

TRAITÉ DES MACHINES A VAPEUR

ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

Fondée par M.-C. LECHALAS, Inspecteur général des Ponts et Chaussées en retraite

TRAITÉ DES MACHINES A VAPEUR

RÉDIGÉ CONFORMÉMENT AU PROGRAMME
DU COURS DE MACHINES A VAPEUR DE L'ÉCOLE CENTRALE

PAR

ALHEILIG

Ingenieur de la Marine
Ex-prof. à l'École d'application du Génie maritime

CAMILLE ROCHE

Industriel
Ancien ingénieur de la Marine

TOME II

FORCES D'INERTIE, MOMENTS MOTEURS, VOLANTS, RÉGULATEURS
DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES MACHINES A VAPEUR
MACHINES MARINES

MOTEURS A GAZ, A PÉTROLE ET A AIR CHAUD
GRAISSAGE, JOINTS ET PRESSE-ÉTOUPES, MONTAGE DES MACHINES
ESSAIS DES MOTEURS

PASSATION DES MARCHÉS, PRIX DE REVIENT D'EXPLOITATION
ET DE CONSTRUCTION

Annexes : Note sur les servo-moteurs

Tables numériques : A, Vapeur d'eau. — B, Vapeurs d'éther, de chloroforme,
de benzine et d'alcool. — C, Caractéristiques des aciers

D, Vitesses angulaires. — E, Boulons et écrous des machines de la Marine.

Règles du « Système français » de ~~rapport~~ ~~technique~~

PARIS

GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES
DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE, DU BUREAU DES LONGITUDES, ETC
Quai des Grands-Augustins, 55

1895

TOUS DROITS RÉSERVÉS

CHAPITRE IX

FORCES D'INERTIE. — MOMENTS MOTEURS VOLANTS. — RÉGULATEURS

§ 1. — FORCES D'INERTIE. — § 2. — RÉGULATEURS

§ 3. — VOLANTS

§ 1. — *Forces d'inertie*

294. Forces d'inertie. — *Définitions.* — Les corps matériels sont *inertes*, ils ne peuvent modifier par eux-mêmes la nature du mouvement dont ils sont animés, ni se mettre en mouvement s'ils sont au repos. Pour modifier cet état de repos ou de mouvement, il faut l'intervention d'une *force*.

Rappelons que les dimensions de la force F sont :

$$F = LMT^{-2}.$$

Au point de vue qui nous occupe, un corps est caractérisé par sa masse : *La masse d'un corps est le rapport constant qui existe pour ce corps entre l'intensité d'une force qui lui est appliquée et l'accélération qu'elle lui communique dans l'unité de temps.*

Considérons un organe de machine, auquel sont appliquées des forces d'intensité variable, un piston, par exemple, de masse M .

Il se déplace le long de l'axe du cylindre pris pour axe des X , sous l'action d'une force extérieure, la vapeur.

Sa vitesse au temps t sera $\frac{dx}{dt}$ et son accélération $\frac{d^2x}{dt^2}$.

Si, à ce temps t , la vapeur cessait d'agir, il faudrait appliquer à ce piston une force F de valeur $-M \frac{d^2x}{dt^2}$ pour l'immobiliser. Les forces telles que $F = -M \frac{d^2x}{dt^2}$ sont ce qu'on appelle les forces d'inertie, forces dont nous allons analyser les effets dans les machines à vapeur.

Rappelons d'abord quelques théorèmes de mécanique rationnelle, dont nous aurons besoin dans la suite.

I. Soient : x, y, z, m , les coordonnées et la masse des divers points d'un corps rapporté à trois axes rectangulaires;

x_1, y_1, z_1 , les coordonnées de son centre de gravité ;

M , la masse totale de ce corps.

Il existe entre ces quantités les relations :

$$Mx_1 = \Sigma mx, \quad My_1 = \Sigma my, \quad Mz_1 = \Sigma mz$$

qui, différenciées deux fois, donnent :

$$M \frac{d^2x_1}{dt^2} = \Sigma m \frac{d^2x}{dt^2}, \quad M \frac{d^2y_1}{dt^2} = \Sigma m \frac{d^2y}{dt^2}, \quad M \frac{d^2z_1}{dt^2} = \Sigma m \frac{d^2z}{dt^2},$$

Donc : *La force d'inertie de la masse M concentrée à son centre de gravité G est égale à la somme des forces*

d'inertie de chacun des points, rapportées chacune à ce centre de gravité G.

Dans l'expression de ce théorème n'intervient pas le mouvement de rotation que peut avoir le corps autour de son centre de gravité, mouvement dû à un couple.

Donc la résultante totale des forces d'inertie de chacun des points est égale à la force d'inertie de la masse M, animée du mouvement du centre de gravité, plus un couple.

Réciproquement, si le corps tourne autour de son centre de gravité, sans translation de ce dernier, ce couple seul existera, la résultante de translation des forces d'inertie sera nulle.

Corollaire. — Ce que nous venons de dire pour l'infinité de points qui composent le corps est vrai pour deux points de masses μ et μ_1 .

On pourra décomposer un corps en deux parties, étudier les mouvements des centres de gravité de chacune des parties, et rapporter pour la composition, au centre de gravité commun, les forces d'inertie calculées pour chacune des deux parties.

Ici encore il pourra, en outre, y avoir un couple.

II. *Théorème du travail virtuel.* — Soit A un point matériel auquel on applique une force F. Concevons un déplacement fictif δs de ce point; le travail virtuel de la force sera : $F\delta s \cos(\widehat{F, \delta s})$.

Supposons un système de points réunis par des liaisons.

Soient : $\Sigma \delta F$, le travail virtuel des forces extérieures;
 $\Sigma \delta L$, le travail virtuel des liaisons.

Dans un tel système on aura, pour tout déplacement virtuel compatible avec les liaisons : $\Sigma \delta L = 0$.

La condition nécessaire et suffisante pour que ce système soit en équilibre est que l'on ait pour un déplacement virtuel quelconque, compatible avec les liaisons, la relation :

$$\Sigma \delta F = 0.$$

295. Généralités sur les forces d'inertie.

L'expression générale des forces d'inertie pour un corps de masse M , se déplaçant suivant l'axe des x , d'après la loi $x = f(t)$, est :

$$F = -M \frac{d^2x}{dt^2}.$$

Deux facteurs entrent dans cette expression : la masse et l'accélération.

Si le mouvement était uniforme : $x = Ct$, les forces d'inertie seraient constamment nulles. Dans nos machines le déplacement des principaux organes est alternatif, et leur vitesse varie constamment pendant une révolution ; les forces d'inertie croissent avec la rapidité de l'allure.

La masse, ou, à une constante près, le poids des pièces mobiles, est le second facteur de l'expression des forces d'inertie. Pour des machines puissantes, aux points où la variation de vitesse est accentuée, et par suite de la masse considérable des pièces mobiles, les efforts d'inertie atteignent des valeurs égales et même supérieures aux efforts moteurs statiques.

Il est donc nécessaire de calculer ces forces d'inertie pour assurer *la régularité du couple moteur*, et déterminer les *tensions qui se produisent dans les pièces mobiles*.

Nous examinerons les forces d'inertie à un autre

point de vue encore, celui *des efforts qu'elles produisent sur les liaisons intérieures et les points de fixation des machines.*

Supposons une machine libre dans l'espace, son centre de gravité général restera immobile tant qu'aucune force extérieure n'agira sur elle ; et ceci est vrai, que la machine soit au repos, ou qu'elle soit en mouvement. Dans ce dernier cas, elle éprouvera, autour de son centre de gravité, des oscillations destinées à contrebalancer les déplacements des pièces mobiles, oscillations qui seront réglées par cette condition même de maintenir invariable la position du centre de gravité, et dont nous aurions les valeurs par le calcul des forces d'inertie.

Ces oscillations sont incompatibles avec la fixité des machines, dont le centre de gravité général se déplace à la demande des organes mobiles ; de là, des réactions sur les bâtis, les plaques de fondation et leur boulonnage.

On ne peut espérer calculer exactement la valeur de ces réactions. On se borne à déterminer leur ordre de grandeur et leur sens, s'efforçant, par d'heureuses dispositions, de les réduire à leur valeur minima.

Nous allons d'abord, pour les organes usuels, apprendre à calculer la valeur des forces d'inertie.

296. Calcul des forces développées par l'inertie des organes en mouvement. — La fin d'une machine est de produire la rotation de l'arbre de couche. Nous supposerons uniforme la vitesse angulaire de cet arbre pendant une révolution entière.

Cette hypothèse est vraie pour les machines munies d'un fort volant, machines fixes à terre, locomotives. Pour les machines marines il n'en est pas tout à fait ainsi,

et, si du moins la vitesse angulaire varie peu, l'accélération angulaire peut atteindre des valeurs non négligeables. Mais pour ces machines également, faute de connaître la loi de leur mouvement, nous supposons constante la vitesse de rotation.

Considérons l'ensemble : piston, sa tige, bielle, manivelle, arbre et volant, ensemble auquel se réduisent, en dernière analyse, la plupart des mécanismes.

Un point matériel, de masse m , se déplaçant sur sa trajectoire avec une vitesse v au temps t , prend à cette époque t une accélération totale que l'on détermine au moyen de ses deux composantes, savoir :

1° Composante centrifuge $\frac{mv^2}{\rho}$ dirigée, en s'éloignant du centre, suivant le rayon de courbure ρ de la trajectoire au point considéré.

2° Composante tangentielle $m \frac{dv}{dt}$.

Pour toutes les pièces de machines animées d'un mouvement circulaire : volant, arbre, manivelle, etc., la composante tangentielle est nulle, puisque nous supposons v constant.

Quant à la composante centrifuge $\frac{mv^2}{\rho}$, pour toutes les pièces symétriques par rapport à leur centre : volant, arbre, tourteaux, etc., elle ne détermine que des tensions intérieures à la pièce ; à toute force $\frac{mv^2}{\rho}$ correspond, à l'autre extrémité du même diamètre, une force égale et dirigée en sens contraire.

Pour les pièces à mouvement rectiligne, l'accélération totale se réduit à la composante tangentielle : puisque $\rho = \infty$.

296 bis. Pièces à mouvement rectiligne. —

Ces pièces sont : le piston, sa tige, la crosse et les pompes qu'il conduit directement ; soit P le poids total de cet ensemble de pièces animées d'une vitesse v .

Les forces d'inertie qu'elles développent ont pour expression :

$$-\frac{P}{g} \frac{dv}{dt}.$$

Le signe — résulte, nous l'avons dit plus haut, de la nature même de la force d'inertie. La masse des pièces mobiles oppose toujours à toute *variation* de la vitesse une force retardatrice.

Tandis que le piston va de P_b en P_h la manivelle décrit la $\frac{1}{2}$ circonférence OMO' , et elle achève sa révolution, tandis que le piston revient de P_h en P_b (*fig. 413*).

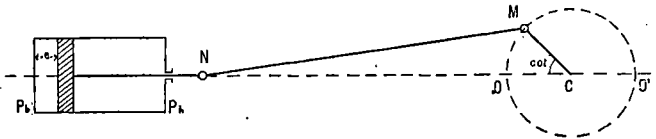


FIG. 413.

Construisons la courbe des espaces parcourus par le piston en fonction des angles décrits par la manivelle. Pour cela (*fig. 414*) développons sur P_bP_b' la circonférence de la manivelle en indiquant les angles correspondants. Sur cette ligne et en ordonnées, nous porterons les déplacements du piston à partir de P_b , abscisses et ordonnées étant prises à une échelle convenable (t. I, [211]). Nous tracerons ainsi la courbe E ; cette courbe sera une sorte de sinusoïde dont les sommets P_h et P_b, P_b' différeront

d'autant plus l'un de l'autre que le rapport de bielle à manivelle $\frac{MN}{MC} = \frac{b}{R}$ sera plus petit. Pour une bielle infinie

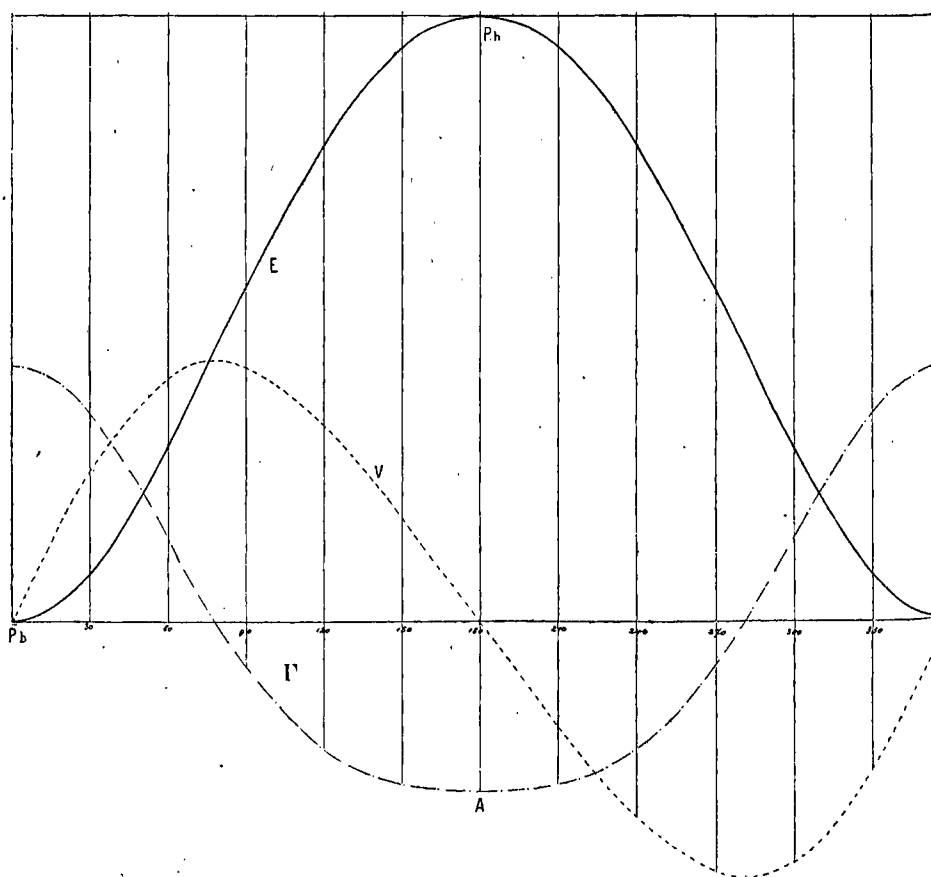


FIG. 414.

on aurait une sinusoïde régulière. Ce rapport est égal à 6 pour les locomotives, à 5 pour les machines à terre et voisin de 4 pour les machines marines, sans que l'on s'écarte jamais beaucoup de ces chiffres. La courbe E a été tracée avec un rapport $\frac{b}{R} = 5$.

Cette courbe nous servira à déterminer les vitesses v que prend à chaque instant le piston. On a : $v = \frac{de}{dt}$ (*fig. 413*); la courbe V sera la différentielle de la courbe E . Les ordonnées seront, en chaque point, égales à la tangente trigonométrique de l'angle que fait la tangente à la courbe E avec l'axe des abscisses. La vitesse est nulle et change de signe à 0° et 180° .

L'accélération $\gamma = \frac{dv}{dt}$ s'obtient par le même procédé, en différentiant la courbe des vitesses. Pour chaque position de la manivelle, les ordonnées de la courbe Γ représentent en grandeur et en signe la valeur de la force d'inertie, au facteur $\frac{P}{g}$ près. Cette courbe, une fois tracée, pourra servir dans l'étude de toutes les machines ayant même rapport $\frac{b}{R}$.

Au point mort P_b la vitesse du piston est nulle, l'ordonnée de la courbe Γ est maxima et, prise en signe contraire, négative; la force d'inertie est de sens contraire à la pression de la vapeur sur le piston. Pour un point voisin du milieu de la course (entre 60° et 90°) et variable avec le rapport $\frac{b}{R}$, la vitesse du piston est maxima; la force d'inertie s'annule, puis change de signe. Jusqu'à la fin de la course cette force agit dans le sens même de la marche du piston; son action s'ajoute à celle de la vapeur.

Au point mort P_h la vitesse change de signe, la force d'inertie conservé le sien et devient retardatrice pour s'annuler encore vers le milieu de la course (entre 270° et 300°), point à partir duquel elle ajoute de nouveau son effet à celui de la vapeur.

Dans la figure 414, si on prend pour unité les ordonnées de la courbe E, celles de la courbe V sont à l'échelle de $\frac{1}{10^e}$, et celles de la courbe Γ à l'échelle de $\frac{1}{100^e}$.

Cette méthode graphique pour construire les courbes V et Γ est la plus rapide; elle est même la seule possible, lorsqu'on ne connaît pas l'expression algébrique de la fonction E, ou que cette expression est trop complexe pour se prêter à un calcul pratique. Il en est ainsi dans les mouvements de tiroirs conduits par un mécanisme autre qu'un excentrique : systèmes Marchal, Joy, de Solms, etc., cas où la méthode algébrique que nous allons voir maintenant ne s'applique pas.

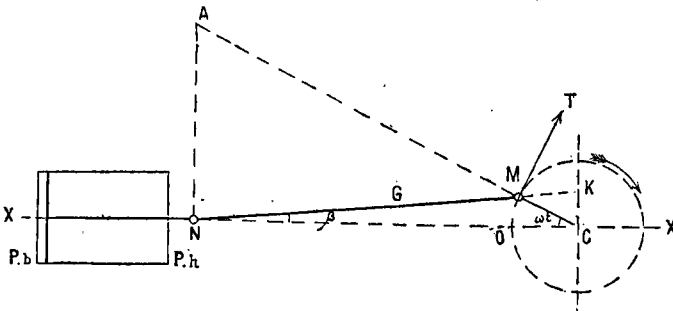


FIG. 415.

Théorème. — La vitesse du piston est à chaque instant proportionnelle au segment CK déterminé par l'axe de la bielle ou son prolongement sur le rayon perpendiculaire à l'axe XX du cylindre (fig. 415).

Soient : ω , la vitesse angulaire de la manivelle; et ωt , l'angle OCM décrit au temps t . Posons $R = MC$.

Menons NA perpendiculaire à XX et prolongeons le rayon CM. Le point A de rencontre des normales aux

trajectoires des deux points de la bielle en est le centre instantané de rotation.

Soit $d\varphi$ l'angle instantané de rotation, nous écrivons :

$$NA \times d\varphi = Vdt, \quad \text{et :} \quad AM \times d\varphi = R\omega dt,$$

d'où, en éliminant $d\varphi$:

$$\frac{V}{NA} = \frac{R}{AM} \omega.$$

Les deux triangles AMN et MKC sont semblables, donc :

$$\frac{R}{AM} = \frac{CK}{AN},$$

et par suite : $V = \omega \cdot CK$.

Cette relation permet de construire très simplement la courbe V et, par une seule différentiation graphique, la courbe Γ .

On peut calculer l'accélération γ assez aisément. Gardons les mêmes notations, et soit β l'angle ONM.

Soient aussi : e , la distance parcourue par le piston à partir de P_b , et $MN = b$.

Écrivons les deux relations :

$$\left. \begin{aligned} e &= R(1 - \cos \omega t) + b(1 - \cos \beta) \\ \frac{R}{\sin \beta} &= \frac{b}{\sin \omega t} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Éliminons β et différencions deux fois, il vient successivement :

$$\sin \beta = \frac{R}{b} \sin \omega t, \quad \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{R^2}{b^2} \sin^2 \omega t},$$

$$e = R(1 - \cos \omega t) + b \left[1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{b^2} \sin^2 \omega t} \right]$$

$$\frac{de}{dt} = \omega R \left[\sin \omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2 \frac{b}{R} \sqrt{1 - \frac{R^2}{b^2} \sin^2 \omega t}} \right] = V = \omega \cdot \overline{OK} \quad (2)$$

$$\frac{d^2e}{dt^2} = \omega^2 R \left[\cos \omega t + \frac{\frac{b^2}{R^2} \cos 2\omega t + \sin^4 \omega t}{\left[\frac{b^2}{R^2} - \sin^2 \omega t \right]^{\frac{3}{2}}} \right] = \omega^2 R \times \mu \quad (3)$$

Pour simplifier l'écriture, on pose $\frac{b}{R} = \lambda$.

La force d'inertie Φ a donc pour valeur :

$$\Phi = -\frac{P}{g} \omega^2 R \cdot \mu.$$

Le facteur entre parenthèses, que nous appelons μ (3), de même que le facteur de l'expression de v (2), prend des valeurs qui sont les mêmes pour toutes les machines ayant même rapport λ . Nous donnons ci-dessous ces valeurs pour bielle directe dans les cas $\lambda = 4$ et $\lambda = 5$ de 30° en 30° , ce qui fournit un nombre de points suffisants pour construire les courbes représentatives (*fig. 414*).

Les angles sont comptés dans le sens indiqué par la flèche (*fig. 415*), et à partir du rayon origine CO. Pour 0° le piston est donc à son point mort bas, et pour 180° il est à son point mort haut.

