le diamètre d' se fait toujours égal au diamètre d, augmenté de la largeur d'une brique de chaque côté, ce qui donne :

$$d' = d + 0^m{,}20$$

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$D = d + \frac{1}{60} H$$

$$D' = d' + \frac{1}{37} H$$

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 : $D = d + \frac{1}{50} H$.

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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. Ainsi, l'*unité de chaleur* étant la quantité de chaleur nécessaire pour élever un kilogramme d'eau de un degré, on trouve que : un kilogramme de vapeur sortant d'un vase fermé, à une pression et une température correspondante quelconque, peut élever 650 kilogrammes d'eau de un degré ou un kilogramme d'eau de 650 degrés, ce qui est la même chose.

Cette quantité de chaleur absorbée par l'eau en se convertissant en vapeur, et non accusée par le thermomètre, porte le nom de *chaleur latente*.

On voit, d'après ce que nous venons de dire sur la quantité totale de chaleur que possède un kilogramme de vapeur, que la chaleur latente de la vapeur est d'autant plus considérable que son point d'ébullition est moins élevé ; ainsi, pour la vapeur produite à 0°, la chaleur latente est 650 unités de chaleur par kilogr. ; à 100° elle est 550, car le thermomètre accuse 100 unités de chaleur sensible ; à 650° elle est zéro unités de chaleur, car le thermomètre accuse tout. Il s'ensuit que, à 650 degrés, toute l'eau renfermée dans un vase est à l'état de vapeur, car il n'y a pas de chaleur à dépenser pour la convertir en cette dernière [1].

On ne connaît pas la loi suivant laquelle ont lieu les accroissements successifs de la température et de la pression de la vapeur d'eau soumise à l'action du calorique en vase clos. A défaut de cette loi, l'Institut avait chargé M. Dulong de les déterminer par expérience, et ce savant physicien a formé le tableau suivant dont M. Regnault est chargé, en ce moment, de vérifier l'exactitude.

TABLEAU DES TEMPÉRATURES, VOLUMES ET DENSITÉS DE LA VAPEUR A DIFFÉRENTES PRESSIONS.

PRESSIONS DE LA VAPEUR A SA NAISSANCE			Températ. en degrés centig. correspondant aux diverses pressions.	Volumes en litr. d'un kilog. de vapeur à la pression indiq. à sa temp. réelle.	Poids en kilogr. du mètre cube de vapeur	PRESSIONS DE LA VALEUR A SA NAISSANCE.			Températ. en degrés centig. correspondant aux diverses pressions.	Volumes en litr. d'un kilog. de vapeur à la pression indiq. à sa temp. réelle.	Poids en kilogr. du mètre cube de vapeur.
en atmosph.	en mèt. de merc.	en kilog. par mètre carré.				en atmosph.	en mèt. de merc.	en kilog. par mètre carré.			
10,00	7,60	103360	182,00	207,98	4,808	3,75	2,85	38760	142,70	506,15	1,972
9,00	6,84	93020	177,40	228,72	4,373	3,50	2,66	36180	140,35	539,10	1,855
8,00	6,08	82680	172,13	254,27	3,934	3,25	2,47	33600	137,70	576,83	1,734
7,00	5,32	72350	166,42	286,70	3,488	3,00	2,28	31000	135,00	620,74	1,611
6,75	5,13	69770	164,84	296,35	3,374	2,75	2,09	28420	132,15	672,36	1,487
6,50	4,94	67190	163,25	306,62	3,261	2,50	1,90	25840	128,85	733,45	1,363
6,25	4,75	64610	161,54	317,58	3,149	2,25	1,71	23260	125,50	808,00	1,238
6,00	4,56	62010	160,00	329,65	3,033	2,00	1,52	20670	121,55	899,91	1,111
5,75	4,37	59430	158,30	342,76	2,917	1,75	1,33	18090	117,10	1016,66	0,984
5,50	4,18	56850	156,70	356,86	2,802	1,50	1,14	15510	112,40	1171,59	0,854
5,25	3,99	53270	155,00	372,32	2,690	1,25	0,95	12930	106,60	1384,36	0,722
5,00	3,80	51680	153,30	389,38	2,568	1,00	0,76	10340	100,00	1700,00	0,588
4,75	3,61	49100	151,15	406,76	2,457	0,75	0,57	7760	92,00	2217,20	0,451
4,50	3,42	46520	149,15	428,36	2,334	0,50	0,38	5180	82,00	3220,36	0,310
4,25	3,23	43940	146,76	450,96	2,217	0,25	0,19	2600	66,00	6198,38	0,161
4,00	3,04	41340	144,95	477,05	2,096						

[1] Il résulte d'expériences récentes, faites par M. Regnault, que cette loi, dite de *Clément Désormes*, n'est pas parfaitement exacte ; néanmoins, comme elle est suffisante pour la pratique, nous croyons qu'elle peut être conservée, quant à présent, sans inconvénient.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, un kilogramme de vapeur donne dix-sept cents 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 mille kilogrammes par le volume en mètre cube correspondant à ce poids, pour les température et pression considérées.

I. — PRINCIPES RELATIFS A LA COMPOSITION DES CHAUDIÈRES A VAPEUR.

§ I. — Des métaux employés de préférence dans la construction des chaudières à vapeur.

De tous les métaux, trois seulement ont été appliqués 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 complétement 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 peu soignée, et provient de ce que les plaques qui, par leur réunion deux à deux, forment une feuille, n'étaient pas assez chaudes lors de leur passage au laminoir.

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 peuvent 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.

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 fr. environ, tandis qu'elles représenteraient, en cuivre, une somme de 300,000 fr. au moins ; différence : 200,000 fr., qu'il vaut tout autant ne pas aventurer.

§ II. — 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.

§ III. — 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.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 mètre 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, un 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 trois 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. M. 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. 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.

SURFACES 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, par heure et		par kil. de houille brûlée.	NATURE du COMBUSTIBLE.
				en totalité.	par décimèt. carré de surf. de grille.	par mètre carré de surf. de chauffe.	en totalité.	par mètre carré de surf. de chauffe.		
CHAUDIÈRE SANS BOUILLEURS A RETOUR DE FLAMME (pl. 16, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

SURFACES 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, par heure et		par kil. de houille brûlée.	NATURE du COMBUSTIBLE.
				en totalité.	par décimèt. carré de surf. de grille.	par mètre carré de surf. de chauffe.	en totalité.	par mètre carré de surf. de chauffe.		
			Chaudière sans bouilleurs à retour de flamme (Suite).							
66	12,50	1 à 19,0	Tube réch.	39,50	0,60	3,16	285,00	22,80	7,20	Grosse 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. pass. à la claie.
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 a 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 15,3	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-Étien.
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. 16, 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 réch.	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.
			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 Toutve-
165	21,36	1 à 12,9	id.	64,00	0,39	3,00	440,00	21,07	6,90	nant, St-Étienne
165	21,36	1 à 12,9	id.	58,10	0,35	2,74	425,00	19,90	7,30	et Denain.
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	21,33	1 à 26,0	id.	46,50	0,57	2,18	295,00	13,85	6,35	id.
82	21,36	1 a 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 a 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.
			CHAUD. A DEUX BOUILLEURS AVEC RETOUR SIMULTANÉ DE FLAMME DE CHAQUE CÔTÉ (pl. 16, fig. 6).							
165	21,36	1 à 13,0	tube réch.	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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

SURFACES 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 kilogramme,			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 surf. de chauffe.	par kil. de houille brûlée.	
Chaudière à deux bouilleurs avec retour simultané de flamme de chaque côté (Suite).										
165	21,36	1 à 13,0	Tube réch.	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	id.
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.	73,90	0,44	3,40	475,00	22,30	6,59	id.

Il résulte 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 kilogrammes 25.

Nous avons vu (page 131) 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*.

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un de nos plus habiles chaudronniers nous fit venir chez lui pour assister à l'épreuve, à la pompe de pression, d'une chaudière cylindrique de $7^m,00$ de long, à fonds plats, et traversée par sept tubes de vingt centimètres de diamètre et de quatre millimètres d'épaisseur, devant fonctionner à trois et demi-atmosphères.

Le diamètre des tubes étant supérieur à six centimètres, 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 deux mètres de l'extrémité opposée. On repassa de nouveau le mandrin dans son 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 dix centimètres 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 cinq 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

Les tubes, au nombre de 19, avaient pour dimensions :

Longueur.	$1^m,00$
Diamètre.	0 ,09

Le réservoir avait pour dimensions :

Hauteur.	$1^m,00$
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.

§ I. — Chaudières à chauffage extérieur.

Nous avons vu (page 133) 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

possible et rester en contact avec les gaz qui se dégagent du foyer pendant le plus longtemps possible, sans nuire au tirage de la cheminée.

Quand la pression de ces chaudières ne dépasse pas une 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. 16, fig. 1 et 2) 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 bien 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 deux 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 1, 2, 3, etc., bouilleurs, mais plus généralement à 1 ou à 2 (fig. 4).

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 sa surface totale des deux bouilleurs ; la chaleur transmise par rayonnement est alors beaucoup plus considérable que dans le cas précédent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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'avantages 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 aux 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.

Les plaques (fig. 10, 11 et 12) sont des feuilles de tôle embouties, s'assemblant, d'une part, à rivets avec le bouilleur, d'autre part, à boulons et écrous avec la chaudière; ce sont des pièces qui permettent aussi l'enlèvement facile des bouilleurs.

Les figures 1, 2, 3, 4 (pl. 17) représentent en détails deux chaudières cylindriques à deux bouilleurs munis de tous leurs appareils de sûreté, établis par M. Tamizier chez M. Francillon, teinturier à Puteaux. Nous les 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de la vapeur qui tend à s'infiltrer dans le boisseau. Pour éviter, d'une part, les influences alternatives de l'eau chaude et 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.

§ II. — Chaudières à chauffage intérieur.

Nous avons vu (page 147) 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 localités 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 trois 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 contrebalance l'effet de la pression, comme nous le verrons plus loin.

Quand la pression, à laquelle doivent fonctionner les chaudières, est supérieure à trois 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

bateaux à vapeur, où on les a employées presque exclusivement pendant plus de 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. 16) 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 dix centimètres autour et en dessous, et une de vingt 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 à 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 fig. 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.

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 $4c$. Pour n carrés, ayant c pour côtés, on a alors :

Surface totale.	nc^2
Périmètre total.	$4nc$

De même pour m carrés ayant pour côté c', on a :

Surface totale.	mc'^2
Périmètre total.	$4mc'$

Si la surface totale est la même dans les deux cas, on a :

$$nc^2 = mc'^2. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (a)$$

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 $4mc'$, nous trouvons :

$$4mc' = 4mc\sqrt{\frac{n}{m}}$$

Faisant passer m sous le radical, nous avons enfin :

$$4mc' = 4c\sqrt{mn}$$

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 ne résulte que $4mc'$ est plus grand que $4nc$, c'est-à-dire plus grand que le périmètre dans le premier cas.

Pour $n = 1$, on obtient :

$$4mc' = 4c\sqrt{m}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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, 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 six 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 cinq 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. 18) 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 successives et superposées. A cet effet, la partie cylindrique dans laquelle sont les carneaux et les tubes est d'un diamètre considérable 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. 18) 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.

§ III. — 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. 18) 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 figures 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 figure 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 150) que la surface de chauffe des chaudières doit être calculée de manière à ce qu'il n'y ait pas plus de 19 kilogr. 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 136) que, pour le maximum d'effet utile produit par kilog. 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 de un ou deux réservoirs cylindriques verticaux dans lesquels se font les prises de vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 TOLES.

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 mètre.

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 même 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 quinze 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 *trois 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 trois 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, beaucoup 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 cinq années au plus tard 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 ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les *distributeurs*;

Les *conduits de vapeur* attenant aux cylindres;

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.

§ I. — 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}}} \quad \ldots\ldots\ldots\

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 : $v = 1^m{,}00, h = 2^m{,}28, \delta = 2^k{,}1$ (Voir page 145), 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 qu'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 pressions ; on a alors :

$$s = 0{,}08\ \frac{S\ v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

§ II. — Distributeurs.

Les dimensions des distributeurs se déterminent d'après celles des orifices par lesquels se fait la distribution.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 du 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 :

$$l^2 = 0{,}0131\,\frac{D^2\,v}{\sqrt{\frac{h}{\delta}}}$$

Faisant successivement $h = 0^m,76$ et $h = 3^m,04$, on obtient pour δ les valeurs 0^k60, et 2^k568 ; admettant alors pour v la valeur $1^m,00$, on trouve :

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 attenant 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 :

$$le = 0{,}785\ d^2$$

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 (pages 98 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 (page 29) :

$$d^3 = 1{,}48\ \frac{A}{n}, \text{ en centimètres,}$$

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$d = 0{,}11 \sqrt[3]{c\,D^2\,h}$$

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 162).

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 pour ceux des tiroirs, c'est-à-dire 0,1 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 celles 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 111).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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;

D, un piston, chargé d'un poids π, mobile dans le cylindre.

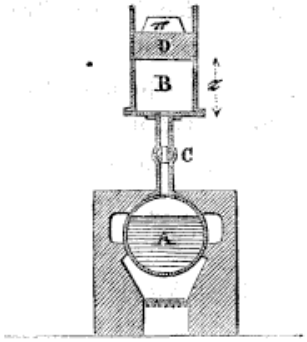


Fig. A.

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 kilog., la pression de la vapeur sur le piston est :

$$S \times h \times 1000 \text{ kilog.}$$

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 :

$$t_m = S \times h \times 1000 \times z. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

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 du piston, 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. Regnauld, 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$S \times z : S \times z' :: h' : h$$

d'où :
$$z h = z' h'$$

et :
$$h' = \frac{z h}{z'} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

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 OACB. Ce rectangle a pour surface :

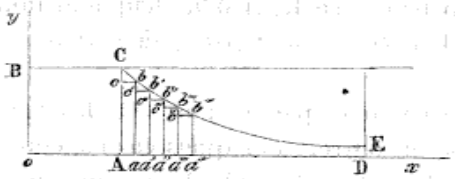


Fig. B.

$$OA \times OB = z \times h$$

Le travail t_m, donné par l'équation (1), peut alors être représenté par l'expression :

$$S \times 1000 \times \text{surf. OACB}$$

Soient Oa, Oa', Oa'', etc., des valeurs successives de z' différant entre elles de quantités infiniment petites Aa, aa', $a'a''$, etc.

Soient ab, $a'b'$, $a''b''$, 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 Aa, aa', $a'a''$, 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 Aa. . . . $S \times 1000 \times Aa \times ab = S \times 1000 \times$ surf. $abcA$

aa'. . . . id. $\times aa' \times a'b' =$ id. $\times$ surf. $aa'b'c'$

$a'a''$. . . . id. $\times a'a'' \times a''b'' =$ id. $\times$ surf. $a'a''b''c''$

et pour l'espace $AD = Aa + aa' + a'a'' +$ etc., en désignant ce travail par t'_m :

$$t'_m = S \times 1000 \text{ (surf. } Aabc + \text{surf. } aa'b'c' + \text{etc.)},$$

c'est-à-dire la somme des rectangles compris dans l'intérieur de la courbe CE, construite, au moyen de l'équation (2), entre les verticales AC et DE.

Les accroissements successifs Aa, aa', $a'a''$ et de z' étant infiniment petits, les horizontales cb, $c'b'$, $c''b''$, etc., se confondent avec la courbe CE, et la somme des petits rectangles n'est autre que la surface ADEC.

Le travail produit par la vapeur, pendant le trajet du piston depuis le point A jusqu'au point D, a alors pour expression :

$$t'm = S \times 1000 \times \text{surf. ADEC.}$$

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 CE 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 :

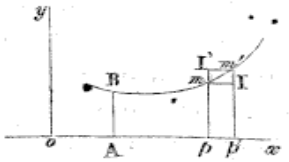


Fig. C.

$OA = a$ $\quad op = x$ $\quad pp' = dx$

$AB = b$ $\quad pm = y$ $\quad m'I = dy$

$\sigma = \text{surf. } ABmp$

1° . . . $d\sigma = mm'p'p$

2° . . . $m'I'pp' > mm'p'p > mIp'p$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° En remplaçant les surfaces par leurs mesures :

$$(y + dy)\, dx > mm'p'p > y\, dx$$

4° . . . . . $\dfrac{y + dy}{y\, dx}\, dx > \dfrac{mm'p'p}{y\, dx} > 1$

et comme on a :

$$\frac{y + dy}{y\, dx}\, dx = 1 + \frac{dy}{y}$$

il vient : 5° . . . . . $1 + \dfrac{dy}{y} > \dfrac{d\sigma}{y\, dx} > 1$

dy étant infiniment petit, pour $dy = 0$, il vient :

6° . . . . . $\dfrac{d\sigma}{y\, dx} = 1$

7° . . . . . $d\sigma = y\, dx$

8° . . . . . $\sigma = \int y\, dx + C$

C étant une constante.

Appliquant cette formule à la détermination de la surface ADEC (fig. B), nous avons :

1° . . . . . $h' = \dfrac{zh}{z'}$

2° . . . . . $\sigma = \int h'\, dz' = \int \dfrac{zh\, dz'}{z'} = zh \int \dfrac{dz'}{z'}$

Remarquant que l'on a en général :

$$\int \frac{dx}{x} = \log.\ x + C$$

il vient :

$$\sigma = zh \log.\ z' + C$$

Pour $z' = z$, on a : $\sigma =$ zéro, car ce n'est qu'à partir de AC que commence la surface à évaluer ; on en déduit :

$$0 = zh \log.\ z + C$$

d'où :

$$C = -zh \log.\ z$$

et

$$\sigma = zh\ (\log.\ z' - \log.\ z) = zh \log.\ \frac{z'}{z}$$

Pour $z' =$ OD, il vient $\sigma =$ surf. ADEC, et alors on a :

$$\text{Surf. ADEC} = zh \log.\ \frac{OD}{z}$$

Log. $\dfrac{OD}{z}$ 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 :

$$\text{Surf. ADEC} = zh \log.\ \frac{OD}{z}\ 2{,}3026$$

On en déduit :

$$t'_m = S \times 1000 \times zh \log.\ \frac{OD}{z}\ 2{,}3026$$

Si T_m représente le travail total effectué par le volume ($V = S \times z$) de vapeur introduite dans le cylindre, on a :

$$T_m = t_m + t'_m = S \times 1000 \times zh\ (1 + \log.\ \frac{OD}{z}\ 2{,}3026)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et en remplaçant $S \times z$ par V :

$$T_m = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{OD}{z}\ 2{,}3026\right)$$

Soit v la vitesse du piston $= OD$, on a :

$$T_m = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

On aurait de même en représentant par OD la course C du piston, et par OA un espace E parcouru avant la détente :

$$T_m = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{C}{E}\ 2{,}3026\right)$$

$\frac{v}{z}$ et $\frac{C}{E}$ étant deux quantités égales à une troisième $\frac{OD}{OA}$, 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°. . . . . $T_m = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026\right)$

2°. . . . . $V = S \times z$

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 :

$$T_m = \infty$$

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.	VALEURS de $\frac{v}{z}$	QUANTITÉS relatives de travail produit.	VALEURS de $\frac{v}{z}$	QUANTITÉS relatives de travail produit.	VALEURS de $\frac{v}{z}$	QUANTITÉS relatives de travail produit.
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	3,275
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		

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En ce qui concerne le facteur Vh, nous remarquerons que, d'après le tableau de la page 145, 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 :

Tableau des quantités relatives de travail produit par 1 kilogramme de vapeur, sans détente, à différentes pressions.

PRESSIONS en atmosphères.	PRESSIONS en mètres d'eau. h	VOLUMES de 1 kilog. vapeur. V	TRAVAIL de 1 kilog. vapeur Vh	PRESSIONS en atmosphères.	PRESSIONS en mètres d'eau. h	VOLUMES de 1 kilog. vapeur. V	TRAVAIL de 1 kilog. vapeur. Vh
	m.	m. c.	dynamies.		m.	m. c.	dynamies.
0,625	0,64	22,250	14,58	5,00	51,60	0,391	20,00
0,125	1,29	11,800	15,22	5,25	54,18	0,370	20,10
0,250	2,58	6,400	16,55	5,50	56,76	0,356	20,20
0,500	5,16	3,230	16,62	5,75	59,34	0,343	20,30
0,75	7,72	2,210	17,15	6,00	61,92	0,329	20,40
1,00	10,32	1,700	17,55	6,25	64,50	0,316	20,45
1,25	12,90	1,380	17,80	6,50	67,08	0,305	20,50
1,50	15,48	1,162	18,05	6,75	69,66	0,295	20,55
1,75	18,06	1,015	18,40	7,00	72,24	0,285	20,60
2,00	20,64	0,900	18,55	7,25	74,82	0,280	20,65
2,25	23,22	0,803	18,65	7,50	77,40	0,269	20,70
2,50	25,80	0,730	18,82	7,75	79,98	0,262	20,75
2,75	28,38	0,672	19,00	8,00	82,56	0,253	20,83
3,00	30,96	0,619	19,15	8,25	85,14	0,246	20,90
3,25	33,54	0,574	19,30	8,50	87,72	0,240	21,00
3,50	36,12	0,540	19,40	8,75	90,30	0,234	21,10
3,75	38,70	0,507	19,55	9,00	92,88	0,227	21,20
4,00	41,28	0,475	19,60	9,25	95,46	0,222	21,25
4,25	43,86	0,450	19,70	9,50	98,04	0,215	21,30
4,50	46,44	0,427	19,80	9,75	100,62	0,211	21,35
4,75	49,02	0,405	19,85	10,00	103,20	0,208	21,46

Il résulte de ce tableau que, pour des valeurs croissantes de h, le produit Vh 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.

Appelons :

T_m, le travail total qu'est susceptible de produire un poids P de vapeur, comme ci-dessus.

t_r, le travail absorbé par la résistance qu'oppose le milieu dans lequel se meut la face du piston non soumise à l'action de la vapeur.

t'_r, le travail absorbé par la résistance qu'oppose la mise en mouvement de toutes les parties mobiles de la machine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

T_u, le travail réellement utilisable.

On a l'équation $$T_m = t_r + t_r' + T_u$$

dans laquelle :

t_r est proportionnel à la surface du piston et à la pression du milieu opposé à la vapeur.

t_r' dépend entièrement du genre, du système de construction et de la plus ou moins bonne exécution de l'appareil.

t_r et t_r' sont donc deux quantités qui se prélèvent préalablement sur T_m avant que T_u ait une valeur quelconque ; on déduit alors de l'équation ci-dessus :

$$T_u = T_m - (t_r + t_r'),$$

ce qui indique que T_u est maximum, quand l'expression $t_r + t_r'$ est minima.

Or, les deux quantités t_r et t'_r sont indépendantes l'une de l'autre ; leur somme est donc un minimum, quand chacune d'elles est elle-même un minimum.

Suivant les machines, t'_r varie entre $\frac{2}{3}$ et $\frac{3}{2}$ de T_u.

Quant à t_r, on obtient sa valeur minima de la manière suivante :

Si dans l'équation : $$T_m = t_r + t'_r + T_u$$

nous remplaçons T_m par sa valeur : $V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z} 2{,}3026\right)$

et faisons : $$t_r' + T_u = T_r.$$

Nous obtenons, en résolvant par rapport à T_r :

$$T_r = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z} 2{,}3026\right) - t_r.$$

Soient :

h', une hauteur d'eau équivalente à la pression du milieu opposé à l'action de la vapeur sur le piston.

S la surface du piston et v sa vitesse, comme précédemment.

Le travail absorbé par cette résistance, par seconde, a pour expression le produit de la pression sur le piston par la vitesse.

On a donc : $$t^r = S \times h' \times 1000 \times v.$$

Remarquant que l'on a : $$S = \frac{V}{z}$$

Il vient, en substituant cette valeur de t_r dans l'équation générale et en mettant $Vh \times 1000$ en facteur commun :

$$T_r = Vh \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z} 2{,}3026 - \frac{v}{z} \frac{h'}{h}\right)$$

Pour que cette valeur de T_r soit un maximum, il faut que la différence entre la partie positive et la partie négative, comprise entre la parenthèse, soit un maximum.

Dans cette équation, z est fonction de v, h' est fonction de h ; on peut donc supposer v et h constants, z et h' étant variables.

Or, nous disons que si on a la relation :

$$v : z :: h : h'$$

l'expression : $$\log. \frac{v}{z} 2{,}3026 - \frac{v}{z} \frac{h'}{h} \text{ est un maximum,}$$

et que, par conséquent, T_r est un maximum.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour le démontrer, posons :

$$v = m\,z$$
$$h = n\,h'$$

La partie variable de l'équation devient :

$$\log.\ m\ 2{,}3026 - \frac{m}{n}$$

pour $m = n$ on obtient : $\log.\ m\ 2{,}3026 - 1$

Pour $m > n$, le terme négatif augmente; mais le terme positif augmente aussi. On ne peut donc rien en conclure.

Pour $m < n$, le terme négatif diminue; mais le terme positif diminue aussi. Il n'y a donc moyen d'étudier les variations de cette différence que sur des exemples.

Pour cela, soient successivement :

$$m = 3n,\ 2n,\ n,\ \frac{1}{2}\,n,\ \frac{1}{3}\,n$$

on obtient :

1°	pour $m =$	$3n$.	différence =	$\log.\ 3n \times 2{,}3026 - 3$
2°	—	$2n$.	—	$\log.\ 2n \times 2{,}3026 - 2$
3°	—	n.	—	$\log.\ n \times 2{,}3026 - 1$
4°	—	$\frac{1}{2}\,n$.	—	$\log.\frac{n}{2} \times 2{,}3026 - \frac{1}{2}$
5°	—	$\frac{1}{3}\,n$.	—	$\log.\frac{n}{3} \times 2{,}3026 - \frac{1}{3}$

Si maintenant nous faisons successivement :

$$n = 2,\ 3,\ 4,\ 5,\ 6$$

en remarquant que $n = 1$ ne peut avoir lieu, parce que, dans ce cas, les pressions opposées se feraient équilibre, et donneraient $T_r = o$, on obtient :

1° pour $n = 2$

1°	$m = 3n$.	différence =	$\log.\ 6 \times 2{,}3026 - 3$	=	— 1,210
2°	$m = 2n$.	—	$\log.\ 4 \times 2{,}3026 - 2$	=	— 0,615
3°	$m = n$.	—	$\log.\ 2 \times 2{,}3026 - 1$	=	— 0,305
4°	$m = \frac{1}{2}n$.	—	$\log.\ 1 \times 2{,}3026 - 0{,}5$	=	— 0,500
5°	$m = \frac{1}{3}n$.	—	ne peut être admis, car alors on aurait :		

$$v = \frac{2}{3}\,z$$

ce qui n'est pas possible, z étant au plus égal à v.

2° pour $n = 3$.

1°	$m = 3n$.	différence =	$\log.\ 9 \times 2{,}3026 - 3$	=	— 0,800
2°	$m = 2n$.	—	$\log.\ 6 \times 2{,}3026 - 2$	=	— 0,210
3°	$m = n$.	—	$\log.\ 3 \times 2{,}3026 - 1$	=	+ 0,100
4°	$m = \frac{1}{2}n$.	—	$\log.\ 1{,}5 \times 2{,}3026 - 0{,}5$	=	— 0,094
5°	$m = \frac{1}{3}n$.	—	$\log.\ 1 \times 2{,}3026 - 0{,}333$	=	— 0,333.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Pour $n = 4$.

1°	$m = 3n$.	—	log. 12 × 2,3026 — 3	= — 0,530
2°	$m = 2n$.	—	log. 8 × 2,3026 — 2	= + 0,080
3°	$m = n$.	—	log. 4 × 2,3026 — 1	= + 0,385
4°	$m = \frac{1}{2}n$.	—	log. 2 × 2,3026 — 0,5	= + 0,192
5°	$m = \frac{1}{3}n$.	—	log. $\frac{4}{3}$ × 2,3026 — 0,333	= + 0,056

4° Pour $n = 5$.

1°	$m = 3n$.	—	log. 15 × 2,3026 — 3	= — 0,300
2°	$m = 2n$.	—	log. 10 × 2,3026 — 2	= + 0,303
3°	$m = n$.	—	log. 5 × 2,3026 — 1	= + 0,610
4°	$m = \frac{1}{2}n$.	—	log. $\frac{5}{2}$ × 2,3026 — 0,6	= + 0,415
5°	$m = \frac{1}{3}n$.	—	log. $\frac{6}{3}$ × 2,3027 — 0,333	= + 0,173

5° Pour $n = 6$.