ANGLES	VALEURS DE :		VALEURS DE : $\mu = \frac{\lambda^2 \cos 2\omega t + \sin^4 \omega t}{[\lambda^2 - \sin^2 \omega t]^2}$	
	$\sin \omega t + \frac{\sin^2 \omega t}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \omega t}}$			
	$\lambda = 5$	$\lambda = 4$	$\lambda = 5$	$\lambda = 4$
0°	0.000	0.000	+ 1.200	+ 1.250
30°	0.587	0.609	+ 0.968	+ 0.995
60°	0.954	0.976	+ 0.400	+ 0.376
90°	1.000	1.000	- 0.204	- 0.258
120°	0.778	0.755	- 0.600	- 0.624
150°	0.413	0.391	- 0.764	- 0.737
180°	0.000	0.000	- 0.800	- 0.750
210°	0.413	0.391	- 0.764	- 0.737
240°	0.778	0.755	- 0.600	- 0.624
270°	1.000	1.000	- 0.204	- 0.258
300°	0.954	0.976	+ 0.400	+ 0.376
330°	0.587	0.609	+ 0.968	+ 0.995
360°	0.000	0.000	+ 1.200	+ 1.250

Nous remarquerons que les valeurs de Φ ne sont pas les mêmes aux deux points morts 0° et 180°. En effet, pour $\omega t = 0$, on a (3) :

$$\frac{d^2e}{dt^2} = \omega^2 R \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right), \quad \text{et : } \Phi = -\frac{P}{g} \omega^2 R \left(1 + \frac{1}{\lambda} \right),$$

et pour $\omega t = 180^\circ$:

$$\frac{d^2e}{dt^2} = -\omega^2 R \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right), \quad \text{et : } \Phi = \frac{P}{g} \omega^2 R \left(1 - \frac{1}{\lambda} \right).$$

Ces valeurs seraient égales seulement pour $\lambda = \infty$, cas où la courbe des espaces devient une sinusoïde régulière (1).

Tout ce que nous venons de dire s'applique spéciale-

(1) Dans les pompes Thirion, par exemple (t. I, fig. 401), où la bielle est remplacée par un cadre fixé à la tige du piston.

ment aux forces d'inerties dues au piston, à sa tige et aux pièces solidaires, le tout assujéti au mouvement bielle et manivelle, avec cette condition que la vitesse angulaire soit constante.

En général, on peut traiter par cette méthode tout mouvement alternatif, pourvu qu'on connaisse la loi des espaces parcourus en fonction du temps.

297. Organes à mouvement circulaire. — Manivelle et son bouton. — Appelons ρ la distance à l'axe de rotation du centre de gravité de la partie excentrée de la manivelle et de son bouton, et P_1 le poids de l'ensemble.

La force d'inertie due à la seule accélération centrifuge sera dirigée constamment, suivant le rayon, en s'éloignant du centre, et aura pour valeur: $-\frac{P_1}{g} \omega^2 \rho$.

Les composantes seront :

Suivant l'axe du cylindre : $-\frac{P_1}{g} \omega^2 \rho \cos \omega t$;

Suivant une direction perpendiculaire : $\frac{P_1}{g} \omega^2 \rho \sin \omega t$.

Ces deux composantes n'ont pas d'existence indépendamment l'une de l'autre, mais les effets de l'une peuvent se manifester sans que les effets de l'autre soient apparents. Ainsi, dans une machine horizontale, les effets de la composante verticale seront détruits par la rigidité invariable du bâti ; et il n'en sera pas de même des vibrations dues à la composante horizontale.

298. Bielle. — Le mouvement de la bielle n'a pas de définition géométrique simple. Sa tête suit le mouvement circulaire de la soie de manivelle qui lui est concentrique, et son pied le déplacement alternatif recti-

ligne de la crosse du piston. Chacun des points intermédiaires décrit une courbe ovale variant de forme, depuis le cercle jusqu'à la droite avec la position du point décrivant.

On calculerait sans difficulté les forces d'inertie de chacune des tranches de la bielle, divisée par des plans perpendiculaires à son axe et en nombre aussi grand qu'on le voudrait. On connaît, par construction graphique, la courbe décrite par le centre de gravité de chacune des tranches et les époques, d'où la vitesse à chaque instant, et par suite les deux composantes, tangentielle et centrifuge, de l'accélération totale.

Cette méthode est d'une application trop complexe pour être d'un usage courant.

Une pratique assez commode et suffisamment exacte consiste à diviser la bielle en deux parties au centre de gravité G (*fig.* 415). On suppose que la partie NG est animée du seul mouvement rectiligne de N , et que GM possède le mouvement circulaire de M . Puis, pour la composition on ramène en G les points d'application des deux forces ainsi déterminées [294].

Soient : P_2 , le poids de la portion de bielle NG : la force d'inertie sera à chaque instant : $-\frac{P_2}{g} \frac{dv}{dt}$; et P'_2 , le poids de GM : la force d'inertie sera : $-\frac{P'_2}{g} \omega^2 R$, et dirigée toujours de C vers M . On suppose que le centre de gravité de MG est en M , centre de la soie, d'où R .

Ces deux composantes approchées sont celles de la force engendrée par les accélérations de G . Nous aurions, en outre, à tenir compte du moment produit par la rotation de la bielle autour de G , moment qui a pour expression $-I \frac{d^2\beta}{dt^2}$, en appelant I le moment d'inertie de la

bielle. Mais ce terme est négligeable dans l'ordre d'approximation où nous nous sommes placés.

En résumé, les forces d'inertie développées par le mouvement d'un ensemble : piston, bielle et manivelle, sont les suivantes :

I. Piston, tige, crosse, pompes, directement attelées, etc..., tout l'ensemble ayant un poids P :

$$F = - \frac{P}{g} \frac{dv}{dt};$$

II. Manivelle et son bouton, l'ensemble des pièces excentrées ayant un poids P_1 :

Suivant l'axe du cylindre :

$$F_1 = - \frac{P_1}{g} \omega^2 \rho \cos \omega t;$$

suivant une direction perpendiculaire :

$$F'_1 = - \frac{P_1}{g} \omega^2 \rho \sin \omega t;$$

III. Bielle ayant un poids :

$$P_2 + P'_2;$$

suivant l'axe du cylindre :

$$F_2 = - \left[\frac{P_2}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{P'_2}{g} \omega^2 R \cos \omega t \right];$$

suivant une direction perpendiculaire :

$$F'_2 = - \frac{P'_2}{g} \omega^2 R \sin \omega t.$$

Toutes ces forces sont dans le plan perpendiculaire à l'arbre de couche passant par l'axe de la tige du piston.

Les effets que produisent ces forces sont de deux sortes, nous l'avons déjà dit : 1° *effets que l'on peut appeler intérieurs, modifications au couple moteur et, par suite, aux efforts que subit et transmet la bielle ;*

2° *Effets extérieurs, réactions sur les boulons de fondations.*

299. Machines à une seule manivelle. — Effets des forces d'inertie sur le couple moteur. — Des forces d'inertie que nous venons d'examiner, quelles sont celles ayant un effet sur le couple moteur ?

Ce sera d'abord la force $F = -\frac{P}{g} \frac{dv}{dt}$ qui se superposera immédiatement à l'action de la vapeur sur le piston. Puis, la force :

$$F_2 = - \left[\frac{P_2}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{P'_2}{g} \omega R \cos \omega t \right],$$

due à la partie de la bielle dont le mouvement a été assimilé à celui du piston.

Les forces dirigées toujours suivant le rayon, en s'éloignant du centre, ne peuvent produire d'autres effets qu'une tension dans la joue de la manivelle, une traction sur l'arbre et le palier qui le porte ; nous n'aurons pas à en tenir compte dans cette première étude.

Nous prendrons comme exemple une machine Compound en tandem de la force de 180 chevaux, dont voici les caractéristiques :

Diamètre du petit cylindre	$d = 0^m,385$
» du grand cylindre	$D = 0^m,580$
Course commune.	$0^m,80$
Nombre de tours prévus par minute. . .	80

Construisons d'abord la courbe représentative des

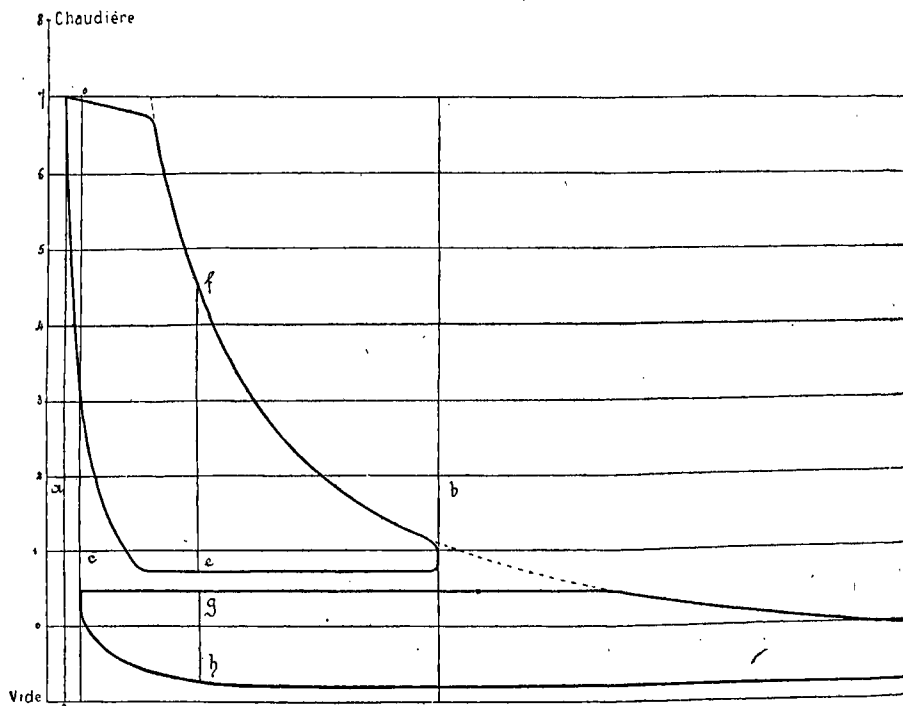


FIG. 416.

pressions transmises par la vapeur à la tige du piston. Le point de départ est le diagramme totalisé (*fig. 416*). La course du piston est également représentée par les longueurs *ab* et *cd* à des échelles proportionnelles au carré des diamètres des cylindres, soit à leur volume.

Prenons sur la droite *OX* (*fig. 417*) une longueur déterminée, qui représentera la course du piston. Indi-

quons les degrés qui correspondent aux positions de la manivelle. A cause de l'obliquité de la bielle, la division en degrés ne sera pas symétrique à droite et à gauche.

Au-dessus de OX on porte en ordonnées l'effort total de la vapeur sur le petit piston, c'est-à-dire le produit

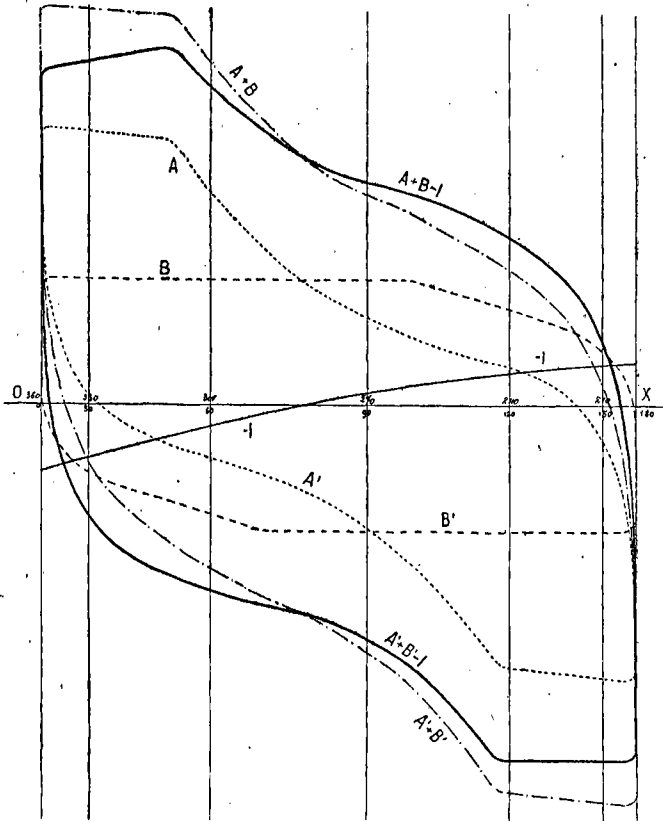


FIG. 417.

des ordonnées, telles que *ef* (fig. 416) par la surface du petit piston.

On obtient la courbe (A) (fig. 417) représentative des efforts transmis par la vapeur dans la course d'aller; la même construction au-dessous de OX en (A') donnera

l'effort au retour, effort reçu par l'autre face du petit piston.

On construit de même, et à la même échelle, en (B) et (B'), la force totale reçue par le grand piston.

La courbe (A + B) et (A' + B'), dont les ordonnées sont la somme des ordonnées des deux courbes précédentes, représente la force totale transmise par la vapeur à la bielle.

Passons aux forces d'inertie.

Le poids total des pièces à mouvement alternatif est, pour la machine considérée, de 516 kilogrammes. Ce poids comprend : les deux pistons, la tige commune, les patins et la crosse, la moitié de la bielle, les pistons et tiges de la pompe à air et alimentaire.

Le rapport de bielle à manivelle est : $\lambda = 5$. Au moyen de ce rapport nous entrons dans le tableau de la page 13, qui donne de 30° en 30° les valeurs du coefficient μ de la force d'inertie :

$$\Phi = -\mu \frac{P}{g} \omega^2 R.$$

Ici, d'après les données de la machine :

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 80}{60} = 8,38, \quad R = 0^m,40;$$

d'où :

$$\frac{P}{g} \omega^2 R = \frac{516}{9,81} \times (8,38)^2 \times 0,40 = 1\,477 \text{ kil. } 5.$$

Les ordonnées de la courbe (— I) des forces d'inertie sont donc :

$$-\mu \times 1\,477,5.$$

Pour avoir, en marche, l'effort réellement transmis par la tige du piston, il faudra ajouter, avec leur signe, les ordonnées de la courbe ($-I$) à celles de la courbe $(A + B)$, $(A' + B')$; on obtient la courbe : $(A + B - I)$, $(A' + B' - I)$.

De l'examen de cette dernière courbe, on conclut que, dans une machine à détente, les forces d'inertie ont pour effet de régulariser l'effort dû à la vapeur seule. Pendant l'admission, elles agissent en sens inverse de la vapeur, tandis que leur effet s'ajoute lorsque baisse la pression pendant la détente.

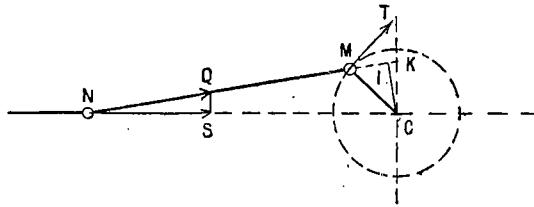


FIG. 418.

Considérons le moment moteur qui agit sur l'arbre.

Soit NS la force que transmet la tige de piston (*fig. 418*). SQ sera la réaction sur la glissière en N , et NQ l'effort reçu par la bielle. Le moment moteur a pour valeur $NQ \times CI$, où CI est la perpendiculaire abaissée du centre C sur la direction NM .

Or, en élevant la droite CK perpendiculaire sur NC , on forme deux triangles semblables : NQS et IKC , d'où :

$$\frac{NQ}{KC} = \frac{NS}{CI}, \quad \text{ou :} \quad NQ \times CI = NS \times KC.$$

Le moment moteur est donc égal au produit de l'effort

transmis par la tige de piston, multiplié par la longueur telle que KC.

Nous avons construit les courbes représentatives des

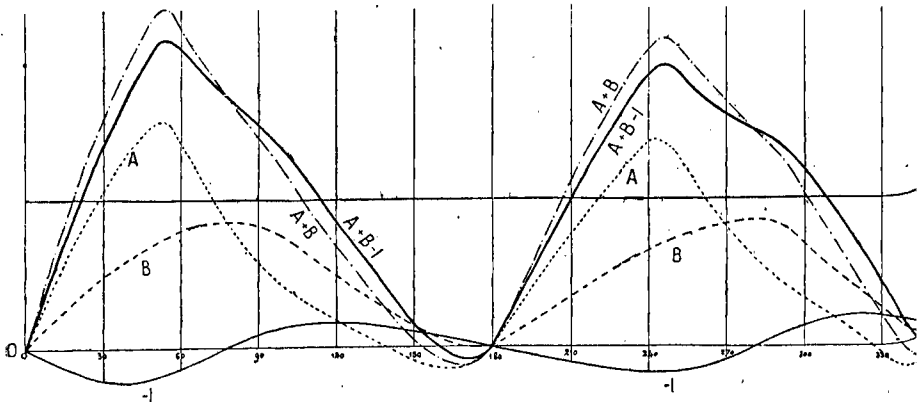


FIG. 419.

moments moteurs (*fig.* 419), dus aux diverses forces dont la figure 417 donne les valeurs statiques :

- (A) Moments moteurs dus au petit piston ;
- (B) » » grand piston ;
- (A + B) Moment moteur total dû à la vapeur ;
- (— I) » de la composante horizontale des forces d'inertie ;
- (A + B — I) Moment moteur réel.

La droite OX (*fig.* 419) est, à une échelle déterminée, le développement de la circonférence de manivelle, en sorte que l'aire de chaque courbe représente le travail de la force correspondante. Travail positif pour les surfaces au-dessus de OX, négatif au-dessous.

Le moment moteur s'annule à 0° et 180°, points où la force tangentielle est normale à la tige du piston.

Dans l'intervalle, l'effort tangentiel dû aux forces d'inertie s'annule, en outre, deux fois entre les points morts et, par suite, aussi le moment moteur.

Pour une machine du type que nous étudions (Compound en tandem), l'effet des forces d'inertie est de régulariser le couple moteur. L'ordonnée maxima de la courbe $(A + B - I)$ est inférieure à l'ordonnée maxima de la courbe $(A + B)$ de 8,5 p. 0/0 environ.

300. Forces d'inertie dans les tiroirs. —

Cette étude que nous venons de faire pour le piston, il y a souvent lieu de la faire pour les tiroirs. Sur les machines à terre d'allure modérée, où rien n'empêche de donner aux organes des sections largement calculées, cette recherche serait généralement de peu d'intérêt, tandis qu'elle s'impose pour les machines marines. Là, en effet, on est allé très loin, tant au point de vue de l'allègement des organes, que des vitesses atteintes, peut-être excessives.

Les tiroirs ont un poids considérable; il est indispensable d'analyser attentivement les forces d'inertie qu'ils mettent en jeu.

Nous en donnons un exemple, emprunté à l'ouvrage de M. l'Ingénieur de la Marine Widmann sur *les machines marines*.

Il s'agit d'une machine de croiseur rapide, dont le grand cylindre est muni de deux tiroirs cylindriques, pesant ensemble 900 kilogrammes, et conduits par un seul mécanisme du système Marshall.

Leur course est de 240 millimètres, et l'allure prévue de 150 tours.

La courbe E représente les déplacements en fonction du temps, ou, ce qui revient au même, des espaces angu-

lares parcourus (*fig.* 420). Elle diffère notablement d'une sinusoïde.

Les courbes représentatives de la vitesse V et de l'accélération Γ ont été construites successivement par différenciations graphiques.

Si nous prenons pour unité les ordonnées de la courbe E , celles de la courbe V sont à l'échelle de $\frac{1}{18^e}$, et celles de la courbe Γ à l'échelle de $\frac{1}{324}$.

Les valeurs maxima de l'accélération sont, à l'un des bouts de course, $\gamma_1 = 51^m,59$ et, à l'autre bout, $\gamma_2 = 27^m,21$.

Par suite, l'effort maximum dû à l'inertie des tiroirs a pour valeur absolue :

$$\frac{P}{g} \gamma_1 = \frac{900 \text{ kilogrammes}}{9,81} \times 51,19 = 4709 \text{ kilogrammes.}$$

Le frottement, de son côté, peut être évalué à 350 kilogrammes environ, soit 9 p. 0/0 de la force d'inertie, et serait négligeable en pratique.

Si, au lieu d'un mécanisme Marshall, ces tiroirs étaient conduits par un excentrique et bielle infinie, la force d'inertie à bout de course serait en valeur absolue :

$$\frac{P}{g} \omega^2 R = \frac{900}{9,81} \times \left[\frac{2\pi \times 150}{60} \right]^2 0^m,12 = 2724 \text{ kilogr.,}$$

valeur bien plus faible.

Cet exemple montre quel intérêt s'attache à la détermination des forces d'inertie, et combien il importe d'en faire une évaluation, au moins approchée, dès qu'on sort des limites ordinaires de la pratique. Cette évaluation

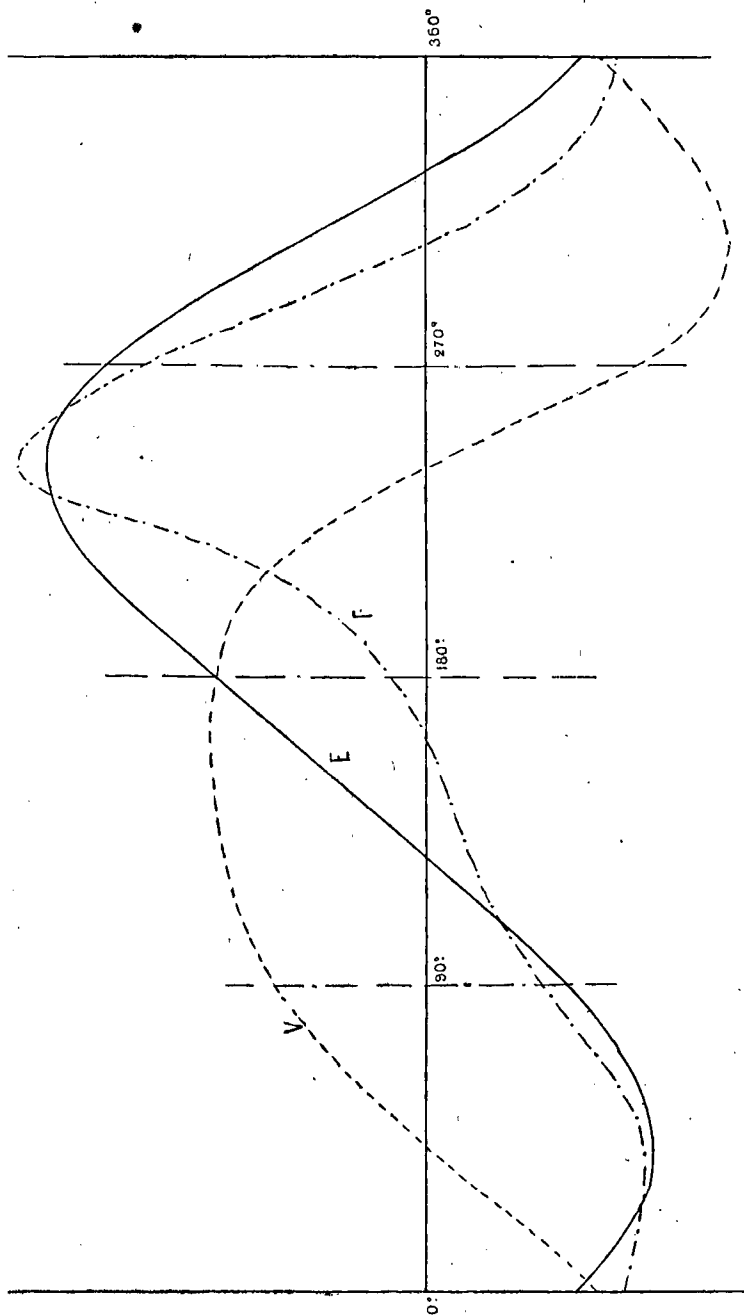


FIG. 420.

seule permettra de proportionner convenablement les organes de conduite à l'effort qu'ils auront à supporter.

301. Effets extérieurs. — Les forces d'inertie développées par le mouvement des organes d'une machine à une seule manivelle se réduisent toutes, nous l'avons vu, à deux composantes, situées dans le plan du cercle de la manivelle, l'une normale à la tige du piston, l'autre suivant l'axe de cette tige. Ces composantes, d'une intensité constamment variable, sont telles que, pour une révolution totale, la somme algébrique de leurs travaux élémentaires est nulle. Les forces d'inertie déterminent, pour l'ensemble de la machine, des mouvements pendulaires, lesquels viennent se composer avec le déplacement propre de la locomotive, par exemple, ou bien s'éteindre en vibrations dans les boulons de fondation de la machine fixe à terre ou à bord.

Les machines motrices à terre ou de bateaux sont assujetties sur leur plan de pose avec la plus grande fixité possible; on cherche à détruire tout effet nuisible des forces d'inertie.

Les locomotives, au contraire, sont relativement libres dans l'espace. Seul leur poids les fixe sur les rails, qui, outre le déplacement longitudinal qu'ils favorisent, permettent un jeu latéral assez considérable.

Avec les mêmes notations que précédemment, les forces d'inertie, suivant l'axe du cylindre, sont :

$$F = -\frac{P}{g} \frac{dv}{dt} \text{ (piston, tige, etc.)};$$

$$F_1 = -\frac{P_1}{g} \omega^2 \rho \cos \omega t \text{ (manivelle et son bouton)};$$

$$F_2 = -\left[\frac{P_2}{g} \frac{dv}{dt} + \frac{P'_2}{g} \omega^2 R \cos \omega t \right] \text{ (bielle)}.$$

A chaque tour, la somme de ces forces vient s'ajouter alternativement à la force de traction de la locomotive, ou s'en retrancher, et cet effet est souvent assez sensible pour provoquer un mouvement d'oscillation de la locomotive en tête du train, la barre d'attelage étant tantôt raidie, tantôt molle. C'est le *tangage* ou *recul*, *mouvement d'oscillation linéaire* parallèle à la voie.

Les composantes perpendiculaires à l'axe du cylindre sont :

$$F'_1 = -\frac{P}{g} \omega^2 r \sin \omega t \text{ (manivelle et son bouton) ;}$$

$$F'_2 = -\frac{P'}{g} \omega^2 R \sin \omega t \text{ (bielle) ;}$$

pour une locomotive elles se trouvent perpendiculaires à la voie. Elles font varier la pression des roues sur les rails. Si elles passent par le centre de gravité, elles donnent lieu à des *trépidations* verticales ; dans le cas contraire, elles créent des couples tendant à faire tourner la machine autour d'un axe transversal perpendiculaire à la voie : c'est le *mouvement de galop*. La présence des ressorts de suspension rend cet effet très sensible.

Dans tout ceci, nous avons supposé la locomotive n'ayant qu'un seul piston. Nous examinerons plus loin le cas de la réalité.

Ce qui se passe pour les locomotives tend également à se produire dans les machines fixes. Ces dernières sont horizontales, ou bien à pilon, ou encore verticales avec l'arbre au-dessus du cylindre.

Les machines horizontales ont un plan de pose étendu. Les boulons de fondation sont près de l'axe du cylindre,

et le moment des forces d'inertie horizontales de pose est toujours peu considérable, par rapport au plan.

Par suite, le mouvement que nous avons appelé *tangage* sera aisément annulé ; il en sera de même, à plus forte raison, des effets de *trépidation* et de *galop*, dont la direction est perpendiculaire au plan de pose.

Dans les machines verticales, les vibrations ou mouvements parallèles à l'axe du cylindre ne sauraient se produire, étant donnée la rigidité de la machine dans cette direction normale au plan de pose.

L'arbre des machines à pilon est placé à la base de l'ensemble. Les forces d'inertie horizontales (trépidations et galop) sont dues à la tête de bielle et à la manivelle ; leur moment par rapport aux boulons de fondation est faible, et elles ne feront pas naître de mouvements inquiétants, si l'on a soin de donner une base assez large aux bâtis.

Tout autre est la disposition des machines verticales avec l'arbre supérieur ; le moment d'arrachement sur les boulons de fondation est considérable, sans qu'il soit possible d'opposer à cet effort des consolidations suffisante. Ce type de machine est abandonné aujourd'hui. Seuls les moteurs à gaz de faible puissance sont encore ainsi disposés.

302. Compensation des effets des forces d'inertie. — On pourra toujours sensiblement annuler les effets des forces d'inertie, mais non point réduire les efforts qu'elles transmettent aux organes, efforts qui nécessitent une augmentation de la section de ces pièces par rapport aux efforts statiques.

Supposons une machine horizontale, munie d'une

double manivelle à 180° (*fig. 421*). Deux cylindres égaux, ayant leurs axes en prolongement, actionnent chacun une des manivelles. Dans cette disposition les forces d'inertie que nous avons considérées se trouvent à chaque instant deux à deux égales et de signes contraires, et s'annulent.

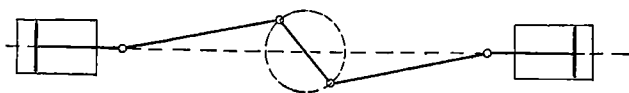


FIG. 421.

Les deux manivelles s'équilibrent, et les pistons s'éloignent et se rapprochent en même temps avec des vitesses constamment égales ; le centre de gravité de l'ensemble des pièces mobiles reste immobile.

Sur mer, on avait essayé d'appliquer ce dispositif ; mais, trop complexe, il a été abandonné.

En pratique, tant qu'une machine ne dépasse pas 100 tours à la minute, on n'équilibre aucune pièce.

Pour des machines à allure rapide, on dispose des contrepoids sur le prolongement de la manivelle de façon à équilibrer le poids de cette manivelle, et d'une partie de la bielle. On annule ainsi à peu près les composantes F'_1 et F'_2 , perpendiculaires à la tige du piston ; quant aux composantes dans le sens de cette tige, nous avons vu qu'elles ont pour effet de régulariser le couple moteur dans une machine à détente. Ces dernières forces peuvent cependant créer des tensions exagérées dans la tige du piston et la bielle ; aussi s'applique-t-on à alléger autant que possible le poids du piston : on substitue l'acier moulé à la fonte ; on aborde même en

ce moment l'essai de l'aluminium (alliage contenant 6 à 10 p. 0/0 de cuivre).

303. Machines à plusieurs manivelles. —

Effets intérieurs. — Pour chaque cylindre on fait les calculs que nous avons établis pour la machine à cylindre unique, et on détermine la courbe des moments moteurs réels. La somme des ordonnées correspondantes à chaque position angulaire de l'arbre fournit la valeur correspondante du moment moteur total.

Donnons un exemple qui montrera bien toute l'importance d'une étude attentive des variations du couple moteur. La machine de servitude d'un de nos croiseurs se composait de deux cylindres à admission directe (75 p. 0/0), conduisant deux pompes à air, le tout attelé sur un arbre à quatre manivelles, calées à 90° les unes des autres (*fig. 422*). L'ensemble ne put jamais fonctionner convenablement, et diverses ruptures

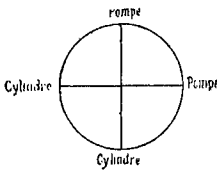


FIG. 422.

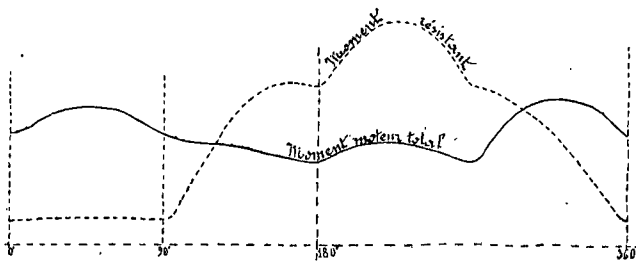


FIG. 423.

se produisirent dans l'arbre et les paliers. On reprit le calcul des moments moteurs des cylindres à vapeur et des moments résistants des pompes (*fig. 423*), calcul qui

n'avait sans doute pas été fait originairement. Pendant un angle de 140° , le moment résistant était beaucoup plus fort que le moment moteur, et l'inverse avait lieu sur la plus grande partie du reste de la circonférence. D'où des efforts de torsion et de flexion trop considérables pour le diamètre de l'arbre, et des variations exagérées de la vitesse de rotation dans une même révolution (de 100 à 140 tours), ces variations de vitesse déterminant des efforts d'inertie intenses. Une étude approfondie amena à adopter pour les pompes et les pistons à vapeur des calages de 180° , le plan des manivelles des pompes étant décalé de 20° par rapport à celui des manivelles des pistons à vapeur

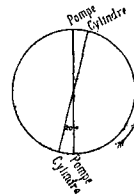


FIG. 424.

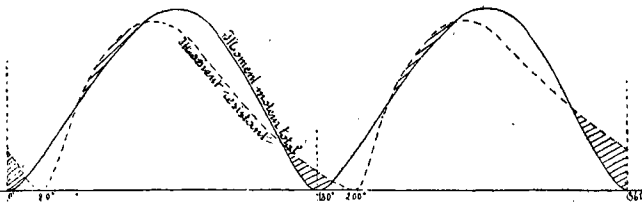


FIG. 425.

(fig. 424). On obtint dès lors de nouvelles courbes des moments moteurs et résistants (fig. 425), d'allures très analogues et ne présentant jamais de différences considérables, d'où une marche très régulière et un fonctionnement satisfaisant.

304. Mise en route des machines. — La courbe des moments moteurs, tracée en tenant compte des forces d'inertie, montre ce qui se passe en allure normale. En faisant abstraction de ces dernières forces on a la

valeur du couple moteur au départ. La mise en marche a lieu très lentement, et les forces d'inertie sont nulles.

Or, sur mer en particulier, il y a un intérêt capital à ce que la machine parte dans toutes les positions, il faut que le couple moteur ne descende jamais au-dessous d'une certaine valeur, capable de vaincre les frottements au départ.

Il n'en est souvent pas ainsi, et, pour de certaines positions déterminées, bien des machines à détentes successives ne partiraient pas sans artifice particulier. Dans ce cas, la courbe des moments moteurs totaux ne saurait donner de renseignement suffisant, puisqu'au départ la vapeur arrive seulement à la boîte à tiroir du petit cylindre, où elle est, d'ailleurs, sans effets pendant la période de détente et aux points morts.

Si la machine ne part pas en introduisant la vapeur à la boîte à tiroir du petit cylindre, par un dispositif spécial, on l'introduit également à la boîte à tiroir du grand cylindre; le petit cylindre est alors annulé, puisque son admission et son évacuation sont également en communication avec la vapeur fraîche. Généralement, sous l'action du grand piston, la machine part.

Sur les dernières machines des Messageries Maritimes à triple expansion (Brésil, La Plata), on assure le départ au moyen d'un dispositif aussi simple qu'ingénieux. Un tuyautage de vapeur, par l'intermédiaire de deux détenteurs successifs, envoie simultanément de la vapeur à 6 kilogrammes au moyen cylindre et à 2 kilogrammes au grand; ce sont là les pressions de régime. On n'a ainsi aucun aléa dans les manœuvres, les trois cylindres travaillant simultanément dès l'admission de la vapeur.

En somme, les machines marines sont étudiées avec soin à ce point de vue spécial de la sûreté du départ

dans toutes les positions. Suivant le type de la machine, on adoptera un artifice approprié, qui reviendra toujours, au fond, à faire une admission directe dans un ou plusieurs cylindres.

Les machines motrices à terre, munies d'un volant, ne sont jamais aptes à partir dans toutes les positions. Le moment moteur est très petit, ou même négatif en certains points. Le volant porte une denture intérieure et, au moyen d'anspects, on l'amène à une bonne position de départ. D'ailleurs, un mécanicien soigneux arrête toujours sa machine en position favorable pour le départ suivant.

Les machines à monter les bennes dans les mines, en vue de la facilité d'arrêt à un point bien déterminé, ont de très longues courses; toujours deux cylindres et une détente faible. Les machines Compound ne conviennent pas pour cet usage.

305. Effets extérieurs. — Reprenons, comme exemple des effets extérieurs des forces d'inertie, la locomotive pour laquelle ces effets sont très apparents. Nous avons déjà parlé du mouvement de tangage, ou recul, et du mouvement de galop qui se produiraient, alors même que la locomotive ne serait pourvue que d'un seul cylindre dans l'axe.

Sous l'influence des pièces mobiles du mécanisme, la locomotive prend encore deux autres mouvements :

Un mouvement de *lacet*, oscillation autour d'un axe vertical, lequel, combiné avec la translation, donne comme résultante un mouvement serpentant.

Un mouvement de *roulis*, oscillation autour d'un axe horizontal, parallèle à l'axe de la voie.

Le mouvement de *tangage* est linéaire; les mouve-

ments de *galop*, de *lacet*, de *roulis* sont angulaires ou de rotation.

A quelles forces sont dus ces mouvements ?

Dans notre analyse, nous avons réduit les forces d'inertie à leurs composantes : 1° suivant l'axe du cylindre, F , F_1 , F_2 ; 2° suivant une perpendiculaire à cet axe, dans le plan du cercle de manivelle : F'_1 , F'_2 .

Dans une machine à plusieurs manivelles, ces composantes existent individuellement pour chaque cylindre, et se trouvent dans des plans parallèles. Supposons deux manivelles sur un même arbre, les composantes parallèles des forces d'inertie donneront lieu à des couples ayant pour bras de levier la distance des axes des cylindres, et ces couples varieront de sens et d'intensité avec les forces qui leur donnent naissance. Il en serait de même pour plus de deux cylindres, la composition des couples serait seulement plus complexe.

Supposons une locomotive munie de deux cylindres horizontaux extérieurs au châssis. Les bielles viennent attaquer les deux roues calées aux extrémités d'un même essieu, et les rayons, aboutissant aux boutons de manivelles, font un angle de 90° . Les forces F , F_1 , F_2 , parallèles à l'axe de la tige du piston, existent pour chaque cylindre et donnent lieu à des couples variables d'intensité à chaque instant. L'axe de ces couples est vertical, ils font naître le mouvement de *lacet*.

De même, les forces F'_1 , F'_2 , verticales, existent pour chacun des cylindres, et constituent des couples à axe horizontal, parallèle à la voie. D'où les mouvements de *roulis*.

Quant au *tangage* et au *galop*, on aura la valeur des forces qui leur donnent naissance, en composant les effets individuels à chaque cylindre. On appliquera le

théorème de la composition des forces parallèles, horizontales dans le premier cas, verticales dans le second.

Pour annuler les effets de ces forces, il suffirait de les annuler pour chaque cylindre en particulier; nous avons vu ce que l'on se borne à faire à ce sujet. Mais on devra toujours étudier judicieusement la disposition et le calage des divers cylindres qui, se compensant mutuellement, donnent naissance au minimum de ces forces parasites.

Assez sensibles dans une locomotive, ces divers mouvements tendent à se produire dans toute machine à plusieurs cylindres, et avec une énergie d'autant plus grande que l'allure est plus rapide. Comme la machine est fixée invariablement sur ses fondations, ces mouvements s'éteignent en vibrations et trépidations qui, trop énergiques, peuvent amener la rupture des boulons d'attache ou des bâtis. Il importe, dès qu'on sort d'un type usuel, de faire un calcul approché des réactions dues aux forces d'inertie.

Pour une machine horizontale, largement assise sur un socle ou un carlingage développé, aucun mouvement n'est à redouter si on a donné au boulonnage une section suffisante. Ce sont, nous l'avons dit, les machines pour lesquelles il est le plus facile d'obtenir une grande rigidité de l'ensemble.

Dans les machines verticales, on évitera la tendance à la torsion et au gauchissement des axes des cylindres, les uns par rapport aux autres, au moyen d'entretoises judicieusement établies. Cela est facile dans les machines à pilon où les paliers de l'arbre sont solidement tenus sur les fondations. Dans ces machines on devra tenir compte, pour le calcul du moment moteur, du poids des pièces

mobiles, lequel s'ajoute à l'effort de la vapeur ou s'en retranche alternativement.

Le calage des manivelles dans les machines à trois cylindres se fait soit à 120° uniformément; ou bien, on cale deux manivelles à 90° l'une de l'autre, et la troisième à 135° des deux autres (Compound à trois cylindres) (*fig. 426*).

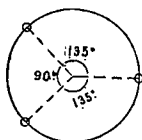


FIG. 426.

Avec trois manivelles à 120° , le centre de gravité reste immobile dans l'espace, si l'on suppose les bielles infinies, et pour chaque cylindre un poids égal de l'ensemble : piston et sa tige, bielle et manivelle. En faisant le calcul du déplacement du centre de gravité on trouve, en facteur commun, l'expression :

$$\cos \alpha + \cos (\alpha + 120^\circ) \cos + (\alpha + 240^\circ),$$

laquelle est toujours nulle.

§ 2. — Régulateurs

306. Généralité sur les régulateurs. — Le travail disponible sur l'arbre d'une machine à vapeur est constant, si le registre de vapeur et l'organe de détente sont réglés d'une façon invariable. Il faut supposer, bien entendu, que la pression à la chaudière reste fixe.

D'autre part, le travail absorbé par les organes récepteurs : machines-outils, laminoirs, dynamos, etc., etc., varie à chaque instant.

Au bout d'un temps quelconque, ces deux travaux sont rigoureusement égaux. S'il en était autrement, la machine

s'arrêterait ou s'emporterait; pour maintenir une vitesse sensiblement constante, il importe donc de disposer un organe régulateur sur la détente ou sur l'admission de vapeur.

C'est à Watt qu'est dû le premier *régulateur*, qu'il appelait *gouverneur*.

Le *régulateur* est un appareil à liaison complète, déformable sous l'effet des variations de vitesse auxquelles il est soumis. Ces déformations sont utilisées pour modifier la quantité de vapeur admise par leur action, soit sur un registre de vapeur, soit sur l'organe de détente.

La classe la plus nombreuse de régulateurs dérive directement du pendule conique dont nous allons examiner quelques propriétés.

307. Pendule conique. — Considérons un pendule conique supporté par une tige verticale OO' (*fig. 427*), dont il reçoit un mouvement de rotation continu. Les deux bras égaux OA et OA' sont articulés en O au moyen d'un axe perpendiculaire au plan de la figure. A et A' sont deux sphères pesantes dont nous supposons la masse m concentrée en leurs centres (m est la somme des masses des deux sphères).

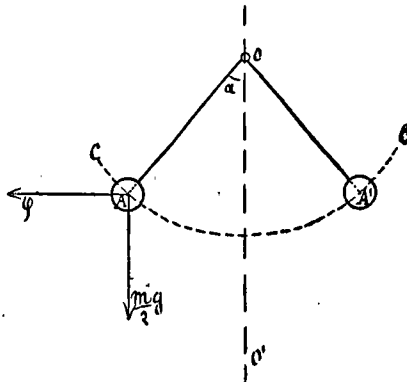


FIG. 427.

Dans la rotation de tout l'ensemble autour de l'axe OO' , le seul mouvement relatif que puissent prendre les sphères est un mouvement d'oscillation autour de O , les centres décrivant la circonférence C .

Supposons, comme première approximation, les tiges AO et A'O dépourvues de masse.

Soient: ω , la vitesse angulaire de l'axe OO'; α , l'angle variable AOO'; et posons $l = OA = OA'$.

Rapportons cet ensemble mobile à un système d'axes animé de la vitesse de rotation ω autour de OO'.

Dans ce système, les seules forces agissant en A que nous ayons à considérer sont :

1° La force centrifuge $= m\omega^2 l \sin \alpha$;

2° Le poids mg des sphères pesantes.

D'après le théorème des travaux virtuels rappelé plus haut (t. II, [294]), pour exprimer qu'il y a équilibre entre ces forces, on écrit que la somme des travaux des forces extérieures est nulle pour tout déplacement compatible avec les liaisons.