1°	$m = 3n$.	—	log. 18 × 2,3026 — 3	= — 0,100
2°	$m = 2n$.	—	log. 12 × 2,3026 — 2	= + 0,490
3°	$m = n$.	—	log. 6 × 2,3026 — 1	= + 0,800
4°	$m = \frac{1}{2}n$.	—	log. 3 × 2,0326 — 0,5	= + 0,600
5°	$m = \frac{1}{3}n$.	—	log. 2 × 2,3026 — 0,333	= + 0,357

On déduit de ces exemples que :

1° C'est toujours en posant $m = n$ que la différence entre la partie positive et la partie négative est un maximum pour une même valeur de n.

2° La différence est d'autant plus considérable que la valeur de n est elle-même plus considérable.

Nous en concluons que l'expression :

$$Vh \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z}\, 2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right)$$

est maxima pour une dépense constante de vapeur, si on a :

1° $v : z :: h : h'$.

2° h maximum.

III. — DIFFÉRENTS GENRES DE MACHINES A VAPEUR.

Nous donnons le nom de *genres* aux divers systèmes de constructions 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 :

$$T_r = T_u + t'_r = T_m - t_r = Vh \times 1000 \left(1 + \log. \frac{v}{z}\, 2{,}3026 - \frac{v}{z} \times \frac{h'}{h}\right)$$

Si l'on examine attentivement cette équation, il semble, au premier abord, qu'elle est susceptible de donner autant de genres de machines différentes pour une même valeur de T_r, qu'on peut donner de valeurs différentes aux quantités variables V, h, v, z, h', contenues dans le second membre.

Cependant on ne connaît que quatre genres distincts de machines, que l'on déduit, de l'équation générale, de la manière suivante, savoir :

Soit $z = v$, il vient :

$$T_r = Vh \times 1000 \left(1 + 0 - \frac{h'}{h}\right)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$= V \times 1000\ (h - h').$$

Cette équation est la formule générale des machines dites *sans détente*; tandis que la précédente est la formule générale des machines dites *à détente*.

Si, dans ces deux équations, on fait successivement $h' = 10^m,32$, $h' < 10^m,32$, on obtient :

1° pour $h' = 10^m,32$.

La première équation devient, en résolvant par rapport à T_u :

$$T_u = -t'_r + V\ h \times 1000\ (1 + \log.\frac{v}{z}\ 2,3026 - \frac{v}{z}\ \frac{10^m,32}{h}). \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

C'est la formule des machines dites : *à détente, sans condensation.*

La seconde équation devient :

$$T_u = -t'_r + V \times 1000\ (h - 10,32). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

C'est la formule des machines dites : *sans détente ni condensation.*

2° $h' < 10^m,32$.

La première équation devient :

$$T_u = -t'_r + Vh \times 1000\left(1 + \log.\frac{v}{z}\ 2,3026 - \frac{v}{z}\ \frac{h'}{h}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

C'est la formule des machines dites : *à détente et condensation.*

La seconde équation devient :

$$T_u = -t'_r + 1000\ V\ (h - h'). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

C'est la formule des machines dites : *sans détente, à condensation.*

Nous allons passer successivement en revue chacun de ces quatre genres de machines.

§ I. — Machines sans détente ni condensation.

La formule étant :

$$T_u = -t'_s + 1000\ V\ (h - 10^m,32),$$

si on met cette formule sous la forme :

$$T_u = -t'_r + 1000\ Vh - 1000\ V \times 10^m,32,$$

c'est-à-dire : $$T_u = -t'_r + T_m - t_r,$$

on a, pour expression du rapport entre le travail total produit et le travail absorbé par la résistance de l'air

$$\frac{T_m}{t_r} = \frac{1000\ Vh}{1000\ V \times 10^m,32} = \frac{h}{10^m,32}$$

et : $$T_m : t_r :: h\ 10^m,32;$$

ou : $$T_m \times 10,32 = t_r \times h$$

et : $$t_r = \frac{T_m \times 10^m,32}{h}$$

C'est-à-dire que t_r, travail absorbé par la résistance de l'air, est d'autant plus petit par rapport au travail total produit que h est plus grand ; ainsi, pour $h = 10 \times 10^m,32$, il vient :

$$t_r = \frac{T_m}{10}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tandis que pour $h = 2 \times 10^{m},32$, il vient :

$$t_r = \frac{T_m}{2}$$

Il résulte de là que, pour ces machines, il faut marcher à la plus haute pression possible, si l'on veut que le travail utilisable se rapproche du travail total produit.

Les différences entre les quantités de travail absorbé par la résistance de l'air, à différentes pressions, sont les mêmes que celles entre les fractions.

$$0, \frac{1}{2}, \frac{2}{3}, \frac{3}{4}, \frac{4}{5}, \frac{5}{6}, \frac{6}{7}, \frac{7}{8}, \frac{8}{9}, \frac{9}{10}, \text{ etc.},$$

d'où l'on voit que ce n'est que pour $h = 20 \times 10^{m},32$, que les différences deviennent négligeables.

La valeur de h la plus convenable serait donc 20 atmosphères.

§ II. — Machines sans détente, à condensation.

La formule est : $$T_u = -t'_r + 1000\ V\ (h - h')$$

La valeur de T_u est d'autant plus considérable que celle de h' est plus petite. Considérant, pour un moment, cette valeur comme déterminée, si on exprime h en fonction de h', les mêmes observations que précédemment seront à faire, et ce sera pour $h = 20\ h'$ que les différences entre les rapports du travail utilisable au travail absorbé par la résistance de l'air contenu dans le condenseur, commenceront à devenir insensibles.

Si on veut déterminer h', il faut avoir recours aux considérations suivantes :

Pour avoir une pression aussi faible que possible dans l'espace communiquant avec le côté du piston opposé à la vapeur, on injecte de la vapeur dans cet espace, d'abord rempli d'air, jusqu'à ce que tout ce dernier soit parti par un orifice ménagé dans ce but. Cela fait, on ferme les communications de cet espace avec l'air et avec le générateur, et on y injecte de l'eau froide; cette eau se chauffe au détriment de la chaleur contenue dans la vapeur, remplissant l'espace, et la condense; de là le nom de condenseur appliqué à l'appareil dans lequel cette opération a lieu.

Par suite de la condensation de la vapeur et de l'abaissement de température qu'a produit l'injection d'eau froide, la tension intérieure de l'appareil se trouve n'être plus que celle correspondant à la température du mélange et donnée par le tableau de la page 145. Plus il y a eu d'eau froide injectée, plus la température du mélange est basse, plus, par conséquent, la tension intérieure est faible.

Remarquant, actuellement, qu'il n'est pas possible de supposer que le piston avance indéfiniment dans le même sens, et qu'il faut pratiquement que, après avoir avancé d'une certaine quantité, il revienne en arrière soit par l'action d'une puissance quelconque qui ne se manifeste que quand la vapeur cesse d'agir, soit par l'action d'une autre quantité de vapeur venant agir sur lui en sens inverse de la première; il faut, dans les deux cas, pour que la réaction soit égale à l'action, que l'espace dans lequel était tout à l'heure la vapeur communique avec le condenseur, ce qui rend indispensable l'injection dans ce dernier de la vapeur qui a servi.

Ainsi il ne suffit pas d'avoir établi un vide plus ou moins parfait dans le condenseur pour que le piston avance convenablement; il faut maintenir ce vide que tendent à détruire les quantités de vapeur qui y sont injectées à chaque changement de direction du piston. Il faut donc introduire de nouvelle eau de condensation, et comme, en s'accumulant dans l'appareil, elle finirait elle-même par le remplir, il faut avoir une pompe spécialement chargée de purger le condenseur du mélange d'eau froide et vapeur condensée qui se trouve à sa partie inférieure.

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 :

$$P \times 650$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Soit P′ le poids de l'eau employée à condenser cette vapeur ; soit 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 :

$$P' = P \frac{650 - t'}{t' - t} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

En donnant à t et t' différentes valeurs, on déduit de cette équation différentes valeurs pour P′ et, du tableau de la page 145, différentes valeurs pour h'.

Plus t' est grand, plus le numérateur de la fraction est petit, plus son dénominateur est grand, 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 :

$$h = 20\ h',$$

pour laquelle le travail utilisable ne diffère que de $\frac{1}{20}$ du travail total produit.

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 $\frac{1}{20}$ de son volume à sa 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°,00, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De ces quatre valeurs de t' c'est $t' = 38°$ que l'on prend ordinairement; dans ce cas, h' est égale à $0^m,645$ ou $\frac{1}{16}$ d'atmosphère environ.

Si on pose $h = 20\ h'$, il vient :

$$h = 20 \times 0,645 = 12^m,90,$$

correspondant à 1,25 atmosphère, qui est la pression à laquelle fonctionnent généralement ces machines qui, par suite de cela, sont dites *machines à basse pression*.

On a alors, pour expression du travail utilisé, d'après le tableau de la page 145, donnant V :

$$\begin{aligned} T_u &= -t'_r + 1000 \times 1^{m.c.},38\ (12,90 - 0,65) \\ &= -t'_r + 1000 \times 16,91. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6) \end{aligned}$$

On peut se proposer de déterminer à quelle pression doit fonctionner la machine sans détente ni condensation pour produire, à poids égal de vapeur dépensée, le même effet utile que la machine sans détente à condensation.

Pour résoudre cette question, il est bon d'observer tout d'abord que les valeurs de t'_r ne sont pas égales dans les deux cas, que t'_r est beaucoup plus grand dans la machine à condensation que dans celle sans condensation, à cause de la mise en mouvement des pompes à air et à eau fraîche.

Mettant, pour cette raison, les opérations du travail sous les formes :

1° Machine sans détente ni condensation.

$$T_u + t'_r = 1000\ V\ (h - 10^m,32)$$

2° Machine sans détente, à condensation.

$$T_u + t'_r = 1000 \times 16,91$$

Nous allons chercher pour quelle valeur de h, dans la première équation, les quantités de travail utilisable $T_u + t_r$ sont égales dans les deux cas.

Pour cela, il nous suffit de poser :

$$1000\ V\ (h - 10,32) = 1000 \times 16,91$$

et après réduction :

$$V\ (h - 10,32) = 16,91$$

d'où le tableau suivant :

Tableau de l'effet utile de 1 kilog. de vapeur, sans détente ni condensation, pour différentes pressions.

VALEURS DE h.	VALEURS DE V.	VALEURS DE V $(h - 10,32)$.
m.	m. c.	
20,64	0,900	9,30
30,96	0,619	12,70
41,28	0,475	14,70
51,60	0,391	16,18
61,92	0,329	16,98

On déduit de là que, théoriquement, ce n'est qu'à six atmosphères, environ, que le travail utilisable produit par les machines sans condensation ni détente, est égal à celui produit par les machines à condensation, sans détente, à poids égal de vapeur dépensée. Il est probable que, à cause de l'appareil de condensation, 5 atmosphères sont suffisantes, dans la machine sans condensation, pour que le travail *utilis* soit le même dans les deux cas.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ III. — Machines à détente sans condensation.

La formule de ces machines est (page 173 (1)) :

$$T_u = -t'_r + 1000\ V h \left(1 + \log. -\frac{v}{z}\ 2{,}3026 - \frac{v}{z}\ \frac{10{,}32}{h}\right).$$

Or, nous avons vu (page 172) que le maximum de vapeur du second membre de cette équation correspond aux deux relations :

$$1^o\ v : z :: 10{,}32 \qquad \text{d'où :}\ \frac{v}{z} \times \frac{10{,}32}{h} = 1.$$

2^o h maximum

Remplaçant dans l'équation le terme $\frac{v}{z} \times \frac{10{,}32}{h}$ par 1, nous obtenons, pour expression simplifiée du travail utilisé, la formule :

$$T_u = -t'_r + 1000\ V h \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Si on met cette formule sous la forme :

$$T_u + t'_r = 1000\ S\ z\ h \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026$$

Le facteur $z\ h \log. \frac{v}{z}\ 2{,}3026$ est représenté pour toutes les valeurs de h dans la figure D, ci-contre, dans laquelle on a :

$o\ A = v$ $\qquad$ $o\ B = 10$ atmosphères,

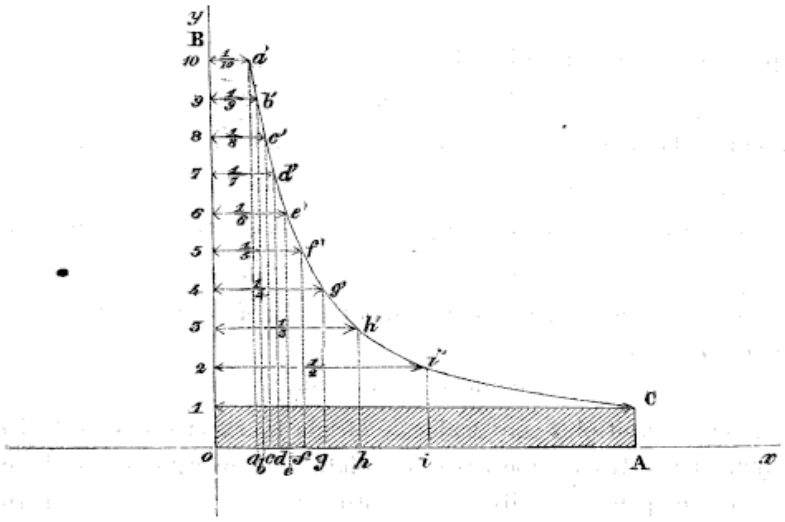


FIG. D.

et pour : $h = 1$ atmosph. . . . . $z = o\ A$. . $z\ h \log. \frac{v}{z}\ 2{,}302 = 0$

2	—	$o\ i$.	$= 1\ 2\ i'\ C$
3	—	$o\ h$.	$= 1\ 3\ h'\ C$
4	—	$o\ g$.	$= 1\ 4\ g'\ C$
5	—	$o\ f$.	$= 1\ 5\ f'\ C$, etc.
etc.		etc.	etc.

En remarquant que $o\ A\ C\ 1$, résistance de l'air en sens contraire du piston, est égal aux rectangles $o\ i\ i'\ 2$, $o\ h\ h'\ 3$, $o\ g\ g'\ 4$, $o\ f\ f'\ 5$, etc.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ IV. — Machines à détente et condensation.

La formule est :

$$T_u = -t'_r + V\,h \times 1000\left(1 + \log.\frac{v}{z}\ 2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right)$$

Cette formule ne diffère de celle des machines à détente sans condensation qu'en ce que h' y remplace $10^m{,}32$.

Or h' représente la hauteur d'une colonne d'eau ayant pour base la surface du piston, et exprime une pression qui est proportionnelle à l'étendue de cette surface. C'est donc une résistance analogue à celle de l'air ; il est évident alors que si on donne à h diverses valeurs en fonction de cette quantité telles que $2\,h'$, $3\,h'$, $4\,h'$, etc., on trouve, comme ci-dessus, que le maximum d'effet utilisable correspond à la valeur de h pour laquelle on a :

$$v : z :: h : h'.$$

Or h' varie généralement entre $\frac{1}{8}$ et $\frac{1}{16}$ d'atmosphère ; admettant le chiffre $\frac{1}{8}$, nous en concluons que pour $h = 10^m{,}32$, il faut faire $v = 8\,z$; pour $h = 20{,}64$, il faut faire $v = 16\,z$, etc. Ce qui prouve que si les vapeurs se comportent réellement comme les gaz, par la détente, il ne faut pas marcher à une pression bien forte pour en tirer un très grand effet utile.

En effet, soient :

$$h' = \frac{10{,}32}{8},$$

ce qui est un maximum, et

$$h = 10{,}32$$

$$v = 8\,z,$$

on obtient pour expression de travail utilisable :

$$T_u = -t'_r + V\,h \times \log.\,8 \times 2{,}3026 \times 1000,$$

ce qui, pour 1 kilogramme de vapeur, donne, d'après le tableau de la page 145 :

$$T_u = -t'_r + 17550 \times \log.\,8 \times 2{,}3026 = 17550 \times 2{,}08,$$

au lieu de 17550, en supposant $h' = 0$, que l'on obtient sans détente ; c'est-à-dire plus du double.

Or, on a : $17550 \times 2{,}08 = 36500.$

A 6 atmosphères, détente, sans condensation, on obtient, d'après les tableaux des pages 169 et 172, à peu près le même nombre, car on a :

$$20400 \times 1{,}80 = 36720.$$

On voit par là combien il serait plus convenable de diriger les expériences sur la détente, pour la navigation, du côté des machines dites à basse pression, plutôt que de celui des machines à haute pression, sans condensation, dont l'emploi est si difficile, à cause des chaudières qui ne permettent pas l'usage des foyers et conduits intérieurs.

§ 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

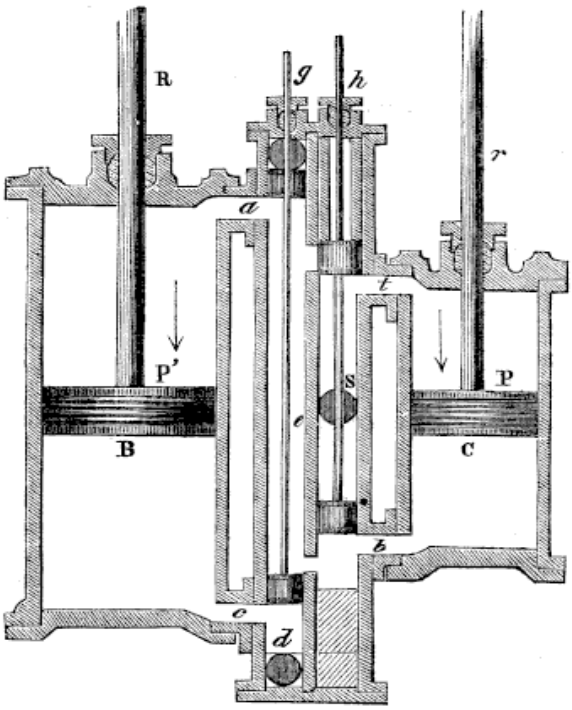


FIG. E.

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;

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 :

$$V \times h \times 1000.$$

Résistance. Le dessous du petit piston étant en communication avec le dessus du grand, les pressions qu'opère la vapeur dans les deux sens sont égales de part et d'autre. Or, si h' représente la pression moyenne exercée, la résistance opposée au petit piston, pendant le chemin parcouru c, est :

$$s \times c \times h' \times 1000,$$

et le travail opéré par le grand piston, pendant le chemin parcouru C, est :

$$S \times C \times h' \times 1000.$$

S et s étant les surfaces des pistons, $s\ c$ et S C représentent les volumes des cylindres, et on a :

$$s\ c\ h' \times 1000 : S\ C\ h' \times 1000 :: s\ c : S\ C :: V : V'.$$

Si R est la résistance opposée au petit piston, et T le travail du grand, on déduit de la proportion ci-dessus :

$$R = T\frac{V}{V'}.$$

Grand piston; puissance. Pour déterminer le travail produit par le grand piston, nous allons d'abord démontrer que la détente se fait dans le grand cylindre, exactement de même que lorsqu'il n'y a qu'un seul cylindre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour cela, nous remarquons en premier lieu que, dans l'expression $\log.\frac{v}{z}2,3026$, qui s'applique aux machines à un seul cylindre, on peut facilement remplacer $\frac{v}{z}$ par $\frac{V'}{V}$, V′ étant le volume total de la vapeur à la fin de la course et V, comme précédemment, le volume avant la détente.

En effet, on a pour ces machines, S représentant la surface du piston :

$$V = S \times z$$
$$V' = S \times v$$

D'où :
$$\frac{V'}{V} = \frac{v}{z}.$$

On peut donc remplacer dans l'expression ci-dessus v et z par V′ et V, ce qui donne :

$$\text{Log.}\ \frac{V'}{V}\ 2,3026.$$

Nous allons maintenant démontrer que la dilatation de la vapeur s'effectue, dans deux cylindres, absolument de même que dans un seul.

En effet, soit supposé le volume du grand cylindre égal à quatre fois le volume du petit ; soit de plus la course du petit piston divisée en dix parties égales. Quand ce piston avance de $\frac{1}{10}$, le volume qu'engendre le grand piston P dans son cylindre est égal à quatre fois le volume engendré par le petit piston, si bien que l'on a le tableau suivant :

Tableau des volumes engendrés par les pistons des deux cylindres pour chaque dixième de course parcouru.

DIXIÈMES dont avance le petit pist.	VOLUME au-dessous du petit piston.	VOLUME au-dessus du grand pist.	TOTAL des deux volumes.	DIXIÈMES dont avance le petit pist.	VOLUME au-dessous du petit piston.	VOLUME au-dessus du grand pist.	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 engendrés 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.

Il résulte de là que le travail du grand piston est :

$$V\,h \times 1000 \log.\frac{V'}{V}2,3026.$$

Résistance. La résistance opposée par la vapeur du condenseur est, si on représente par h' la pression constante de ce dernier :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$S \times C \times h \times 1000;$$

et en en remplaçant S C par V′ :

$$V' h' \times 1000.$$

Faisant la somme de ces diverses expressions, nous obtenons :

1° Travail du petit piston. . . . . $+ V h \times 1000$

$$- \frac{V}{V'} V h \times 1000 \log. \frac{V'}{V} 2{,}3026;$$

2° Travail du grand piston. . . $+ V h \times 1000 \log. \frac{V'}{V} 2{,}3026$

$$- V' h' \times 1000.$$

Faisant la somme et mettant $V h \times 1000$ en facteur commun, nous obtenons :

$$T_m = V h \times 1000 \left(1 + \log. \frac{V'}{V} 2{,}3026 \left(1 - \frac{V}{V'} \right) - \frac{V' h'}{V h} \right),$$

expression qui ne diffère de celle des machines à un seul cylindre que par le facteur $1 - \frac{V}{V'}$ qui, quelque petit que soit $\frac{V}{V'}$ est, lui-même, toujours < 1 ; ce qui indique que, dans ces machines, l'effet utile théorique est moindre que dans les machines à un seul cylindre.

En effet, pour une machine à quatre atmosphères, sans condensation et détendant au $\frac{1}{4}$, on a, d'après cette formule :

$$T_m = V h \times 1000 \times \frac{3}{4} \log. \frac{V'}{V} 2{,}3026;$$

tandis qu'avec l'autre on a :

$$T_m = V h \times 1000 \times \log. \frac{V'}{V} 2{,}3026.$$

Comme on le voit, ces machines ne conviennent nullement *sans condensation*.

A condensation, on gagne facilement cette différence théorique, en détendant à un point élevé, ce qui est plus facile qu'avec les machines à un seul cylindre.

RÉCAPITULATION.

Considérant *une atmosphère* comme pression effective de la vapeur dans les cylindres des machines sans détente à condensation, dites *à basse pression* ;

Considérant *trois atmosphères* comme pression effective de la vapeur dans les cylindres des machines sans détente ni condensation, dites *à haute pression* ;

Considérant *quatre atmosphères* comme pression initiale absolue de la vapeur dans les cylindres des machines *à détente* ;

Les quatre équations du travail deviennent :

1° Machines à basse pression, $T_u = - t_r' + 10320 \times 0{,}785\ D^2 v$;

2° Machines à haute pression, $T_u' = - t_r'' + 31000 \times 0{,}785\ D'^2 v$;

3° Machines à détente :

Au quart, sans condensation, $T_u'' = - t_r''' + 57000 \times 0{,}785\ D''^2 \times \frac{1}{4} v$;

Au huitième, à condensation, $T'''_u = - t_r'''' + 518000 \times 0{,}785\ D'''^2 \times \frac{1}{8} v$.

Les quantités T_u, T_u', T_u'', T_u''' sont ce qu'on nomme l'effet utile ou la force des machines ;

Les quantités t_r', t_r'', t_r''', t_r'''' sont ce qu'on appelle le travail perdu par les frottements. Les valeurs

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de ces quantités varient suivant la force et le genre des machines. Appelant K le coefficient de l'effet utile par rapport au travail produit T_r, dans les machines *à basse pression*, on a, en général, suivant les genres :

1° Machines à basse pression, $T_u = KT_r$

$$t_r' = (1 - K)\, T_r;$$

2° Machines à haute pression, $T_u' = 1{,}2\, KT_r'$

$$t_r'' = (1 - 1{,}2\, K)\, T_r';$$

3° Machines à détente :

sans condensation, $T_u'' = 1{,}1\, KT_r''$

$$t_r''' = (1 - 1{,}1\, K)\, T_r'''$$

à condensation, $T_u''' = KT_r'''$

$$t_r'''' = (1 - K)\, T_r'''.$$

Si nous voulons avoir les valeurs relatives des diamètres des pistons moteurs pour une même force à produire, il nous suffit de poser :

$$T_u = T_u' = T_u'' = T_u''',$$

c'est-à-dire :

$$KT_r = 1{,}2\, KT_r' = 1{,}1\, KT_r'' = KT_r''',$$

et, en remplaçant T_r, T_r', T_r'', T_r''' par leurs valeurs données plus haut :

$$K \times 10320\, D^2 = 1{,}2\, K \times 31000\, D'^2 = 1{,}1\, K \times 14250\, D''^2 = K \times 14750\, D'''^2.$$

Faisant dans ces équations $D = 1{,}000$

nous obtenons : $D' = 0{,}526$

$D'' = 0{,}810$

$D''' = 0{,}837$

Ces rapports sont ceux qui doivent exister entre les diamètres des pistons moteurs des machines de mêmes forces, ayant même vitesse et satisfaisant aux conditions de pression et détente stipulées plus haut.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 122), 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 :

$$T = 0{,}00222\,\frac{P\,R^2 m^2}{n},$$

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 :

$$P = T\,\frac{n}{0{,}00222\,R^2 m^2}. \qquad (1)$$

Dans cette équation, T est la différence entre la quantité de travail transmis et celle de 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.

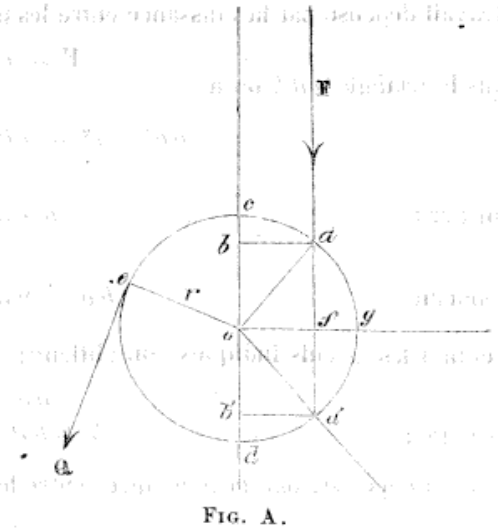


FIG. A.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Quelque 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 . . . . . $Q \times 2\pi r$.

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 :

$$F \times a\,a' \text{ ou } F \times b\,b'.$$

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 :

et, par suite :

$$\left.\begin{aligned} b\,b' &= 1{,}55\,r \\ c\,b + b\,d &= 0{,}45\,r \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Le travail dépensé, par la puissance, entre les points a et a', est représenté par :

$$F \times 1{,}55\,r. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 : $$fg = r - x = 0{,}364\ r \text{ (équat. 3)};$$

on en conclut : $$bb' : fg :: 1{,}55 : 0{,}364 :: 1 : 0{,}235.$$

Or, pour hauteur de l'arc égale à 0,235, sa longueur exprimée en fonction de la corde est [1] :

$$1{,}14136;$$

on a donc : $$\text{arc } a\ g\ a' = 1{,}14136 \times 1{,}55\ r$$

$$= 1{,}77\ r;$$

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 :

$$\text{Travail absorbé} = F \times 1{,}13\ r. \quad \ldots \quad (6)$$

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 $0{,}42\ Fr$ 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 :

$$P = F \times 0{,}42\ r \frac{n}{0{,}00222\ R^2 m^2}$$

$$= 189 \frac{r\ n\ F}{R^2 m^2}. \quad \ldots \quad (8)$$

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 de T est indépendante de la vitesse de rotation de la manivelle.

Appliquant cette formule aux machines sans détente, à condensation, ayant pour dimensions principales celles que nous avons données (pages 182 et 183), nous obtenons :

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;

$$P = 189 \frac{D \times 25 \times 8100\ K\ D^2}{9\ m^2\ D^2} = 4{,}250{,}000 \frac{K\ D}{m^2}$$

et le tableau suivant :

[1] Voir Carnet à l'usage des ingénieurs, page 66.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tableau des poids et sections des jantes des volants pour machines sans détente.

DIAMÈTR. des pistons à basse pression. D.	COEFFIC. de l'effet utile. K.	NOMBR. de révolut. des volants par minut. *m.*	POIDS des jantes en kilog. P.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.	DIAMÈTR. des pistons à basse pression. D.	COEFFIC. de l'effet utile. K.	NOMBR. de révolut. des volants par minut. *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 112) :

$$T_m = 1000\,V\,h\left(1 + \log.\,\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v\,h'}{z\,h}\right),$$

dans laquelle T_m est égal à φ multiplié par la vitesse v du piston moteur.