Projetons sur la tangente au cercle en A. Le seul déplacement possible est $l dx$ qui fait décrire un élément du cercle C aux points A et A'; pour ce déplacement le travail sera nul :

$$mg l dx \sin \alpha - m\omega^2 l \sin \alpha \times l dx \cos \alpha = 0,$$

d'où :

$$m \sin \alpha (\omega^2 l \cos \alpha - g) = 0. \quad (4)$$

Il y aura équilibre quand sera satisfaite une des relations :

$$\sin \alpha = 0, \quad (5)$$

$$\cos \alpha = \frac{g}{\omega^2 l}. \quad (6)$$

Il n'y a évidemment à considérer que les plus petits des angles qui satisfont à ces conditions; soient α_1 et α_2 .

L'équation (5) donne $\alpha_1 = 0$.

Pour que α_2 soit réel, il faut que :

$$\frac{g}{\omega^2 l} < 1, \text{ ou: } \omega > \sqrt{\frac{g}{l}}. \quad (7)$$

Si ω descend au-dessous de cette limite que l'on peut se fixer à volonté, puisque l est choisi arbitrairement, les boules retomberont le long de l'axe OO' , et α s'annulerait si les boules ne venaient rencontrer l'axe de rotation ; on retrouve la première solution : $\alpha_1 = 0$.

Si la condition (7) est satisfaite, on a toujours une valeur réelle α_2 . Dès que cette vitesse de ω sera atteinte, les boules s'écarteront de l'axe pour s'arrêter dans une position stable $\alpha = \alpha_2$. On peut se rendre compte de ce fait sur l'équation (4) ; pour $\alpha < \alpha_2$ la parenthèse a une valeur positive : la composante $m\omega^2 l \sin \alpha \cos \alpha$ de la force centrifuge l'emporte sur celle du poids $mg \sin \alpha$; les boules s'écartent de l'axe jusqu'à la position d'équilibre $\alpha = \alpha_2$, qui annule cette parenthèse.

Donc, pour chaque valeur de ω supérieure à $\sqrt{\frac{g}{l}}$, le pendule a une position d'équilibre et n'en a qu'une seule.

308. Régulateur à boules de Watt. — Examinons maintenant le dispositif pratique imaginé par Watt.

Le long de l'axe OO' coulisse verticalement un manchon M que deux bras $BM, B'M$ par une double articulation reliant aux bras pendants OA, OA' (*fig. 428*).

Les sphères A, A' ont parfois la forme de lentilles pour diminuer la résistance de l'air.

Le manchon M sert, au moyen du levier L , à transmettre les oscillations du régulateur à l'organe d'interception de vapeur, registre ou détente.

En plus des forces considérées dans l'étude théorique précédente, nous aurons à tenir compte de la réaction du levier L sur le manchon et du poids de ce manchon.

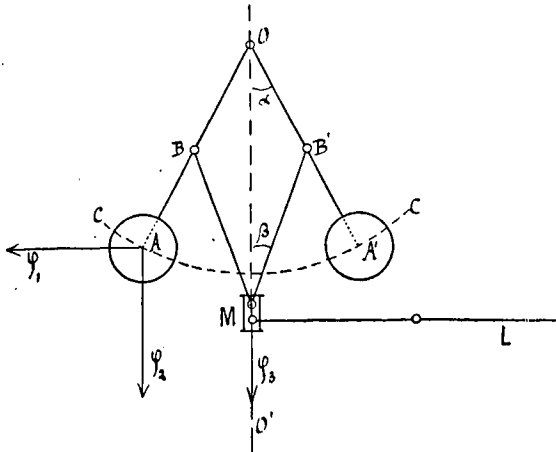


FIG. 428.

$$\begin{array}{ll} OA = OA' = l. & BM = B'M = l_1. \\ OB = OB' = l'. & OM = h. \end{array}$$

Les sphères pesantes n'ayant aucun mouvement de rotation autour de leurs centres de gravité, on peut considérer leur masse concentrée en ces centres. Soit m la somme des masses des deux sphères ; la force centrifuge qui les sollicite a pour expression :

$$m\omega^2 l \sin \alpha. \quad (8)$$

Nous tiendrons compte des forces dues aux masses des tiges OA , OA' et MB , MB' . Soient : μ , la somme des masses des tiges OA , OA' ; et μ_1 , des tiges MB , MB' .

Les forces centrifuges qui sollicitent chacun des éléments de ces tiges cylindriques sont proportionnelles à leurs distances à l'axe OO' .

La masse de l'unité de longueur des tiges OA est $\frac{\mu}{l}$,
 et la masse de l'élément cf de longueur dx est $\frac{\mu}{l} dx$.

Nous appelons x la longueur variable Oc (fig. 429).

La force centrifuge due à cet élément cf est donc :

$$\omega^2 \frac{\mu dx}{l} \times x \sin \alpha,$$

et pour la tige entière :

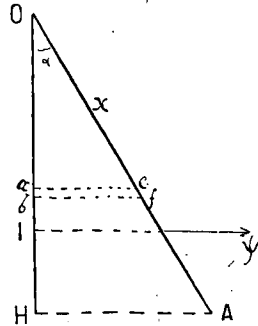


FIG. 429.

$$\psi = \omega^2 \frac{\mu}{l} \sin \alpha \int_0^l x dx = \frac{1}{2} \mu \omega^2 l \sin \alpha.$$

Nous trouverons le point d'application de la force ψ en prenant les moments par rapport à O.

$$\psi \times OI = \int_0^l \omega^2 \frac{\mu dx}{l} \cdot x \sin \alpha \times x \cos \alpha = \frac{l^2}{3} \omega^2 \mu \sin \alpha \cos \alpha,$$

d'où :

$$OI = \frac{2}{3} l \cos \alpha.$$

La direction de la force ψ passe aux $\frac{2}{3}$ de la longueur OA, à partir de O. Nous supposons, pour simplifier les écritures, que les tiges OA', OA se prolongent jusqu'aux centres des sphères A et A'.

La force ψ se décompose en deux autres : l'une, appli-

quée en O, n'a pas d'effet; l'autre, en A, a pour valeur :

$$\frac{2}{3}\psi = \frac{1}{3}\mu\omega^2 l \sin \alpha. \quad (9)$$

Soit l_1 la longueur des bras BM de masse totale μ_1 , la même décomposition nous donnera en B une force centrifuge :

$$\psi_1 = \frac{1}{3}\mu_1\omega^2 l_1 \sin \beta,$$

soit $OB = OB' = l'$, nous avons la relation :

$$\frac{l_1}{\sin \alpha} = \frac{l'}{\sin \beta},$$

qui, portée dans l'équation précédente, donne :

$$\psi_1 = \frac{1}{3}\mu_1\omega^2 l' \sin \alpha.$$

Cette force ψ_1 peut être remplacée par ses deux composantes : l'une, appliquée au point invariable O, ne fait aucun travail; l'autre, appliquée en A et A', a pour valeur :

$$\psi_1 \frac{l'}{l} = \frac{1}{3}\mu_1\omega^2 \frac{l'^2}{l} \sin \alpha. \quad (10)$$

La somme totale des forces centrifuges dues aux deux boules (8) et aux quatre bras (9) et (10) sera donc :

$$\varphi = \frac{1}{3}\omega^2 l \sin \alpha \left(3m + \mu + \mu_1 \frac{l'^2}{l^2} \right). \quad (11)$$

Considérons les forces dues à la pesanteur :

mg = somme des poids des deux boules,

μg = somme des poids des bras OA, OA' appliqués au milieu de la longueur et dont $\frac{1}{2} \mu g$ agit en O, $\frac{1}{2} \mu g$ en A et A'.

$\mu_1 g$ = somme des poids des bras MB, MB' dont la moitié agit sur le manchon M et l'autre moitié en B et B'.

La fraction de ce dernier poids $\frac{1}{2} \mu_1 g$, qui agit en A et A', est : $\frac{1}{2} \mu_1 g \frac{l'}{l}$.

L'effort total de la pesanteur ramené en A et A' est donc :

$$\varphi_2 = \frac{g}{2} \left(2m + \mu + \mu_1 \frac{l'}{l} \right). \quad (12)$$

Sur le manchon M se trouve reporté l'effort : $\frac{1}{2} \mu_1 g$; de plus, il faut tenir compte du poids Q du manchon et de la réaction R du levier L agissant sur l'arrivée de vapeur. Au total on a la force :

$$\varphi_3 = \frac{1}{2} \mu_1 g + Q + R. \quad (13)$$

Telles sont les valeurs des forces φ_1 , φ_2 , φ_3 dont nous allons écrire l'équation d'équilibre au moyen du théorème des travaux virtuels.

Le point d'application des forces φ_1 et φ_2 ne peut que décrire la circonférence CC en parcourant un arc élémentaire $l d\alpha$.

Soit $OM = h$.

Le point d'application de φ_3 parcourra dh .

Pour qu'il y ait équilibre il faut que :

$$\varphi_1 l d\alpha \cos \alpha - \varphi_2 l d\alpha \sin \alpha - \varphi_3 dh = 0. \quad (14)$$

Nous avons, pour déterminer h , la relation :

$$h = l \cos \alpha + \sqrt{l_1^2 - l^2 \sin^2 \alpha},$$

qui, différenciée, devient :

$$-dh = \left[l \sin \alpha + \frac{l^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{l_1^2 - l^2 \sin^2 \alpha}} \right] d\alpha.$$

Si, dans l'équation (14), nous substituons la valeur de dh et les expressions de φ_1 , φ_2 et φ_3 , cette équation se décomposera en deux facteurs que nous annulerons séparément :

$$\sin \alpha = 0 \quad (15)$$

$$\frac{1}{3} \omega^2 l^2 \cos \alpha \left(3m + \mu + \mu_1 \frac{l^2}{l^2} \right) - \frac{g}{2} l \left(2m + \mu + \mu_1 \frac{l}{l} \right) \quad (16)$$

$$- l \left(\frac{1}{2} \mu_1 g + Q + R \right) \left[1 + \frac{l \cos \alpha}{\sqrt{l_1^2 - l^2 \sin^2 \alpha}} \right] = 0.$$

conditions de la même forme que celles trouvées précédemment [307] pour le pendule conique simple.

La condition cherchée d'équilibre sera fournie par l'équation (16). Cette condition contient la force R résistante du levier L, force qu'on détermine par comparaison avec des machines existantes. Il est à remarquer que la force R conservera sensiblement la même valeur absolue, tout en changeant de signe,

lorsque le manchon entrainera le levier L, soit en montant, soit en descendant. Il en résultera deux valeurs différentes de ω pour chaque position du manchon ; ces valeurs doivent offrir peu d'écart ; car, pour chaque hauteur du manchon, elles marquent les limites d'inactivité du régulateur.

En pratique, on ne fait généralement pas entrer dans le calcul la masse des bras du régulateur ; l'équation (16) devient :

$$m\omega^2 l^2 \cos \alpha = mgl + l(Q + R) \left[1 + \frac{l' \cos \alpha}{\sqrt{l_1^2 - l^2 \sin^2 \alpha}} \right]. \quad (17)$$

309. Régulateurs statiques et isochrones.

— Si l'on ne tient pas compte des valeurs différentes que prend R pour une même position du manchon (et pour l'étude théorique on suppose $R = 0$), on voit que le régulateur de Watt a une position d'équilibre et une seule pour chaque nombre de tours déterminé de la machine. Supposons que l'allure de la machine s'accélère, la force résistante diminuant, les boules s'écartent, et, par l'ascension du manchon, une partie de la vapeur affluente sera interceptée.

Alors de deux choses l'une : ou bien il s'établira une allure d'équilibre à un nombre de tours supérieur à celui prévu ; ou bien nous reviendrons au nombre de tours fixé pour la machine, et le manchon à sa position primitive ; mais, comme pour cette position l'admission de vapeur est trop forte, la machine va de nouveau accélérer son allure et repasser par les phases que nous venons de décrire. Dans l'un et l'autre cas, on n'aura pas obtenu la régularité cherchée.

Le régulateur de Watt est dit *statique*, il a une position d'équilibre pour chaque valeur du nombre de tours.

Il existe un autre genre de régulateurs, les régulateurs *isochrones* ou *astatiques*. Entre de certaines limites, ces régulateurs se tiennent en équilibre, quel que soit l'écartement des boules et, par suite, la hauteur du manchon, pourvu que le nombre de tours ait sa valeur normale.

310. Méthode graphique de représentation. — On doit à M. Dwelshauvers-Dery une méthode simple et commode pour représenter les phases du fonctionnement d'un régulateur. Avant d'aborder l'étude des régulateurs isochrones, nous allons indiquer le principe de cette méthode.

En ordonnées on porte les positions du manchon et, en abscisses, les valeurs correspondantes de la vitesse angulaire. La courbe ainsi construite sera le diagramme du régulateur.

Le diagramme théorique s'obtient en supposant le régulateur libre, sans connexion avec l'arrivée de vapeur, c'est-à-dire nulle la réaction R sur le manchon.

Dans les diagrammes pratiques, on tient compte de cette réaction R, laquelle a une valeur variable et change de signe, suivant que le manchon tend à monter ou à descendre. Pour chaque position du manchon, on a deux points correspondant : l'un, à la vitesse qui détermine l'ascension ; l'autre, à celle qui détermine la descente.

Un régulateur isochrone fournit le diagramme (*fig. 430*). OC est la course du manchon ; v_a , la vitesse pour laquelle le manchon descend ; v_a , celle pour laquelle il monte. Pour toute vitesse entre v_a et v_a le régulateur est sans action, et le manchon peut stationner à toutes les hauteurs. Le diagramme se compose de deux

droites parallèles à OY, et dont les abscisses sont respectivement égales aux valeurs de la vitesse du régulateur pour l'ascension et la descente du manchon.

Voyons quel graphique fournira un régulateur statique.

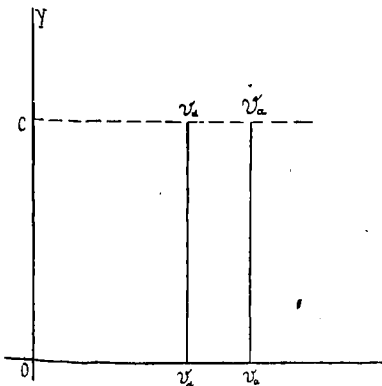


FIG. 430.

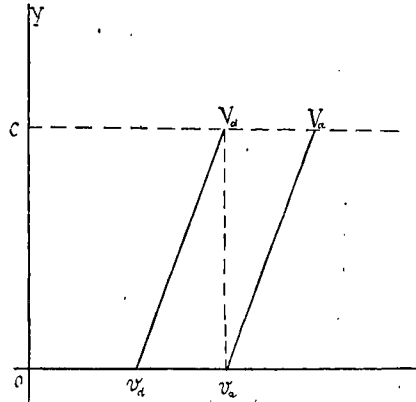


FIG. 431.

Soient encore: OC, la course du manchon (*fig. 431*), et: V_d , la vitesse au moment où le manchon, étant au sommet de sa course, va descendre;

v_a , la vitesse au moment où le manchon, étant au bas de sa course, va monter;

v_d , la vitesse au moment où le manchon arrive au bas de sa course;

V_a , la vitesse au moment où le manchon arrive au sommet de sa course.

En joignant par des droites les points V_d et v_d et, de même, V_a et v_a , on a le diagramme approché. Si les lignes $V_d v_d$ et $V_a v_a$ ne sont pas droites, on les construit par points.

Ce diagramme montre, pour chaque position du manchon, entre quelles limites peut osciller le nombre de tours sans que le régulateur entre en jeu.

Dans la pratique, on dispose les choses de façon que les points V_d et v_a soient sur une même verticale ; nous en verrons les avantages.

311. Régulateur isochrone. — Quelle sera la condition théorique à remplir pour qu'un régulateur soit isochrone ?

Reportons-nous à la condition d'équilibre du pendule conique, elle est donnée par l'équation (6) :

$$\omega^2 l \cos \alpha = g,$$

dans le cas où les boules sont assujetties à décrire des circonférences ayant leur centre sur l'axe de rotation. Cette relation détermine α en fonction de ω ; à chaque valeur de ω correspond une seule valeur de α .

Nous voulons maintenant que, quel que soit α , ω ait toujours la même valeur. Dans l'équation (6) nous écrirons que ω , ou plutôt ω^2 , a une valeur constante :

$$l \cos \alpha = \frac{g}{\omega^2} = C^{\text{te}}. \quad (18)$$

Or $l \cos \alpha$ (*fig.* 427) n'est autre chose que la projection de la normale sur l'axe, c'est la sous-normale à la courbe décrite par le centre de la sphère. Cette courbe, dans un régulateur isochrone, sera une parabole, de là le nom de régulateur parabolique.

312. Régulateur Farcot ou à bras croisés.
— Une disposition pratique d'isochronisme est fournie par le régulateur à bras croisés de Farcot.

La parabole est remplacée par son cercle osculateur au point milieu de la portion utile de la courbe. Les

boules sont portées par des bras oscillants autour d'axes fixés au centre de ce cercle osculateur. Or, ce centre est de l'autre côté de l'axe par rapport à la boule, ce qui conduit à la disposition des bras croisés (fig. 432). Deux petites potences portent les axes d'oscillations des bras.



FIG. 432.

Afin de réduire autant que possible l'écart entre les deux vitesses du régulateur à la montée et à la descente du manchon, Farcot équilibre parfois le poids du manchon par un ressort assez long, dont la tension ne varie pas sensiblement, pour une différence de longueur égale à la course du manchon. A la place de ce ressort, on peut mettre un contrepoids C à l'extrémité du levier de commande qui va à l'organe d'interception de vapeur (fig. 433).

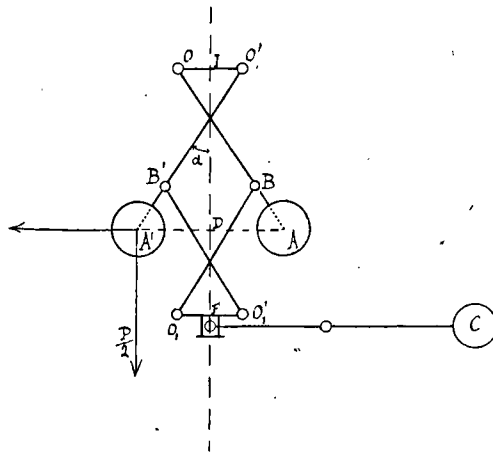


FIG. 433.

$$\begin{array}{ll}
 OI = L_1 = O'I = O_1F = O'_1F. & \Lambda'D = L = AD. \\
 O'A' = l = OA. & O'B' = l' = OB. \quad \lambda = ID.
 \end{array}$$

Soient : l , la longueur OA du bras; L_1 , la longueur OI de la potence ; la condition à réaliser est que la sous-

normale, désignée par K , soit constante. L'équation (18) nous a fourni pour valeur de cette sous-normale :

$$K = \frac{g}{\omega^2}, \quad \text{d'où :} \quad \omega = \sqrt{\frac{g}{K}}. \quad (19)$$

L'appareil Farcot donne la relation :

$$K = l \cos \alpha - L_1 \cotg \alpha. \quad (20)$$

Pour exprimer que K est constant, égalons à 0 sa dérivée par rapport à α :

$$-l \sin \alpha + \frac{L_1}{\sin^2 \alpha} = 0 \quad (21)$$

ou :

$$\sin \alpha = \sqrt[3]{\frac{L_1}{l}}.$$

Portons cette valeur dans (20) et la valeur de K ainsi obtenue dans (19); nous aurons la relation qui lie ω aux deux dimensions de l'appareil L_1 et l . Cette relation est :

$$\omega = \sqrt{\frac{l}{l \sqrt{1 - \left(\frac{L_1}{l}\right)^{\frac{2}{3}} - L_1 \sqrt{\left(\frac{l}{L_1}\right)^{\frac{2}{3}} - 1}}}. \quad (22)$$

313. Méthode générale de calcul d'un régulateur. — Sans nous arrêter à établir les équations particulières d'équilibre, d'autres types de régulateurs, nous allons donner une méthode générale de calcul qui pourra s'appliquer, en la particularisant, à

chaque type spécial. Nous suivrons l'exposé de M. H. de la Goupillière.

On ne représentera que la moitié de l'appareil, l'autre moitié étant symétrique.

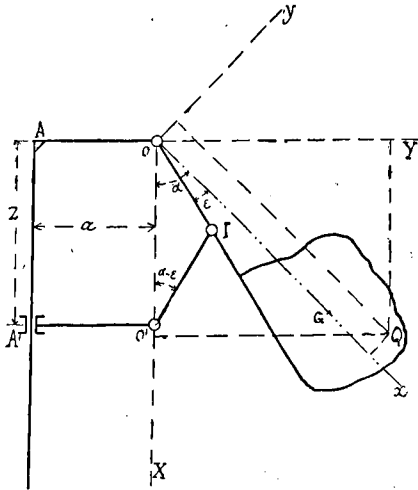


FIG. 434.

L'axe vertical de rotation AA' porte une potence fixe AO (*fig.* 434). Le bras $A'O'$ peut coulisser le long de AA' au moyen du manchon A' .

Nous poserons :

$$a = AO = A'O'.$$

Les deux bras égaux OI et $O'I'$, articulés en O et O' , viennent se réunir par une troisième articulation en I . Le bras OI prolongé porte un solide de forme quelconque dont nous supposerons le centre de gravité en G .

Appelons α l'angle $O'OG$, et ε l'angle IOG en sorte que :

$$\angle OO'I = \angle O'OI = \alpha - \varepsilon.$$

Pour plus de simplicité, et comme cela se fait d'ordinaire, nous ne considérerons que la masse du corps G , sans tenir compte de la masse des bras.

Nous rapporterons l'ensemble des forces agissantes aux deux axes rectangulaires OX , OY , animés d'une vitesse angulaire ω autour de l'axe AA' ; cette vitesse ω est précisément celle de l'appareil.

On supposera le corps G aplati dans le plan de la figure et on rapportera ses divers points aux axes ox , oy rectangulaires et mobiles dans le plan XOY . L'axe ox rencontre G .

On passera donc des coordonnées x , y aux coordonnées X , Y , au moyen des formules connues :

$$\begin{aligned} X &= x \cos \alpha - y \sin \alpha \\ Y &= x \sin \alpha + y \cos \alpha. \end{aligned}$$

Considérons un point Q de masse m ; ses coordonnées dans les deux systèmes seront x , y et X , Y .

Sur cette masse m la force centrifuge pour une vitesse ω a une valeur égale à :

$$m\omega^2 (Y + a).$$

$Y + a$ est, en effet, sa distance à l'axe de rotation AA' .

Le moment de cette force horizontale par rapport à la charnière O est :

$$m\omega^2 (Y + a) \times X,$$

et le travail virtuel sera :

$$m\omega^2 (Y + a) X dx.$$

Faisons la somme de ces travaux élémentaires pour toutes les masses m du corps; cette somme sera, en rem-

plaçant X et Y par leurs valeurs en fonction de x et y :

$$\omega^2 \Sigma m (x \cos \alpha - y \sin \alpha) (x \sin \alpha + y \cos \alpha + a) d\alpha.$$

ou en développant :

$$\omega^2 [a(\cos \alpha \Sigma m x - \sin \alpha \Sigma m y) + \sin \alpha \cos \alpha \Sigma m (x^2 - y^2) + (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \Sigma m x y] d\alpha. \quad (23)$$

Or, d'après le choix des axes ox , oy , on a identiquement :

$$\Sigma m y = 0, \quad \Sigma m x = Ml, \quad (24)$$

en posant $OG = l$ et appelant M la masse du corps G .

Portons ces valeurs dans (23), il vient :

$$\omega^2 [a \cos \alpha M l + \sin \alpha \cos \alpha \Sigma m (x^2 - y^2) + (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \Sigma m x y] d\alpha.$$

Telle est l'expression du travail virtuel des forces centrifuges.

Exprimons également le travail virtuel de la pesanteur :

Le poids Mg du corps G a pour moment, par rapport à O :

$$- Mgl \sin \alpha,$$

et son travail virtuel est :

$$- Mgl \sin \alpha d\alpha.$$

Soit P le poids du manchon, y compris la résistance à vaincre. A ne considérer que la moitié de l'appareil, le

poids $\frac{P}{2}$ effectue un travail virtuel : $\frac{P}{2} dz$.

Égalons à zéro la somme des travaux virtuels :

$$\omega^2 [aMl \cos \alpha + \sin \alpha \cos \alpha \Sigma m (x^2 - y^2) + (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \Sigma m x y] d\alpha - Mgl \sin \alpha d\alpha - \frac{P}{2} dz = 0. \quad (25)$$

Telle est l'équation d'équilibre dont nous disposerons les divers coefficients, de manière à réaliser un régulateur déterminé.

Pour un régulateur isochrone, il faut, nous l'avons vu [311], que tous les termes en α soient identiquement nuls. Nous aurons comme premières conditions :

$$\Sigma m(x^2 - y^2) = 0, \quad \Sigma mxy = 0. \quad (26)$$

Ces deux conditions n'ont trait qu'à la forme du corps G; et on peut y satisfaire de bien des manières.

De l'équation restant, il faut éliminer z , on le fait au moyen de la relation :

$$z = 2l \cos(\alpha - \varepsilon),$$

dans laquelle :

$$l = OI = O'I.$$

Différentions :

$$dz = -2l \sin(\alpha - \varepsilon) d\alpha = -2l(\sin \alpha \cos \varepsilon - \cos \alpha \sin \varepsilon) d\alpha.$$

L'équation (25) devient donc :

$$(Pl \sin \varepsilon + M\omega^2 al) \cos \alpha - (Mgl + Pl \cos \varepsilon) \sin \alpha = 0,$$

en faisant disparaître $d\alpha$ devenu facteur commun.

Pour l'isochronisme, c'est-à-dire pour que cette équation d'équilibre soit satisfaite, quel que soit α , il faut que l'on ait séparément :

$$Pl \sin \varepsilon + M\omega^2 al = 0. \quad (27)$$

$$Mgl + Pl \cos \varepsilon = 0. \quad (28)$$

Au moyen de la première de ces deux équations, on

déterminera ω , vitesse angulaire constante qu'assurera le régulateur, lorsque seront satisfaites les conditions (26) trouvées ci-dessus, ainsi que l'équation (27) entre les divers éléments du pendule.

314. Puissance, sensibilité, stabilité du régulateur. — Un bon régulateur doit être, tout à la fois, *puissant, sensible et stable*.

Puissance. — Le travail utile d'un régulateur est égal au produit du déplacement vertical du manchon par la force avec laquelle il agit sur la transmission aboutissant au réglage de vapeur.

L'appareil doit être largement calculé pour surmonter la résistance opposée par cette transmission, résistance fort difficile à évaluer *a priori*, et variable dans des limites étendues suivant l'état d'entretien de la machine.

Le travail disponible sur un régulateur donné est égal à la variation de la force vive qu'il possède, soit :

$$d \left[\frac{1}{2} \Sigma m v^2 \right] = d \left[\frac{1}{2} \Sigma m \omega^2 \rho^2 \right],$$

lorsque la vitesse varie de sa valeur maxima à sa valeur minima, le signe Σ s'étendant à tous les points matériels du système animés de la vitesse ω de rotation. Le travail fourni pendant le temps dt est :

$$\frac{1}{2} \Sigma m \rho^2 d(\omega^2) = \Sigma m \omega \rho^2 d\omega,$$

et, comme on s'impose toujours les valeurs extrêmes de la variation de ω , on a par là même une limite du travail que doit fournir le régulateur sans sortir des conditions d'établissement.

La valeur de ce travail dépend des trois éléments variables : m , ω ou ρ .

Les valeurs de ρ et ω ne peuvent pas dépasser certaines limites assignées par la pratique. De ρ dépend l'encombrement de l'appareil, la longueur des tiges, et on tient à ce que le régulateur soit le moins volumineux possible. La vitesse angulaire ω ne peut croître beaucoup sous peine de trop fatiguer les articulations et de nécessiter des guides plus robustes.

C'est à l'augmentation de la masse du manchon qu'on a recours pour obtenir la puissance voulue. Le poids de ce manchon est considérable dans la plupart des régulateurs actuels. Il est constitué par une enveloppe de révolution en fonte à l'intérieur de laquelle on empile un certain nombre de couronnes de plomb. On règle l'appareil en faisant varier le poids total du plomb introduit, comme on peut s'en rendre compte sur l'équation (17) dans laquelle ω est exprimé en fonction du poids Q du manchon. C'est aussi par ce moyen qu'on corrige l'erreur commise dans l'évaluation *a priori* de R .

En même temps que l'on donne au régulateur la puissance suffisante, il faut réduire, autant que faire se peut, l'effort pour vaincre l'organe d'interception de vapeur. Nous verrons plus loin quelques dispositions pratiques.

315. Sensibilité. — Régularité. — Suivant que le manchon tend à monter ou à descendre, nous l'avons dit déjà, la force R que lui oppose la transmission, change de signe en conservant sensiblement la même valeur. L'équation d'équilibre fournit les deux valeurs de ω : Ω' et Ω'' correspondant à $\pm R$.

On appelle *insensibilité* d'un régulateur le rapport :

$$\frac{1}{x} = \frac{\Omega' - \Omega''}{\omega}. \quad (29)$$

Son inverse est le coefficient de *sensibilité*.

ω est la vitesse de régime considérée ; pour le calcul on fait :

$$\omega = \frac{1}{2}(\Omega' + \Omega'').$$

On représente très clairement sur le diagramme graphique (*fig. 430 et 431*) ces deux séries de valeurs Ω' et Ω'' , vitesses du régulateur à l'ascension ou à la descente du manchon.

Pour une hauteur donnée du manchon, le régulateur est sans action pour toute vitesse angulaire comprise entre Ω' et Ω'' .

Considérons maintenant la variation totale de vitesse que permet l'appareil. La plus grande vitesse se produit en arrivant au sommet de course, et la plus petite au moment où, descendant, il atteint le bas de sa course ; soient Ω'_s et Ω''_i ces deux vitesses, nous appellerons *coefficient d'irrégularité* le rapport :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\Omega'_s - \Omega''_i}{\omega}. \quad (30)$$

Dans lequel ω est la vitesse moyenne à mi-course ; ρ sera le *coefficient de régularité*.

Pour chaque régulateur, l'équation d'équilibre permet de calculer ρ .

La sensibilité et la régularité doivent être grandes, mais sans aller jamais jusqu'à l'*affolement* qui fait agir

le régulateur sous la moindre influence. L'appareil, au contraire, s'il est bien établi, sera *stable*, n'entrant en jeu que sous l'action de la différence de vitesse prévue ; et cette condition de stabilité s'obtiendra par une masse suffisante des parties mobiles.

Nous avons étudié le principe des deux genres de régulateurs en usage : *statiques* et *isochrones*.

Le régulateur *statique* a plus de tendance à une sensibilité exagérée, à des déplacements incessants. Si l'allure s'accélère, le manchon monte et intercepte la vapeur ; l'allure reprend sa valeur normale, et le manchon redescend augmentant l'arrivée de vapeur ; la vitesse croît de nouveau. Ce sont des oscillations perpétuelles.

Avec le régulateur *isochrone* ce sont les oscillations à longue période qu'il faut redouter. Sous l'influence d'une diminution de la résistance, la vitesse croît ; mais, comme la masse mobile et, par suite, son inertie est assez forte, l'angle α des bras avec l'axe ne croît que lentement. Lorsque l'angle α' qui réduirait suffisamment l'introduction est atteint, la machine et son volant ont acquis une vitesse supérieure ; par l'effet de cette vitesse persistante, l'angle α des boules continue à croître et atteint une valeur α'' bien plus forte que α' , et souvent le manchon monte jusqu'à la butée supérieure où l'arrivée de vapeur est à peu près nulle. Le ralentissement commence alors, et pour les mêmes raisons pourra conduire le manchon jusqu'à sa butée inférieure.

On aura ainsi une série d'oscillations très lentes et à grande amplitude qui, ajoutées aux variations incessantes du travail résistant, donnent une allure irrégulière à la machine.

Ce fait tient à ce qu'il n'existe pas de relation entre α et ω , comme cela a lieu pour le régulateur *astatique*.

Pour supprimer ces longues oscillations dues à un excès du moment d'inertie des boules, il faut réduire ce moment d'inertie. Or, ce moment est proportionnel, toutes choses égales d'ailleurs, à Ml^2 (M , masse des boules; l , longueur des bras).

Reportons-nous à l'équation (27) d'équilibre, établie dans l'hypothèse de l'isochronisme; on en déduit que le coefficient de sensibilité α est proportionnel à Ml (1).

On peut conserver la même valeur à α en réduisant l et augmentant M dans la même proportion, tandis que le moment d'inertie aura une moindre valeur. Cela conduit à adopter des bras courts et de grosses boules.

316. Cataracte. — Cet appareil est destiné à modérer les oscillations perpétuelles des régulateurs trop

(1) On peut le voir ainsi : Dans l'équation (26)

$$Pl' \sin \varepsilon = - M\omega^2 al$$

on n'a pas tenu compte de la résistance opposée par la transmission; soit $\pm R$ cette résistance, on aura :

$$- \Omega^2 = \frac{(P \pm R) l' \sin \varepsilon}{Mal}$$

et par suite :

$$\Omega^2 - \omega^2 = \frac{\pm Rl' \sin \varepsilon}{Mal}$$

et :

$$\Omega = \omega \sqrt{1 \pm \frac{Rl' \sin \varepsilon}{Mal\omega^2}} = \omega \left(1 \pm \frac{Rl' \sin \varepsilon}{2Mal\omega^2} \right) \text{ approximativement.}$$

(le terme $\frac{Rl' \sin \varepsilon}{Mal}$ est petit, puisqu'il est égal à la différence des vitesses Ω et ω , laquelle est minime, si le régulateur est bien établi), d'où :

$$\Omega' = \omega \left(1 + \frac{Rl' \sin \varepsilon}{2Mal\omega^2} \right), \quad \Omega'' = \omega \left(1 - \frac{Rl' \sin \varepsilon}{2Mal\omega^2} \right),$$

et :

$$\alpha = \frac{\omega}{\Omega' - \Omega''} = \frac{Mal\omega^2}{Rl' \sin \varepsilon}$$

sensibles. Il se compose d'un cylindre fermé à ses deux extrémités dans lequel se déplace un piston. La tige de ce piston est, par un assemblage convenable, rendue solidaire des mouvements du régulateur.

La résistance qu'éprouve le piston à se déplacer sert de frein.

Dans ce but le cylindre est rempli d'air ou de liquide (huile ou glycérine) : *cataracte à air*, ou *cataracte liquide*. Un certain nombre de trous sont percés dans le piston plein et sans garniture, pour laisser passer d'une face à l'autre, avec une résistance convenable, le fluide du cylindre. Parfois, c'est le cylindre qui porte quelques

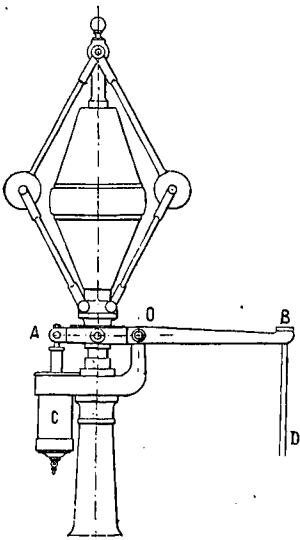


FIG. 435.

cannelures suivant ses génératrices, cannelures dont la section peut changer, de façon à obtenir des résistances variables aux divers points de la course; parfois aussi, le piston porte en même temps des clapets et des trous, afin d'offrir plus de résistance dans un sens que dans l'autre. Il y a intérêt à ne pas augmenter trop brusquement l'admission de vapeur, tandis qu'il faut parer plus vivement aux accroissements de vitesse de la machine.

Nous donnons un exemple de l'appareil (*fig. 435*). C'est une cataracte à huile; la tige du piston à fourreau est reliée directement, par une petite bielle, au prolongement du levier AB, dont O est le point fixe, et BD la transmission de mouvement à une détente Rider. L'articulation en B est sphérique.

— On ne construit plus de régulateurs, ni tout à fait statiques, ni complètement isochrones. On les fait participer de ces deux qualités, de façon à éviter et les oscillations lentes à longue période et les petites oscillations trop répétées.

Passons en revue quelques-unes des dispositions pratiques des régulateurs les plus employés.

317. Régulateur de Watt. — Les suspensions en O et S (*fig.* 436) de ce régulateur se font sur l'axe ou parfois légèrement en dehors de l'axe pour la commodité de la construction. On le munit d'un manchon assez lourd, dont le poids, variable au moyen de demi-couronnes de plomb, permet un réglage exact.

Pour l'étude pratique, on opère graphiquement en se servant des formules approchées qui suivent. Ces formules donnent des résultats satisfaisants, vu les moyens de réglage ultérieurs qu'on se réserve.

Soient :

λ , la distance verticale du point O à la droite AA' des centres des boules, $\lambda = OF$;

$L = AF = A'F$;

P, la somme des poids des deux boules ;

n , le nombre de tours du régulateur ;

$\varphi = \frac{P}{g} L\omega^2$, la force centrifuge pour les deux boules.

Le moment de la force centrifuge des boules par rapport au point O est :

$$\varphi\lambda = \frac{P}{g} L\omega^2\lambda = \frac{PLn^2\lambda}{894,5}$$

puisque :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Soient: Q, le poids du manchon ; R, la résistance opposée par la transmission. Nous supposons que l'effort

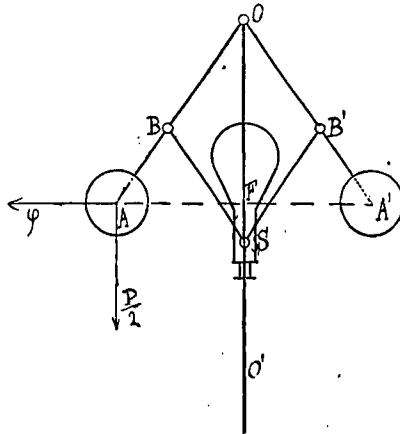


Fig. 436.

$$\begin{aligned} AO = A'O = l. & & OB = OB' = l'. \\ OF = \lambda. & & AF = A'F = L. \end{aligned}$$

($Q \pm R$) s'exerce verticalement en B et B'; transporté en A et A', cet effort sera: $\frac{l'}{l} (Q \pm R)$, où l et l' sont les bras AO et OB.

Le poids total en A et A' sera donc :

$$P + \frac{l'}{l} (Q \pm R),$$

et son moment par rapport à O, égalé au moment de la force centrifuge, donne :

$$L \left[P + \frac{l'}{l} (Q \pm R) \right] = \frac{PLn^2\lambda}{894,5}, \quad (31)$$

d'où L disparaît, étant facteur commun.

En relevant sur l'épure les valeurs de λ pour les positions extrêmes et quelques positions intermédiaires, on calcule n , d'abord en supposant $R = 0$, ce qui permet de tracer le diagramme théorique; puis, on donne à R les valeurs assignées par la pratique, et on achève la détermination du diagramme (fig. 437). OC est la course du manchon.

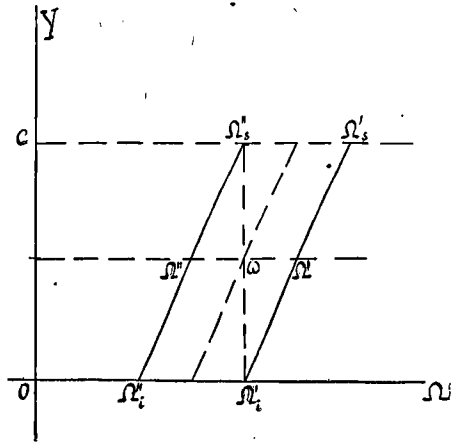


FIG. 437.

Les indices s correspondent aux points supérieurs de la course.

Les indices i correspondent aux points inférieurs de la course.

On dispose les choses de façon que l'on ait $\Omega''_s = \Omega'_i$; le coefficient d'irrégularité est :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\Omega'_s - \Omega''_i}{\omega} = \frac{2(\Omega' - \Omega'')}{\omega} \quad (32)$$

Donc :

$\rho = 2\kappa$, le coefficient de régularité est le double du coefficient de sensibilité.

Dans cette expression ω est la vitesse angulaire à mi-course correspondant à $R = 0$.

Nous allons exprimer ρ en fonction des éléments du régulateur; l'équation (32) peut s'écrire :

$$2\rho = \frac{\omega}{\Omega' - \Omega''} = \frac{n}{N' - N''} \quad (33)$$

dans laquelle :

$$n = \frac{N' + N''}{2}.$$

Les valeurs de n , N' , N'' correspondant à celles de ω , Ω' , Ω'' .

Par suite :

$$N' = n \left(1 + \frac{1}{4\rho} \right),$$

et :

$$N^2 = n^2 \left(1 + \frac{1}{2\rho} \right),$$

en négligeant le terme $\frac{1}{16\rho}$.

Portons dans (31) cette valeur de N qui correspond à la valeur $+ R$; il vient :

$$\frac{P\lambda n^2 \left(1 + \frac{1}{2\rho} \right)}{894,5} = P + \frac{l}{l'} (Q + R),$$

et divisons membre à membre par la même équation (31) qui donne la valeur de n à mi-course, en faisant $R = 0$; on obtient après simplification :

$$\rho = \frac{1}{2R} \left(Q + \frac{l}{l'} P \right). \quad (34)$$

relation cherchée.

— Pour fixer les idées, donnons un exemple (tiré des *Formules pratiques*, de M. V. LEBEAU).

Données :

$$\frac{l}{l'} = 2; \quad \frac{P}{Q} = 4; \quad R = 5 \text{ kil. } 7; \quad \rho = 10; \quad n = 51,5;$$

et $\alpha = 30^\circ$, pour la position moyenne.

On s'impose la condition :

$$\Omega'_i = \Omega''_s.$$

L'expression (32) s'écrit :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\Omega'_s - \Omega''_i}{\omega} = \frac{N'_s - N''_i}{n}, \quad \text{avec:} \quad n = \frac{N'_s + N''_i}{2};$$

d'où :

$$N'_s = n \left(1 + \frac{1}{2\rho} \right) = 51,5 \left(1 + \frac{1}{2 \times 10} \right) = 54,0;$$

$$N''_i = n \left(1 - \frac{1}{2\rho} \right) = 51,5 \left(1 - \frac{1}{2 \times 10} \right) = 48,9.$$

L'équation (34) nous fournit, en tenant compte de la donnée $\frac{P}{Q} = 4$:

$$P = \frac{8}{9}\rho R = 50 \text{ kilogrammes.}$$

De l'équation (31), on tire la valeur de λ pour la position moyenne, en faisant :

$$n = 51,5, \quad \text{et:} \quad R = 0.$$

On trouve :

$$\lambda = 0^m,38,$$

d'où :

$$l = \frac{\lambda}{\cos 30^\circ} = 0^m,44, \quad \text{et:} \quad l' = \frac{l}{2} = 0^m,22.$$

Pour déterminer la course, on se sert encore de l'équa-

tion (31), on en tire λ_s en faisant :

$$n = N'_s = 54, \quad \text{et :} \quad R = - 5,7.$$

On obtient :

$$\lambda_s = 0^m,36.$$

Par la même méthode, on trouve la valeur de λ pour la position inférieure du manchon :

$$\lambda_i = 0^m,40.$$

La course est donc : $\lambda_i - \lambda_s = 0^m,04$.