On déduit de cette équation :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\varphi = \frac{1000\,V\,h}{v}\left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right),$$

et : $$Q = \frac{2000\,V\,h}{\pi\,v}\left(1 + \log.\frac{v}{z}\,2{,}3026 - \frac{v}{z}\,\frac{h'}{h}\right).$$

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.*

Dans ce cas on a : $$h = 41^{m},28$$
$$v = 4\,z$$
$$\frac{v\,h'}{z\,h} = 1,$$

et : $$Q = \frac{2000 \times 41{,}28\,V}{4\,\pi\,z}\,\log.\,4 \times 2{,}3026.$$

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) :

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, par chacun des points de division, des perpendiculaires sur cette droite, qui rencontre 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 levier de la puissance aa'', bb'', cc'', dd'', etc., ainsi que les pressions $a'a''$, $b'b''$, $c'c''$, $d'd''$, etc., nous obtenons :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

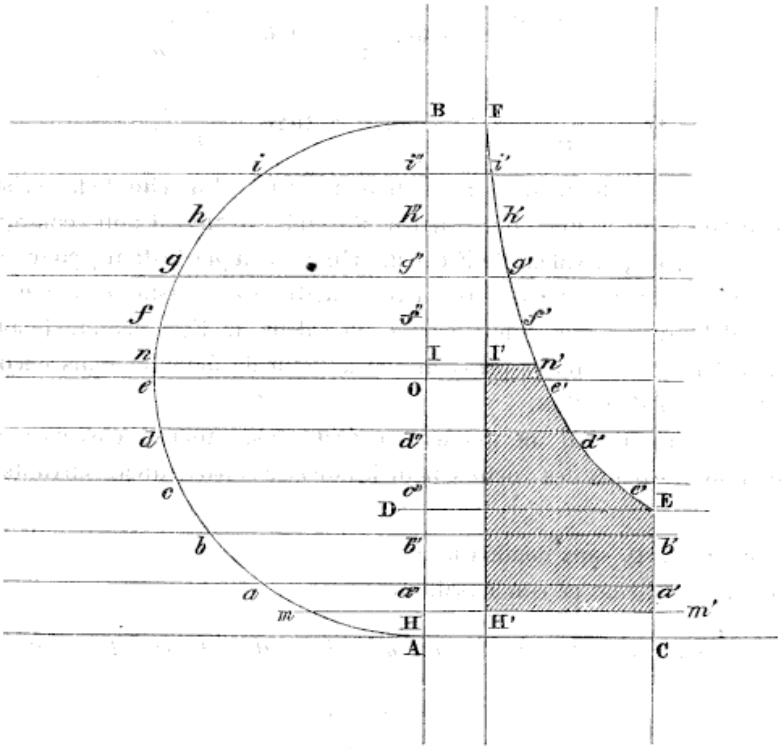


FIG. B.

$$a\,a'' = i\,i'' = 0{,}60\,r$$
$$b\,b'' = h\,h'' = 0{,}80\,r$$
$$c\,c'' = g\,g'' = 0{,}91\,r$$
$$d\,d'' = f\,f'' = 0{,}97\,r$$
$$e\,o = r$$

et :

$$a'\,a'' = b'\,b'' = h = 41^{m},28$$
$$c'\,c'' = 34\ ,50$$
$$d'\,d'' = 25\ ,90$$
$$e'\,o'' = 20\ ,75$$
$$f'\,f'' = 17\ ,25$$
$$g'\,g'' = 14\ ,80$$
$$h'\,h'' = 12\ ,95$$
$$i'\,i'' = 11\ ,50$$
$$B\,F = 10\ ,32$$

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

g'. . . .	$4^m,48$
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 :

Au point A.	1000 S × $30^m,96$ × 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	=	10430 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 $2r$, divisée en 10 parties égales; par les points de division A,

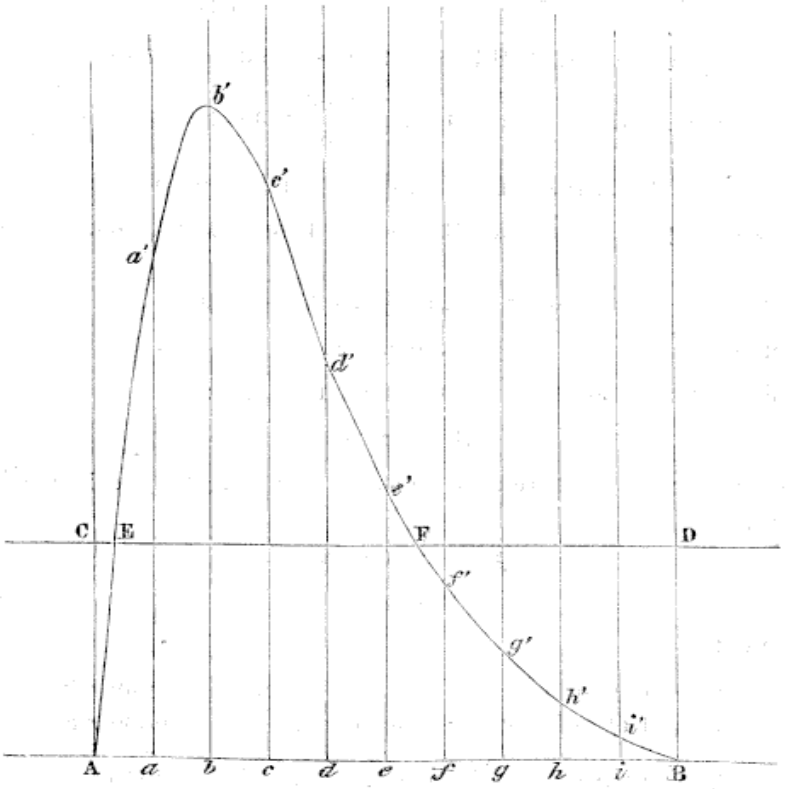


FIG. C.

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 figure A, les moments de la puissance et de la résistance. Nous obtenons ainsi :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Pour lieu géométrique des moments de la résistance, la ligne C D, parallèle à A B, pour laquelle on a :

$$C A = 9120.$$

2° Pour lieu géométrique des moments de la puissance, la courbe A a' b' c' d' e' f' g' h' i' B, dont les ordonnées aa', bb', cc', etc., sont égales aux coefficients 18600, 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 :

$$C E = 0{,}10\ r,$$
$$E F = 0{,}96\ r.$$

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 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 :

$$\text{Surf. H } m'\text{ E D} = r\ (0{,}5 - 0{,}10)\ 41{,}28 = 16{,}50\ r;$$

$$\text{Surf. D E } n'\text{ I} = 0{,}5\ r \times 41{,}28 \log. \frac{A I}{A D}\ 2{,}3026.$$

Or : $$A I = A H + H I = r\ (0{,}10 + 0{,}96) = 1{,}06\ r;$$

Donc : $$\text{Surf. D E } n'\text{ I} = 20{,}64\ r \log. \frac{1{,}06}{0{,}50}\ 2{,}3026 = 15{,}45\ r;$$

$$\text{Surf. H H' I I'} = 10{,}32 \times 0{,}96\ r = 9{,}90\ r.$$

Remplaçant les surfaces comprises entre parenthèses, par leurs valeurs, nous obtenons pour expression du travail produit :

$$1000\ r\ S\ (16{,}50 + 15{,}45 - 9{,}90),$$

ou, toute réduction faite : $$22050\ r\ S.$$

Le travail absorbé par la résistance, dans le même temps, est :

$$Q \times \text{arc } mn.$$

Q est égal à 9120 S; l'arc mn, mesuré avec soin, est égal à 1,16 r; on a donc, en remplaçant Q et mn par leurs valeurs :

$$9120\ S \times 1{,}16\ r,$$

ou, toute réduction faite : $$10600\ r\ S.$$

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) :

$$P' = 11450\ r\ S \frac{n}{0{,}0022\ R^2 m^2}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$= 5200000 \frac{r\,n\,S}{R^2\,m^2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Si nous appliquons cette formule aux machines à détente sans condensation ayant, pour dimensions principales, celles que nous avons données (pages 182 et 183), nous obtenons :

$S = K \times 0{,}785\ D''^2$, D'' étant le diamètre du piston moteur;
$D'' = 0{,}81\ D$ (page 182);
$r = D$;
$n = 25$;
$R = 3\ D$;
m variable.

$$P' = 5{,}200{,}000 \frac{K\,D \times 25 \times 0{,}785 \times 0{,}655\ D^2}{9\ D^2 \times m^2}$$

et, toute réduction faite :

$$P' = 7{,}450{,}000 \frac{K\,D}{m^2}.$$

Nous avons trouvé (page 185), pour poids du volant de la machine sans détente :

$$P = 4{,}250{,}000 \frac{K\,D}{m^2}.$$

Nous déduisons de là :

$$P' = P \frac{745}{425} = 1{,}755\ P. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

d'où le tableau suivant :

Tableau des poids et sections des jantes des volants pour machines à détente au quart, sans condensation et pression initiale de 4 atmosphères.

DIAMÈTRES des pistons à basse pression D.	DIAMÈTRES en nomb. ronds des pistons à détente $D'' = 0{,}81$ D.	POIDS des jantes en kilogram.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.	DIAMÈTRES des pistons à basse pression D.	DIAMÈTRES en nomb. ronds des pistons à détente $D'' = 0{,}81$ D.	POIDS des jantes en kilogram.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.
m.	m.			m.	m.		
0,05	0,04	55	81	0,80	0,64	5700	528
0,10	0,08	128	95	0,85	0,68	6700	582
0,15	0,12	220	109	0,90	0,72	7900	650
0,20	0,16	347	128	0,95	0,76	9300	723
0,25	0,20	510	151	1,00	0,80	11000	815
0,30	0,24	695	172	1,10	0,88	13600	915
0,35	0,28	926	196	1,20	0,96	16850	1040
0,40	0,32	1200	223	1,30	1,04	20650	1175
0,45	0,36	1560	256	1,40	1,12	25750	1360
0,50	0,40	2030	300	1,50	1,20	32000	1570
0,55	0,44	2440	330	1,60	1,28	39500	1820
0,60	0,48	2910	360	1,70	1,36	49500	2160
0,65	0,52	3450	394	1,80	1,44	62100	2560
0,70	0,56	4100	435	1,90	1,52	79000	3090
0,75	0,60	4820	476	2,00	1,60	102500	3800

2° *Poids et section de la jante du volant pour machine à détente au huitième et condensation.*

Dans ce cas on a :

$h = 41^m,28$
$v = 8$ s

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$h' = \frac{10,32}{8}$$

$$\frac{v\,h'}{z\,h} = 0,25\,;$$

et (page 187) : $$Q = \frac{2000 \times 41,28\ V}{8\,\pi\,z}(0,75 + \log.\,8 \times 2,3026).$$

Remplaçant V par S z, et effectuant les calculs indiqués, nous obtenons pour valeur de Q en fonction de la surface du piston moteur :

$$Q = 9360\ S. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Soient (fig. D) comme précédemment :

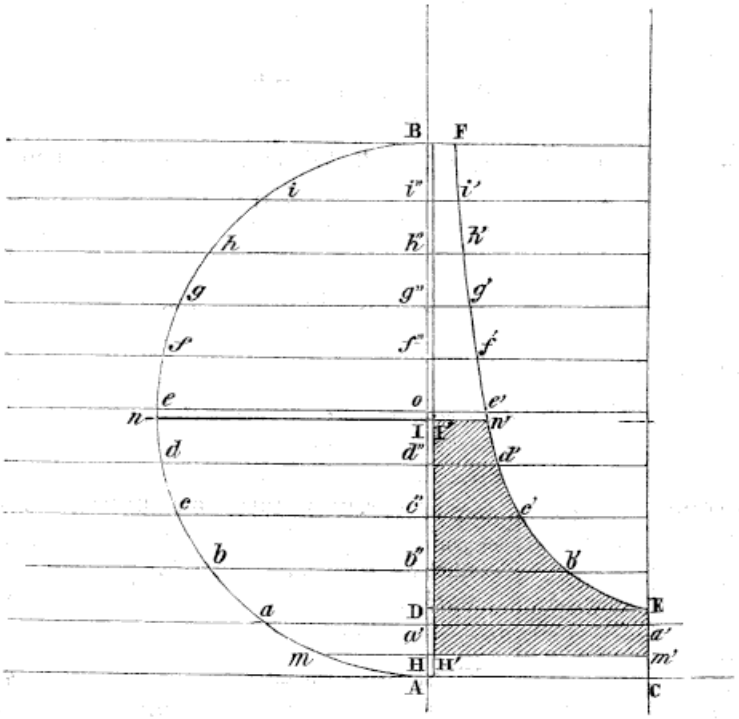


FIG. D.

o, le centre de la circonférence décrite par le bouton de la manivelle ;

A B, un diamètre $= 2\,r$;

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 levier de la puissance aa'', bb'', cc'', etc., ainsi

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que les pressions $a'\,a''$, $b'\,b''$, $c'\,c''$, etc., nous obtenons pour les bras de levier les mêmes nombres que précédemment (page 188) et pour les pressions :

$$\begin{aligned}
a'\,a'' &= 41^{m},280\\
b'\,b'' &= 25\ ,750\\
c'\,c'' &= 17\ ,250\\
d'\,d'' &= 12\ ,900\\
e'\,e'' &= 10\ ,320\\
f'\,f'' &= 8\ ,600\\
g'\,g'' &= 7\ ,375\\
h'\,h'' &= 6\ ,450\\
i'\,i'' &= 5\ ,775\\
\text{B F} &= 5\ ,160
\end{aligned}$$

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 parallèllement à A B, savoir :

Aux points	a'.	$39^{m},990$
	b'.	23 ,460
	c'.	15 ,960
	d'.	11 ,610
	e'.	9 ,030
	f'.	7 ,310
	g'.	6 ,085
	h'.	5 ,160
	i'.	4 ,485
	F.	3 ,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) :

$$9360\ \text{S} \times r.$$

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 :

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 :

$$C A = 9360$$

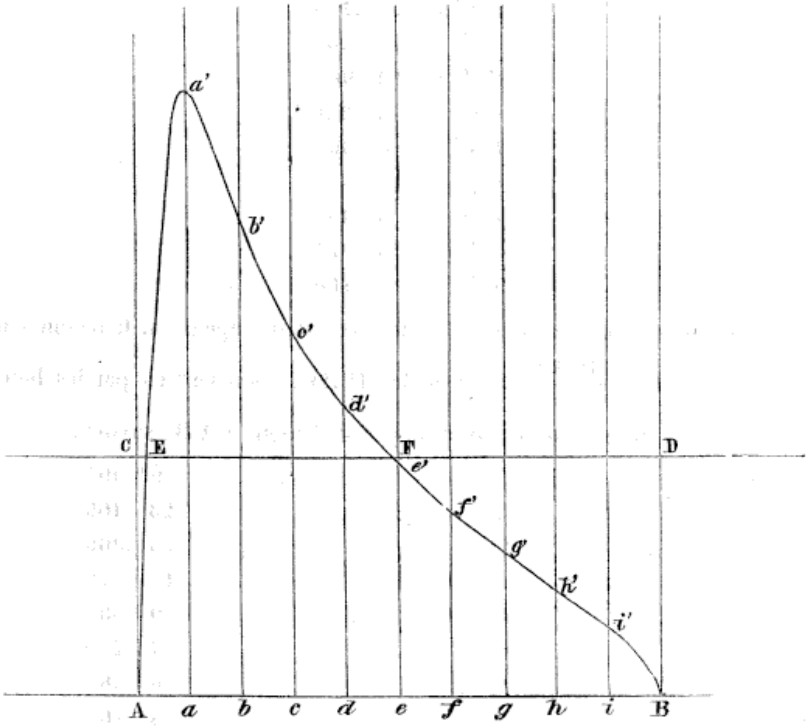


Fig. E.

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 :

$$1000\ S\ (\text{Surf. H } m'\ E\ D + \text{surf. D E } n'\ I - \text{surf. H H' I I'}),$$

expression dans laquelle on a :

$$\text{Surf. H } m'\ E\ D = r\ (0{,}25 - 0{,}08)\ 41{,}28 = 7{,}02\ r$$

$$\text{Surf. D E } n'\ I = 0{,}25\ r \times 41{,}28 \log. \frac{A\ I}{A\ D}\ 2{,}3026.$$

Or : $$A\ I = A\ H + H\ I = r\ (0{,}08 + 0{,}89) = 0{,}97\ r;$$

Donc : $$\text{Surf. D E } n'\ I = 10{,}32\ r \log. \frac{0{,}97}{0{,}25}\ 2{,}3026 = 13{,}80\ r$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\text{Surf. H H' I I'} = 1{,}29 \times 0{,}89\, r = 1{,}15\, r;$$

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 :

$$Q \times \text{arc } mn.$$

Q est égal à 9360 S; l'arc mn, mesuré avec soin, est égal à $1{,}12\, r$; on a donc, en remplaçant Q et mn 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) :

$$P'' = 9190\, r\, S\, \frac{n}{0{,}00222\, R^2 m^2}$$

$$= 4150000\, \frac{r\, n\, S}{R^2 m^2}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Si nous appliquons cette formule aux machines à détente et condensation ayant, pour dimensions principales, celles que nous avons données (pages 182 et 183), nous obtenons :

$S = K \times 0{,}785\, D'''^2$, D''' étant le diamètre du piston moteur;
$D''' = 0{,}837\, D$ (page 182);
$r = D$;
$n = 25$;
$R = 3\, D$;
$m =$ variable.

$$P'' = 4{,}150{,}000\, \frac{K D \times 25 \times 0{,}785 \times 0{,}7\, D^2}{9 \times D^2 m^2}$$

et, toute réduction faite : $$P'' = 6{,}320{,}000\, \frac{K D}{m^2}$$

Nous avons trouvé (page 185), pour poids du volant de la machine sans détente :

$$P = 4{,}250{,}000\, \frac{K D}{m^2}$$

et (page 191), pour poids du volant de la machine à détente sans condensation :

$$P' = 7{,}450{,}000\, \frac{K D}{m^2}$$

nous déduisons de là :

$$P'' = \frac{632}{425}\, P = 1{,}49\, P$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\text{et :} \quad P'' = \frac{632}{745} P' = 0{,}85\,P',$$

d'où le tableau suivant :

Tableau des poids et sections des jantes des volants pour machines à détente au huitième, à condensation, et pression initiale de 4 atmosphères.

DIAMÈTRES des pistons à basse pression D.	DIAMÈTRES des pistons à détente $D'' = 0{,}857\ D$	POIDS des jantes en kilogram.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.	DIAMÈTRES des pistons à basse pression. D.	DIAMÈTRES des pistons à détente $D'' = 0{,}857\ D.$	POIDS des jantes en kilogram.	SECTIONS des jantes en centimètres carrés.
m.	m.			m.	m.		
0,05	0,042	46	69	0,80	0,672	4850	447
0,10	0,084	109	81	0,85	0,714	5700	495
0,15	0,126	188	92	0,90	0,756	6700	551
0,20	0,168	295	110	0,95	0,798	7900	613
0,25	0,210	435	128	1,00	0,840	9360	679
0,30	0,252	592	146	1,10	0,924	11550	780
0,35	0,294	785	167	1,20	1,008	14300	883
0,40	0,336	1022	190	1,30	1,092	17600	1000
0,45	0,378	1327	217	1,40	1,176	21900	1155
0,50	0,420	1720	255	1,50	1,260	27150	1335
0,55	0,462	2075	280	1,60	1,344	33500	1550
0,60	0,504	2470	306	1,70	1,428	42000	1840
0,65	0,546	2940	335	1,80	1,512	53000	2175
0,70	0,588	3480	366	1,90	1,596	67200	2620
0,75	0,630	4100	405	2,00	1,680	87200	3230

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 celle 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 joints 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

DIMENSIONS DES CONDENSEURS ET POMPES A AIR.

Nous avons vu (page 175) comment on détermine la quantité d'eau P′ à injecter dans le condenseur pour liquéfier un 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.

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 175, en remarquant que les pompes ne produisent jamais que les 0,75 du volume calculé :

$$0{,}75\ V' = 0^{m.c},04055$$

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, pour 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 $\frac{1}{4}$, étant égal à $0^{k},72$, celui d'un cylindre est égal a :

$$0{,}72\ V\left(1+\frac{1}{n}\right);$$

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 :

$$x = 0{,}04\ V\left(1+\frac{1}{n}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Cette expression est celle du volume que 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$D'^2\,C' = 0{,}04\,D^2\,C\left(1+\frac{1}{n}\right)$$

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 $\frac{1}{2}$ C, d'où résulte que l'on a :

$$2\,C : \tfrac{1}{2}\,C :: C : C' = \tfrac{1}{4}\,C;$$

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 expérience? Nous croyons plus sage d'admettre cette dernière hypothèse. Watt faisait : $D' = \frac{2}{5}\,D$, 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 :

$$D' = 0{,}6\,D. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

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 huit à neuf 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de 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.

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. 18) 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 condensant l'eau à la pompe alimentaire, et l'autre *b*, sur le côté, est destiné à recevoir un tuyau de trop plein condensant 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 régler 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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, e et e', 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 :

$$d = 5\, d' \sqrt{\frac{c'}{c}}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 figures 15 (pl. 18) et 1 (pl. 19).

La disposition de la figure 1 (pl. 19) présente sur celle de la figure 15 (pl. 18) 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.

Quand elles sont foulantes, on emploie l'une des dispositions représentées dans les figures 2 et 3 (pl. 19). Celle de la figure 2, comme celle de la figure 15 (pl. 18), présente l'inconvénient de rendre difficile la visite des clapets; aussi la disposition de la figure 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 du piston moteur est :

$$4 \times 0,72 \times 0,785\ D^2\ C. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

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'alimen-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tation, pour visiter les soupapes. Dans les deux cas, il faut pouvoir envoyer aux chaudières pendant un certain temps, plus d'eau qu'elle n'en dépensent. Pour obtenir ce résultat, il faut que la pompe ait un diamètre supérieur à celui qui est rigoureusement nécessaire, c'est pourquoi on substitue toujours le coefficient 0,07 au coefficient 0,062, ce qui donne :

$$d' = 0{,}07\ D \sqrt{\frac{C}{c'}}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Si dans cette équation on fait :

$C = c'$, on obtient : $d' = 0{,}07\ D$,
$C = 2\,c'$ — $d' = 0{,}10\ D$.

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 :

$$d = 0{,}31 \sqrt{\frac{C}{c}}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

et pour : $C = c$, on obtient : $d = 0{,}31\ D$,
$C = 2\,c$, — $d = 0{,}437\ D$.

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. 19). 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 figures 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 qui tient en place un étrier à vis, facile à enlever. Cette disposition présente le grand avantage de rendre très simple 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 figures 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 *pierres 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 au bâti.

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. 19, fig. 13, 14, 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.

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 hori-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

zontaux *ab, cd*. La hauteur *ac* 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 bouclier H, achèvent de consolider le système.

Dans le second 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 figure 16 représente une disposition de chevalets, avec croix de Saint-André, transversale à l'intérieur, employés 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, des figures 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 ou 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.

§ III. — Bâtis pour locomotives.

Les bâtis pour locomotives se composent de deux parties principales, savoir : 1° le *châssis*; 2° les *roues* et *essieux*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 dix à douze centimètres de large sur vingt à vingt-deux 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 des deux grandes traverses seulement, pour côtés longitudinaux reliés entre elles, aux extrémités, soit par des madriers en bois, soit 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 celles 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

TABLEAUX DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

1° VAPORISATION.

Nos D'ORDRE.	SURFACES totales des chaudières en mètres carrés.	NOMBR. de chaudièr. strictement nécessaires.	DIAM. des chaudièr. en mètres.	LONG. des chaudièr. en mètres.	NOMBRES des bouilleurs.	DIAM. des bouill. en mètres.	LONGUEURS des bouilleurs en mètres.	PRESCRIPTIONS DE L'ORDONN. ROYALE du 22 mai 1845. 2 atmosphères. Numéro de la catégor.	2 atmosphères. Diamètres des soupapes de sûreté en centimètres.	5 atmosphères. Numéro de la catégor.	5 atmosphères. Diamètres des soupapes de sûreté en centimètres.
1	0,5	1	0,20	0,80	0	»	»	4me	1,00	4me	0,50
2	1,0	1	0,30	1,06	0	»	»	4me	1,00	4me	0,80
3	1,5	1	0,40	1,19	0	»	»	4me	2,00	4me	1,00
4	2,0	1	0,40	1,03	1	0,20	1,13	4me	2,10	4me	1,30
5	4,0	1	0,50	1,65	1	0,25	1,82	4me	2,92	4me	1,72
6	6,0	1	0,50	2,48	1	0,25	2,73	4me	3,60	3me	2,10
7	8,0	1	0,50	2,44	2	0,25	2,68	4me	4,13	2me	2,50
8	12,0	1	0,65	2,80	2	0,33	3,08	4me	5,10	2me	3,10
9	18,0	1	0,65	4,22	2	0,33	4,64	3me	6,20	1re	3,70
10	24,0	1	0,80	4,55	2	0,40	5,00	3me	7,20	1re	4,20
11	32,0	1	0,80	6,10	2	0,40	6,71	2me	8,30	1re	4,90
12	40,0	1	1,00	6,10	2	0,50	6,71	2me	9,25	1re	5,45
13	50,0	1	1,00	7,60	2	0,50	8,36	1re	10,32	1re	6,10
14	60,0	2 nº 11.			»	»	»	1re	»	1re	»
15	70,0	1 nº 11 et 1 nº 12.			»	»	»	1re	»	1re	»
16	80,0	2 nº 12.			»	»	»	1re	»	1re	»
17	100,0	2 nº 13.			»	»	»	1re	»	1re	»
18	120,0	3 nº 12.			»	»	»	1re	»	1re	»
19	150,0	3 nº 13.			»	»	»	1re	»	1re	»
20	200,0	4 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
21	250,0	5 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
22	300,0	6 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
23	350,0	7 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
24	400,0	8 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
25	500,0	10 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
26	600,0	12 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
27	700,0	14 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
28	800,0	16 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
29	900,0	18 id.			»	»	»	1re	»	1re	»
30	1000,0	20 id.			»	»	»	1re	»	1re	»

OBSERVATIONS. Nous donnons seulement les dimensions des chaudières à deux bouilleurs, attendu que l'ensemble de leurs formes est à peu près invariable, ce qui n'a pas lieu pour les autres. — Nous avons limité à 15 le nombre des dimensions différentes qu'elles peuvent affecter, notre avis étant que, pour surface totale dépassant 50 mètres carrés, il est plus avantageux d'employer plusieurs chaudières auxquelles on en adjoint une ou plusieurs de rechange, suivant la force. De cette manière, il n'y a jamais de chômages par suite d'accidents aux chaudières, et le capital engagé dans les chaudières de rechange est moindre. Quant à l'effet utile, il est à peu près le même dans tous les cas, quand les fourneaux sont bien construits.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAUX DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

2e DISTRIBUTION.

Nos D'ORDRE.	DIMENSIONS 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 detente.									
	Long.	Larg.	Long.	Larg.	Longueur.	Largeur.	sans détente à condens.	sans détente ni cond.	à détente.	Tiges des tiroirs ou soupapes.	Arbres des tiroirs ou soupapes.	Boutons des man. d'excentriq.	Boulons de la dist. en général.	
	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	0,1875	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	0,31875	0,06375	0,17	0,085	0,1275	25	75	54	21	24
18	0,450	0,090	0,2250	0,0450	0,33750	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	0,2550	45	110	74	30	29
28	0,900	0,180	0,4500	0,0900	0,67500	0,13500	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	0,190	0,2850	50	120	78	30	30
30	1,000	0,200	0,5000	0,1000	0,75000	0,15000	0,40	0,200	0,3000	50	120	80	30	30

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAUX DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

3° TRAVAIL MOTEUR.