318. Régulateur de Porter. —

Ce régulateur ne diffère point théoriquement de celui de Watt. L'axe de l'articulation réunissant les bras supérieurs et inférieurs passe par le centre des boules, et ces bras sont égaux en longueur (*fig. 438*).

Le nombre de tours de régime varie de 150 à 250 ; le rapport du poids du manchon au poids total des boules varie de 8 à 12.

On doit à M. Grossmann l'adjonction du levier coudé MNT (*fig. 438*) portant un contre-poids T ; N est un point fixe, où oscille le levier. Le moment

de ce poids est nul dans la position moyenne à partir de laquelle il croît positivement ou négativement jusqu'aux

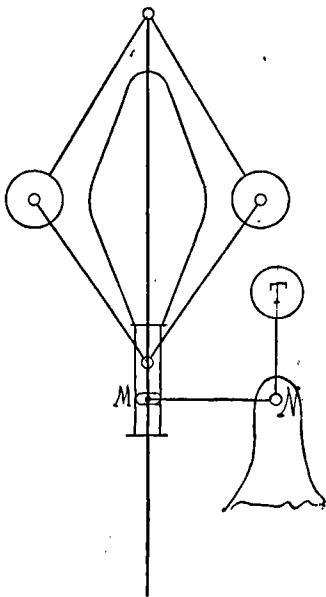


FIG. 438.

bouts de course. Déterminé convenablement, ce contre-poids rend très sensiblement isochrones les régulateurs de Watt et de Porter, tout en augmentant la longueur utile de course. Les calculs à ce sujet sont simples; nous ne nous y arrêtons pas.

319. Régulateur de Farcot. — La propriété caractéristique de cet appareil est l'isochronisme pratique.

Dans le mode de calcul approché suivi [317] pour le régulateur de Watt, l'équation du régulateur Farcot sera, avec les lettres de la figure et les mêmes notations que précédemment (*fig.* 433) :

$$\frac{PLm^2}{894,5} \lambda = (L + L_1) \left[P + (Q \pm R) \frac{l'}{l} \right].$$

Q = poids du manchon, P = somme des poids des deux boules.

Ce régulateur est isochrone, les coefficients de régularité et de sensibilité sont égaux :

$$\alpha = \rho = \frac{1}{R} \left(P \frac{l'}{l} + Q \right).$$

320. Régulateur Andrade. — Ce régulateur présente un certain degré d'isochronisme déterminé par les dimensions relatives de ses organes (*fig.* 440).

Il se compose d'un pendule conique à suspension sur l'axe en O (*fig.* 439). Aux points B et B' les bras portent des rainures où couissent les axes d'articulation des deux paires de bielles, toutes égales: BC et BD, B'C et B'D. La longueur commune de ces quatre bielles est égale à la distance CO des deux articulations C et O fixées sur l'axe de rotation. L'axe D est porté par le manchon.

Autour du point fixe G oscille le levier de transmission qui reçoit son mouvement du manchon. Le contre-

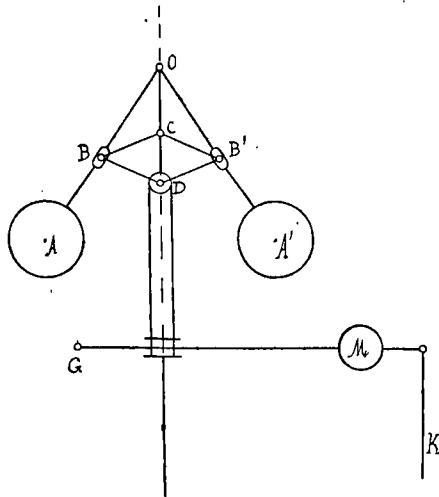


FIG. 439.

$$\begin{aligned} OC = CB = CB' = BD = B'D &= a. \\ OA = OA' &= l. \\ \text{Angle } BOC &= \alpha. \end{aligned}$$

poids M se détermine par les conditions d'établissement. La tringle K commande l'arrivée de vapeur.

Soit P la somme des poids des boules, le travail virtuel des forces centrifuges sera pour les deux boules :

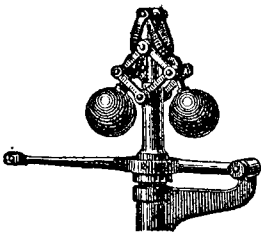


FIG. 440.

$$\frac{P}{g} \omega^2 l^2 \sin \alpha \cos \alpha dx.$$

Le travail virtuel du poids de ces boules :

$$- Pl \sin \alpha dx.$$

Soit Q + R l'ensemble sur le manchon des effets de

son poids, du contrepoids et des résistances de la transmission.

Le travail virtuel de cette force sera :

$$- (Q + R) dz.$$

Avec la relation :

$$z = a + 2a \cos 2\alpha;$$

d'où :

$$dz = - 4a \sin 2\alpha d\alpha = - 8a \sin \alpha \cos \alpha d\alpha.$$

En faisant la somme des travaux virtuels, laquelle doit être nulle pour l'équilibre, et simplifiant on arrive à :

$$\frac{P}{g} \omega^2 l^2 \cos \alpha - Pl - 4Qa \cos \alpha = 0,$$

d'où :

$$\omega^2 = \frac{4Qag}{Pl^2} + \frac{g}{l \cos \alpha}. \quad (36)$$

L'expression de la vitesse angulaire ω contient un terme en α . La valeur de cette vitesse dépend donc de l'écartement des boules, mais le constructeur peut à volonté réduire l'écart des valeurs extrêmes de ω en disposant du terme $\frac{g}{l \cos \alpha}$.

321. Régulateur Proell. — Ce régulateur réalise sensiblement l'isochronisme. Les bras rigides OAB sont coudés en B, et articulés en ce point avec les bras BC.

Les points C sont fixes, portés par les potences CI (fig. 441).

Les équations d'équilibre n'offrent rien de particulier

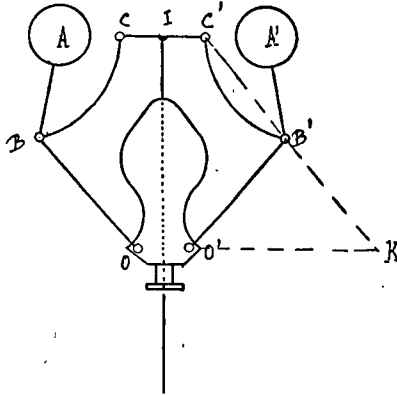


FIG. 441.

après ce que nous avons déjà dit. Pour les établir, on peut prendre les moments par rapport au centre instantané de rotation K.

322. Régulateur de Buss (*Régulateur Cosinus*).

— Il est très compact et ramassé; aussi l'ensemble en paraît-il assez complexe (fig. 442 à 446).

AB est l'arbre vertical mû par la machine; il porte, solidaire avec lui, le chapeau C auquel sont fixés les quatre bras E, F, G, H. Ces bras se terminent par les tourillons horizontaux fixes: SS' , TT' , $S_1S'_1$, $T_1T'_1$, autour desquels oscillent les bras coudés, ou varlets, qui portent les doubles masses D , D' et D_1 , D'_1 .

R est le doigt qui relie le manchon avec le système D , D' ; une pareille connexion existe avec le système D_1 , D'_1 .

Dans l'établissement de l'appareil on fait égales entre

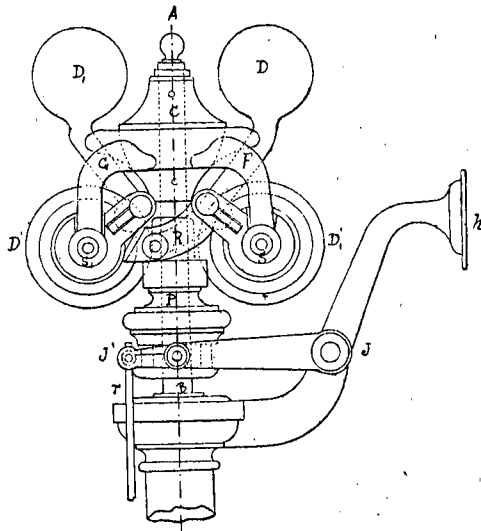


FIG. 442.

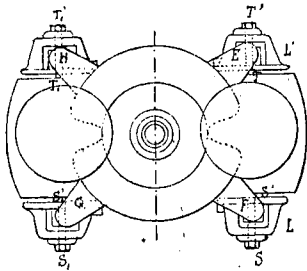


FIG. 443.

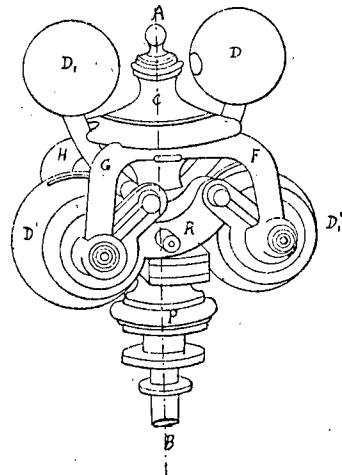


FIG. 444.

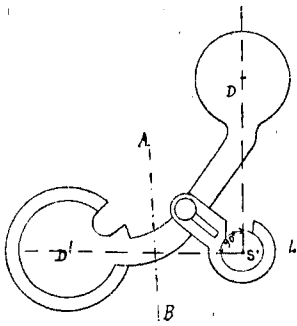


FIG. 445.

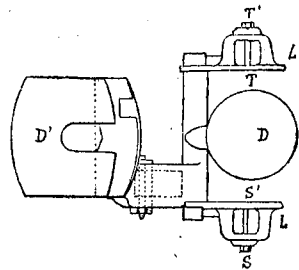


FIG. 446.

elles les quatre masses D, D', D_1, D'_1 et, si l'on considère un des varlets DSD' (*fig. 445*), les droites SD et SD' qui joignent les centres des masses à l'axe S sont rectangulaires et, de plus, $SD = SD'$.

La transmission de mouvement à l'arrivée de vapeur se fait par le levier JJ' et la tringle r .

Représentons schématiquement la moitié de ce régulateur (*fig. 447*). AA' est l'axe vertical de rotation mû par la machine, et auquel est invariablement fixé en A le bras AS . Le varlet coudé DSD' oscille autour de l'axe S horizontal.

Les bras SD et SD' sont rectangulaires et égaux ; les masses D et D' sont égales. En R s'établit la connexion RM , et $JMJ'r$ est la transmission à l'arrivée de vapeur.

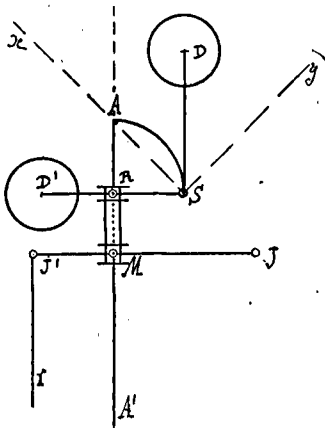


FIG. 447.

Reportons-nous à la méthode générale de calcul d'un régulateur [313]. Traçons (*fig. 447*) les deux axes mobiles de coordonnées représentées sur la figure 434. A cause de la symétrie de la figure, les équations (26) :

$$\Sigma mxy = 0, \quad \Sigma mx^2 = \Sigma my^2$$

sont satisfaites ici.

On détermine le régulateur au moyen des deux conditions d'isochronisme analogues aux équations (27) et (28).

Du *cosinus* qui entre dans la valeur du travail des forces centrifuges, vient le nom de l'appareil, nom qui

conviendrait à un grand nombre de régulateurs isochrones.

323. Régulateur Sautter-Harlé. — Décrivons l'appareil étudié par la maison Sautter-Harlé pour ses dynamos à vapeur (*fig. 448*).

Il a l'aspect d'un régulateur à boules ordinaire qui serait disposé sur le prolongement de l'arbre de couche horizontal M. Le manchon C est chassé de gauche à droite lorsque les boules s'écartent par l'effet des varlets qui les portent, lesquels agissent sur les pointeaux *f*. Ce manchon C actionne de même par un pointeau central le bras coudé K qui, par une série de renvois de mouvements, commande la vanne V. D'un autre côté, sur le

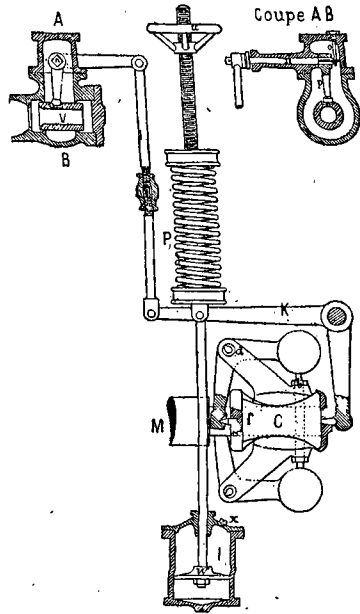


FIG. 448.

même levier K, agit le ressort antagoniste P dont l'effet tend à ramener de droite à gauche le manchon C. Le tout est complété par la cataracte I modératrice des écarts trop brusques. La tension du ressort P est réglable en marche par le volant *a*. La vitesse de rotation est celle de la dynamo, soit 350 tours. Cet appareil est très sensible: il permet une oscillation de 10 tours au plus lorsqu'on passe de la marche à vide à la marche en pleine charge. Il a le désavantage d'agir sur la valve, et non sur la détente même.

324. Régulateur Sims et Armington. — C'est encore la force centrifuge dont l'énergie est employée ici à régler la valeur de l'admission. Comme aspect, le régulateur ressemble peu à ceux que nous venons d'étudier. Son axe de rotation, horizontal, se confond avec celui

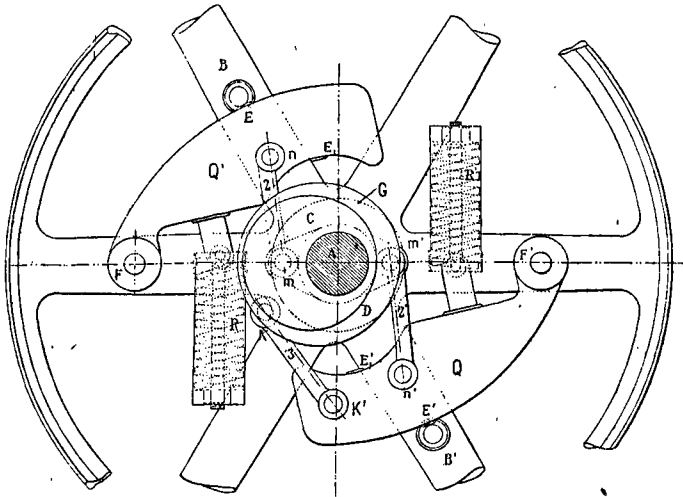


Fig. 449.

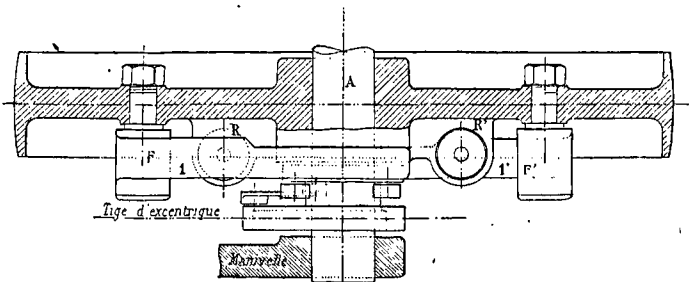


Fig. 450.

du volant, et c'est entre les bras de ce dernier que trouvent place les masses régulatrices.

Ces deux masses Q et Q' (fig. 449 et 450), symétriques par rapport au centre A du volant, oscillent autour des

tourillons F et F' portés par deux des rayons. L'action de la force centrifuge, qui tend à les écarter, est contrebalancée par l'effet des ressorts R et R' agissant à la compression. B et B' sont des butoirs ; E_1 et E'_1 , des portées qui, à vitesse réduite, viennent au contact du manchon.

Ce manchon G porté deux oreilles m et m' , et fait corps avec l'excentrique C . Cet ensemble, venu de fonderie d'une seule pièce, est monté fou sur l'arbre. L'excentrique C porte un collier D excentré lui-même par rapport à C . D est le chariot de l'excentrique du tiroir.

Les bielles mn , $m'n'$ réunissent les masses Q et Q' aux oreilles m et m' du manchon G . Une troisième bielle KK' va de l'extrémité de la masse Q au tourillon K porté par le collier excentré D .

On comprend le fonctionnement : les masses Q et Q' en s'écartant font décrire un certain angle au manchon G , par rapport à l'arbre de couche qui fait corps avec le volant ; la bielle KK' fait décrire en sens inverse un autre angle au collier excentré D ; il en résulte, pour la course et le calage, des variations dont on dispose de telle manière que l'avance linéaire reste constante.

Ce genre de régulateurs s'est, d'ailleurs, beaucoup répandu dans les machines à grande vitesse (200 à 600 tours) actionnant directement les dynamos. Ils se présentent sous trois formes principales :

« Le centre de l'excentrique peut décrire un cercle de grand rayon, la poulie d'excentrique pivotant autour d'un centre placé à une assez grande distance ; elle est sollicitée dans un sens par une masse qui tend à s'éloigner du centre quand la vitesse angulaire augmente, et dans l'autre sens par un ressort ; à chaque vitesse correspond une position d'équilibre relatif (dans le volant) du centre de l'excentrique. Comme cas particulier, on obtient un dépla-

cement rectiligne du centre, en guidant l'excentrique par des glissières (*fig. 484 et 485*).

« Dans les régulateurs du second genre, la poulie d'excentrique, toujours sollicitée en sens contraires par un poids et un ressort, est montée sur une première poulie d'excentrique fixe : le centre d'excentricité décrit un arc de cercle autour d'un centre voisin, ce qui donne des variations d'avance linéaire du tiroir un peu plus grandes qu'avec la première disposition.

« Enfin, on fait tourner en sens contraire les deux poulies excentrées par l'action du système de poids et ressort, ce qui ramène à peu près à une ligne droite la trajectoire relative du centre de l'excentrique du tiroir et donne une distribution à avances linéaires constantes. »
(Ed. SAUVAGE.)

Cette dernière disposition est celle que nous venons de décrire (*fig. 449 et 450*).

Ce genre de régulateurs fournit des admissions variant dans des limites très étendues. Les compressions croissent assez rapidement lorsque l'admission diminue, condition avantageuse au point de vue du fonctionnement et de l'économie de vapeur.

325. Compensateur Denys (*fig. 451*). — A est un régulateur d'un système quelconque, dont le manchon actionne le levier CB mobile autour du point fixe C. Le bras DE agit sur le papillon d'admission de vapeur e , et reçoit son mouvement d'un écrou D avec lequel il est rendu solidaire au moyen de coulisseaux.

Cet écrou se visse sur le filetage de la vis V concentrique à B δ , vis qu'entraîne dans son mouvement de rotation un argot de la tige B δ . Cette tige est munie en δ d'un doigt qui la rend solidaire de l'un des deux

pignons F ou F', mais seulement lorsqu'elle quitte sa position moyenne d'équilibre.

Les pignons F et F' reçoivent constamment, d'une troisième roue d'angle H mue pas la machine, des vitesses de rotation égales et de sens contraires.

Si le manchon du régulateur descend, la tige B δ monte, le doigt δ s'engage dans le pignon F', qui dès lors entraîne la tige D δ et la vis V dans son mouvement de rotation. L'écrou D se déplace sur son filet et le levier E agit sur l'organe d'interception de vapeur. Le mouvement de la machine s'accélère, le manchon du régulateur monte, le doigt δ cesse

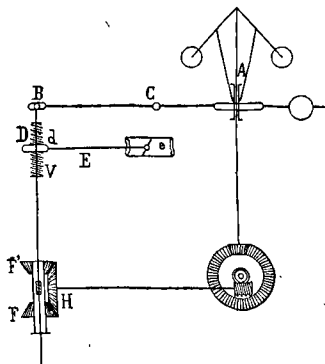


FIG. 451.

d'être entraîné par le pignon F', et le papillon conserve sa position tant que le doigt δ ne sera pas venu de nouveau en prise avec F ou F'. L'admission de vapeur est ainsi soustraite aux variations incessantes du régulateur.

326. Connexion. — Les mouvements du manchon peuvent être employés :

1° Soit à agir sur une valve étranglant la conduite d'arrivée de vapeur ; on réduit ainsi la pression à la boîte à tiroir, l'admission restant constante ;

2° Soit à faire varier le mouvement de l'organe de détente, de façon à modifier la période d'admission, la pression restant la même à la boîte à tiroir.

Nous avons vu précédemment (t. I, [262]) quel avantage on trouve en admettant au cylindre la vapeur à la plus

haute pression possible, et combien on gagne ainsi sur le travail fourni par un poids donné de vapeur. Il y a un bénéfice certain à régler le travail d'une machine en agissant sur la période d'admission ; c'est le seul procédé employé aujourd'hui dans les appareils soignés et munis d'un organe de détente : Meyer, Farcot, Corliss, etc.

On se contente de l'action du régulateur sur un papillon pour les locomobiles et autres machines rustiques et peu économiques, où la simplicité est le point capital.

Quant à la puissance nécessaire pour manœuvrer l'organe de modération, elle est fort variable et ne saurait être déterminée qu'expérimentalement. On conçoit d'ailleurs que, pour une même machine, elle varie suivant l'état d'entretien, le graissage, le serrage des presse-étoupes, etc.

Il se trouve dans les *Manuels* des tableaux indiquant pour chaque système la résistance opposée au régulateur ; mais ces chiffres, vrais dans un cas particulier, ne le sont pas en général.

L'effort à vaincre par le régulateur varie entre le minimum 0 kil. 500 et le maximum 10 kilogrammes ; du moins, ce sont là les chiffres admis.

Si cet effort devient trop considérable pour la puissance du régulateur, ce dernier appareil n'aura d'autre rôle que d'enclencher ou déclencher une transmission allant de la machine même à la valve de vapeur. Il en est ainsi dans le compensateur Denys.

Un autre système très employé est le suivant (*fig. 452*). Le manchon du régulateur porte clavetées deux roues d'angle D et D' égales et opposées. L'arbre A fileté en son milieu commande la valve B au moyen de l'écrou C, et se termine par un pignon denté E compris, avec un

certain jeu, entre les roues D et D'. Le régulateur se déformant attaque le pignon E dans un sens ou dans l'autre et produit un déplacement convenable de la valve B.

Dans une machine Corliss le régulateur agit sur le doigt du déclic des robinets d'admission, allonge ou réduit le temps de l'attaque; la puissance nécessaire au régulateur est alors minime.

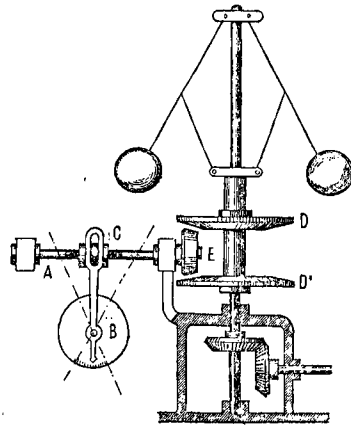


FIG. 432.

Il faut un effort bien plus considérable pour déterminer le mouvement initial de deux pièces frottantes que pour modifier le mouvement qu'elles possèdent déjà. Aussi évite-t-on de faire agir le régulateur sur des organes au repos dont il faut vaincre le frottement au départ, et emploie-t-on les mouvements louvoyants. On donne, par exemple, un mouvement longitudinal continu à l'organe que le régulateur fait seulement tourner autour de son axe; il en est ainsi dans la détente Rider (*fig. 226 à 232, t. I*). Dans cette détente, analogue au système Mayer, le bloc cylindrique se promène sur une glace de même forme, et les lumières sont en écharpe, de telle sorte que la rotation du bloc fait varier le degré d'admission. Le bloc est conduit au moyen d'un excentrique à la bielle duquel il est réuni par un émerillon.

§ 3. — *Volants*

327. Dans une machine motrice, le régulateur maintient, *pour un certain nombre de tours*, l'égalité entre le travail moteur et le travail résistant; le volant produit tout son effet à *chaque tour* de la manivelle. Il absorbe du travail en force vive lorsque le couple moteur excède le couple résistant, et restitue ce travail lorsque le couple moteur devient plus faible, voire même négatif.

Dans le calcul du volant, nous ne tiendrons compte que du poids de la jante; on a ainsi un *a fortiori*, car un volant n'est jamais trop lourd.

Soit P le poids de la jante. Le travail emmagasiné dans le volant à un instant donné a pour expression :

$$\frac{1}{2} \frac{P}{g} R^2 \omega^2. \quad (37)$$

g est l'accélération due à la pesanteur ;

R , le rayon moyen de la jante ;

ω , la vitesse angulaire à l'instant considéré.

Pour une même vitesse ω l'expression (37) est donc proportionnelle au poids P de la jante et au carré du rayon R . Ce sont ces deux éléments P et R qu'il s'agit de déterminer.

Dans de certaines limites, un volant ne saurait jamais être trop lourd, avons-nous dit ; de son poids dépend la régularité du mouvement ; mais les considérations économiques, qui entrent en première ligne dans toute construction, conduisent à le réduire aux dimensions strictes en rapport avec le degré de régularité que l'on a en vue.

Soient: Ω_1 et Ω_2 , les vitesses angulaires maxima et minima que l'on ne veut pas dépasser; et $\omega = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2}$, la vitesse moyenne.

Nous appelons coefficient de régularité, δ , le rapport :

$$\delta = \frac{\omega}{\Omega_1 - \Omega_2}$$

En pratique, ce coefficient varie depuis $\delta = 5$ pour les forges et martinets à vapeur, jusqu'à $\delta = 100$ dans les meilleurs moteurs pour machines à tisser et filer.

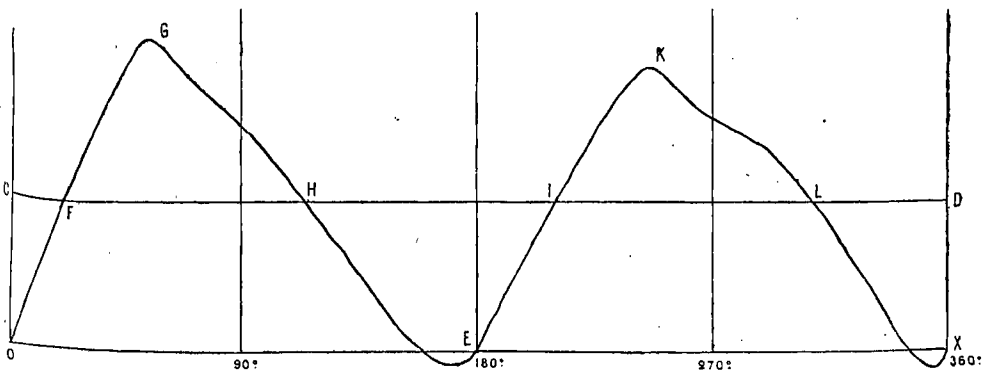


FIG. 453.

Reportons-nous à la construction de la figure 419. La courbe OGEKX (fig. 453) est obtenue en prenant pour ordonnée le moment moteur *total* qui agit sur le bouton de la manivelle; la ligne OX est le développement de la circonférence 2π . La surface de cette courbe exprime le travail fourni par la machine dans une révolution.

Soit Σ cette surface; construisons le rectangle OCDX ayant cette même surface Σ . Le petit côté de ce rectangle aura pour valeur $\frac{\Sigma}{2\pi r} = OC$.

Un moment moteur constant de valeur OC , agissant sur l'arbre, équivaldrait au couple existant réellement et produirait un mouvement uniforme de cet arbre.

La somme des deux surfaces $FGH + IKL$ représente l'excès momentané du travail moteur sur le travail résistant qui est supposé constant. Le volant doit emmagasiner cet excès de travail, la vitesse variant entre les limites imposées Ω_1 et Ω_2 ; de cette condition résulte l'équation :

$$FGH + IKL = \frac{1}{2} \frac{P}{g} R^2 (\Omega_1^2 - \Omega_2^2).$$

Posons :

$$S = FGH + IKL.$$

D'autre part :

$$\delta = \frac{\omega}{\Omega_1 - \Omega_2},$$

et on admet que :

$$\omega = \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2}.$$

On a donc :

$$P = g \frac{\delta S}{\omega^2 R^2} = 892 \frac{\delta S}{R^2 N^2}.$$

N est le nombre de tours par minute, et on sait que :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60}.$$

D'ailleurs, d'après la construction même, on doit retrouver entre les diverses surfaces de la figure l'égalité :

$$OCF + HEI + LDX = FGH + IKL,$$

qui peut servir de vérification.

— On calcule souvent le poids des volants d'après la formule suivante :

$$P = 91,2 i \frac{\delta F}{R^2 N^3}$$

P est exprimé en kilogrammes; F est la force en chevaux; i est donné dans le tableau suivant, d'après le général Morin, pour une valeur de $\frac{1}{5}$ du rapport de bielle à manivelle.

	DÉTENTE TOTALE $e =$	DÉTENTE au PETIT CYLINDRE $\varepsilon =$	PRESSION D'ADMISSION	VALEURS de i
			atmosphères	
1 Machines à un cylindre sans condensation.	2	»	5,5	7030
	3	»	»	8070
	4	»	»	9070
	5	»	»	9960
	6	»	»	11000
2 Machines à un cylindre avec condensation	3	»	5	7200
	4	»	»	7620
	5	»	»	7840
	6	»	»	8100
	7	»	»	8320
3 Deux machines jumel- les conjuguées (calage à 90°)	8	»	»	8450
	1	»	»	1530
	5	»	»	1820
4 Trois machines jumel- les conjuguées (calage à 120°)	1	»	»	420
	5	»	»	660
5 Machines Woolf.	4,5	1	4,5	5540
	7,5	$\frac{3}{2}$	»	6030

NOTA. — e et ε sont le rapport des volumes de la vapeur à la fin et au commencement de la détente, totale ou partielle.

La simple inspection des valeurs de i montre combien varie le poids du volant, suivant le système de la machine : nombre de cylindres accouplés, degré de détente.

Remarque. — Nous avons supposé que l'effort résistant était constant et représenté par l'horizontale CD (*fig.* 453). S'il en était autrement et que l'on connût la loi de variation de ce travail, on devrait se servir de la courbe exprimant cette loi de variation. Le calcul serait le même, mais un peu moins simple.

C'est ce qui se présente notamment dans le cas de la machine de servitude du *Faucon* (*fig.* 422 à 425) où deux cylindres à vapeur jumeaux actionnent les pompes de la machine : pompes à air, de cale et alimentaires. La surface S du calcul précédent (page 82) est la somme des surfaces hachées de la figure 425, laquelle entre dans l'expression du poids P du volant.

Comme nous l'avons vu, par un calage convenable des manivelles on a ramené la courbe des efforts résistants à prendre une forme très voisine de celle du travail moteur ; le poids du volant devient faible ; c'est un résultat remarquable. Les questions de poids ont une importance capitale en Marine.

323. Forme des volants. — Calculs de résistance. — Le volant se fixe sur l'arbre par son *moyeu*, lequel est réuni à la *jante* par les *bras*.

Jante. — La jante supporte l'effort de la force centrifuge qui tend à la séparer en deux suivant un diamètre quelconque.

Soient : AB, un diamètre ; l , l'épaisseur de la jante comptée perpendiculairement à la figure (*fig.* 454), et posons :

$$ab = a_1 b_1 = 2e.$$

R est le rayon moyen; $R + e$ et $R - e$, les rayons des surfaces internes et externes de la jante.

Soit p le poids spécifique du métal, la fonte généralement.

Le volume élémentaire de la jante compris entre les plans diamétraux ab et a_1b_1 est sensiblement :

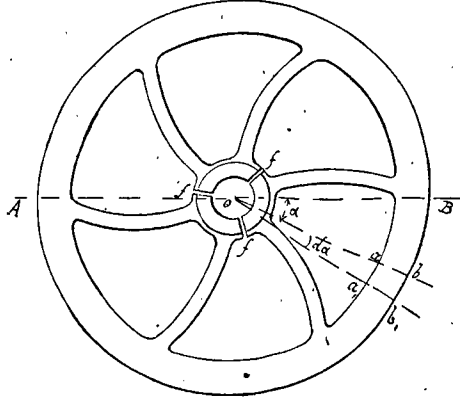


FIG. 454.

$$2elRd\alpha.$$

Soit ω la vitesse angulaire; la force centrifuge qui sollicite cette masse élémentaire est dirigée de O vers b et a pour expression :

$$\frac{p}{g} 2elRd\alpha.\omega^2R.$$

La composante de cette force perpendiculairement au plan AB est:

$$\frac{2elp}{g} R^2\omega^2 \sin \alpha d\alpha.$$

La somme de ces composantes pour la moitié du volant sera :

$$\frac{2elp}{g} R^2\omega^2 \int_0^\pi \sin \alpha d\alpha = \frac{4elp}{g} R^2\omega^2.$$

Si Q est la charge du métal par unité de surface dans la jante, en égalant l'effort résistant de la double section:

A et B à l'effet de la force centrifuge, on pourra écrire :

$$4elQ = \frac{4elp}{g} R^2\omega^2,$$

d'où :

$$Q = \frac{p}{g} R^2\omega^2,$$

relation où n'entrent pas les dimensions transversales de la jante, ce qui devait être, puisque la force centrifuge, aussi bien que la résistance Q , est proportionnelle à la surface de la section faite dans la jante.

Supposons un volant dont la jante soit animée d'une vitesse de 30 mètres par seconde ($\omega R = 30$ mètres); le métal est de la fonte, telle que $p = 7,2$.

Substituant ces chiffres, on obtient la valeur :

$$Q = 0^k,648, \text{ charge exagérée pour de la fonte.}$$

En pratique, on ne dépasse pas 25 à 30 mètres de vitesse circonférencielle à la seconde. La vitesse généralement admise varie de 12 à 15 mètres, et on prend un diamètre du volant égal à trois ou quatre fois la course du piston. Dans ces conditions, et pour de la fonte, on se préoccupe des valeurs de Q seulement aux assemblages de jantes en plusieurs parties, assemblages qui doivent offrir toujours le maximum de résistance possible.

Voici quelques formules pratiques relatives aux dimensions de la jante (Huguenin). Conservons les mêmes notations.

On prendra :

$$el = 11 \frac{P}{R};$$

e et l sont exprimés en millimètres, R ; en mètres; P , en kilogrammes.

Pour les petits volants : $e = l = 3,33 \sqrt{\frac{P}{R}}$.

Pour les grands volants : $2e = 1,5l$, et $l = 3,84 \sqrt{\frac{P}{R}}$.

329. Bras. — Les forces d'inertie que développent dans la jante les variations de vitesse du volant produisent des réactions sur les bras.

Ceux-ci sont, en somme, des solides encastés à une de leurs extrémités sur le moyeu, et tendent à fléchir sous l'action de forces appliquées à l'autre extrémité.

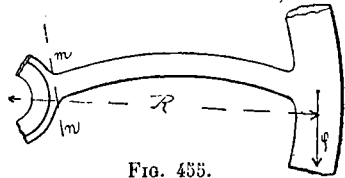


FIG. 455.

Soient : I , le moment d'inertie du bras à son emmanchement dans le moyeu en mn (fig. 455) ;

φ , la force d'inertie développée par une variation $d\omega$ de la vitesse angulaire ;

v , la distance de la fibre neutre à la fibre la plus chargée dans la section mn ;

Q , la charge du métal à la fibre la plus chargée.

Nous avons la relation connue :

$$\frac{QI}{v} = \varphi R. \quad (38)$$

Or, la valeur de φR est $\left(\varphi = m \frac{dv}{dt} \right)$:

$$\varphi R = \frac{P}{g} R^2 \frac{d\omega}{dt}; \quad \text{posons:} \quad \frac{P}{g} R^2 = \mu,$$

donc :

$$R\varphi dt = \mu d\omega;$$

multiplions par ω :

$$R\varphi\omega dt = \mu\omega d\omega = \frac{1}{2} d(\mu\omega^2). \quad (39)$$

Or, cette dernière expression n'est autre que la $\frac{1}{2}$ variation de force vive du volant, égale, nous l'avons vu plus haut (page 82), à l'excès momentané du travail moteur sur le travail résistant. Nous pouvons donc calculer Q (38) pour une marche normale.

La section des bras que l'on obtiendrait ainsi serait beaucoup trop faible en pratique. Il ne faut pas oublier qu'une machine peut être arrêtée brusquement, peut caler, ce qui arrive souvent aux laminoirs. Les bras du volant ont à résister au choc qui en résulte. Ce n'est donc pas la variation de la force vive, mais la force vive tout entière qu'il faut introduire dans l'équation (39) et, par suite, dans (38) pour connaître la valeur maxima que peut prendre Q .

Nous ne poursuivrons pas ce calcul dont nous indiquons la marche seulement; il offre peu d'intérêt, car on proportionne toujours très largement les bras des volants.

Le nombre des bras se prend de six à huit, suivant la dimension du volant.

Voici, d'après Grove, les dimensions à donner aux bras :

Soient : h , la dimension en millimètres du bras mesurée dans le plan du volant (perpendiculaire à l'arbre);

d , le diamètre en millimètres de l'arbre à manivelles calculé à la torsion ;

Nombre des bras :	4	5	6	8	10
rapport $\frac{h}{d}$:	1,76	1,63	1,54	1,40	1,22

La dimension h' du bras mesurée parallèlement à l'arbre sera :

Pour des bras à section elliptique : $h' = 0,65h$.

Pour des bras à section rectangulaire : $h' = 0,4h$.

On peut, pour tenir compte du poids des bras, réduire celui de la jante de 7 à 8 p. 0/0.

330. Moyeu. — On donne au moyeu une épaisseur de $0,5d$, et sa longueur l en millimètres est :

$$l = 1,75d + 80R.$$

R est le rayon exprimé en mètres.

Les volants se font en fonte d'une pièce, ou d'assemblage, lorsqu'ils sont trop volumineux.

Les bras sont droits ou courbes en forme d'S.

Cette forme semble leur donner une certaine souplesse, mais surtout est destinée à parer au retrait en fonderie et aux différences de dilatations.

A partir d'une certaine dimension, il est d'usage de diviser le moyeu suivant un certain nombre de plans diamétraux, pour éviter les ruptures au retrait à la fonderie, par exemple en f, f, f (*fig. 454*). On ajuste les faces f à la mortaiseuse, on y introduit des cales, et on cerce les deux extrémités du moyeu. Le volant ainsi construit ne présente pas de ces tensions intérieures qui parfois en déterminent la rupture sans cause apparente.

Pour les grands volants, les bras sont en tôles façonnées ou en profilés de fer ou d'acier.

Un volant doit être rigoureusement centré et exempt de gauche ; il est tenu sur l'arbre au moyen d'une ou

deux clavettes longitudinales prises mi-partie dans l'arbre, mi-partie dans le moyeu.

On a des tendances à supprimer ces clavettes et à ne tenir le volant que par le frottement dû à un emmanchement à chaud ou à la presse hydraulique avec un serrage convenable. Cette solution ne peut être adoptée que pour des surfaces de contact en fer ou en acier. On forcerait malaisément un moyeu en fonte.

CHAPITRE X

DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES MACHINES A VAPEUR

331. Classification choisie. — Classer, d'une manière simple et rationnelle, les machines à vapeur, n'est point une tâche aisée.

Une classification ne différera jamais beaucoup d'une simple énumération.

Nous ne saurions reprendre l'ancienne division des machines à *basse, moyenne et haute* pression ; ces mots n'ont plus de sens aujourd'hui.

Il n'existe plus de machines à basse pression, 0 kil. 5 environ, et l'on atteint souvent des pressions de 17 kilogrammes, tandis que haute pression signifiait de 5 à 8 kilogrammes.

Classer en tenant compte du nombre de cylindres de détente successifs ne peut convenir qu'à une étude faite au point de vue thermodynamique. Il n'est guère de type de machine qui ne se fasse à volonté à un, deux ou trois cylindres de détente.

Les organes de distribution permettraient de distinguer nettement les diverses machines les unes des autres, mais on trouverait dans la même classe des moteurs différant totalement par ailleurs.

Indiquons cependant quelle pourrait être cette dernière division :

D'abord, les machines à un seul tiroir de système variable : à coquille, en D long ou court, à doubles orifices, cylindrique, etc... ; puis, les machines à organes de distribution multiples commandés par un mouvement continu, soit d'excentrique, soit de cames : tiroirs divisés, soupapes équilibrées, distributeurs oscillants, etc. On retrouvera ensuite les mêmes variétés dans les machines genre Corliss à décliv. Vient, enfin, la classe des machines rotatives.

A notre époque, où l'on aborde de plus en plus les grandes vitesses, d'une part pour alléger les machines marines, de l'autre pour arriver à commander directement les générateurs d'électricité, la considération des forces d'inertie acquiert une importance capitale, et l'on pourrait établir une classification reposant uniquement sur le principal facteur de cette force d'inertie : la vitesse, ou le nombre de tours.

Mais là encore, on se trouverait conduit à rassembler des types fort dissemblables ; par exemple, une machine motrice d'atelier horizontale Woolf en tandem, tournant à 60 tours, viendrait se ranger auprès d'une machine à pilon de paquebot à triple expansion, et donnant également 60 tours.

Pour ne pas créer une nouvelle classification, nous adopterons celle indiquée par M. Ed. Sauvage, ingénieur au corps des Mines (*Des divers Types des Machines à vapeur*). Voici quelle est cette classification, dans

l'établissement de laquelle le nombre de tours joue un grand rôle.

A, grands moteurs d'ateliers, dont le nombre de tours par minute ne dépasse guère 100 à 120 ;

B, moteurs à moyenne vitesse (200 tours au plus) ;

C, machines à grande vitesse, employées surtout pour l'éclairage électrique (la division entre les classes B et C est souvent peu marquée; de même, la limite entre A et B n'est pas nette) ;

D, locomobiles et machines demi-fixes ;

E, machines pour applications spéciales : telles qu'extraction et épuisement dans les mines, élévation d'eau, compression de l'air, laminage ;

F, locomotives ;

G, machines marines ;

H, machines spéciales et diverses : rotatives, à réaction, servo-moteurs ;

I, machines à vapeur autres que celles de l'eau.