N°s D'ORDRE.	DIAM. DES CYLIND. A VAPEUR — sans détente — à condensat.	DIAM. DES CYLIND. A VAPEUR — sans détente — sans condensation.	DIAM. DES CYLIND. A VAPEUR — à détente.	Courses des pistons.	ÉPAISSEURS — des cylindres.	ÉPAISSEURS — des pistons au centre.	ÉPAISSEURS — du jeu des pistons.	ÉPAISSEURS — de l'entrée des fonds.	LONGUEURS DES CYLINDRES	DIAMÈT. des tiges des pist.	DIAMÈT. des boulons des cylindres.	RAPPORTS entre les surf. des pistons. — celle du 1er étant 1.	RAPPORTS entre les surf. des pistons. — successifs.	Vitesses convenables à donner aux pist. par seconde.	FORCES TOTALES développées en chevaux.	COEFFICIENTS probabl. de l'effet utile.	FORCES RÉELLES approxim. en chevaux.
	m.	m.	m.	m.	mm.	mm.	mm	mm.	m.	mm.	mm.			m.			
1	0,05	0,025	0,04	0,10	8	50	20	20	0,190	12	6	1	1,000	0,55	0,14	0,39	0,05
2	0,10	0,050	0,08	0,20	10	60	24	24	0,308	15	8	4	4,000	0,60	0,60	0,40	0,25
3	0,15	0,075	0,12	0,30	12	70	28	28	0,426	18	10	9	2,250	0,65	1,46	0,41	0,60
4	0,20	0,100	0,16	0,40	14	80	32	32	0,544	21	12	16	1,780	0,70	2,80	0,42	1,20
5	0,25	0,125	0,20	0,50	16	90	36	36	0,662	25	12	25	1,560	0,75	4,70	0,43	2,00
6	0,30	0,150	0,24	0,60	18	100	40	40	0,780	30	15	36	1,440	0,80	7,20	0,44	3,20
7	0,35	0,175	0,28	0,70	20	110	44	44	0,898	35	15	49	1,360	0,85	10,40	0,45	4,70
8	0,40	0,200	0,32	0,80	22	120	48	48	1,016	40	18	64	1,305	0,90	14,40	0,46	6,60
9	0,45	0,225	0,36	0,90	24	130	52	52	1,134	45	18	81	1,265	0,95	19,20	0,47	9,00
10	0,50	0,250	0,40	1,00	26	140	56	56	1,252	50	21	100	1,235	1,00	25,00	0,48	12,00
11	0,55	0,275	0,44	1,10	28	150	60	60	1,370	55	21	121	1,210	1,05	31,80	0,49	15,60
12	0,60	0,300	0,48	1,20	30	160	64	64	1,488	60	25	144	1,190	1,10	39,50	0,50	19,80
13	0,65	0,325	0,52	1,30	32	170	68	68	1,606	65	25	169	1,175	1,15	48,60	0,51	24,80
14	0,70	0,350	0,56	1,40	34	180	72	72	1,724	70	25	196	1,160	1,20	58,90	0,52	30,60
15	0,75	0,375	0,60	1,50	36	190	76	76	1,842	75	30	225	1,145	1,25	70,00	0,53	37,00
16	0,80	0,400	0,64	1,60	38	200	80	80	1,960	80	30	256	1,140	1,30	83,00	0,54	44,80
17	0,85	0,425	0,68	1,70	40	210	84	84	2,078	85	30	288	1,125	1,35	98,00	0,55	54,00
18	0,90	0,450	0,72	1,80	42	220	88	88	2,196	90	35	324	1,122	1,40	113,00	0,56	63,20
19	0,95	0,475	0,76	1,90	44	230	92	92	2,314	95	35	361	1,120	1,45	131,00	0,57	74,60
20	1,00	0,500	0,80	2,00	46	240	96	96	2,432	100	35	400	1,110	1,50	150,00	0,58	87,00
21	1,10	0,550	0,88	2,20	48	250	100	100	2,650	110	40	484	1,205	1,55	188,00	0,59	111,00
22	1,20	0,600	0,96	2,40	50	260	104	104	2,868	120	40	576	1,190	1,60	231,00	0,60	138,50
23	1,30	0,650	1,04	2,60	52	270	108	108	3,086	130	40	676	1,175	1,65	279,00	0,61	170,00
24	1,40	0,700	1,12	2,80	54	280	112	112	3,304	140	45	784	1,160	1,70	334,00	0,62	207,00
25	1,50	0,750	1,20	3,00	56	290	116	116	3,522	150	45	900	1,145	1,75	394,00	0,63	248,00
26	1,60	0,800	1,28	3,20	58	300	120	120	3,740	160	45	1024	1,138	1,80	460,00	0,64	295,00
27	1,70	0,850	1,36	3,40	60	310	124	124	3,958	170	50	1152	1,123	1,85	535,00	0,65	348,00
28	1,80	0,900	1,44	3,60	62	320	128	128	4,176	180	50	1296	1,120	1,90	616,00	0,66	407,00
29	1,90	0,950	1,52	3,80	64	330	132	132	4,394	190	50	1444	1,115	1,95	705,00	0,67	473,00
30	2,00	1,000	1,60	4,00	66	340	136	136	4,612	200	50	1600	1,105	2,00	800,00	0,68	545,00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAUX DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

4° TRANSMISSION DU MOUVEMENT.

Nos D'ORDRE.	BALANC. A UNE SEULE FLASQUE. Dimensions. Long. en mètres.	Larg. en métr.	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.	Diamèt. des entrées des arb en fonte.	boutons en fer.	Arb. des volantsen fonte; diam. des tour.	VOLANTS. Poids des jantes en kilog. sans détente.	à détente sans condensat.	à condens.	Diam. en mètr.
											mm.	mm.	mm.				
1	0,30	0,05	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

OBSERVATIONS. Nous nous empressons de rectifier une petite erreur que nous avons commise (page 63) en calculant le diamètre de l'arbre de la manivelle. Nous avons dit (ligne 13) :

« *Pour déterminer le diamètre du bouton on a la formule* : $\delta''' = 3{,}2 \left(\frac{9}{14} Q\right)^{\frac{1}{3}}$, *dans laquelle* Q *est la charge totale sur le bouton.* »

Cette formule est exacte pour le *levier à charnière*, dont l'axe est chargé en son milieu entre deux tourillons extrêmes, et les formules (1) et (2) données plus bas, ainsi que le tableau de la page 64, peuvent parfaitement servir pour ces pièces. Mais pour *leviers à boutons* et *manivelles*, le facteur Q, de la formule ci-dessus, doit être remplacé par 2 Q, attendu qu'il s'agit d'un axe n'ayant qu'un tourillon extrême, qui porte le double de ce qu'il portait dans le cas précédent. Il résulte de là que la formule $\Delta^3 = 0{,}44\ R\ \delta'''^3$ devient pour le cas de bouton : $\Delta^3 = 0{,}22\ R\ \delta'''^3$,

ce qui donne, pour la formule (1) de la page 63 relative aux arbres en fer : $\Delta = 0{,}6\ \delta''' \sqrt[3]{R.}$

De même la formule $\Delta^3 = 0{,}685\ R\ \delta'''^3$ devient, pour le cas de bouton : $\Delta^3 = 0{,}3425\ R\ \delta'''^3$,

ce qui donne, pour la formule (2), relative aux arbres en fonte : $\Delta = 0{,}7\ \delta''' \sqrt[3]{R.}$

Dans ces formules R est exprimé en centimètres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLEAUX DES DIMENSIONS CONVENABLES A DONNER AUX DIVERSES PARTIES ET PIÈCES COMPOSANT UNE MACHINE A VAPEUR, POUR DIFFÉRENTES FORCES.

5° CONDENSATION. — 6° ALIMENTATION.

Nos D'ORDRE.	DIAMÈTRES théorique des pistons des pompes à air. sans détente.	DIAMÈTRES théorique des pistons des pompes à air. à détente.	DIAMÈTRES des robinets et tuyaux d'inject.	DIAMÈTRES des tiges des pistons des pompes à air.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres. pompes à air.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres. bâches.	Épaisseurs en millim. des cylindres et boîtes à clapets.	Épaisseurs en millim. des bâches.	LARGEURS en mètres des clapets pour longueurs égales aux diamètres des pompes à air. sans détente.	LARGEURS en mètres des clapets pour longueurs égales aux diamètres des pompes à air. à détente.	DIAMÈTRES EN MÈTRES des pompes pour demi-course. EAU FRAÎCHE à condensat.	DIAMÈTRES EN MÈTRES des pompes pour demi-course. EAU FRAÎCHE d'alimentat.
	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	65	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	0,750	0,200

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LIVRE TROISIÈME.

Composition proprement dite des Machines à vapeur.

Trois circonstances 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.

L'état dans lequel 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 divers états dans lesquels 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° Au surmontage (qu'on nous passe le mot) d'une résistance intermittente.

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 des hauts fourneaux, cubilots, feux d'affineries ou de forges à mains, etc., ou aspirant de l'air dans un tube de chemin atmosphérique.

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 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 :

A simple effet.	les machines hydrauliques ;
	les machines-outils ;
A double effet, sans rotation. .	les machines soufflantes ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 particulière à un constructeur.

COMPOSITION SECONDAIRE.

Nous avons vu (page 173), 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 exécutés 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ce sont ces machines que l'on désigne le plus particulièrement sous le nom de machines hydrauliques ou d'épuisement, et dont nous allons parler.

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 ;

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 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.

C'est ainsi que, pour les machines d'épuisement des mines de Cornwall, on est arrivé à ne brûler que 2 kilogr. 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 kilogr. et s'élève quelquefois à 6 kilogr.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ I. — Machines d'épuisement à balancier droit.

Ces machines (pl. 20, fig. 1), qui sont les mieux disposées pour la condensation, par suite de 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 réglées 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 109) 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 as-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sujetti à la quantité plus ou moins grande dont est ouvert le robinet du tuyau de refoulement de la pompe.

Les figures 2 et 3 (pl. 20) 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 109 et 110), comme on va le voir.

Dans les figures 2 et 3 de la planche 20 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″*
Taquets 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 $\varepsilon\ \varepsilon'$.

§ 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'intermédiaire 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, quoique 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.

Nous avons vu une machine de ce genre, de la force de 300 chevaux, établie à Ougrée, près de Liége, dans l'usine de M. Michiels. Elle sert à la fois à souffler les hauts-fourneaux et à épuiser la mine. Elle est d'une remarquable simplicité; mais c'est là, à notre avis, le seul mérite de ce système.

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.

Les figures 1 et 2 (pl. 21) 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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, comme dans la machine de trois cents chevaux précitée (page 216), 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 à Ougrée.

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 des 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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. 21) 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 soufflerie, on préfère généralement les machines sans 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 pistons strictement nécessaires.

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 21 (fig. 10), 22, 23 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 pression, 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. 22), 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 avec 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. 23, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

En somme, les machines atmosphériques du chemin de Saint-Germain nous paraissent parfaitement combinées, et nous sommes heureux de pouvoir en donner les plans à nos lecteurs. Si, comme nous en avons la conviction, l'exécution répond à leur conception, elles feront, comme les autres travaux du chemin atmosphérique de Saint-Germain, le plus grand honneur à l'habile ingénieur qui a présidé à ce travail. Puissent, après cela, les résultats que l'on obtiendra, dans l'exploitation, faire oublier les peines et les dépenses qu'ils auront occasionnées.

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.

Ces dispositions, dont chacune convient plus particulièrement à 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 par-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ticulières, 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 donnent 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 183) :

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

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. 24, 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).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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;

12° MACHINES A CYLINDRE TOURNANT.

Nous allons examiner successivement chacune de ces dispositions.

CHAPITRE Ier.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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. 19, 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 rigide 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. 25) 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 non 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 cinq à six 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 115).

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 198) sur cette disposition que beaucoup de mécaniciens s'entêtent à conserver, nous n'y reviendrons pas.

II. Machines à 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 traver-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sent, dans toute leur longueur, deux boulons suffisamment forts et destinés à relier les supports du balancier avec la fondation.

La figure 2 (pl. 25) 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.

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 199), nous n'y reviendrons pas.

On 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. 26) représentent une 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. 27, 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 à support du balancier en maçonnerie.

Ces machines conviennent exclusivement, dans le cas qui nous occupe, pour forces dépassant 60 chevaux.

Nous avons vu (page 203) à quelles conditions il faut satisfaire pour obtenir un montage solide, nous n'y reviendrons pas.

Les figures 5 et 6 (pl. 26) 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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. 27, 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 que, aujourd'hui, ce modèle est presque exclusivement réservé pour les machines de 4 chevaux qu'emploient les chocolatiers et autres industriels qui, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

forces plus considérables. Les figures 5 et 6 (pl. 27) représentent le mode de construction de ce sytème employé par M. Saulnier (Popincourt). Dans la machine de M. Saulnier, le 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 quelle que 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 seules 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 108); 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. 27) 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. 28) 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 coulisses. Comme on le voit, cette disposition ne présente pas assez de stabilité pour être appliquée à des forces au-dessus de six 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. 28) 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 du 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 cylindre. La distribution est à détente au moyen de deux tiroirs ayant chacun une boîte spéciale. Ces tiroirs sont mis en mouvement

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. 21, 22, 23).

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 d'en 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 vitesse; 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. 29) 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, que nous avons proposée

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

il y a huit 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. A 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'enmanchement avec la tige du piston.

La disposition des figures 1 et 2 de la planche 29 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 208; 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. 29) 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. 26, 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 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. 21, 22, 23), décrites précédemment (page 220). 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. 30) 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 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. 30, fig. 3 et 4), de l'invention de MM. Broderip et Fr. Humphrys, ingénieurs anglais;

2° La machine à couvercle mobile (pl. 30, fig. 5 et 6) de l'invention de MM. Legendre et Averly, mécaniciens à Lyon.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 du reste 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-box 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.

CHAPITRE VII.

MACHINES A BIELLE EN RETOUR.

Cet ingénieux système, inventé par M. Pauwels et exclusivement exécuté dans les ateliers de cet ex-constructeur, 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. 30, fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12) dérivent à la fois des machines dites à deux bielles (pl. 27) et des machines dites verticales (pl. 33); 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 que le guide, et permet de rappro-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cher 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 30, 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 M. Pauwels arriverait-il 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 fig. 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 détente de M. Pauwels pourrait être inférieur à celui de M. Meyer, c'est qu'il nécessite trois stuffing-box 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'échappement, 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 que, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, dans ces derniers temps, l'objet d'une fort intéressante application, à savoir : le chauffage de la vapeur fonctionnant.

M. Frey, mécanicien à Belleville, a établi chez M. Poupilier, rue des Vinaigriers, 29, 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. 31, fig. 1, 2), possède une garniture de piston métallique, et les étoupes des stuffing-box 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. 31) représentent une machine à deux cylindres de même système, que fait exécuter en ce moment M. Tamizier dans ses ateliers.

II. Machines à colonne.

Ce système, que deux mécaniciens de Paris, MM. Farcot et Alexander, exécutent seuls, à notre 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. 32) représentent la disposition adoptée par M. Farcot. La tige du piston est guidée par un parallélogramme d'Olivier Évans, A B C, dont les branches sont passées dans quatre larges ouvertures pratiquées dans la colonne, tant pour allégir 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 $5^{m},00$ nous paraît un maximum pour ce genre de machines. Or, 5 mètres correspondent à un rayon de manivelle de 55 centimètres 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. 32, 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 $\frac{1}{3}$ et calculée pour donner une force de 15 chevaux à 60 p. 100 d'effet utile, a donné une force de 16 chevaux $\frac{1}{2}$.

Les machines de M. Bourdon (pl. 33, 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. 33, fig. 4, 5), diffèrent des précédentes par le système d'entablement que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 autant que 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 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 et en fait encore aujourd'hui, 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. 34, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. 34, 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 ; nous en parlerons plus loin.

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 en est satisfait, parce que ce 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. 34, fig. 5, 6, 7, 8) 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 108) ; 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 202). 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 remar-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

quer 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. 1, 2, 3, 4) 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 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. 35, 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 de 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-box 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 Derosne et 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

système; de sorte qu'il ne s'en construit plus une seule actuellement dans l'établissement qui les avait exclusivement adoptées.

Elles consistent (pl. 36, 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 cylindre. 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 ait 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. 36).

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

3° Machines de M. Leloup.

Ces machines (pl. 36, fig. 5, 6 et 7), dont le principe n'est pas de beaucoup supérieur à celui 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 fixe 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.

4° Machines de M. Frey.

Ces machines (pl. 37, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par un manchon à cames, de sections variables ; seulement ici la variation des sections 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. 37, 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. 38, 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 ab est la normale passant par l'axe, et si la ligne des centres des galets coïncide avec ab, 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 ab, 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 ab.

Pour rendre le mouvement continu, on fait usage de deux cylindres ou on ajoute un volant.

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 ab. Cette disposition, qui ne pouvait avoir de résultat

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. 38).

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 ab, peut être une demi-circonférence 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, a une application utile de la plus haute importance. Par l'extrême légèreté et la simplicité de son mécanisme, il convient 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. 38, 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.

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. 38, 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 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.

Ce système qui, au premier abord, paraît passablement absurde, présente cependant quelques avan-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tages ; car il résulte de la nécessité où l'on est d'y faire usage des engrenages que, en variant ces derniers, on peut lui faire produire une foule de forces différentes.

TITRE V.

APPAREILS MOTEURS POUR LA NAVIGATION.

Les appareils moteurs pour la navigation ne sont, en principe, qu'un cas particulier des machines a 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 successives 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 du 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.)

§ I. — 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 :

$$R : R' :: 1 : v^2$$

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 $\frac{2}{5}$ à partir de l'arête intérieure de la pale, ou à $\frac{1}{5}$ 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 :

$$S\ R\ v^2 = s\ R\ (u - v)^2.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On en déduit :

$$S\,v^2 = s\,(u-v)^2$$

$$(u-v)^2 = v^2\,\frac{S}{s}$$

et

$$u = v\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

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 $s\,R\,(u-v)^2$, si T_m représente le travail à produire par seconde, on a :

$$T_m = R\,s\,(u-v)^2 \times u$$

$$= R\,S\,v^2\,u$$

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 :

$$1°\ T_m = R\,S\,v^3\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$2°\ T_m = R\,S\,u^3\,\frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

De ces deux équations on déduit :

$$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{R\,S\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{T_m\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}{R\,S}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

$$\text{Pour } u = 1 \quad \ldots \quad T_m = \frac{R\,S}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

$$\text{Pour } u = 2 \quad \ldots \quad T_m = \frac{8\,R\,S}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

$$\text{Pour } u = 3 \quad \ldots \quad T_m = \frac{27\,R\,S}{\left(1+\sqrt{\frac{S}{s}}\right)^2}$$

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 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 :

$$1^\circ \quad u = v\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right) \quad \ldots \quad (6)$$

$$2^\circ \quad T_m = R\,S\,x\,v^2\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right) \quad \ldots \quad (7)$$

$$3^\circ \quad T_m = R\,S\,x\,u^2\frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)^2} \quad \ldots \quad (8)$$

$$4^\circ \quad v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{R\,S\,x\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)}} \quad \ldots \quad (9)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$5^{o}\ u = \sqrt[3]{\frac{Tm}{R\,S\,x}\left(1+\sqrt{\frac{S\,x}{s\,y}}\right)^{2}} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Dans son Traité sur l'état actuel (1842) de la marine à vapeur, M. Campaignac donne (pages 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 royale française.
Mentor.	Bury.	160	Postes royales.
Ferdinand II. . .	»	180	Naples, Marseille.
Médéa.	Maudslay.	220	Marine royale anglaise.
Véloce.	Fawcett.	220	Marine royale française.

Appliquant les formules ci-dessus à chacun de ces bâtiments et déterminant x et y d'après les valeurs des quantités T_m, S, s, v, u données dans ces tableaux, nous obtenons :

1° En remplaçant u, dans la formule (10), par sa valeur en fonction de v, valeur que l'on peut représenter par rv :

$$rv = \sqrt{\frac{T_m}{RSx}\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}\right)^{2}}$$

2° En divisant cette équation par l'équation (9) :

$$r = \sqrt{\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}\right)^{3}} = 1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}$$

d'où :
$$r-1 = \sqrt{\frac{Sx}{sy}}$$

et
$$\frac{x}{y} = \frac{(r-1)^2}{\frac{S}{s}}$$

3° En substituant cette valeur de $\frac{x}{y}$ dans l'équation (9) :

$$v^3 = \frac{T_m r}{RSx}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où : $$x = \frac{T_m r}{v^3 RS}$$

$$y = \frac{T_m r}{s v^3 R (r-1)^2}$$

et le tableau suivant :

NOMS des NAVIRES.	FORCES des appareils moteurs en chevaux.	FORCES en tonneaux de 1000 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 mait.-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.	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	475.50	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. . .	117.50		540.00	6.13	4.520	1.410	0.0755	2.76	0.0274

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 des formules.

En adoptant les valeurs moyennes de x et de y, indiquées au bas du tableau, on obtient le résultat suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 S.	VALEURS DE s.	FORCES MOTRICES en chevaux pour des valeurs moyennes de x et y.	FORCES MOTRICES en chevaux 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 petites dimensions, 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 247, il n'en est réellement que deux qui influent d'une manière notable sur les valeurs de x et de y, savoir :

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 :

$$\textit{Marseillais}. \quad \frac{S}{s} = 6.96, \quad \frac{u}{v} = 1.41, \quad \frac{x}{y} = 0.0241$$

$$\textit{Médéa}. \quad 6.88, \quad 1.406, \quad 0.0240$$

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De même, si nous considérons les diverses valeurs de $\frac{S}{s}$ qui se rapprochent de 7, nous voyons que quand 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.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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	00.72	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 :

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	0.0241
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 245) :

$$T^m = RSxv^3\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}\right)$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de 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 hélice 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 consécutives :*

$$q \times a = p \times 2\,\pi\, r$$

d'où :

$$q = \frac{p \times 2\,\pi\, r}{a}$$

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 hélicoïdales 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les figures 9, 10, 11, 12 (pl. 38) 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 observerons 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 héliçoïdale 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 héliçoïdale, 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 de révolutions de la roue par minute;
v, la vitesse de sillage du bateau;
u, une vitesse que nous définirons plus loin égale à $\frac{an}{60}$.

§ 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 héliçoïdale comme composée d'une spire complète, et cette spire comme coupée par une infinité de surfaces cylindriques concentriques avec elles, et dont les diamètres varient depuis *zéro* jusqu'à D, les intersections de tous ces cylindres avec la surface héliçoïdale 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, parallélement 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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°
$$T_m = R S v^2 \left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\, D^2}}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

2°
$$T_m = R S \frac{a^2 n^2}{216000} \frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\, D^2}}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

3°
$$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{RS\left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\, D^2}}\right)}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

4°
$$n = \frac{60}{a} \sqrt[3]{\frac{T_m}{RS} \left(1 + \sqrt{\frac{S}{0.785\, D^2}}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

§ III. — Formules pratiques.

Remplaçons comme précédemment (page 245) :

S par Sx

s par sy

Les quatre formules ci-dessus deviennent alors :

1°
$$T^m = R S x v^2 \left(1 + \sqrt{\frac{S x}{0.785\, D^2 y}}\right)$$

2°
$$T_m = R S x \frac{a^2 n^2}{216000} \times \frac{1}{\left(1 + \sqrt{\frac{S x}{0.785\, D^2 y}}\right)^2}$$

3°
$$v = \sqrt[3]{\frac{T_m}{RSx\left(1 + \sqrt{\frac{S x}{0.785\, D^2 y}}\right)}}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° $$n = \frac{60}{a}\sqrt[5]{\frac{T_m}{RSx}\left(1+\sqrt{\frac{Sx}{0.785\,D^2 y}}\right)^2}$$

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'héliçoïde.	D =	1m 75
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
$$\frac{u}{v} = 1+\sqrt{\frac{Sx}{sy}}$$

$$\left(\frac{u}{v}-1\right)^2 = \frac{Sx}{sy}$$

$$\frac{x}{y} = \frac{\left(\frac{u}{v}-1\right)^2}{\frac{S}{s}}$$

2° Remettant pour u et s leurs valeurs :

$$\frac{x}{y} = \frac{\left(\frac{an}{60\,v}-1\right)^2}{\frac{S}{0.785\,D^2}}$$

$$an = 340 \qquad \frac{an}{60\,v} = 1.26$$
$$60\,v = 270$$

$$S = 12.50 \qquad \frac{S}{0.785\,D} = 5.20$$
$$0.785\,D^2 = 2.41$$

d'où
$$\frac{x}{y} = \frac{(0.26)^2}{5.2} = 0.013$$

Pour *Marseillais*, de 80 chevaux, nous avons trouvé :

$$\frac{u}{v} = 1.41$$

$$\frac{S}{s} = 6.96$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$\frac{x}{y} = 0.0241$$

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 :

$$(4.50)^3 = \frac{80 \times 75}{55 \times 12.5 \times x\,(1 + \sqrt{5.2 \times 0.013})}$$

$$x = \frac{6000}{91 \times 55 \times 12.5\,(1 + 0.26)}$$

$$= 0.0761$$

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.

Nous avons, dans ce cas : D'après les tableaux des pages 249 et 250.

$R = 55$	$\frac{S}{s} = 5.20$	$x = 0.0761$
$S = 12.50$	$\frac{u}{v} = 1.26$	$\frac{x}{y} = 0.016$
$v = 4.50$		

$$T_m = \frac{55 \times 12.50 \times 0.0761 \times 91\,(1 + \sqrt{5.2 \times 0.016})}{75 \text{ kilogrammètres}}$$

$$= 82{,}2 \text{ chevaux.}$$

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

Nous allons maintenant nous occuper des appareils moteurs.

CHAPITRE II.

COMPOSITION DES APPAREILS MOTEURS POUR BATEAUX.

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 : 1° 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, 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 à 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 elles, et, par une série de transformations et modifications, on est arrivé à composer la disposition représentée dans les planches 39 et 40, qui est presque exclusivement 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

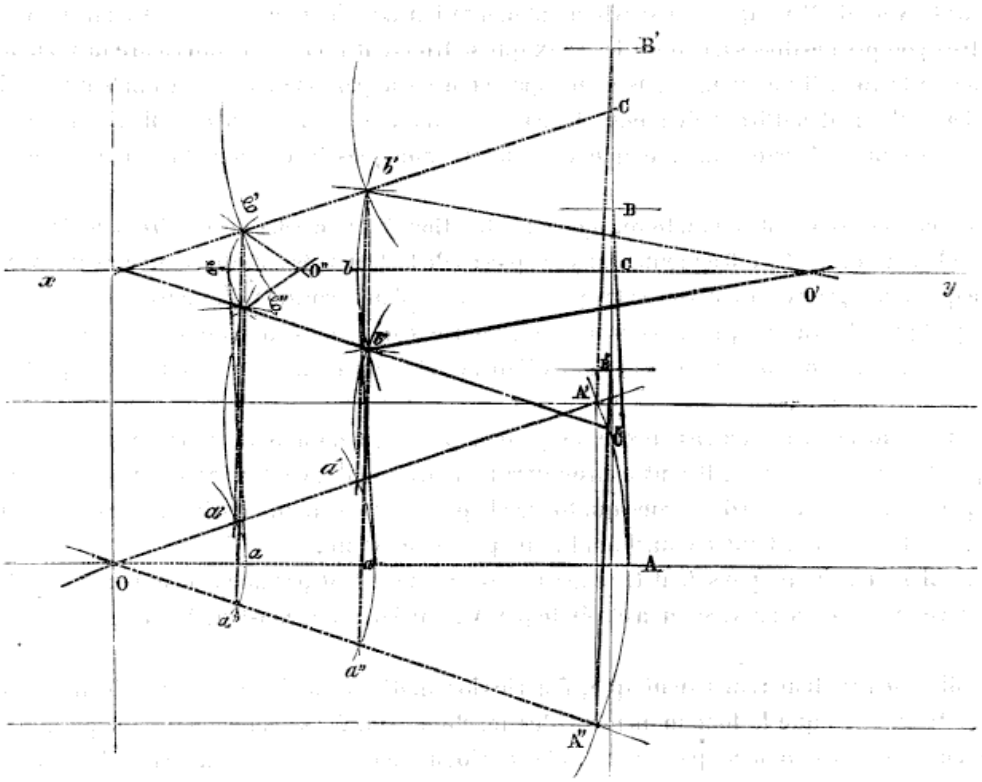


FIG. A.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 fréquente dans 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 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;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

§ I. — Chaudières à conduits intérieurs et faces planes, dites à basse pression.

Ces chaudières (pl. 16, 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. Selon ses dimensions, chaque corps se compose de 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de 1 atmosphère $\frac{1}{4}$, et on ne doit jamais dépasser 1 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 jusqu'à ce jour 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 rend 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.

Tableau des proportions de chaudières à parois planes, pour appareils moteurs fonctionnant à basse pression.

NOMS des NAVIRES.	FORCES EN CHEVAUX.	NOMBRES de compartiments.	NOMBRES DE CORPS.	NOMBRES DES FOYERS.	SURFACES DES GRILLES en mètres carrés.	SURFACES DE CHAUFFE en mètres carrés.	SECTIONS TOTALES des carneaux en mèt. car.	SECT. 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 chaud. en mètres cubes.	VOL. DE LA VAPEUR contenue dans les chaud. en mètres cubes.	VOLUMES DES FOYERS et carneaux en mèt. cub.
S^t-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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.	FORCES DES APPAREILS EN CHEVAUX.		
	Petites.	Moyennes.	Grandes.
Surfaces de grilles en mètres carrés. . . .	0,085	0.065	0.045
Surfaces de chauffe, id.	1.700	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

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 $1^{m.c.},00$ et $1^{m.c.},50$. 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 chaud., par cheval, en mètres cubes.	FORCES en chevaux des appareils moteurs.	SURFACES de chauffe par cheval, en mètres carrés.	VOLUMES totaux des chaud., 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 *Etoiles*, 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. 18) 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 que d'entrer dans les petits tubes, dont on peut alors diminuer proportionnellement le diamètre.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 balanciers, 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. 38).

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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 pl. 39 et 40, 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 figure 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 39, 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 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.

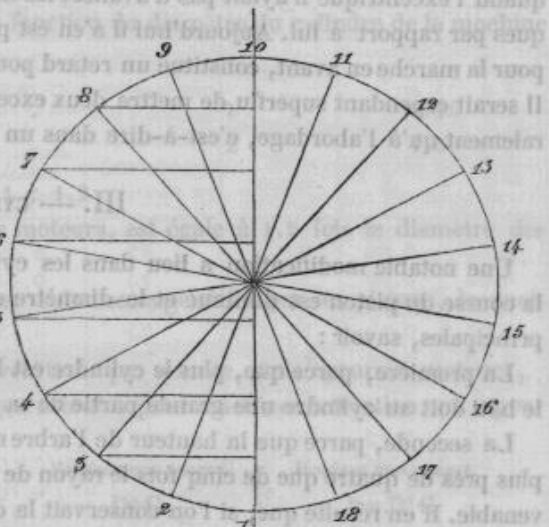
La course des tiroirs est la même que s'il n'y avait pas de recouvrement; or, l'ouverture totale à l'exhaus-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tion 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 ci-contre, 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,



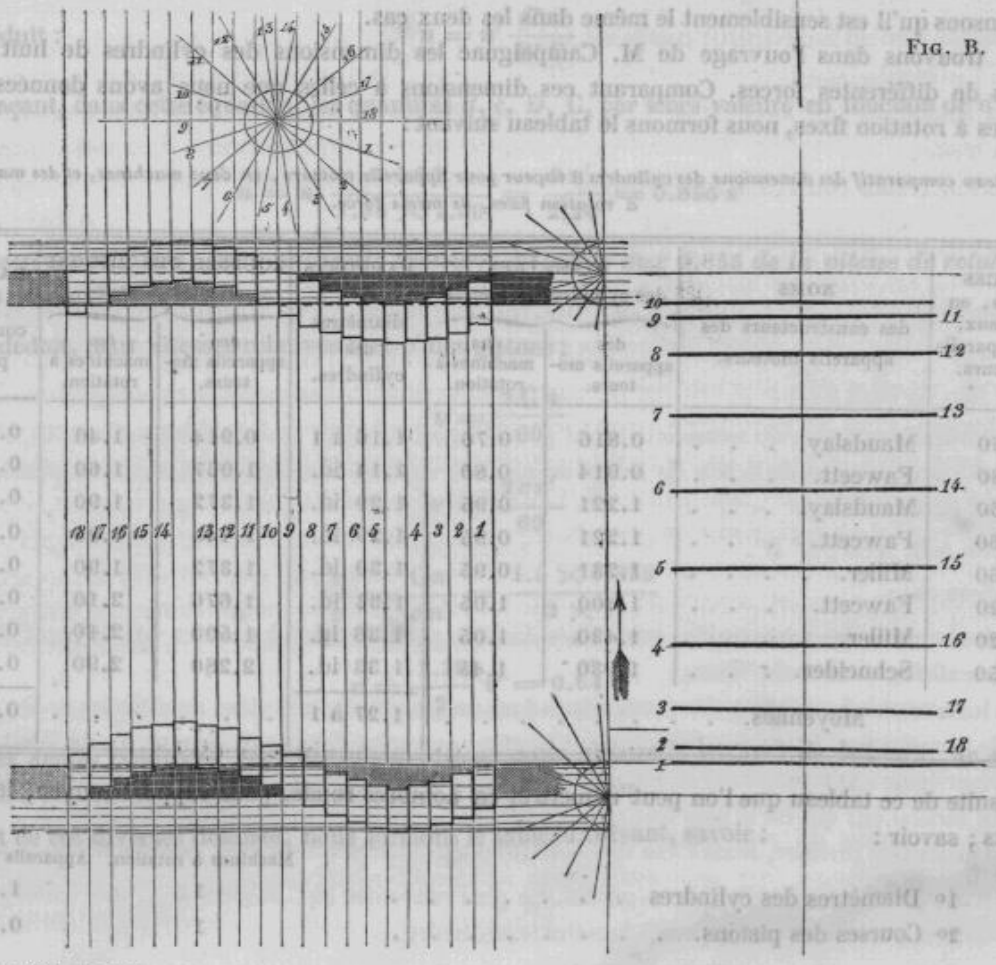


FIG. B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 diminué 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 de l'arbre moteur, 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 demi 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 :

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		RAPPORTS 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	1.33 id.	1.676	2.10	0.80 id.
220	Miller.	1.430	1.05	1.36 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 du 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.	$D^2 C$	$2 n D^2 C$
2° Machines à rotation.	$d^2 c$	$2 n' d^2 c$

Or, les volumes engendrés par minute sont égaux, à force égale produite, et il vient :

$$2 n D^2 C = 2 n' d^2 c$$

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 :

$$v = \frac{2 C n}{60}$$

$$v' = \frac{2 c n'}{60}$$

$$\frac{v}{v'} = \frac{C n}{c n'} = \frac{1.5 \times 0.855}{2 \times 1}$$

$$v = \frac{1.28}{2} v' = 0.64\, v'$$

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 correspond.	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 correspond.
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 ;
Les balanciers ;
La bielle ;
Les manivelles coudées et l'arbre moteur.

§ I. — 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 257) :

O, le centre d'oscillation du balancier, ayant pour longueur *o* A, 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, O A′, O A″ 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 X Y, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, décrit 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 supposé ; 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 6 $6'$ $6''$ décrit par le sommet 6 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 39, on voit qu'il n'existe aucun point, en dehors de l'appareil, auquel on puisse facilement relier les porte-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 en 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 $6'$, $6''$, comme centres avec A C pour rayon.

Au lieu de boutons de porte-guides en O″, on met un arbre passant dans deux supports et faisant corps avec les contre-guides C 6 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 α 6 ; ces tringles remplacent les chapes de pompe à air du parallélogramme de Watt. Le parallélogramme ne sert alors qu'à guider en ligne droite la tige du 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. 39 et 40 indiquant suffisamment en quoi consistent les modifications qu'il faut apporter au mode de construction ordinaire, pour les obtenir. Nous ferons seulement 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 39, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La première de ces modifications provient de ce que, si les balanciers étaient fixes sur un même axe, ils se mouveraient 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 la 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

Ces diverses conditions sont remplies plus ou moins rigoureusement par deux espèces d'entablement, 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. 39 et 40), 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 celles 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 distinctes 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 héliçoïdale, 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 251) 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 héliçoïdale.

Nous avons en outre cité les hélices (pl. 38, fig. 9, 10, 11 et 12), qui se composent de trois tiers et quatre quarts de filets, dont les surfaces héliçoïdales 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 héliçoïdales de la roue fussent égales à la surface du cercle, base d'une héliçoïde 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; mais tout cela est nouveau, non encore étudié et on n'en peut vraiment rien dire aujourd'hui qui intéresse. 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 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, trois catégories de trains, savoir :

1re catégorie. Trains à voyageurs, diligences et malles-postes.
2e catégorie. Trains mixtes ou omnibus.
3e catégorie. Trains à marchandises.

Les premiers sont dits *Trains à grande vitesse*, et doivent marcher à raison de 45 kilomètres à l'heure, en moyenne ; non compris les temps d'arrêt.

Les seconds sont dits *Trains à moyenne vitesse*, et doivent marcher à raison de 35 kilomètres à l'heure, en moyenne ; non compris les temps d'arrêt.

Les troisièmes sont dits *Trains à petite vitesse*, et doivent marcher à raison de 25 kilomètres à l'heure, en moyenne ; non compris les temps d'arrêt.

De même on considère trois espèces de locomotives, savoir :

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 en *Allemagne*, varie entre $1^m.435$ et $1^m.45$, ENTRE LES RAILS ; elle a été poussée exceptionnellement, par M. Brunnel, à $2^m.128$ 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 $1^m.50$ ou $1^m.51$.

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 $1^m.35$ et $1^m.37$. Ainsi, par exemple, sur un chemin où l'écartement des rails est $1^m.44$, soit $1^m.50$ d'axe en axe, la distance entre les plans intérieurs des jantes des roues de locomotives est $1^m.355$; sur un autre où l'écartement des rails est $1^m.45$, soit $1^m.51$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'axe en axe, cette distance n'est que de $1^m.36$, tandis que sur d'autres chemins, dont l'écartement des rails est également de $1^m.45$, cette distance est portée à $1^m.365$.

2° *Ecartement 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 60 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 132) 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'autres moyens 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, comme cela a lieu toutes les fois qu'on les tire du nord de la France et de la Belgique, 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'emploi 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 wagons remorqués ne soit pas moindre que sur 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 2 centimètres, 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 20 + 4 = 24 kilog., 12 kilog. est la charge d'une tonne sur chaque locomotive; or 12 kilog. se décomposent en 8 + 4; c'est-à-dire que, chargée à raison de 12 kilog. par tonne remorquée, la locomotive du train franchira, sans auxiliaire, les rampes de 8 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 voit par là que, en moyenne, on peut 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. 41).

La disposition dite à foyer entre deux essieux (pl. 42).

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 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 considérable, la surface de chauffe n'augmentait que dans une très faible proportion, par suite de la longueur constante des tubes; il en résul-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tait 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 cent la consommation en combustible pour un travail effectué égal à celui des locomotives précédentes.

Mais, quelqu'ingénieuse que soit cette disposition qui, aujourd'hui, est généralement adoptée, 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 nouvelle 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 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 $1^{m}.35$ en plaçant les roues à l'arrière, l'axe de ces roues doit reculer de $1^{m}.35 + 2 \times 0.125$, 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 $\frac{1}{5}$ au $\frac{1}{7}$ de celle transmise par la surface de chauffe directe, on se sent naturellement

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 quatre 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 mille 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 *rail-way*.

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 :

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 dilatable 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. Toujours est-il que,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

aujourd'hui, les cylindres se placent généralement à l'extérieur. Il en résulte que, 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, 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 des petites fusées des charges qui les faisaient facilement chauffer, tandis que, 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 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; il en résulte que 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 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 e 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 que, 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, un 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 attenant 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 immobile, à propos des longerons, nous parlons en principe seulement, car, en fait, si 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 (page 6) que cet allongement est de $\frac{5}{1600}$ 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.

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 $1^m.10$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 $1.89 + 0.12 = 2^{m}.01$. 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 inconvénients théoriques et pratiques, ne peuvent s'obtenir qu'à la condition que la course des pistons moteurs ne dépassera pas 60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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. 18, 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*.

§ I. — Boîte à feu.

La boîte à feu est une capacité parallélipipède rectangle, à parois en cuivre rouge, 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 deux 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 280) 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 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. 42, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

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 : $0.90 + 0.35 = 1^m.25$.

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 voyageurs, au lieu de $0^m.35$, que nous avons trouvé plus haut pour minimum dans la 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-dessous 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 motric.	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 extérieur 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 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 voyageur.	$1.10 - 0.40 = 0^m.70$
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 :

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Surface de la grille.	1
Surface de chauffe directe.	5
Surface de chauffe pour 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 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, le diamètre des 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; 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 sera la grille, on pourra toujours obtenir le rapport 1 : 70. Mais un autre inconvénient se présente; la longueur de la grille ne peut augmenter indéfiniment comme 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.

Construction de la boîte à feu.

Les boîtes à feu, pour locomotives, ont leur enveloppe surmontée d'un dôme, tantôt cylindrique (pl. 41), tantôt en voûte d'arête, dit ogival (pl. 42, fig. 1).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 E (pl. 41) pour loger la prise de vapeur.

Le 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.

Les épaisseurs des tôles composant 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 0.025
—	Plaque de la porte, de.	$0^m.015$ à 0.020
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 toute 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de 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 $1^{m}.40$.

§ 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 quelque temps, 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 subi la sanction de l'expérience, et on ne peut rien en dire quant à la manière dont ils se comportent dans les machines.

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'envirollage 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 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 fumée, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 la 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. 42, 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 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 provenant de la température et de la pression intérieures.

§ III. — Cheminée.

La cheminée comprend la boîte à fumée et la cheminée.

La boîte à fumée est une capacité D (pl. 42, 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. 41). Quand on les a portés à l'extérieur, les tiroirs étant verticaux, on a pu y loger encore les boîtes à vapeur (pl. 42, fig. 1, 2). 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. 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. 42, fig. 1, 2) des tuyaux d'arrière et d'échappement, ainsi que l'embase F (pl. 42, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les ponts et les souterrains sous lesquels passent les chemins de fer ayant une hauteur de 4m.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 1m.70 et 2 mètres suivant la hauteur de la chaudière au-dessus du sol. Son diamètre varie entre 32 et 35 centimètres, et se détermine par des considérations dépendantes 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.

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 y 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 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 y arriverons dans l'examen général de la distribution.

Aujourd'hui toutes les locomotives sont à détente, soit au moyen de deux tiroirs, soit au moyen d'un seul.

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. 41) 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 de 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 résultats; aussi n'examinerons-nous que ces deux systèmes.

1° *Détente Meyer*. Dans le système de M. Meyer les deux tiroirs sont superposés comme dans la dis-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

position 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. 41) 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. 42, 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 une excentrique, exactement comme le tiroir de distribution. Les variations de détente ont lieu au moyen d'un levier à coulisse *i j* (pl. 42, 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.

Dans le premier système, dit de *Gunzemback* (pl. 42, 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. 42, 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 de l'horizontale passant par le centre de l'arbre. Il y a donc alors retard dans la fermeture de la lumière, 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 des 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. 42, 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 centimètres 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 six 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 que, 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 $\frac{1}{13}$ de celle du cylindre pour un rapport, entre la course des pistons et le diamètre des roues motrices égal à 1 : 3, 5.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 $\frac{1}{10}$ 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.

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 marche.

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 $1^m.21$, 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 $0^m.56$. . . . . $1^m.68$
Course de $0^m.60$. . . . . $1^m.80$

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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 :

$$0.785\ D^2 \times 2.22 = 0^{m.c.}.300$$

$0^{m.c.}.300$ 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 2.5. On voit par là que le diamètre et la course des pistons de ces machines sont des intermédiaires entre les diamètres et courses 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, lorsqu'il y a deux ans environ, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 dans la tête des figures 6, 7, 8 (pl. 42), où le glissoir est derrière la charnière.

Ce qui fait principalement que, aujourd'hui, la bielle fourchue réussit bien, c'est que l'art de 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 extrémites 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 piston, se composent, chacune, d'une barre de fer de 10 à 12 centimètres de large sur 5 d'épaisseur au milieu de la longueur, recouverte d'une barre d'acier de même largeur, et de 20 à 25 millimètres d'épaisseur seulement. 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 construction, 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 observerons qu'elles sont de deux espèces, savoir :

Les pompes à petite course.
Les pompes à longue course.

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* ; 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 une traverse 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*.

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. — Ebauchage ;
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 I.

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 combinés ou alliés, pour la confection des pièces de machines, savoir :

Le Fer, — le Cuivre, — le Zinc, — l'Étain, — le Plomb.

Que, de plus, les divers alliages et combinaisons 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 :

1° le fer en barre ou en feuilles ; — 2° l'acier ; — 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 en barre et l'acier 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 et le cuivre en feuilles, appelées *tôles*, se plient ou s'emboutissent, soit à froid, soit à chaud, suivant leur épaisseur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De là trois opérations fondamentales d'ébauchage, savoir :

Ébauchage du fer et de l'acier ;
Ébauchage de la fonte, du laiton et du bronze ;
Ébauchage 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 barre*, 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. 43, 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.

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 ; — 2° le tisonnier ; — 3° la lime ; — 4° le tourne à gauche.

Nous allons les passer en revue successivement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ 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 main;

2° Les marteaux mécaniques.

Parmi les *marteaux à main* on considère :

Le *petit marteau* (pl. 43, 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, ingénieur en chef de l'usine du Creusot.

Pendant longtemps on ne connaissait que trois genres de marteaux mécaniques, savoir :

1° Les *marteaux fronteaux*; — 2° les *marteaux à queue* ou *à bascule* (pl. 43, 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 avec; 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 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. 21, 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mouvement de tiroir, a pour but de communiquer au marteau un 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. 43, 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 attenant 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 43.

§ III. — Tenailles.

Les tenailles (pl. 43, 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.

§ IV. — Dégorgeoir.

Le dégorgeoir (pl. 43, 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.

§ V. — Chasse.

La chasse (pl. 43, fig. 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42) sert à parer les surfaces des pièces; on distingue :

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).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 permet pas l'emploi des autres chasses.

§ VI. — Tranche.

La *tranche* (pl. 44, 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. 44, 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. 44, fig. 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16) et le dessous d'étampe (pl. 44, 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. 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. 44, 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. — Gouje.

La gouje (pl. 44, 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. 44, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ XI. — Outils accessoires.

La *pelle* (pl. 44, fig. 39, 40, 41, 42) sert à disposer le charbon autour de la pièce à chauffer.

Le *tisonneur* (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 chappes 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 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 1000 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 1000 *kil. de fer forgé.*

	610 kil.	fer ordinaire, à. . .	33 fr.	201 fr. 00 c.
	212	id. . . .	31	65 70
A reporter. .	822 kil.			266 fr. 70 c.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Report. .	822 kil.			266 fr. 70 c.
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.	311 fr. 02 c.
Fournitures diverses.	2 17	
Réparations diverses.	0 65	
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 de fer ouvré est de 78 cent. ;

3° Le poids de l'hectolitre de charbon étant 90 kil., la consommation du charbon par kilogramme de fer ouvré est, 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.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 désablage 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'arts 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 modeleurs 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.

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, divisé 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

On considère deux méthodes principales de moulages, 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*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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'emballages 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 parallèlipipède 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 vapeur, 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. 44, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 ventaux, 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 de 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 châssis, déplacer les moules, les charger sur le chariot 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 et en 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 engrenages, 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 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,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, et fermée latéralement par des joues dont le centre qui est celui du cylindre est percé pour donner accès à l'air qu'on aspire.

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 cuillères en fer battu d'un centimètre d'épaisseur. Toutes les autres poches sont faites en tôle rivée. Leur capacité absolue doit être $\frac{1}{3}$ 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.

| | | |

1 à 2	poches de.	100 à 150 kil.
1	id.	400
1	id.	800
1	id.	1,500
1	id.	3,000
1	id.	5,000
1	id.	10,000

Pour des poids supérieurs à 10,000 kilogrammes on emploie plusieurs poches, principalement parce que, avec une si grande masse, les premières gouttes versées sont froides quand les dernières arrivent.

§ 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 $\frac{1}{5}$ 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'éboulerait 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 $\frac{1}{5}$ à $\frac{2}{5}$ de sable neuf, sur $\frac{4}{5}$ à $\frac{3}{5}$ de sable vieux et de $\frac{1}{20}$ à $\frac{1}{15}$ 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

§ 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 $\frac{1}{10}$ 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,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

disposées de façon à ce qu'elles se lient bien entr'elles et à ce que le séchage ne les fasse pas gercer. On termine ensuite avec quelques rangées de briques qui donnent de la solidité pour résister à la pression de la fonte liquide.

Ces dernières couches forment ce qu'on nomme la chappe, dont l'épaisseur varie suivant la hauteur de la pièce à mouler. A leur partie supérieure, la chappe 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 aussi 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 chappe : 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 chappe qui repose, elle aussi, sur une plaque annulaire en fonte indépendante de celle du noyau.

La chappe 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 chappe 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 15 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 beaucoup 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 sur-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

faces 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.

Le 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 sables 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.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 wilkinson.

§ I. — 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 une combinaison de fer et de carbone, dans laquelle il entre toujours soit de la silice, soit de l'alumine, du soufre, du phosphore ou du manganèse, 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, hâtent sa fusion. Un excès de graphite (carbone non combiné) la rend poreuse et lui enlève de la ténacité; il en est de même du soufre et du phosphore.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 réverbère.

Les fours à réverbère 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, et la cheminée, qui produit le tirage nécessaire à la combustion du charbon. Les dimensions 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 $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{5}$ 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.

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 toute 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 contrebas 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 2000 à 3000 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 cent, quelquefois ils vont jusqu'à 15 pour cent ; 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 habituellement 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 hauteur ; entre $0^m,70$ et $2^m,50$ pour le diamètre, et les limites de capacité sont 300 et 1200 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 en met deux rangs ; et vis à vis quand on n'en met qu'un.

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	id.	de la deuxième à la troisième ;
34	id.	de la troisième à la quatrième ;
32	id.	de la quatrième à la cinquième ;
30	id.	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 entre 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 lancé 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 cent de fonte moulée; le déchet est aussi très variable, il va de 18 à 20 pour cent suivant la nature des fontes et du coke employés. La différence entre les consommations de combustible 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, 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour sécher la sole complétement, on bouche le gueulard, on donne le vent, et la flamme, obligée de sortir par le trou de coulée, passe 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.

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 312), des réservoirs, soit en fonte, soit en fer, dans lesquels on verse le métal du cubilot pour le transporter 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 de la fonte.

Telle est l'opération de la coulée, qui n'est rien en elle-même, mais qui nécessite de l'intelligence 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 visquosité, 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. — DÉSABLAGE.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

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 cent.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

		fr.
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
	Id. Mouleurs.	34.31
	Surveillance.	1.48
		306.04
	$\frac{21}{40}$ 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. (40 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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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'*abattage* à levier pour les courber. L'abattage 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 de 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 cuillère, 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 jonction 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 consi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dère 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, 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 52; s'il préfère 52 millimètres, le diamètre des tubes de rechange ne changera pas.

M. Cail, de Denain, le chaudronnier par excellence pour locomotives, résout cette question d'une manière toute différente; pour 50 et 52 millimètres aux extrémités du tube, il prend 51 faible pour diamètre normal de ce dernier, de manière, dit-il, qu'il y ait 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 abattage 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;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4 marteaux à emboutir, le plus gros pesant 1 kilog. 500.
4 marteaux à planer, le plus gros pesant 1 kilog. 500;
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'ânes;
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. 45, fig. 20), aidée quelquefois du pointeau (pl. 45, fig. 18, 19), qui a pour but de rendre plus apparentes 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 envi-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ron, dont deux inférieurs, tournant sur eux-mêmes et toujours à 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'assemblage 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'abattage 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 employé, 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 d'ajustage où on leur donne les formes et dimensions qu'elles doivent avoir pour s'assembler entre elles. Quel que soit l'usage auquel

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 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,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, ou 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 supports 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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 piston, 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'engrenages, 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 durs 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.	$0^m.075$ par seconde.
— blanche.	$0^m.020$
Pour le fer.	$0^m.150$
Pour le cuivre.	la plus grande possible.

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 per-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pendiculaire, 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 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 contrepoids; on préfère, et avec juste raison, le commander directement par engrenages dépendant du mouvement de rotation de l'arbre; de 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° Id. 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 l'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.

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 verticale. 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 centrée 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 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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
20	id.	2 $\frac{1}{2}$
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 du 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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;
Id. à aléser;
Id. à raboter;
Id. à forer;
Id. à tarauder;
Id. 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.

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 et demi-douces : les premières servent à dégrossir, les deuxièmes à finir et à polir.

Les burins sont de deux espèces : le ciseau et le bédane; avec le premier on attaque la pièce par lanières ou entailles séparées également de l'épaisseur à peu près du bédane, 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 id. de filières;
3° Une id. de mandrins et bagues pour pièces cylindriques rondes ou creuses;
4° Une id. de calibres pour les tourneurs;
5° Une id. id. pour la fabrication des écrous;
6° Des règles de différentes longueurs;
7° Une série de tocs ou dogs pour les tourneurs;
8° Une id. de clefs;
9° Une id. d'équerres à T et a chapeau;
10° Un marbre de $2^{m}.00$ sur $0^{m}.70$;
Un id. de $0^{m}.80$ sur $0^{m}.80$;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un marbre de 0m.40 sur 0m.28, à poignée;

11° Une série de tourne-à-gauches simples ou doubles (pl. 45, fig. 1);
Une id. de porte-lames d'alésoirs (fig. 2, 3);
Une id. d'alésoirs (fig. 4, 5);
Une id. de fraises (fig. 6);
Une id. 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, carelets;
2 id. id. des 2 id. id.;
1 id. id. des 1 id. demi-ronde;
1 id. id. des 2 id. id.
1 id. plate, bâtarde, de 14 pouces;
1 id. id. id. de 12 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. demi-douce, de 12 id.
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. douce, de 12 id.
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. id. de 6 id. par extrà pour petits travaux;
1 id. id. id. de 5 id. id.
1 id. demi-ronde, bâtarde, de 12 pouces;
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. demi-douce, de 12 pouces;
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. douce, de 12 id.
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. tire-point, bâtarde, de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. demi-douce, de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. id. de 6 id.
1 id. id. doux, de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. id. de 6 id.
1 id. id. carrée, de 14 id.
1 id. id. id. de 12 id.
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 6 id.
1 id. id. ronde, de 04 id.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1 tire-point ronde id. de 12 id.
1 id. id. id. de 10 id.
1 id. id. id. de 1 id.
1 id. id. pointue, de 10 id.
1 id. id. id. de 8 id.
1 id. id. id. de 6 id.
4 burins (pl. 45, fig. 10, 11);
4 becs-d'âne (fig. 12, 13),
1 gouge (fig. 14, 15);
1 matoir (fig. 16, 17);
1 rivoir (pl. 43, fig. 3 et 4);
1 pointeau (pl. 45, fig. 18, 19);
1 pointe à tracer (fig. 20);
1 compas d'épaisseur (fig. 21, 22);
1 id. à quart de cercle (fig. 23, 24);
1 paire de mords en cuivre;
1 id. en plomb;
1 équerre simple (fig. 25, 26);
1 id. à chapeau (fig. 27, 28);
1 équerre à T (fig. 29, 30);
1 carde à nettoyer les limes;
1 étau à main (fig. 31, 32);*
1 id. à chanfreins (fig. 33, 34);
1 conscience (fig. 35, 36);*
1 archet (fig. 37, 38);*
1 porte-foret (fig. 39);*
1 fraise (fig. 40);*
1 tourne-vis (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 id. carrés;
2 id. 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 id.
1 compas d'épaisseur (fig. 21, 22);

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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'hommes;

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.;

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 natures et poids des matières, ainsi que sur les frais généraux, seront plus considérables.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TITRE I.

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.	
Nos				Nos				
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	D, diamètre, en fraction décimale du mètre.
45	12.200	12.500	14 150	240	347.000	356.000	403.000	
50	15 100	15.500	17.550	260	408.000	417.500	474.000	δ, poids du mètre cube.
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	Fonte. . . $P = 5966\ D^2$
65	25.500	26.150	29.600	325	638.000	652.000	740.000	Fer. . . . $P = 6123\ D^2$
70	29.500	30.350	34.200	350	738.000	757.000	856.000	Cuivre . $P = 6908\ D^2$
75	33.920	34.750	39 400	375	849.000	870.000	985.000	
80	38.500	39.500	44.600	400	962.000	990.000	1120.000	
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	0.65
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	1.35	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 : 20500 D^3.
Poids de l'écrou à six pans ordinaires : 14500 D^3.
D, diamètre du boulon en fraction décimale du mètre.
La valeur moyenne du kilogramme de boulons non tournés est 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° à 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.
Nos 10	0.061	0.094	Nos 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 :

$$P = 95500\ D^3,$$

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 kilog. de douilles à clavette ajustées est 4 fr.
La valeur moyenne du kilog. de douilles à vis ajustées est de 3 fr.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° à T (pl. 4, fig. 46)

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.
Nos 10	0.079	Nos 35	3.375	Nos 70	27.100	Les douilles à T, conformes au dessin, sont en fer.
12	0.136	40	5.000	75	33.000	Leurs poids sont représentés par la formule :
15	0.268	45	7.200	80	40.000	P = 78000 D³.
18	0.458	50	9.900	85	47.800	P étant exprimé en kilog., et D étant le diamètre de la douille, exprimé en fraction décimale du mètre.
21	0.730	55	13.150	90	52.200	
25	1.230	60	16.900	95	67.300	La valeur moyenne du kilog. de douilles à T est 6 fr.
30	2.115	65	21.700	100	77 000	

QUATRIÈME TABLEAU. — CHAPEAUX DE STUFFING-BOX

(Pl. 4, fig. 25, 26).