Ces neuf catégories sont ainsi subdivisées :

A, grands moteurs d'ateliers :

a, machines à balancier ;

b, machines horizontales à un cylindre ;

c, machines à deux cylindres sur deux manivelles ;

d, machines à deux cylindres en tandem ;

e, types divers ;

B, moteurs à moyenne vitesse :

f, machines horizontales ;

g, machines verticales ;

h, machines pilon ;

C, moteurs à grande vitesse ;

i, machines horizontales ;

j, machines verticales ;

k, machines pilon ;

- l*, machines à simple effet;
- D, locomotives et machines $\frac{1}{2}$ fixes :
- m*, machines horizontales sur chaudières, locomotives routières, etc. ;
- n*, machines horizontales sous chaudières ;
- o*, machines de petite puissance ;
- p*, moteurs de treuils, grues, etc. ;
- E, machines pour applications spéciales :
- q*, machines d'extraction ;
- r*, machines d'épuisement ;
- s*, machines élévatoires ;
- t*, machines soufflantes, compresseurs ;
- u*, machines de laminoirs ;
- v*, marteaux-pilon ;
- w*, applications diverses ;
- F, locomotives :
- x*, locomotives à deux cylindres séparés ;
- y*, machines Compound ;
- G, machines marines (feront l'objet d'un chapitre spécial) ;
- z*, machines à roues ;
- aa*, machines à pilon simples et Compound ;
- bb*, machines à plusieurs expansions ;
- cc*, machines horizontales ;
- dd*, machines de torpilleurs ;
- H, machines spéciales et diverses :
- ee*, machines rotatives ;
- ff*, machines pseudo-rotatives ;
- gg*, machines à réaction ;
- hh*, pulsomètres, injecteurs, éjecteurs ;
- ii*, servo-moteurs ;
- I, machines à vapeur autres que celles de l'eau :

jj, machines à vapeur combinées ;

hh, machines à pétrole.

Cette classification est très complète, on le voit. Nous nous bornerons ici à décrire les principaux types qui y sont énumérés, réservant les machines qui trouveront ou ont trouvé naturellement leur place dans d'autres chapitres, telles que: Pulsomètre injecteur, machines marines, machines à gaz, etc.

332. Machines à balancier. — Ont donné d'excellents résultats dus surtout à leur faible vitesse et

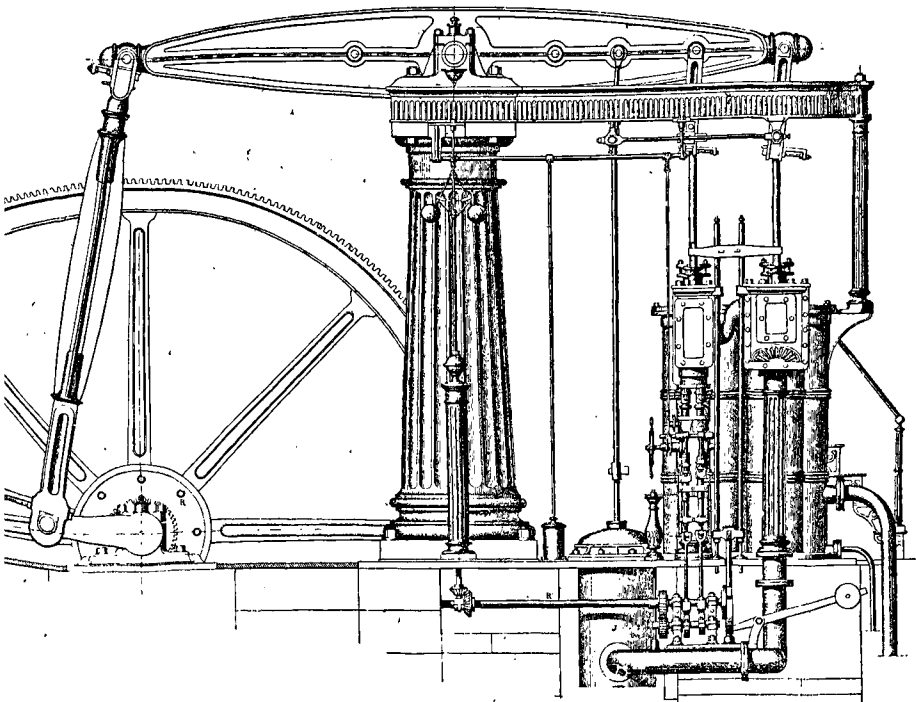


FIG. 456.

à leurs proportions robustes; il en existe beaucoup en service comme moteurs d'ateliers; il s'en construit même

encore quelques-unes, bien qu'après les progrès actuels de la mécanique rien ne puisse justifier l'emploi de la transmission compliquée, lourde et encombrante qu'est le balancier. Ces machines sont généralement à

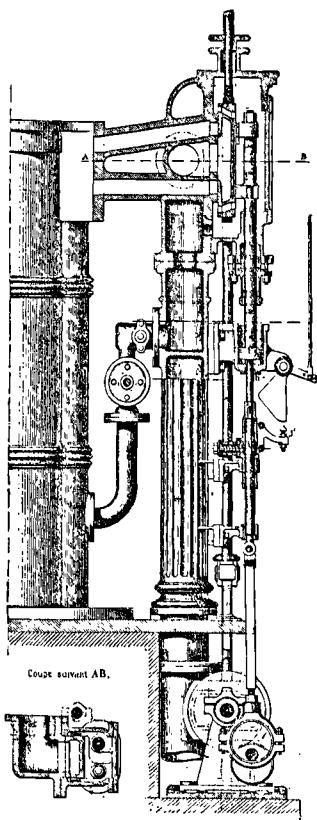


FIG. 457 et 458.

double expansion, les pistons ayant des courses inégales, par suite de leur inégale distance à l'axe du balancier (*fig.* 456 à 458). Les tiges sont guidées par des parallélogrammes de Watt, ainsi que la pompe à air J; le balancier et la bielle sont en fonte.

La roue dentée hélicoïdale R attaque l'arbre R' qui, par un harnais d'engrenages, vient actionner les tiroirs au moyen de longues tringles auxquelles ils sont suspendus par l'intermédiaire d'une traverse. Deux tiges et deux excentriques constituent une détente Mayer frottant sur le dos du tiroir du petit cylindre.

On voit fonctionner encore aujourd'hui des machines avec balancier en bois armé de ferrures, et bielle également en bois.

333. Machines d'atelier. — On les construit à un cylindre, à deux cylindres sur deux manivelles, ou bien à deux cylindres en tandem.

Ces trois types de machines se ressemblent beaucoup par les dispositions de détail de la construction. Comme machine monocylindrique très simple et bien disposée, citons un petit moteur de quatre chevaux, sorti

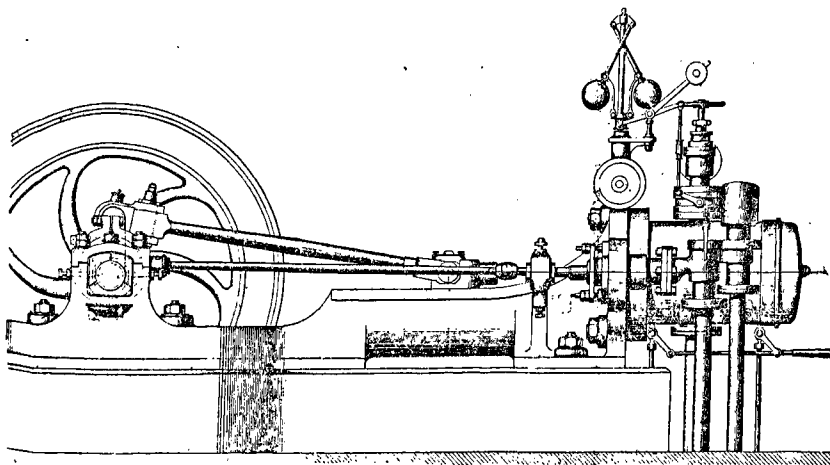


FIG. 459. — Élévation.

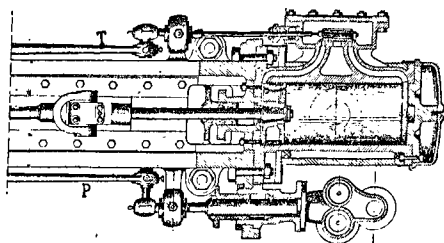


FIG. 460. — Coupe horizontale.

des ateliers de Sommering, près Vienne (Autriche) (fig. 459, 460). L'échappement se fait à l'air libre.

Symétriquement, de chaque côté de la manivelle, deux excentriques conduisent le tiroir à coquille T et la pompe alimentaire P. Un régulateur à bras croisés agit sur le papillon d'admission. Les deux volants assurent une symétrie parfaite à l'ensemble.

A partir d'une puissance de 20 à 30 chevaux, seules,

les machines Corliss, ou d'un type analogue, se font à un seul cylindre. Un cylindre unique avec tiroir en coquille

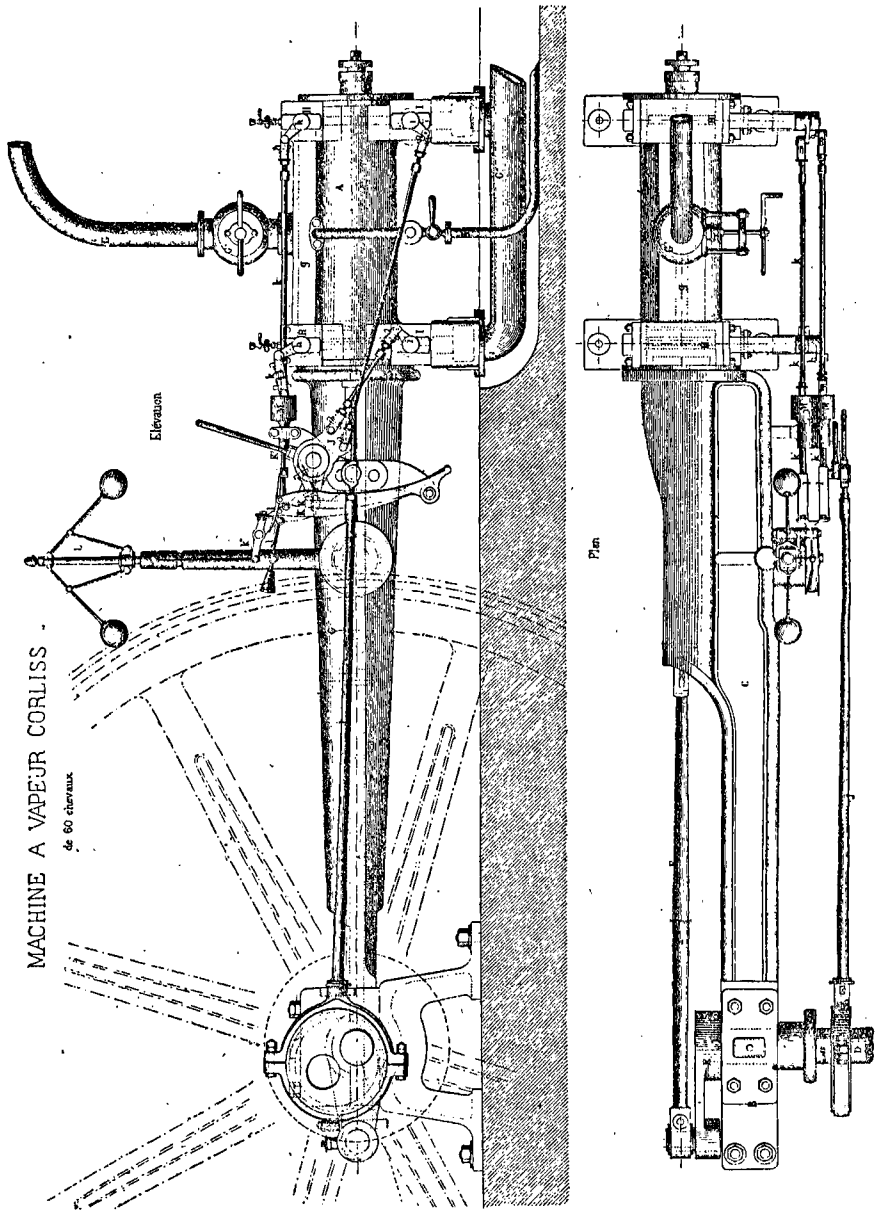
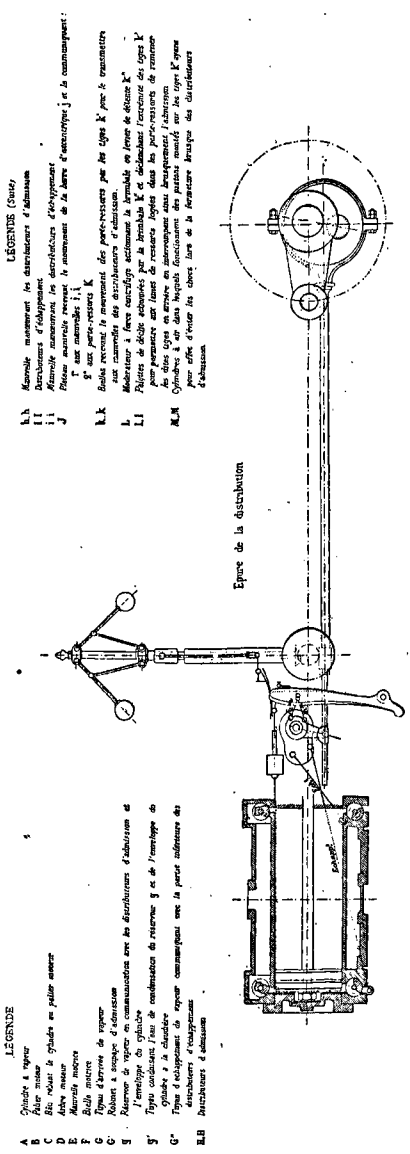


FIG. 461 et 462.

consomme plus de vapeur qu'une machine munie de quatre distributeurs distincts.

La forme de bâti usuelle aujourd'hui est à *baïonnette*

(fig. 461, 462). Le cylindre repose sur une fondation en maçonnerie; la baïonnette C forme glissières et vient entreloiser solidement le palier moteur B avec le cylindre sur lequel elle est boulonnée. La légende indique suffisamment les dispositions de cette machine, du type dit à lame de sabre KK. Les distributeurs d'admission sont seuls à dé clic. Le condenseur, qui n'est pas représenté sur la figure, est sur le prolongement du cylindre, et la pompe à air est conduite par la contre-tige du piston. Cette disposition allonge beaucoup la machine, mais a l'avantage d'une grande simplicité. On a répété souvent que la contre-tige était



LÉGENDE (Suite)
 A.A. Manivelle manœuvrant les distributeurs et dé clics.
 B.B. Distributeurs d'admission.
 C.C. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 D.D. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 E.E. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 F.F. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 G.G. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 H.H. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 I.I. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 J.J. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 K.K. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 L.L. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 M.M. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.

LÉGENDE
 A. Cylindre à vapeur.
 B. Palier moteur.
 C. Baïonnette.
 D. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'admission.
 E. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 F. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 G. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 H. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 I. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 J. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 K. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 L. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.
 M. Manivelle manœuvrant les distributeurs d'échappement.

FIG. 463. — La légende se rapporte aux trois figures 461, 462 et 463.

destinée à soutenir le piston pour éviter l'usure; cette pièce est trop faible pour remplir ce but.

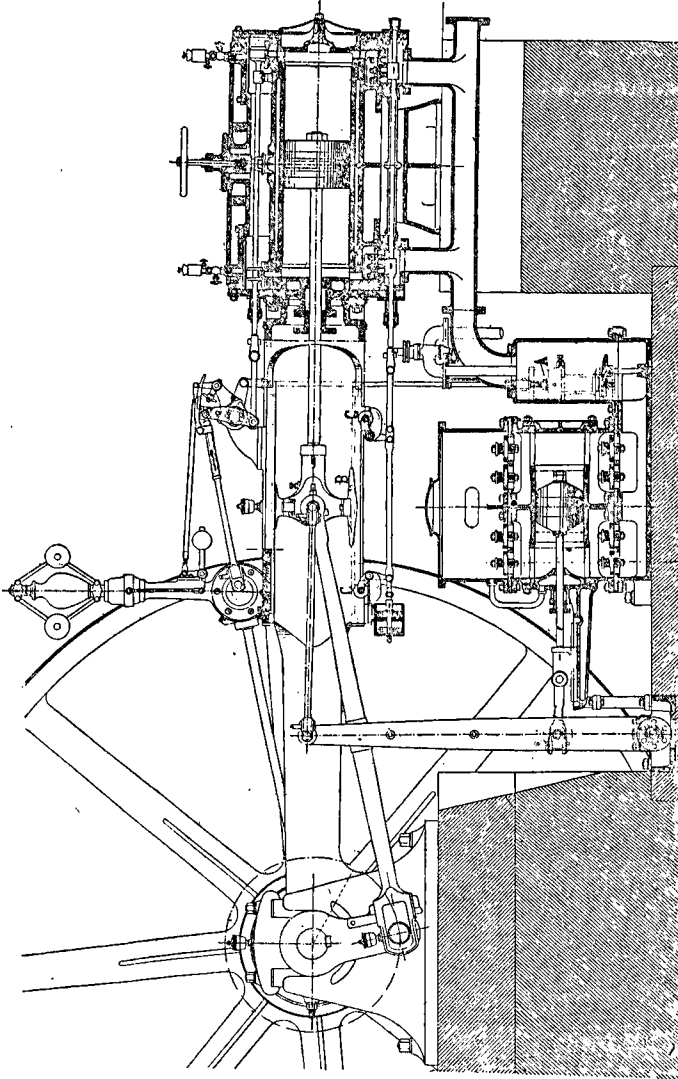


FIG. 464.

Le condenseur se place souvent dans les fondations,

en sous-sol, il est alors moins accessible et moins facile à visiter.

Nous représentons une autre machine à quatre distributeurs, remarquable par sa simplicité et sa forme robuste (*fig. 464*). Elle est construite par MM. Jean et Peyrusson.

Malgré son mécanisme à dé clic, elle peut atteindre une vitesse de 80 tours, et développe 55 chevaux avec 5 kilogrammes de pression à l'admission. Les quatre tiroirs sont plans; ceux d'admission à dé clic sont simples; ceux d'échappement, à gril. Le dé clic pour l'admission ne présente rien de particulier; le poids seul des pièces agit sans l'intervention d'aucun ressort. Il existe un cylindre à air A près du condenseur pour amortir les chocs.

La manœuvre des tiroirs d'évacuation est due à un butoir B de la crosse qui vient alternativement presser sur l'un des galets C, C. Ces galets agissent au moyen des leviers coudés qui les portent sur la tige commune des tiroirs, ouvrant l'un et fermant l'autre.

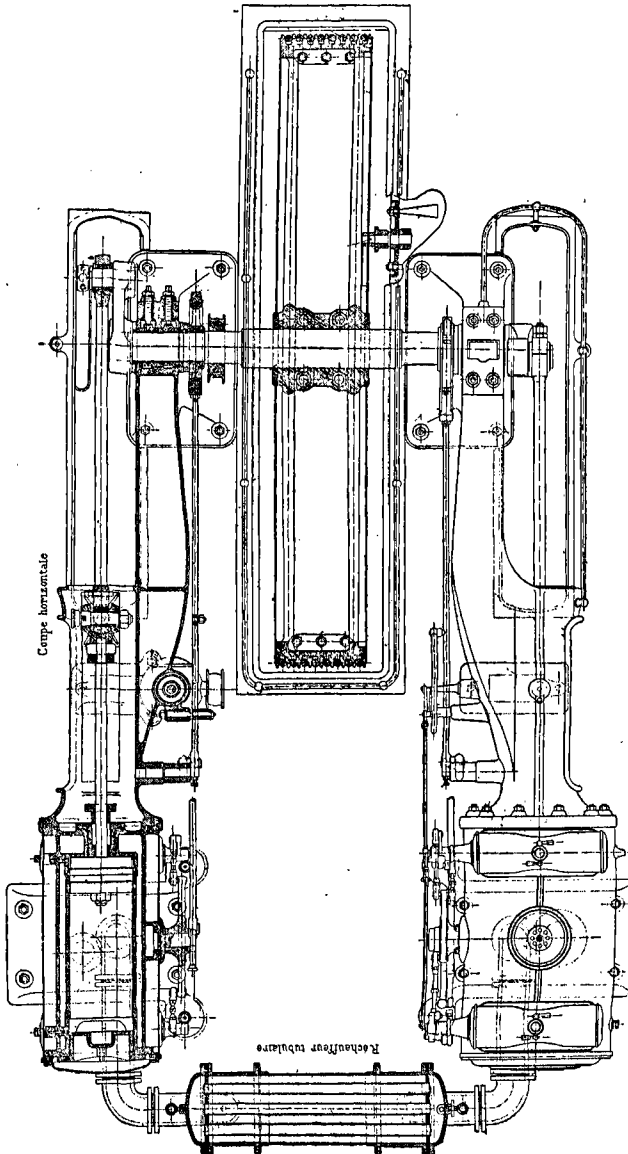
En s'abaissant, les galets viennent tremper dans un petit récipient d'huile qui les lubrifie. Comme le butoir arrive tangentiellement aux galets, il les déplace sans choc.

Les machines à quatre distributeurs donnent un diagramme très plein, et, par suite, pour la même puissance, nécessitent un cylindre plus petit qu'avec le tiroir à coquille. Cet avantage est minime, celui qui résulte de la faible consommation de vapeur est bien plus sérieux.

Pour obtenir un couple moteur plus constant, on accouple parfois deux cylindres égaux ou inégaux.

On peut alors réduire le poids du volant. Ce dernier avantage est largement compensé par la complication du mécanisme et par l'augmentation des frottements.

Une telle disposition est adoptée dans le cas de



deux cylindres inégaux, dont un de détente: on a la

machine Compound. La distribution est faite souvent par tiroir avec détente Meyer ou Rider, variable par le régulateur au petit cylindre seulement. L'inconvénient est l'inégale variation de la force produite dans chaque cylindre, lorsque la force totale varie dans de grandes limites, d'où suit, pour le couple moteur, une répartition très variable.