DIAMÈTRES des tiges en millimèt.	DIAMÈTRES des boîtes en millimèt.	DIAMÈTRES des boulons en millimèt.	POIDS en kilogrammes des chapeaux en bronze.	POIDS en kilogrammes des boulons avec écrous à chapeau.	DIAMÈTRES des tiges en millimèt.	DIAMÈTRES des boîtes en millimèt.	DIAMÈTRES des boulons en millimèt.	POIDS en kilogrammes des chapeaux en bronze.	POIDS en kilogrammes des boulons avec écrous à chapeau.	OBSERVATIONS.
Nos 10	Nos 30	Nos 8	0.067	0.10	Nos 80	Nos 120	Nos 25	26.200	5.25	Les chapeaux de stuffing-box sont en fonte ou en bronze.
12	35	8	0.115	0.20	85	130	25	30.600	6.00	Le poids d'un chapeau est représenté par la formule :
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	En fonte : = 64000 D³,
21	50	12	0.618	0.85	100	160	30	50.000	9.00	En bronze : = 67000 D³,
25	55	12	1.035	1.00	110	170	35	58.000	11.00	P en kilogrammes, D en fraction décimale du mètre.
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	La valeur moyenne du kilogramme de chapeaux de stuffing-box est :
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	En fonte. . . 4 fr.
50	85	18	8.250	2.00	160	230	40	150.000	24.00	En bronze. . 4 fr.
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. 4, fig. 34, 35, 36).

DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des Charnières simples sans le goujon.	POIDS, en kilogrammes, des Charnières doubles avec le goujon.	DIAMÈTRES des goujons en millimètres.	POIDS, en kilogrammes, des Charnières simples sans le goujon.	POIDS, en kilogrammes, des Charnières doubles avec le goujon.	OBSERVATIONS.
Nos 10	0.064	0.100	Nos 55	10.450	17.000	Les charnières sont en fer.
12	0.108	0.176	60	13.550	22.000	Leur poids, depuis l'origine de la partie ronde de la bielle jusqu'à l'extrémité, est représenté par:
15	0.213	0.345	65	17.250	28.000	
18	0.367	0.595	70	21.601	35.000	1° Charnières simples, P = 62500 D³;
21	0.583	0.945	75	26.500	43.000	2° Charnières doubles, P = 104500 D³.
25	0.986	1.600	80	32.000	52.300	D étant le diamètre du goujon en fraction décimale du mètre.
30	1.695	2.750	85	38.200	62.600	
35	2.700	4.360	90	45.600	74.400	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.
40	4.000	6.500	95	54.000	87.500	
45	5.736	9.300	100	61.500	100.000	La valeur moyenne du kilogramme de charnières ajustées est de 4 fr.
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.
Nos 10	0.021	0.013	Nos 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	0.559	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 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.
Nos 10	Nos 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

DIAMÈTRES des tourillons en millimètres.	DIAMÈTRES des boulons en millimètres.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.
Dimensions proportionnelles modifiées.				
Nos 110	Nos 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.				
Nos 160	Nos 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

$$P = 33200\ D^3,$$

P en kilogrammes, D en fraction décimale du mètre.

La valeur moyenne du kilogramme de support est :

Fonte. . . .	1 fr.	» c.
Fer.	2	»
Bronze. . . .	4	30

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

SEPTIÈME TABLEAU. — PARALLÉLOGRAMMES DE WATT

(Pl. 3, fig. 15, 16, 17).

FORCES des machines en chevaux, correspondant à la série des diamètres des cylindres adoptés dans le tableau de la page 208.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.	FORCES des machines en chevaux, correspondant à la série des diamètres des cylindres adoptés dans le tableau de la page 208.	POIDS en kilogrammes. FONTE.	FER.	CUIVRE.	OBSERVATIONS.
1.20	5	35	7	63.20	75	450	87	Les dimensions des parallélogrammes sont celles données dans le tableau de la page 208 de la seconde partie.
2.00	6	42	8	74.60	90	540	104	
3.20	8	51	10	87.00	108	650	124	
4.70	10	61	12	111.00	130	780	148	Les chapes, guides, contre-guides, lunettes, etc., sont en fer, les remplissages sont en fonte, les coussinets sont en bronze.
6.60	12	73	15	138.50	156	935	177	
9.00	14	87	18	170.00	188	1125	212	
12.00	17	104	21	207.00	226	1360	254	La valeur moyenne du kilogramme de parallélogramme est :
15.60	20	125	25	248 00	272	1630	305	
19.80	24	150	30	295 00	328	1960	365	Fonte . . . 4 fr.
24.80	29	180	36	348.00	395	2350	437	Fer. . . . 6
30.60	35	216	43	407.00	475	2820	523	Cuivre. . . 5
37.00	42	260	51	473.00	570	3390	630	
44.80	51	312	61	545.00	680	4000	755	
54.00	62	375	73					

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.
Nos 10	0.013	Nos 55	2.191	Nos 8	0.015	Nos 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
15	0.045	65	3.590	12	0.049	60	6.200	$D^3 = 0.5\, ld^3$.
18	0.076	70	4.500	15	0.097	65	7 900	D, diamètre intérieur du moyeu ; d, *idem* de la tête, l, distance des centres, en fraction décimale du mètre.
21	0.121	75	5.500	18	0.165	70	9.900	Les poids des moyeux sont représentés par la formule
25	0.205	80	6.640	21	0.263	75	12.100	$P = 12850\ D^3$.
30	0.352	85	7.920	25	0.444	»	»	Les poids des têtes sont représentés par la formule
35	0.561	90	9.500	30	0.762	»	»	$P' = 28200\ d^3$.
40	0.830	95	11.200	35	1.220	»	»	Les poids des plats intermédiaires sont représentés par la formule
45	1.195	100	12.750	40	1.800	»	»	$P'' = 2540\,(D^2 + d^2)\,l$,
50	1.642			45	2.635			P, P', P'' en kilogrammes, et D. d, l en mètres ou fraction décimale du mètre.
								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).

FORCES des machines en chevaux.	POIDS en kilogrammes des flasques en fonte.	POIDS en kilogrammes des axes en fer.	FORCES des machines en chevaux.	POIDS en kilogrammes des flasques en fonte.	POIDS en kilogrammes des axes en fer.
1.20	40	6	63.20	2050	410
2.00	55	10	74.60	2420	484
3.20	76	15	87.00	2810	562
4.70	120	24	111.00	3750	750
6.60	180	36	138.50	4850	970
9.00	257	51	170.00	6200	1240
12.00	350	70	207.00	7710	1542
15.60	467	93	248.00	9450	1890
19.80	608	121	295.00	11500	2318
24.80	770	154	348.00	13820	2764
30.60	964	193	407.00	16420	3284
37.00	1185	237	473.00	19250	3850
44.80	1438	287	545.00	22600	4520
54.00	1735	345			

OBSERVATIONS.

Les dimensions des balanciers sont celles qui ont été données dans le tableau de la page 209 de la seconde partie.

Les poids des balanciers sont représentés par les formules :

1° pour les flasques simples,

$$P = 13\ l^3 \text{ kilogrammes.}$$

2° pour les axes,

$$P' = 2.6\ l^3 \quad \textit{idem.}$$

l étant la longueur entre les axes des tourillons extrêmes, exprimées en mètres et fractions décimales du mètre.

La valeur moyenne du kilogramme de balanciers alésés et axés est :

Pour la fonte . . . . 0 fr. 80
Pour le fer 2 00

3° Manivelles garnies (pl. 4, fig. 38, 39, 40).

FORCES des machines en chevaux.	POIDS, en kilogrammes, des manivelles en fonte.	POIDS, en kilogrammes, des boutons en fer.	FORCES des machines en chevaux.	POIDS, en kilogrammes, des manivelles en fonte.	POIDS, en kilogrammes, des boutons en fer.
1.20	25	2.30	63.20	750	60.00
2.00	35	3.30	74.60	900	79.00
3.20	45	4.50	87.00	1050	99.00
4.70	65	6.00	111.00	1240	123.00
6.60	97	7.50	138.50	1460	147.00
9.00	138	10.00	170.00	1700	177.00
12.00	189	12.00	207.00	2175	210.00
15.60	200	15.00	248.00	2600	249.00
19.80	240	18.50	295.00	3150	300.00
24.80	280	22.25	348.00	3500	350.00
30.60	360	26.25	407.00	4000	400.00
37.00	450	30.50	473.00	4500	450.00
44.80	540	36.00	545.00	5000	500.00
54.00	650	48.00		»	»

OBSERVATIONS.

Les dimensions des manivelles sont celles indiquées dans le tableau de la page 209 de la seconde partie.

Le poids d'une manivelle est représenté par la formule :

$$P = 1400\ l^3.$$

La valeur moyenne du kilogramme de manivelles est :

Fonte. . . . . 0 fr. 70 c.
Fer. 2 00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

NEUVIÈME TABLEAU. — BIELLES GARNIES

(Pl. 4, fig. 29, 30, 31).

FORCES des machines en chevaux.	POIDS, en kilogrammes, des corps en fonte.	chapes et clavettes en fer.	coussinets en cuivre.	FORCES des machines en chevaux.	POIDS, en kilogrammes, des corps en fonte.	chapes et clavettes en fer.	coussinets en cuivre.	OBSERVATIONS.
1.20	13	1.50	1.10	63 20	1025	53.00	40.00	Les dimensions des bielles sont celles qui ont été données dans le tableau de la page 209 de la seconde partie.
2.00	23	2.30	1.70	74 60	1210	72.00	54.00	
3.20	38	3.20	2.40	87.00	1405	92 00	69.00	
4.70	60	4.80	3.60	111.00	1875	116.00	88.00	
6.60	90	6.70	5.00	138.50	2425	146.00	110.00	Le poids du corps d'une bielle est représenté par la formule : $P = 9.5\, l^3$.
9.00	128	8.70	6.50	170.00	3100	180.00	136.00	
12.00	175	11.20	8.40	207.00	3855	217.00	164.00	
15.60	233	14.40	11.00	248.00	4725	260.00	196.00	l étant la longueur entre les tourillons extrêmes, exprimés en mètres et fraction décimale du mètre.
10.80	304	18.00	13.40	295.00	5795	310.00	234.00	
24.80	385	22.00	16.40	348.00	6910	370.00	280.00	
30.60	482	26.00	20.00	407.00	8210	440.00	335.00	La valeur moyenne du kilogramme de bielle ajustée est :
37.00	592	32.00	24.00	473.00	9625	520.00	400.00	
44.80	719	38.00	28.40	545.00	11300	620.00	480.00	Fonte. . . . 4 fr.
54.00	862	42.70	34.00	»	»	»	»	Fer. 5
								Bronze. . . . 4 50

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. 1m.30.	2m.00.	DIAMÈTRES intérieurs en millimètres.	ÉPAISSEURS des tuyaux en millimètres.	POIDS EN KILOG. pour longueurs. 1m.30.	2m.00.	OBSERVATIONS.
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 : $e = 0.02\,D + 0\,01$;
60	12	30.00	45.00	200	14	122.00	184.00	
70	12	36.00	54.00	220	15	144.00	217.00	
80	12	42.00	64.00	240	15	156.00	235.00	
90	12	47.00	71.00	260	15	169.00	255.00	
100	12	52.00	78.00	280	16	195.00	294.00	
110	13	62.00	90.00	300	16	208.00	314.00	e et D en mètres et fraction décimale du mètre.
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	Les tuyaux dont les épaisseurs correspondent à cette formule, doivent résister à 10 atmosphères.
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	»	»	»	»	

TITRE II.

DEVIS DES PARTIES.

Nous avons dit (page 123) 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*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Nous avons dit aussi (page 211) 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, suffisammment 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 conduits 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 de *cinquante chevaux*, qui constitue la moyenne la plus convenable entre les petites et les grandes machines, et pour laquelle on a :

	Diamètre du piston moteur.
Sans détente, à condensation	$0^m.850$
Sans détente ni condensation.	$0^m.425$
A détente	$0^m.680$

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 deux mètres carrés par force de cheval à produire; cette surface correspondant, suivant la construction du fourneau, à une surface de chauffe qui varie entre 1.00 et 1.30 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 kilog.

On peut donc admettre, et le fait est parfaitement démontré par l'expérience, qu'il y a, dans une chaudière, 200 kilog. 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 :

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 quinze décimètres carrés qu'il y a de 10 kilogrammes de houille à brûler par heure. Comme un cheval de force correspond assez généralement à 5 kilogrammes de houille brûlée par heure, nous en concluons que la surface de grille nécessaire pour un cheval est de 7.5 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 $7,5 \times 4 = 30^{k}.00$ net par cheval.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 50 chevaux, ces fontes constituent un poids *moyen*, par cheval, égal à moitié de celui de la grille, ce qui fait en tout 45 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 entrent dans la garniture du foyer pour *portes* et ferrures, elle est très minime, et égale, en moyenne, à $\frac{1}{50}$ de la quantité de fonte employée.

III. — TUYAUX DE CONDUITE DE LA VAPEUR A LA DISTRIBUTION.

La dépense varie nécessairement suivant la distance qui existe entre la chaudière et le cylindre à vapeur.

Nous avons donné (page 448) 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 $\frac{1}{100}$ 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

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

§ I. — Valve de gorge.

1° VALVE DE GORGE DE 12 CHEVAUX.

	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

4° VALVE DE GORGE DE 20 CHEVAUX.

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
Pour 50 chevaux.	61.20	7.80	5.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

§ II. — Modérateur.

1° MODÉRATEUR POUR 12 CHEVAUX.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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

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
Moyennes : 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° DISTRIBUTION DE 8 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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	0.00
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

6° DISTRIBUTION DE 16 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

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 id.	»	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	»
A reporter.	100.00	11.75	2.80

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	100.00	11.75	2.80
Came, tige et manette de détente. . .	»	1.50	1.40
Tige du tiroir.	»	4.00	»
Robinet à graisse.	»	»	»
Total. . .	100.00	17.25	4.20
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

11° DISTRIBUTION DE 250 CHEVAUX.

A détente, simple effet.

Une boîte à vapeur du haut.	1430.00	»	»
Une id. 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
Report. . . .	2778.00	14.00	27.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	2778.00	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 :

1° MOUVEMENT DE DISTRIBUTION DE 12 CHEVAUX.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Un arbre du tiroir avec ses leviers et sa manette.	»	39.00	»
Deux bielles de *dito.*	»	17.00	»
A reporter. . . .	»	56.00	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	»	56.00	»
Un contrepoids 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 contrepoids 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, contrepoids. . . .	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
Contrepoids 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 contrepoids.	»	3.30	»
Taquet de *dito*.	»	2.00	»
Total. . .	131.00	143.90	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 contrepoids 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, 24 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 contrepoids des soupapes.	240 00	45.00	»
Trois tringles à charnières pour contrepoids.	»	45.00	»
Trois arbres du mouvement.	»	195.00	»
Trois petits leviers pour tringles des soupapes.	»	38.00	»
A reporter.	1885.00	934.50	169.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	1885.00	934.50	169.00
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	»
18 boulons.	»	14.00	»
Quatre bagues et trois roulettes pour mouvement des manettes.	»	48.00	»
Total. . .	1885.00	1330.00	94.50
Par cheval.	7.60	5.30	0.38

Résumé par cheval.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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
Moyennes : Pour 50 chevaux. .	300.00	350.00	34.00

Résumé de la distribution pour 50 chevaux.

1° *Sans détente ni condensation.*

	FONTE kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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. . . .	100.000	500.00	100.00

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-box.

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
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° CYLINDRE DE 12 CHEVAUX.

Sans détente ni condensation.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE kil.
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	22.80	»
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
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
A reporter.	740.00	16.00	5.70

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	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	»
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

12° CYLINDRE DE 250 CHEVAUX.

A détente.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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.*

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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 :

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 $0^{k}.64$.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 209 ; en ajoutant $\frac{1}{3}$ 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
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	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a alors, pour poids de la transmission de mouvement de 50 chevaux, d'après les tableaux des pages 346, 347, 348 :

	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 :

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 :

1° POMPES DE 4 CHEVAUX (*le corps de la pompe alimentaire étant fondu avec le cylindre*).

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Sans condensation.			
Un robinet pour pompe d'eau chaude. .	» . .	» . .	3.50
Un piston et stuffing-box pour *dito*. . .	» . .	3.00 . .	1.40
A reporter. . . .	»	3.00	4.90

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FER. kil.	FONTE. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	»	3.00	4.90
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 contrepoids 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	15.00
Une bride et sa poignée pour robinet. .	»	0.70	»
Un piston d'eau chaude.	»	13.90	»
Un stuffing-box et 2 boulons et 2 boulons pour *dito.*	»	0.70	3.40
Un grain pour *dito.*	»	»	0.30
A reporter. . .	»	16.60	18.70

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FER. kil.	FONTE. kil.	CUIVRE. kil.
Report.	»	16.60	18.70
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

8° POMPES DE 16 CHEVAUX (*complètes*).

A condensation.

Une pompe d'eau fraîche	112.50	4.00	5.70
Une tringle de *dito*.	»	16.60	0.50
A reporter. . .	112.50	20.60	6.20

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	112.50	20.60	6.20
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.	»	51.00	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
Une chapelle, son couvercle et deux soupapes.	310.00	25.00	17.00
A reporter. . .	560.00	35.00	32.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	560.00	35.00	32.00
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*).

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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 :

kil.	kil.	kil.
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	4.84

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	»
Deux supports du balancier.	590.00	24.00	12.00
Deux traverses et seize boul. pour *dito*.	54.00	16.00	»
Deux porte-boutons des guides du parallélogramme.	»	29.60	»
A reporter.	1536.00	137.60	12.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report.	1536.00	137.60	12.00
Deux colonnettes pour *dito.*	»	26.60	»
Une traverse pour *dito.*	»	10.50	»
Une plaque d'entablement des colonnes.	120.00	»	»
Deux supports de 0m.152 pour arbre du volant.	168.00	12.00	20.00
Dix boulons de fondation, nº 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

4º 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

5º AUTRE DE 20 CHEVAUX.

Deux colonnes.	408.00	»	»
Un entablement.	1087.00	»	»
Deux supports du 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

6º MACHINE DE 30 CHEVAUX.

Un entablement avec coussinets.	1975.00	»	8.00
Deux colonnes et deux boulons.	660.00	30.00	»
A reporter.	2635.00	30.00	8.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	2635.00	30.00	8.00
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 arbre de la manivelle.	768.00	200.00	48.00
Vingt-quatre boulons de joint. . . .	»	131.00	»
Totaux. . .	7859.00	1153.00	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

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 :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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° *Machines 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
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 contenu 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.

GENRES 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	59.75	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 aurons recours. A cet effet, nous remarquerons 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	1.50	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

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.	438.50	à.	5.00		2200.00
Totaux.	34696.50				37950.00

Ou, le kilogramme : 1 fr. 10 c.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° *Machine sans détente, à condensation.*

	kil.		fr.	fr.
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 cent., on peut, sans commettre d'erreur bien sensible, adopter pour tous les genres la moyenne 1 fr. 9 cent. 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 :

1° *Etant 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° *Etant donné le poids total des métaux contenus dans l'un des quatre genres d'une machine*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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 376, *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.*

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 183) 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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, 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 aux diamètres.	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 existant entre les diamètres des pistons moteurs et les épaisseurs moyennes, ces derniers étant 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	426	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, exprimées en fonctions de ces épaisseurs.
0.25	808	828	0.95	30600	41600	
0.30	1350	1420	1.00	34800	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	172800	267300	
0.75	16500	21000	1.90	199000	314000	
0.80	19500	25300	2.00	228300	364000	
0.85	22800	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 0^m85 de diamètre au piston moteur, *sans détente*, *à condensation*; remarquant en outre que, pour les forces en chevaux correspondant à peu près aux diamètres et vitesses moyennes des pistons, données dans le tableau de la page 208, le poids de la tôle est, en moyenne (page 351), 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 utilisables approximatives en chevaux, correspondant aux vitesses convenables (1).	POIDS DES FONTE.	POIDS DES FER.	POIDS DES TÔLE.	POIDS DES CUIVRE.	TOTAUX.	
m.	m.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.100	1.20	400	40	240	9	689	
0.125	2.00	755	77	400	16	1248	
0.150	3.20	1260	132	640	26	2058	
0.175	4.70	1955	208	940	40	3143	
0.200	6.60	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	15.60	6710	790	3120	138	10758	
0.300	19.80	8500	1020	3960	175	13655	
0.325	24.80	10500	1280	4960	215	16955	
0.350	30.60	12800	1590	6120	264	20774	
0.375	37.00	15400	1950	7400	317	25067	
0.400	44.80	18200	2350	8960	375	29885	
0.425	54.00	21341	2917	10000	438	34696	Type.
0.450	63.20	24900	3320	12640	510	41370	
0.475	74.60	28600	3870	14920	590	47980	
0.500	87.00	32600	4465	17400	670	55135	
0.550	111.00	42400	5950	22200	870	71420	
0.600	138.50	53800	7650	27700	1110	90260	
0.650	170.00	67000	9650	34000	1370	112020	
0.700	207.00	82000	12000	41400	1680	137080	
0.750	248.00	98000	14700	49600	2040	164340	
0.800	295.00	118000	17600	59000	2420	197020	
0.850	348.00	139500	21300	69600	2850	233250	
0.900	407.00	161500	24850	81400	3320	275070	
0.950	473.00	186000	29200	94600	3820	313620	
1.000	545.00	214000	33800	109000	4400	361200	

[1] Voir le tableau de la page 208.

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 utilisables approximat. en chevaux, correspondant aux vitesses convenabl.	POIDS DES FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.	TOTAUX.	
m.	m.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.20	1.20	576	45	240	13	874	
0.25	2.00	1090	87	400	23	1600	
0.30	3.20	1820	148	640	36	2644	
0.35	4.70	2820	234	940	55	4050	
0.40	6.60	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	15.60	9700	885	3120	190	13850	
0.60	19.80	12250	1140	3960	242	17700	
0.65	24.80	15150	1435	4960	297	21850	
0.70	30.60	18400	1780	6120	365	26800	
0.75	37.00	22200	2180	7400	437	32500	
0.80	44.80	26200	2640	8960	520	38500	
0.85	54.00	30691	3274	10000	607	44572	Type.
0.90	63.20	35900	3710	12640	705	53200	
0.95	74.60	41200	4340	14920	845	62000	
1.00	87.00	47000	5000	17400	925	71100	
1.10	111.00	61000	6675	22200	1200	92400	
1.20	138.50	77200	8580	27700	1530	116500	
1.30	170.00	96300	10800	34000	1890	144500	
1.40	207.00	118000	13450	41400	2320	177000	
1.50	248.00	141000	16450	49600	2810	213000	
1.60	295.00	170000	19700	59000	3345	255000	
1.70	348.00	201000	23800	69600	3940	300000	
1.80	407.00	232500	27800	81400	4370	355000	
1.90	473.00	268000	32700	94600	5280	405000	
2.00	545.00	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 utilisables approximat. en chevaux, correspondant aux vitesses convenabl.	POIDS DES FONTE.	FER.	TÔLE.	CUIVRE.	TOTAUX.	
m.	m.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.16	1.20	490	41	240	10	781	
0.20	2.00	920	79	400	17	1430	
0.24	3.20	1540	135	640	28	2350	
0.28	4.70	2380	213	940	43	3570	
0.32	6.60	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	15.60	8200	805	3120	148	12250	
0.48	19.80	10400	1040	3960	187	15550	
0.52	24.80	12800	1310	4960	230	19250	
0.56	30.60	15600	1620	6120	283	23700	
0.60	37.00	18600	1990	7400	340	28300	
0.64	44.80	22200	2400	8960	402	34000	
0.68	54.00	26041	2930	10000	469	39500	Type.
0.72	63.20	30400	3380	12640	545	47000	
0.76	74.60	35000	3950	14920	630	54500	
0.80	87.00	39700	4550	17400	715	63000	
0.88	111.00	51700	6080	22200	930	81250	
0.96	138.50	65500	7800	27700	1190	103000	
1.04	170.00	81600	9850	34000	1470	127500	
1.12	207.00	100000	12250	41400	1800	156500	
1.20	248.00	119500	15000	49600	2180	187500	
1.28	295.00	144000	18000	59000	2590	223000	
1.36	348.00	170000	21700	69600	3050	266000	
1.44	407.00	197000	25400	81400	3560	313000	
1.52	473.00	226500	29700	94600	4080	357000	
1.60	545.00	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 utilisables approximatives en chevaux, correspondant aux vitesses convenables.	POIDS DES FONTE.	POIDS DES FER.	POIDS DES TÔLE.	POIDS DES CUIVRE.	TOTAUX.	
m.	m.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	
0.16	1.20	585	45	240	13	893	
0.20	2.00	1100	87	400	23	1620	
0.24	3.20	1840	148	640	36	2670	
0.28	4.70	2850	234	940	55	4070	
0.32	6.60	4120	347	1320	80	5880	
0.36	9.00	5700	489	1800	110	8100	
0.40	12.00	7600	668	2400	148	10800	
0.44	15.60	9800	885	3120	196	13900	
0.48	19.80	12400	1140	3960	242	17800	
0.52	24.80	15350	1435	4960	297	22000	
0.56	30.60	18700	1780	6120	365	27000	
0.60	37.00	22500	2180	7400	437	32500	
0.64	44.80	26600	2640	8960	520	38750	
0.68	54.00	31100	3274	10000	607	45064	Type.
0.72	63.20	36400	3710	12640	705	53700	
0.76	74.60	41800	4340	14920	845	62200	
0.80	87.00	47500	5000	17400	925	71800	
0.88	111.00	61900	6675	22200	1200	93000	
0.96	138.50	78500	8380	27700	1530	117800	
1.04	170.00	98000	10800	34000	1890	145500	
1.12	207.00	120000	13450	41400	2320	178000	
1.20	248.00	143000	16450	49600	2810	213000	
1.28	295.00	172000	19700	59000	3345	256000	
1.36	348.00	204000	23800	69600	3940	304000	
1.44	407.00	236000	27800	81400	4570	357000	
1.52	473.00	272000	32700	94600	5280	406000	
1.60	545.00	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 à vapeur,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

nous remarquons, en premier lieu, que (page 377), 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 376) 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.
1.20	400	15.60	6270	63.20	24270	248.00	96200
2.00	810	19.80	7965	74.60	28100	295.00	115200
3.20	1205	24.80	9890	87.00	32390	348.00	136500
4.70	1835	30.60	12115	111.00	41770	407.00	158600
6.60	2620	37.00	14630	138.50	52740	473.00	183500
9.00	3620	44.80	17445	170.00	65500	545.00	210000
12.00	4840	54.00	20000	207.00	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.
1.20	16	1000	24.80	169	10600	138.50	576	36000
2.00	25	1560	30.60	196	12250	170.00	676	42300
3.20	36	2250	37.00	225	14100	207.00	784	49000
4.70	49	3060	44.80	256	16000	248.00	900	56200
6.60	64	4000	54.00	289	18000	295.00	1024	64000
9.00	81	5070	63.20	324	20300	348.00	1156	72000
12.00	100	6250	74.60	361	22600	407.00	1296	81000
15.60	121	7550	87.00	400	25000	473.00	1444	90500
19.80	144	9000	111.00	484	30300	545.00	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 du métal.
	fr.	fr.		fr.	fr.		fr.	fr.
1.20	1400	2.04	24.80	20490	1.21	138.50	88740	0.98
2.00	2370	1.90	30.60	24365	1.18	170.00	107800	0.96
3.20	3455	1.68	37.00	28730	1.15	207.00	129000	0.95
4.70	4895	1.56	44.80	33445	1.12	248.00	152400	0.93
6.60	6620	1.47	54.00	38000	1.09	295.00	179200	0.91
9.00	8690	1.39	63.20	44570	1.08	348.00	208500	0.89
12.00	11090	1.33	74.60	50700	1.06	407.00	239600	0.88
15.60	13820	1.29	87.00	57390	1.04	473.00	274000	0.87
19.80	16965	1.24	111.00	72070	1.01	545.00	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 380, 381, 382, nous composons le tableau suivant, savoir :

Tableau des valeurs des métaux contenus dans les machines à balancier.

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.
1.20	1400	1810	1600	1820	63.20	44570	57500	51000	58000
2.00	2370	3055	2700	3100	74.60	50700	65500	57900	66000
3.20	3455	4460	3950	4500	87.00	57390	74200	65200	74800
4.70	4895	6315	5580	6350	111.00	72070	93200	82200	94000
6.60	6620	8580	7550	8620	138.50	88740	114500	101000	115500
9.00	8690	11220	9100	11300	170.00	107800	139000	123000	140000
12.00	11090	14350	12650	14400	207.00	129000	167000	147500	168000
15.60	13820	17900	15800	18000	248.00	152400	198000	174500	198500
19.80	16965	22000	19350	22000	295.00	179200	232000	205000	234000
24.80	20490	26000	23350	26600	348.00	208500	270000	238000	272000
30.60	24365	31400	27800	31700	407.00	239600	310000	273000	311000
37.00	28730	37000	32800	37500	473.00	274000	355000	313000	356000
44.80	33445	43100	38100	43500	545.00	310000	400000	354000	404000
54.00	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 de 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. Plomb pour joints à 1 fr. 30 le kil.	FOURNITURES. diverses.	EMBALLAGE.	POSE.	IMPRÉVUS.	SOMMES.	PAR cheval.
		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	13.40
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	345.00	60.60	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 377) :

$$\frac{37950 + 47360 + 42050 + 47840}{4} = \frac{175200}{4} = 44000 \text{ fr.}$$

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.
1.20	1540	2000	1760	2000	63.20	49000	63100	56000	64000
2.00	2600	3360	2970	3400	74.60	56000	72000	63500	72500
3.20	3800	4900	4350	4950	87.00	63200	81700	72000	82000
4.70	5390	6950	6150	7000	111.00	79200	102500	90200	103500
6.60	7300	8450	8300	9500	138.50	97500	126500	111000	127000
9.00	9550	12400	10000	12450	170.00	118500	153000	135000	154000
12.00	12200	15800	14000	15850	207.00	142000	184000	162000	185000
15.60	15250	19700	17400	19800	248.00	168000	218000	192000	219000
19.80	18650	24200	21250	24200	295.00	197000	255000	225000	257000
24.80	22500	28600	25700	29300	348.00	230000	298000	263000	300000
30.60	26700	34500	30600	35000	407.00	264000	341000	300000	343000
37.00	31600	40650	36200	41200	473.00	301000	390000	345000	392000
44.80	36700	47500	42000	48000	545.00	340000	440000	390000	445000
54.00	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 chenet.	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
Une 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 tisart 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	»	»
A reporter.	1288.00	1509.70	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . .	1288.00	1509.70	»
Deux coudes de 0.081 à 2 brides. . .	36.00	»	»
Deux *id.* à emboîture et bride. .	50.00	»	»
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	2.20
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
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	»
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
A reporter.	1807.60	1599.90	12.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FER. kil.	FONTE. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	1807.60	1599.90	12.50
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
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 tisart 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	»
A reporter. . .	75.30	15.70	0.80

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	75.30	15.30	0.80
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	»	»
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 têtes des boulons.	»	0.60	»
Deux cercles pour garniture . . .	2.70	»	»
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 chappes 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
5° *Alimentation.*			
Une boîte à soupape, un robinet et treize boulons n° 12.	»	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 chappe.	»	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	2512.60	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
A reporter.	4377.50	2790.80	40.60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report.	4377.50	2790.80	40.60
5° Alimentation.	887.00	34.10	26.70
6° Bâti.	172.00	181.20	19.50
Totaux.	5436.50	3006.10	86.10
Rapports.	63.00	34.70	1.00
Matières par cheval.	455.00	250.00	7.25

MACHINE DE 16 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

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 tisart 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
A reporter.	129.00	35.90	17.60

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . .	129.00	35.90	17.60
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	»
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 boulon. .	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	»	»
A reporter. . .	1260.00	38.10	57.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report.	1260.00	38.10	57.00
Deux *id.* à bride et emboîtures.	20.00	»	»
Trois emboîtures droites de 0.054.	19.00	»	»
Cinquante-deux boulons.	»	12.60	»
	1299.00	50.70	57.00

6° *Bâti.*

Une plate-forme en deux parties et sept 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.	3679.00	1804.40	58.60

3° MACHINE DE 12 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

A balancier.	5200.00	2995.00	107.00
Horizontale.	5436.50	3006.10	86.10

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° MACHINE DE 16 CHEVAUX, SANS DÉTENTE NI CONDENSATION.

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
A balancier.	6710.00	3910.00	138.00
Horizontale.	8949.50	3000.00	128.70

En d'autres termes :

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. . . .	1.05	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 376 et 377. 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 de bas de la page 384. 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	180.30

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
	21168.00	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	»
Boulons.	»	30.00	»
A reporter.	10786.00	575.50	7.50

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. .	10786.00	575.50	7.50
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*.	21.00	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	»
	11220.00	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 pistons.	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 80 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 des tiroirs.	»	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'excentriq.	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	617.60

3° *Travail moteur.*

Deux cylindres à vapeur.	9171.00	»	»
Deux couvercles de *dito.*	1583.00	»	»
Deux stuffing-box 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 des 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'assembl. 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.*

	FER. kil.	FONTE. kil.	CUIVRE. kil.
Six tourtes des bras.	5342.00	»	»
Cent vingt rayons des 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
	305250.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° BATIMENT A VAPEUR DE 450 CHEVAUX, EN DEUX MACHINES.

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 des 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 des pompes à air.	»	1105.00	»
Un arbre intermédiaire et ses deux manivelles.	»	8370.00	»
Deux arbres des roues et leurs deux manivelles.	»	20468.00	»
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,

Sur le même modèle que le précédent, mais sortant d'un autre atelier de construction.

1° *Vaporisation.*	FONTE. kil.	FER. kil.	TÔLE DE FER. kil.	CUIVRE. 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 d°, 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.	»	»	5656	»
12 cornières.				
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 retours de flamme.	»	»	1310	»
6 feuilles de tôle pour les côtés des enveloppes.	»	»	707	»
8 feuilles d°, 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 quatres galeries du bas.	»	323	»	»
3 fonds de $\frac{1}{4}$ 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	»	»	»
A reporter.	21285	1303	110229	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	TÔLE DE FER kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	21285	1303	110229	»
2 presse-étoupes 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
4 clapets pour les boîtes en fonte des soupapes.	»	»	»	10
55 rondelles en cuivre pour collets aux tuyaux.	»	»	»	14
3,700 rivets.	»	517	»	»
600 rivets pour la cheminée.	»	27	»	»
1,650 rivets.	»	239	»	»
4,500 rivets et 60 tirants d'abattage.	»	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-étoupes 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 chappe 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.	1 9000	»	»	»
2 couvercles de cylindres à vapeur.	5100	»	»	»
2 fonds de cylindres à vapeur.	6300	»	»	»
2 tiges de pistons.	»	2042	»	»
A reporter. . . .	30400	2042	»	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER kil.	TÔLE DE FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report.	30400	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, coussinets et clavettes de serrage.	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	»	»
30 rayons de roue (simples).	»	5328	»	»
22 rayons de id. (à pattes).	»	2514	»	»
14 rayons de id. (à pattes).	»	1596	»	»
38 rayons de id. (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.	»	1490	»	210
4 bielles de parallélogrammes.	»	356	»	44
2 grosses traverses des grosses bielles pendantes.	»	2792	»	»
2 grosses traverses avec leurs menottes.	»	1410	»	150
2 arbres de parallélogrammes.	»	570	»	»
8 rondelles en rosaces des balanciers.	430	»	»	»
2 soies de manivelles.	»	1000	»	»
1150 rivets pour les roues.	»	425	»	»
30 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 parallélogramme, avec chappes, 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 pompe à air.	2320	»	»	»
8 paires de coussinets pour bielles de pompe 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-étoupes 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	»	»
A reporter.	1252	64	»	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	TÔLE DE FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	1252	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-étoupes 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-étoupes.	180	2	»	4
4 siéges de clapets avec leurs clapets.	600	»	»	100
2 bouchons des 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	»	»
2 clapets avec tige.	»	»	»	15
2 tiges de piston des pompes alimentaires.	»	60	»	»
	4024	258	»	718
7° *Bâti.*				
2 plaques de fondation.	27200	»	»	»
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 têtes 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 clav. 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'entretoise.	»	540	»	»
8 boulons à deux 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	»	»
A reporter. . . .	117611	11457	»	1338

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	FONTE. kil.	FER. kil.	TÔLE DE FER. kil.	CUIVRE. kil.
Report. . . .	117611	11457	»	1338
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	7149	»	3940
Alimentation.	4024	258	»	718
Bâti.	117907	12626	439	1370
Totaux partiels.	264810	100418	111751	10296
Total général.	487275 kil.			

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

1° *Vaporisation.*	FONTE. kil.	TÔLES de fer. kil.	TÔLES de cuivre. kil.	FER forgé. kil.	CUIVRE fondu. kil.	BOIS. 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	»	»	»	
A reporter. . . .	»	2229.56	652.43	7.00	37.50	6.50

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. . . .	»	2229.56	652.43	7.00	37.50	6.50
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 balances 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
2° *Distribution.*						
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 id.	»	»	»	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 id.	»	»	»	3.00	»	»
2 grands supports pour 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 changem. de marche.	»	»	»	»	6.00	»
4 id. pour arbre de distribution. . .	»	»	»	»	9.20	»
A reporter. . . .	159.50	»	40.00	181.80	219.90	»

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. . . .	159.50	»	40.00	181.80	219.90	»
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-box 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-box. . . .	69.00	»	»	40.00	10.00	»
4 robinets purgeurs et mouvement.	»	»	»	25.00	6.00	»
8 boulons des stuffing-box.	»	»	»	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	»
2 petites id. id.	»	»	»	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-box, 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 du 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	»

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

6° *Bâti.*	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé et acier.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
2 longerons du châssis en bois, 4 tôles et 88 boul.	»	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, long. des pl. de garde.	»	»	»	12.00	»	»
4 longerons int., équerres et rivets supportant le mouvement.	»	»	»	220.00	»	»
2 moraillons de chaînes de sûreté de la locomotive au tender.	»	»	»	8.00	»	»
2 marche-pieds 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	»	»
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

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° MACHINE LOCOMOTIVE A VOYAGEURS, A CYLINDRES EXTÉRIEURS, FOYER EN PORTE-A-FAUX, LONGERONS INTÉRIEURS, DISTRIBUTION PAR TIROIRS VERTICAUX ET COULISSE DE STEPHENSON.

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.	125
Id. diam. extérieur, moyen, en mètres. . .	0.04775
Id. longueur, id.	3.965
Id. d'axe en axe, id.	0.063

1° *Vaporisation.*

	FONTE.	TÔLES de fer.	TÔLES de cuivre.	FER forgé.	CUIVRE fondu.	DIVERS.
	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 *dito* 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 *dito*.	»	»	»	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 *dito*.	»	»	»	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 *dito* pour l'arrière.	»	»	»	39.00	»	»
2 boulons de *dito*.	»	»	»	1.80	»	»
16 barreaux de grille.	»	»	»	165.00	»	»
1 cadre pour *dito*.	»	»	»	39.00	»	»
8 goujons de *dito*.	»	»	»	0.80	»	»
8 supports du cadre de *dito* garnis.	»	»	»	10.00	4.00	»
8 prisonniers de *dito*.	»	»	»	2.40	3.50	»
1 arbre du capuchon de la cheminée et supports.	»	»	»	8.50	»	»
1 manette de *dito*.	»	»	»	1.50	»	»
1 pommelle pour *dito*.	»	»	»	1.00	»	»
1 ressort pour manette de *dito*.	»	»	»	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	»
A reporter. . . .	»	»	»	355.90	29.50	»

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. . . .	»	»	»	355.90	29.50	»
1 sifflet garni et sa valve.	»	»	»	0.50	2.35	»
2 robinets réchauffeurs avec raccords et écrous. .	»	»	»	»	12.00	»
2 robinets d'épreuves.	»	»	»	»	2.20	»
2 raccords pour *dito* 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	»	»
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 coulisses 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 boul.	»	»	»	5.80	»	»
				3.00		
1 tiroir de changement de marche.	»	»	»	40.00	»	»
1 guide de ce tiroir et son chapeau.	»	»	»	5.00	»	»
6 prisonniers *dito* et 2 vis.	»	»	»	1.20	»	»
4 plates-bandes pour fixer les bois.	»	»	»	2.00	»	»
1 levier à manette de changement de marche avec verrou, et guide du verrou	»	»	»	12.20	»	»
2 vis de *dito*.				0.10	»	»
A reporter. . . .	»	»	»	268.90	4.10	»

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. . . .	»	»	»	268.90	4.10	»
1 support de *dito*.	»	»	»	4.00	»	»
4 boulons de *dito*.				1.40	»	»
1 secteur de *dito* en deux pièces.	»	»	»	6.50	»	»
2 supports des secteurs du levier. . . .						
4 prisonniers de *dito*.	»	»	»	2.50	»	»
				0.80	»	»
1 traverse portant le régulateur.	»	»	»	23.50	1.00	»
2 boulons de *dito*.				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 pièces, 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 *dito*.	»	»	»	0.70	»	»
1 petite manivelle de *dito*.	»	»	»	1.00	»	»
1 bielle de *dito*.	»	»	»	3.50	»	»
2 ressorts pour tiroir de *dito* et 3 boulons à écrou.	»	»	»	1.30	0.20	»
1 levier à main de *dito*, arrêt et 2 prisonniers.	»	»	»	4.30	3.50	»
1 virole en acier pour bielle de *dito*. . . .	»	»	»	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 *dito*.	»	»	»	10.40	»	»
2 brides pour l'échappement variable. . . .	»	»	»	9.70	0.50	»
2 prisonniers de *dito*.	»	»	»	3.00	»	»
1 arbre à manivelle pour *dito* avec support.. .	»	»	»	3.00	1.00	»
1 petit arbre pour *dito*.	»	»	»	1.00	»	»
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 *dito*.. . .	»	»	»	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	6.80 0.70	»
2 vases graisseurs pour *dito*, 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 *dito*.	»	»	»	1.20	0.30	»
1 culotte d'embranchement.	40.00	»	»	»	»	»
1 échappement variable.	33.50	»	»	»	»	»
2 valves pour *dito*.	5.00	»	»	»	»	»
2 stuffing-box et grains des boîtes à vapeur. .	»	»	»	1.60	2.00	»
2 bouchons pour fonds de *dito*.	»	»	»	»	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 *dito* et 2 boulons. . .	»	»	»	0.20	0.50	»
A reporter. . . .	414.00	»	»	415.90	149.10	»

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. . . .	414.00	»	»	415.90	149.10	»
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 *dito*.	»	»	»	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.* 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 *dito*.	»	»	»	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 des pistons.	»	»	»	45.00	»	»
4 robinets purgeurs.	»	»	»	2.00	6.80	»
4 bielles pour *dito*.	»	»	»	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 *dito*.	»	»	»	10.00	»	»
1 *dito* à poignée pour *dito*.	»	»	»	11.00	»	»
1 arrêt pour *dito*.	»	»	»	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-box des cylindres. . . .	»	»	»	2.40	»	»
6 boulons d'assemblage avec la plaque des tubes.	»	»	»	3.60	»	»
4 *id.* pour l'avant.	»	»	»	2.40	»	»
2 *id.* de fixage des cylindres aux longerons parés.	»	»	»	1.60	»	»
2 *id.* 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 *dito* et 12 boulons.	»	»	»	60.00	»	»
				7.20		
A reporter. . . .	»	»	»	252.20	1.00	»

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 . . .	»	»	»	252.20	1.00	»
1 traverse reliant ces supports.	»	»	»	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 *dito*.	»	»	»	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 *dito*.	»	»	»	1.00	»	»
2 goujons rivés après pour *dito*.	»	»	»	1.00	»	»
2 id. placés aux excentriques pour *dito*. .	»	»	»	4.00	»	»
2 colliers de rotules en 4 pièces.	»	»	»	6.00	»	»
2 ressorts de *dito*.	»	»	»	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	»
2 chapeaux de *dito* 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	68.80	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	»	»
A reporter. . . .	»	»	»	89.60	»	»

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.	»	»	»	89.60	»	»
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-pierres.	»	»	»	36.00	»	»
2 tirants de *dito*.	»	»	»	28.00	»	»
1 entretoise d'écartement de *dito*.	»	»	»	14.00	»	»
3 entretoises d'écartement des plaques de garde.	»	»	»	38.00	»	»
4 petites équerres pour le tablier.	»	»	»	2.00	»	»
8 supports pour *dito*.	»	»	»	44.00	»	»
16 boulons.	»	»	»	8.90	»	»
2 marche-pieds.	»	»	»	23.00	»	»
4 boulons de *dito*.	»	»	»	2.40	»	»
1 piton fixé à l'avant, garni.	»	»	»	7.00	»	»
1 chape pour *dito*.	»	»	»	3.00	»	»
2 colonnes pour les rampes et pommes.	»	»	»	15.00	»	»
2 rampes et mains-courantes pour *dito*.	»	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 *dito*.	»	»	»	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	»	»	»	»	»
4 boîtes à graisse pour essieux des petites roues.	104.00	»	»	»	50.00	»
4 contre-coussinets pour *dito*.	56.00	»	»	»	»	»
2 boîtes à graisse de l'essieu moteur.	79.00	»	»	»	26.00	»
2 contre-coussinets pour *dito*.	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	»	»	»
A reporter.	800.30	89.00	4.60	2354.80	105.40	»

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. . . .	800.30	89.00	4.60	2354.80	105.40	»
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 feuill.)	»	»	»	174.00	»	»
2 id. des roues motrices (21 feuill.)	»	»	»	156.00	»	»
2 garnitures en cuir pour heurtoirs. . . .	»	»	»	»	»	2.50
Crin pour garnir les heurtoirs.	»	»	»	»	»	1.00
Étoupes pour *dito*.	»	»	»	»	»	8.00
Traverse de l'avant du châssis, bois. . . .	»	»	»	»	»	205.00
Id. de l'arrière. . id.	»	»	»	»	»	115.00
Douves en sapin.	»	»	»	»	»	120.00
84 rivets des plaques de garde.	»	»	»	»	»	»
2 garde-crottes.	»	28.00	»	»	»	»
2 plaques à écroux pour *dito*.	»	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	105.04	451.50

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

Fonte.	3712.30
Tôle de fer.	4683.50
Id. de cuivre.	2384.70
Fer forgé, acier.	7238.75
Acier fondu.	910.49
Divers.	544.00
	19473.74

3° *Détail d'une chaudière de locomotive à 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

		mètres.
Tubes.	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		FER	CUIVRE
	de fer.	de cuivre.	forgé.	fondu.
	kil.	kil.	kil.	kil.
Boîte à feu.	»	820.00	»	»
136 rivets de 21 millim.	»	»	»	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 millim. pour les cornières.	»	»	27.00	»
384 *dito* pour l'enveloppe cylindrique des tubes.	»	»	5.00	»
516 *dito* pour enveloppe du foyer.	»	»	87.00	»
64 *dito* pour la boîte à fumée.	»	»	10.00	»
200 rivets de 15 millim. pour la boîte à fumée.	»	»	16.50	»
Enveloppes.	2722.50	»	»	»
Boulons pour tirants.	»	»	37.00	»
Tirants d'écartement.	»	»	270.00	»
	2722.50	2445.00	798.70	50.00

RÉCAPITULATION.

Tôle de fer.	2722.50
Id. de cuivre..	2445.00
Fer forgé.	798.70
Cuivre fondu.	50.00
	6016.20

Pour les articles :

Cuivre.	820.00	+ 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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

	CUIVRE. kil.	FER. kil.
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°.		3098
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.

4° *Détail d'une chaudière de locomotive à dôme ordinaire, ayant les dimensions suivantes :*

	mètres.
Grille. Longueur.	0.930
— Largeur.	1.025
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

	TÔLES de fer. kil.	TÔLES de cuivre. kil.	FER forgé. kil.	CUIVRE fondu. 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 tisart.	»	»	20.00	»
230 virolles.	»	»	56.00	»
Cheminée.	200.00	»	»	»
	2187.00	1971.00	605.00	43.00

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÉCAPITULATION.

Tôle de fer.	2187.00
Id. de cuivre.	1971.00
Fer forgé.	605.00
Cuivre fondu.	43.00
	4806.00

5° *Prix de revient d'une locomotive, chauffée au bois, déduit du prix de revient de 8 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 5520 kil. de fer; 404 journées.	1010.00
Machine et outils.	600.00
Tournerie, 257 journées.	1260.00
Ajustage.	2000.00
Chaudronnerie, fer, cuivre, ferblanterie.	1640.00
Montage.	1900.00
Modèles.	200.00
	9010.00

3° Frais accessoires.

Feutre pour garniture.	225.00
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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.

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 de 12 chevaux.			Pour machines de 16 chevaux.		
	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
Un pignon.	71.00	»	»	129.00	»	»	230.00	»	»
Une roue.	610.00	»	»	921.00	»	»	1253.00	»	»
Un arbre.	392 00	4.00	»	742.00	7.00	»	945.00	8.00	»
Deux supports de *dito*. . . .	102.00	8.00	12.00	139.00	11.00	18.00	201.00	17.40	25.00
Quatre boulons de fondation.	»	13.00	»	»	24.00	»	»	30.00	»
Cercles de tambour et boul.	801.00	45.00	»	1767.00	79.00	»	2370.00	105.00	»
Deux molettes axées. . . .	364.00	23.00	»	505.00	29.00	»	820.00	30.00	»
Quatre supports de *dito*. .	190.00	4.00	»	190.00	4.00	»	190 00	4.00	»
	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 fr., 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.	PROFOND. du puits.	LIMITES de durée.
	kil.	kil.	kil.	fr.	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	10 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 mètre courant.	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	»
Ferrure 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° *Wagons à houille, à roues en fonte.*

CAPACITÉS.	FONTE.	FER.	BOIS.	MAIN-D'ŒUVRE.	
				Charron.	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 Écroux. 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; 21, à doubles écroux; 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. — Charnière 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.

Fig. 20. — Chaises.

Fig. 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27. — Crapaudines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. — TIGE 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 glissoirs 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, 21. — Guides à parallélogrammes; — 14, parallélogramme simple de Watt; — 15, 16, 17, 19, 20, parallélogramme double de Watt; — 18, 21, parallélogramme d'Olivier Evans.

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.

PLANCHE V. — *Pièces générales de transformation de mouvements.*

FIG. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, — BIELLES en fer.

1. — Ancienne bielle de locomotive à essieu coudé.

2. — Bielle perfectionnée pour *dito*.

3. — Bielle à têtes fermées pour *dito*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 4, 5, 6. — Bielle de *Stephenson* pour *dito*.
7. — Bielle pour machine de bateau à deux balanciers en dessous.
9. — Axe en fer.
Fig. 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22. — Tourillons.
10, 11. — Tourillon d'arbre en fonte ou fer plein, en dimensions proportionnelles.
12, 12 *bis*. — 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 cylindrique 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. — Tisarts divers.
Fig. 4, 5. — Porte a un battant.
Fig. 6, 7, 8. — Porte a deux battants.
Fig. 10, 11, 12. — Tisart 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.
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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

LÉGENDE EXPLICATIVE DES PLANCHES.

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 emboiture ajustée.

14. — Tuyau à emboiture brute.

15, 16. — Tuyau à emboiture 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 différenciel de *Richard*.

15. — Manomètre à air libre et à flotteur.

FIG. 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14. — INDICATEURS DU NIVEAU DE L'EAU.

5. — Flotteur ordinaire.

6, 7. — Niveau indicateur inverse.

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.

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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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.
9, 10, 11, 12, 13. — Détail du mouvement par déclic.
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. — PISTONS A EAU.
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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. — Piston à clapets métalliques, à garniture de cuir.

24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31. — Piston 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 à cinq bras rapportés sur la jante et le moyeu.

PLANCHE XVI. — *Appareils de vaporisation.*

FIG. 1, 2. — Chaudière de Watt, dite *en tombeau*, pour basse pression, à chauffage extérieur.

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 XVII. — *Appareils de vaporisation.*

Plan, coupes et élévation d'un ensemble de deux chaudières cylindriques à deux bouilleurs, mises en places et munies de tous les appareils de sûreté et d'alimentation nécessaires à leur bon fonctionnement, par TAMIZIER.

PLANCHE XVIII. — *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 cylindrique 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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

FIG. 14. — Condenseur et pompe à air réunis, sans bâche.

FIG. 15. — APPAREIL D'ALIMENTATION et pompe d'eau fraîche aspirante élévatoire à piston métallique.

PLANCHE XIX. — *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.

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 XX. — *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 XXI. — *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 XXII. — *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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PLANCHE XXIII. — *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; — 3. Élévation; — 4, 5. Détail de la distribution.

PLANCHE XXIV. — *Dispositions diverses des machines à rotation, fixes.*

FIG. 1. — Machine à balancier.
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 XXV. — *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 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 XXVI. — *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 ALEXANDER.

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 XXVII. — *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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PLANCHE XXVIII. — *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 XXIX. — *Machines à rotation, fixes.*

FIG. 1, 2, 3. — Machine *horizontale*, pour petites forces, à détente, sans condensation.
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 la pompe alimentaire.

PLANCHE XXX. — *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 XXXI. — *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 XXXII. — *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 XXXIII. — *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 XXXIV. — *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 XXXV. — *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 XXXVI. — *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 XXXVII. — *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 XXXVIII. — *Machines à rotation, fixes; appareils moteurs pour la navigation.*

FIG. 1, 2. — Machine à cylindre tournant, sans détente ni 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 bateaux à vapeur.

PLANCHE XXXIX. — *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 XL. — *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 XLI. — *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.

PLANCHE XLII. — *Locomotives.*

Locomotive à foyer entre deux essieux, détente à deux tiroirs superposés, système MEYER.

PLANCHE XLIII. — *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. — Marteaux à devant, pour frappeurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. — Tenailles 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 XLIV. — *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.

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 XLV. — *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.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

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. — Porteforet.
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

CONTENUES DANS LA DEUXIÈME SECTION.

Pages

AVANT-PROPOS. 1

PREMIÈRE PARTIE.

Étude des matériaux employés de préférence dans la confection des pièces de machines. 3

CHAPITRE Ier. — Propriétés chimiques, physiques et économiques des métaux et combinaisons métalliques, mélanges et alliages métalliques employés dans la construction des machines. . . . 5

Fer. — § Ier. Propriétés générales. . . . 5
§ II. Propriétés particulières. . . . 7
§ III. Qualités diverses des fers du commerce. . . . *Id.*
§ IV. Statistique des fers français. . . . 9
§ V. Combinaison du fer avec le carbone. . . . 12
Première classe. — Aciers. . . . *Id.*
Deuxième classe.— Fontes. . . . 14

Cuivre. — § Ier. — Propriétés générales. . . . 15
§ II. — Qualités des cuivres du commerce. . . . 17

Zinc. . . . 18
Etain. . . . *Id.*
Plomb. . . . 19
Alliages de cuivre. — § Ier. Cuivre et potassium. . . . *Id.*
§ II. Cuivre et zinc, laiton. . . . *Id.*
§ III. Cuivre et étain, bronze. . . . 22
§ IV. Cuivre, nickel et zinc, maillechort. . . . 23

Combinaisons et alliages accessoires employés dans les machines. — § Ier. Mastic de fonte. . . . 24
§ II. Mastic de plomb. . . . *Id.*
§ III. Alliages fusibles. . . . *Id.*

CHAPITRE II. — Résistance des matériaux employés dans la construction des machines. . . . 25
Résistance à la traction. . . . *Id.*
Résistance à la flexion. . . . 26
§ Ier. — Charge au point de rupture. . . . *Id.*
§ II. — Résistance au point de rupture. . . . 28
Résistance à la torsion. . . . 29
Résistance à l'écrasement. . . . *Id.*

DEUXIÈME PARTIE.

Composition des machines à vapeur. . . . 31
LIVRE Ier. — *Composition des pièces des machines à vapeur.* . . . *Id.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Titre Ier. — Pièces générales.

Pages

Chapitre Ier. — Caractères généraux des machines. . . . 32

Assemblages. — § Ier. Assemblages de pièces fixes entre elles. . . . 33
§§ II. Assemblages d'une pièce fixe et d'une pièce mobile. . . . 34
§§ III. Assemblages de pièces mobiles entre elles. . . . *Id.*

Transformations de mouvements. — § Ier. Transformations du mouvement rectiligne continu. . *Id.*
§§ II. Transformations du mouvement rectiligne alternatif. 35
§§ III. Transformations du mouvement circulaire continu. *Id.*
§§ IV. Transformations du mouvement circulaire alternatif. 36

Chapitre II. — Classification des pièces générales des machines. . . . *Id.*

Chapitre III. — Pièces générales d'assemblages. . . . 39

Rivets. . . . *Id.*
Boulons et écrous. . . . *Id.*
Douilles. . . . 41
Stuffing-box. . . . 44
Moyeux, cales et prisonniers. . . . 45
Charnières. . . . 47
Supports. . . . 49
Manchons. . . . 51

Chapitre IV. — Pièces générales de transformations de mouvement. . . . 52

Tiges. . . . *Id.*
Guides. . . . 53
Leviers. . . . 55

1° Levier ordinaire. . . . 56
2° Balancier. . . . *Id.*
3° Manivelle. . . . 61

Bielles. . . . 64
Arbres et axes. . . . 66
Excentriques. . . . 68
Poulies et courroies. . . . 71
Engrenages. . . . 73

§ Ier. Engrenages cylindriques. . . . *Id.*
§ II. Engrenages coniques. . . . 79

Titre II. — Pièces spéciales.

Caractère particulier des machines à vapeur et définition des pièces spéciales. . . . 83

Chapitre V. — Barreaux de grilles, tisarts et registres. . . . *Id.*

Chapitre VI. — Tuyaux. . . . 85

Chapitre VII. — Obturateurs. . . . 88

§ Ier. — Robinets. . . . 89
§§ II. — Soupapes. . . . *Id.*
§§ III. — Clapets. . . . 90

Chapitre VIII. — Appareils de sûreté. . . . 90

§ Ier. Soupapes. . . . *Id.*
§§ II. Manomètres. . . . 93
§§ III. Indicateurs du niveau de l'eau. . . . 96
§§ IV. Flotteurs d'alarme. . . . *Id.*

Chapitre IX. — Distributeurs. . . . *Id.*

§ Ier. Tiroirs en coquilles. . . . 97
§§ II. Tiroirs à garniture. . . . 102
§§ III. Soupapes. . . . 103

Chapitre X. — Mouvements des distributeurs. . . . 104

§ Ier. Mouvement par excentriques. . . . *Id.*
§ II. Mouvement par déclics. . . . 109

Chapitre XI. — Modérateurs de la distribution. . . . 111

Chapitre XII. — Cylindres et corps de pompes. . . . 114

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

CHAPITRE XIII. — Pistons. 115
§ Ier. Pistons à vapeur. 116
§ II. Pistons à eau. 118
§ III. Pistons à air. . . . . Id.
CHAPITRE XIV. — Régulateurs. 119
Théorie du volant. 120

LIVRE SECOND. — *Composition des parties des machines à vapeur*. 123

Titre Ier. — VAPORISATION. . . . . Id.

CHAPITRE Ier. — Fourneau. . . . . Id.
Théorie de la combustion. 124
§ Ier. Foyers. 130
§ II. Carneaux 133
§ III. Cheminées. 136
CHAPITRE II. — Générateurs. 144
Théorie de la vaporisation. . . . . Id.
I. — Principes relatifs à la composition des chaudières à vapeur. 146
§ Ier. Des métaux employés de préférence dans la construction des chaudières à vapeur. . . . . Id.
§ II. Des pressions de la vapeur dans les chaudières. 147
§ III. Des quantités de vapeur produites dans un temps donné, correspondant à une surface donnée de chaudière. . . . . Id.
II. — Des formes à donner aux chaudières. 150
§ Ier. Chaudières à chauffage extérieur. 151
§ II. Chaudières à chauffage intérieur. 154
§ III. Chaudières à chauffage mixte. 157
III. — Des dimensions à donner aux chaudières. . . . . Id.
IV. — Des épaisseurs à donner aux tôles. 158

Titre II. — DISTRIBUTION. . . . . Id.

§ Ier. Tuyaux d'admission. 159
§ II. Distributeurs. 160
§ III. Conduits de la vapeur attenant aux cylindres. 162
§ IV. Mouvements des distributeurs. 163
§ V. Modérateurs de la distribution. 164

Titre III. — TRAVAIL MOTEUR. 165

I. Théorie générale du travail de la vapeur. . . . . Id.
II. Effet utile pratique des machines à vapeur. 169
III. Différents genres de machines à vapeur. 172
§ Ier. Machines sans détente ni condensation. 173
§ II. Machines sans détente, à condensation. 174
§ III. Machines à détente, sans condensation. 177
§ IV. Machines à détente et condensation. 178
§ V. Machines à deux cylindres. . . . . Id.
Récapitulation. 181

Titre IV. — TRANSMISSION DU MOUVEMENT. 182

Poids des jantes des volants. 183
§ Ier. Volant pour machines sans détente. 184
§ II. Volant pour machines à détente. 186

Titre V. — CONDENSATION. 196

Dimensions des condenseurs et pompes à air. 197
Formes et dispositions des appareils de condensation. 198

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Titre VI. — ALIMENTATION. 200

Pompe d'eau fraîche. . . . . *Id.*
Pompe d'alimentation. 201

Titre VII. — BATI. 202

§ Ier. Bâtis pour machines fixes. 203
§ II. Bâtis pour machines de bateaux. 204
§ III. Bâtis pour locomotives. . . . . *Id.*

Conclusion. 205

Tableaux des dimensions à donner aux parties et pièces des machines à vapeur pour différentes forces. 206

1° Vaporisation. . . . . *Id.*
2° Distribution. 207
3° Travail moteur. 208
4° Transmission du mouvement. 209
5° Condensation. — Alimentation. 210

LIVRE TROISIÈME. — *Composition proprement dite des machines à vapeur.* 211

Composition générale. . . . . *Id.*
Composition spéciale. 212
Composition secondaire. . . . . *Id.*

Titre Ier. — MACHINES A VAPEUR HYDRAULIQUES, A SIMPLE EFFET . . . . . *Id.*

§ Ier. Machines d'épuisement à balancier droit. 214
§ II. Machines d'épuisement à balancier d'équerre. 215
§ III. Machines d'épuisement sans balancier. 216

Titre II. — MACHINES A VAPEUR OUTILS. . . . . *Id.*

Titre III. — MACHINES SOUFFLANTES, A DOUBLE EFFET 217

1° Machines sans rotation. . . . . *Id.*
§ Ier. Cylindre moteur et cylindre soufflant verticaux. . . . . *Id.*
§ II. Cylindre moteur vertical et cylindre soufflant horizontal. . . . . *Id.*
§ III. Cylindre moteur horizontal et cylindre soufflant vertical. 218
§ IV. Cylindre moteur et cylindre soufflant horizontaux. . . . . *Id.*
2° Machines à rotation. 219

Titre IV. — MACHINES A DOUBLE EFFET ET A ROTATION, FIXES. 221

CHAPITRE Ier. — Machines à balancier. 223

Des divers modes de construction des machines à balancier. 224
§ Ier. Machines montées complétement sur leur plaque de fondation. . . . . *Id.*
§ II. Machines à entablement logé dans les murs. . . . . *Id.*
§ III. Machines à support du balancier en maçonnerie. 225

CHAPITRE II. — Machines à deux bielles. 226

Divers modes de construction des machines à deux bielles. . . . . *Id.*

CHAPITRE III. — Machines à bielle en cadre 227

CHAPITRE IV. — Machines horizontales. 228

CHAPITRE V. — Machines inclinées. 230

CHAPITRE VI. — Machines à tige-bielle . . . . . *Id.*

CHAPITRE VII. — Machines à bielle en retour. 231

CHAPITRE VIII. — Machines verticales surbaissées. 233

§ Ier. Machine verticale surbaissée, ordinaire . . . . . *Id.*
§ II. Machine à colonne. . . . . *Id.*

CHAPITRE IX. — Machines verticales. 234

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

CHAPITRE X. — Machines à cylindre oscillant sur un axe situé au milieu de sa longueur. . 235
§ Ier. Machines de M. Cavé. . . . . Id.
§ II. Machines de M. Tamisier. 236
§ III. Machines de M. Kientzy. 237
§ IV. Machines de M. Stolz fils. . . . . Id.
CHAPITRE XI. — Machines à cylindre oscillant sur un axe situé à son extrémité. . . . . Id.
§ Ier. Machines de M. Fèvre. . . . . Id.
§ II. Machines de M. Leloup. 239
§ III. Machines de M. Frey. . . . . Id.
§ IV. Machines de M. Farcot. 240
CHAPITRE XII. — Machines à cylindre tournant. . . . . Id.
§ Ier. Machines à cylindre tournant dans une courbe. . . . . Id.
§ II. Machines à cylindre tournant sur un axe excentré avec l'arbre moteur. . 241
§ III. Machines à cylindre fixé sur une plate-forme mobile . . . . . Id.

Titre V. — APPAREILS MOTEURS POUR LA NAVIGATION. 242

CHAPITRE Ier. — Théorie des bateaux à vapeur. . . . . Id.
I. — Théorie des roues à pales. . . . . Id.
§ Ier. Rapport théorique des vitesses. 243
§ II. Expression théorique du travail. 244
§ III. Formules pratiques. 245
II. — Théorie des roues à hélices. 251
§ Ier. Rapport théorique des vitesses. 252
§ II. Expression théorique du travail. 253
CHAPITRE II. — Composition des appareils moteurs pour bateaux. 256
CHAPITRE III. — Étude des machines à balancier employées dans la navigation. 258
I. — Vaporisation. 259
§ Ier. Chaudières à conduits intérieurs et faces planes, dites à basse pression. . Id.
§ II. Chaudières tubulaires, dites à moyenne pression. 262
§ III. Chaudières cylindriques à deux bouilleurs, dites à haute pression. . . 263
II. Distribution. 264
III. Travail moteur. 266
IV. Transmission du mouvement. 268
§ Ier. Parallélogramme. . . . . Id.
§ II. Balanciers. 269
§ III. Bielle principale. 270
§ IV. Manivelles coudées et arbre moteur. . . . . Id.
V. — Condensation. . . . . Id.
VI. — Alimentation. 271
VII. — Bâti. . . . . Id.
VIII. — Propulseurs. 272
§ Ier. Roues à pales. . . . . Id.
§ II. Roues à hélices. 273

Titre VI. — LOCOMOTIVES. 274

Définitions. . . . . Id.

CHAPITRE Ier. — Dispositions générales. 277
De l'inclinaison des cylindres. 281
Emplacement des tiroirs. 283
CHAPITRE II. — Examen des différentes parties. . . . . Id.
I. — Vaporisation. . . . . Id.
§ Ier. Boîte à feu. . . . . Id.
§ II. Tubes. 289
§ III. Cheminée. 290

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

II. Distribution. 291
Détente à deux tiroirs. . . . . *Id.*
Détente à un seul tiroir. 293
III. Travail moteur. 295
IV. Transmission du mouvement. 296
V. Alimentation. 298
VI. Bâti. . . . . *Id.*

TROISIÈME PARTIE.

Construction des machines à vapeur. 301

Titre I. — Ébauchage des pièces de machines. . . . . *Id.*

Chapitre Ier. — Ébauchage du fer et de l'acier, forges à fer ouvré. 302
§ Ier. Marteau. 303
§ II. Enclume. 304
§ III. Tenailles. . . . . *Id.*
§ IV. Dégorgeoir. . . . . *Id.*
§ V. Chasses . . . . . *Id.*
§ VI. Tranche. 305
§ VII. Étampes et dessous d'étampe . . . . . *Id.*
§ VIII. Croissant. . . . . *Id.*
§ IX. Gouge. . . . . *Id.*
§ X. Poinçon. . . . . *Id.*
§ XI. Outils accessoires. 306
Chapitre II. — Ébauchage des fontes de fer et de cuivre, fonderies. 307
I. — Confection des modèles. 308
II. — Moulage. 309
§ Ier. Moulage en sable d'étuve. 313
§ II. Moulage en sable vert. . . . . *Id.*
§ III. Moulage en sable vert séché. 314
§ IV. Moulage en terre. . . . . *Id.*
§ V. Moulage en coquilles. 315
§ VI. Choix des sables. 316
§ VII. Préparation des sables. 317
III. — Fusion. 318
§ Ier. Fonte. . . . . *Id.*
§ II. Coke. . . . . *Id.*
§ III. Fondants. 319
§ IV. Fours à réverbère. . . . . *Id.*
§ V. Cubilots. 320
IV. — Coulée. 322
V. — Désablage. 323
Détails relatifs à la fonderie de cuivre. 324
Chapitre III. — Fabrication des chaudières à vapeur. 325
I. — Chaudronnerie du cuivre. . . . . *Id.*
II. — Chaudronnerie du fer. 328

Titre II. — Finissage des pièces des machines. Ajustage. 329

§ Ier. Tournage. 330
§ II. Alésage. 331
§ III. Rabotage. 333
§ IV. Forage. 334
§ V. Taraudage. 335
§ VI. Parage et mortaisage. 336
§ VII. Ajustage à la main. 337

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages

Titre III. — Assemblage des pièces de machines. Montage. 340

QUATRIÈME PARTIE.

Devis des machines à vapeur. 341

Introduction. . . . . *Id.*

Titre I. — Devis des pièces. 342

Titre II. — Devis des parties. 348

Chapitre Ier. — Vaporisation. 349

I. — Chaudière garnie. 350

§ Ier. Chaudière proprement dite. . . . . *Id.*
§ II. Appareils de sûreté. . . . . *Id.*

II. — Fers et fontes du fourneau et de la cheminée . . . . . *Id.*
III. — Tuyaux de conduite de la vapeur à la distribution. 351

Chapitre II. — Distribution. . . . . *Id.*

I. — Valve de gorge et modérateur. . . . . *Id.*

§ Ier. Valve de gorge. 352
§ II. Modérateur. 353

II. — Boîtes à vapeur et distributeurs. . . . . *Id.*
III. — Mouvement de la distribution. 357

Chapitre III. — Travail moteur. 361

Chapitre IV. — Transmission du mouvement. 365

Chapitre V. — Condensation. 366

Chapitre VI. — Alimentation. 367

Chapitre VII. — Bâti. 372

Titre III. — Devis des machines. 378

Chapitre Ier. — Machines à balancier, fixes. . . . . *Id.*

I. — Poids des machines. . . . . *Id.*
II. — Valeur approximative des machines. 382

§ Ier. — Valeur des métaux façonnés composant les machines. . . . . *Id.*
§ II. — Valeur des fournitures diverses. 385

Chapitre II. — Machines à rotation, fixes, dont les dispositions sont autres que celle de la machine à balancier. 386

Chapitre III. — Machines soufflantes. 397

Chapitre IV. — Appareils moteurs pour la navigation. 400

Chapitre V. — Locomotives. 409

Titre IV. — Devis divers. 423

1° Poids, en kilogrammes, des appareils de molettes pour machines de 8, 12 et 16 chevaux. . . . . *Id.*
2° Treuil pour montage des machines. 425
3° Une paire de mouffles. . . . . *Id.*
4° Wagon à houille, à roues en fonte. . . . . *Id.*

Légende explicative des planches. 426

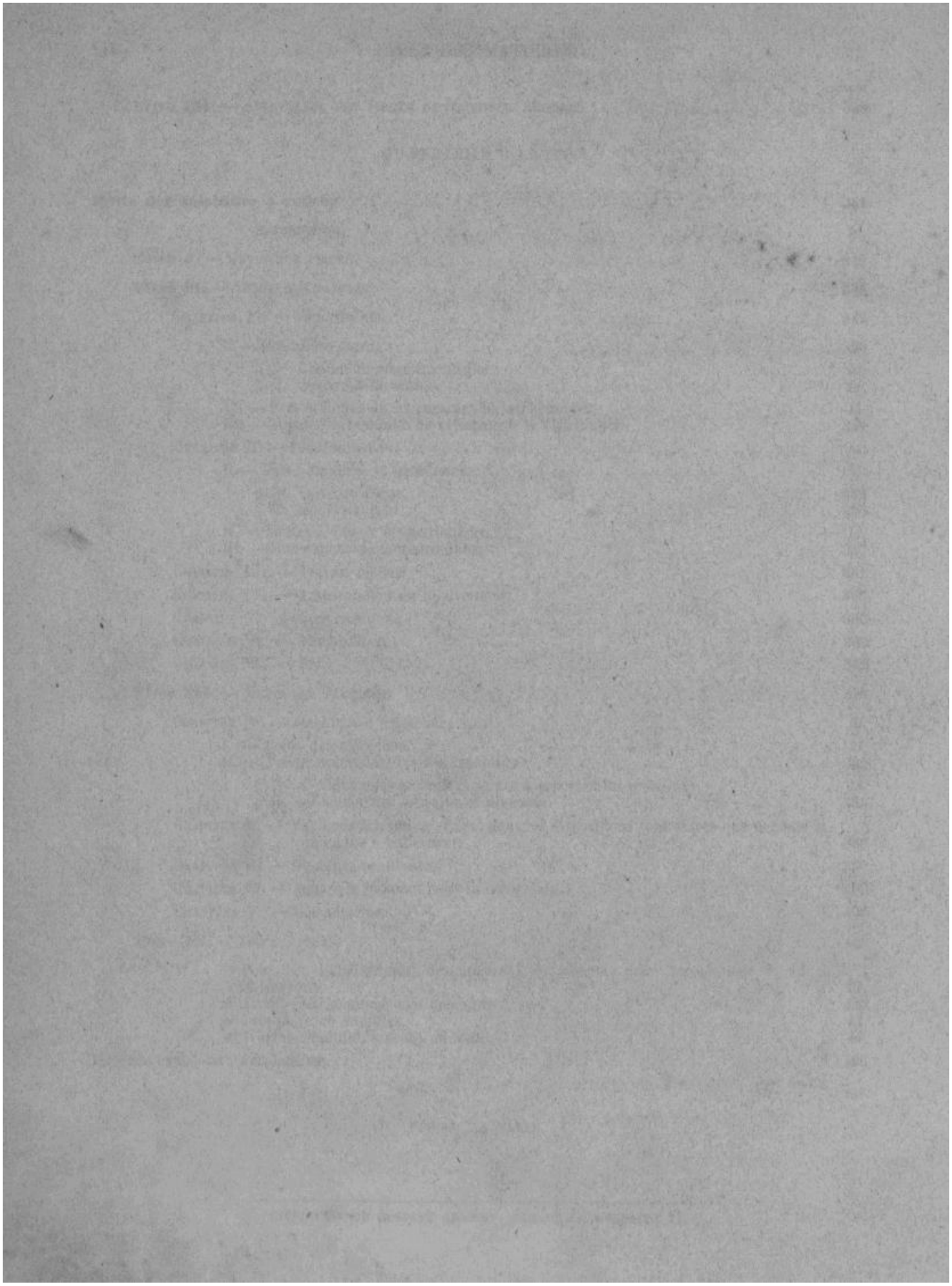
FIN DE LA TABLE.

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

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



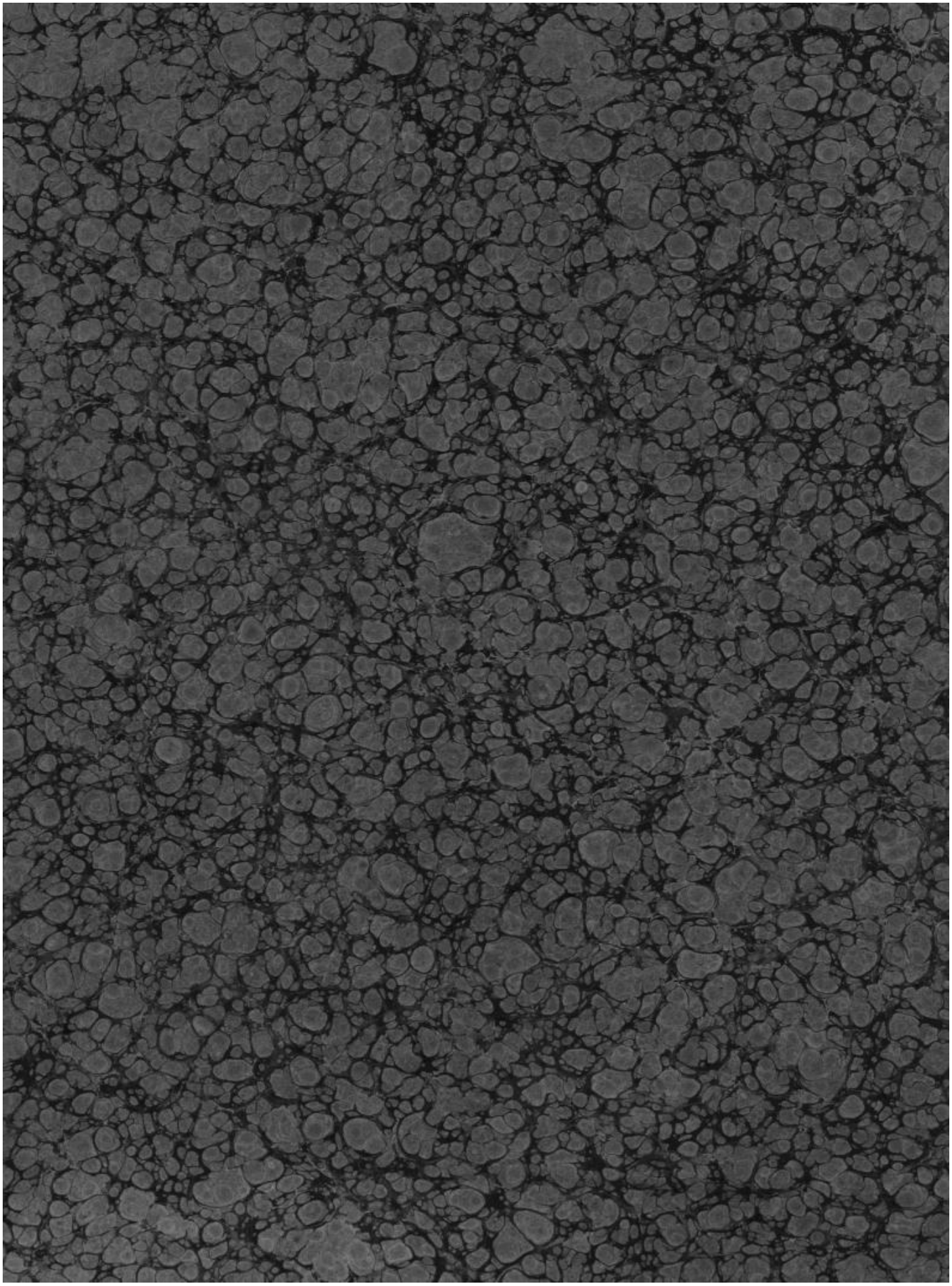
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



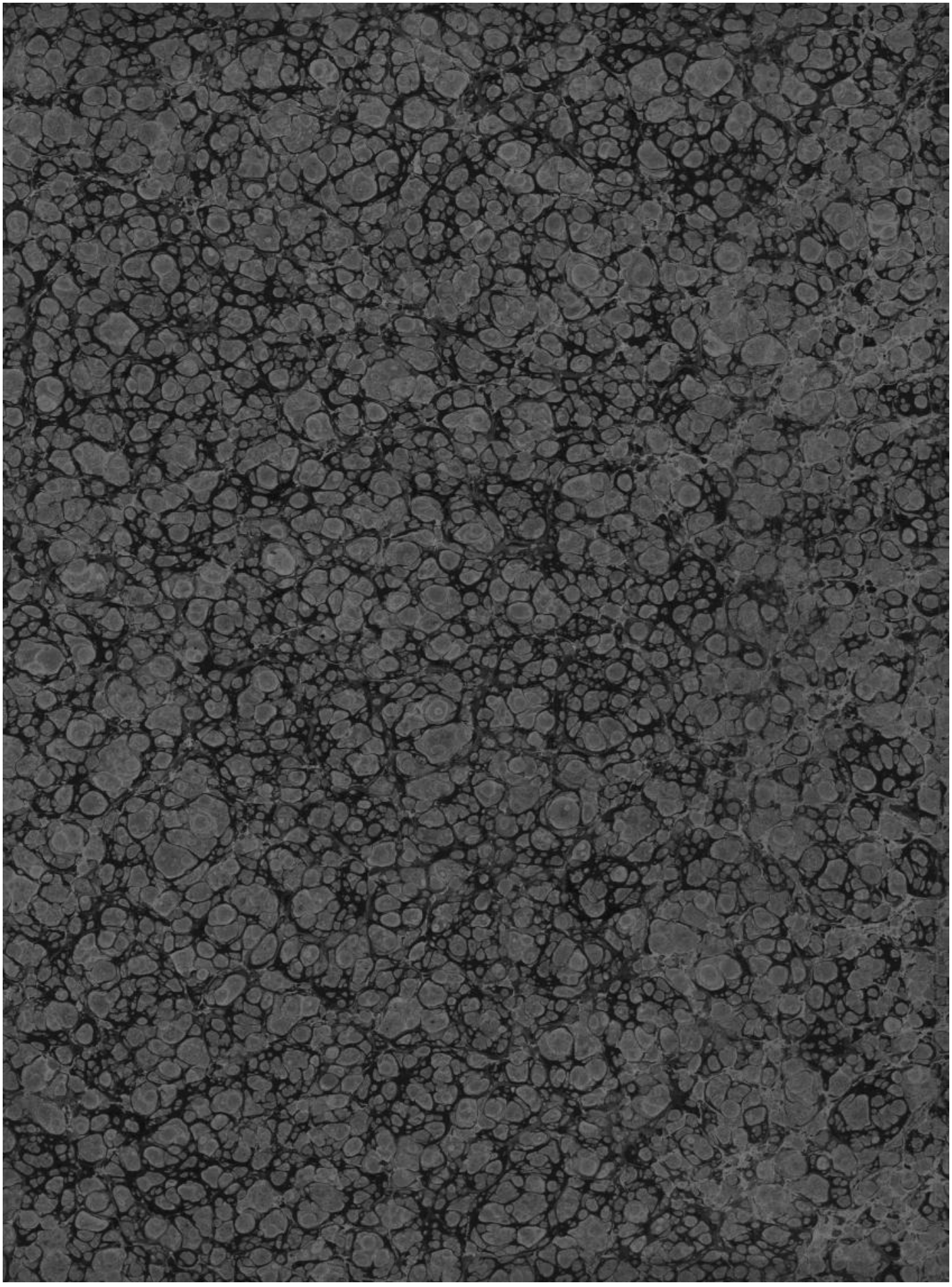
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



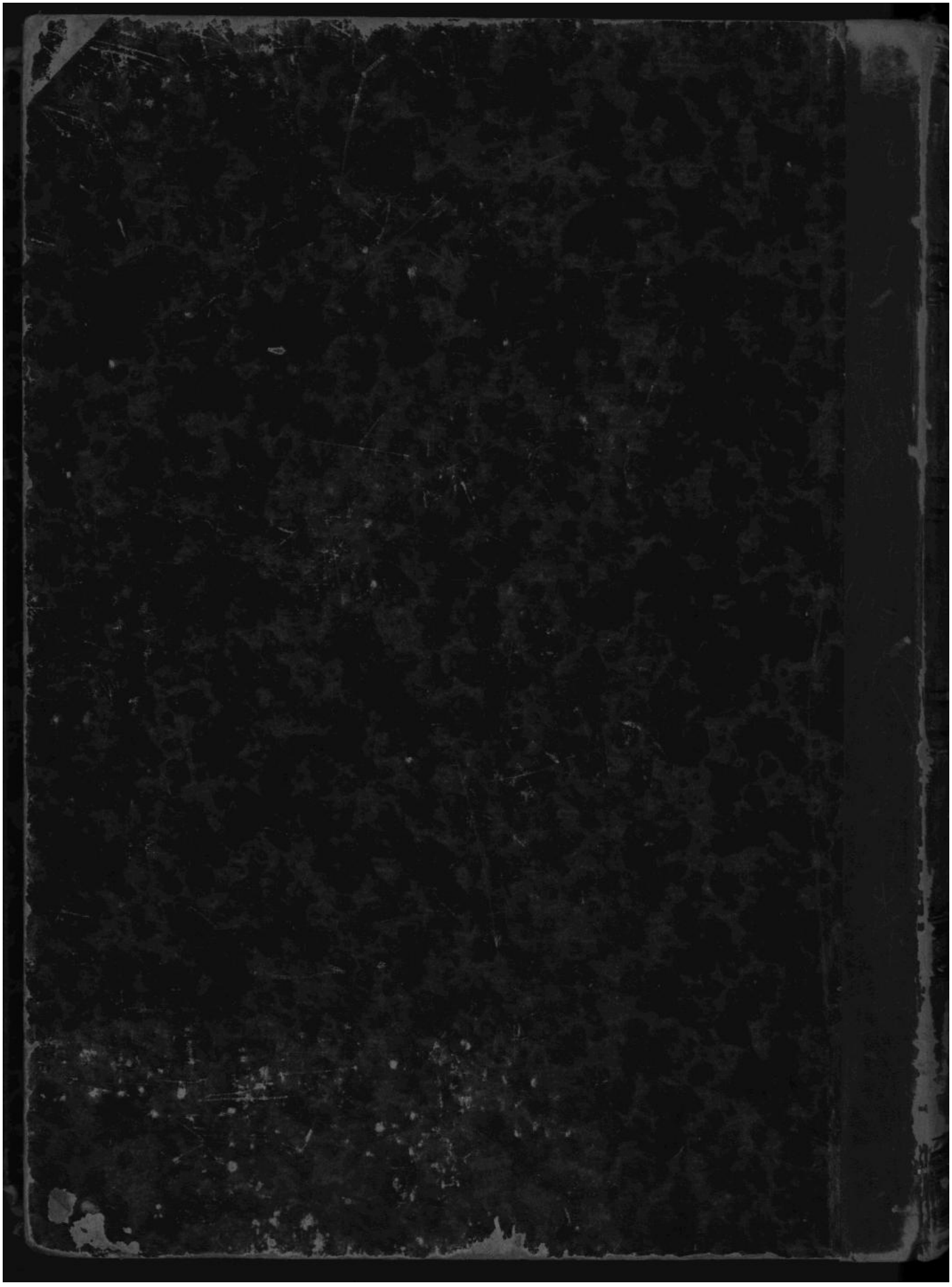
Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires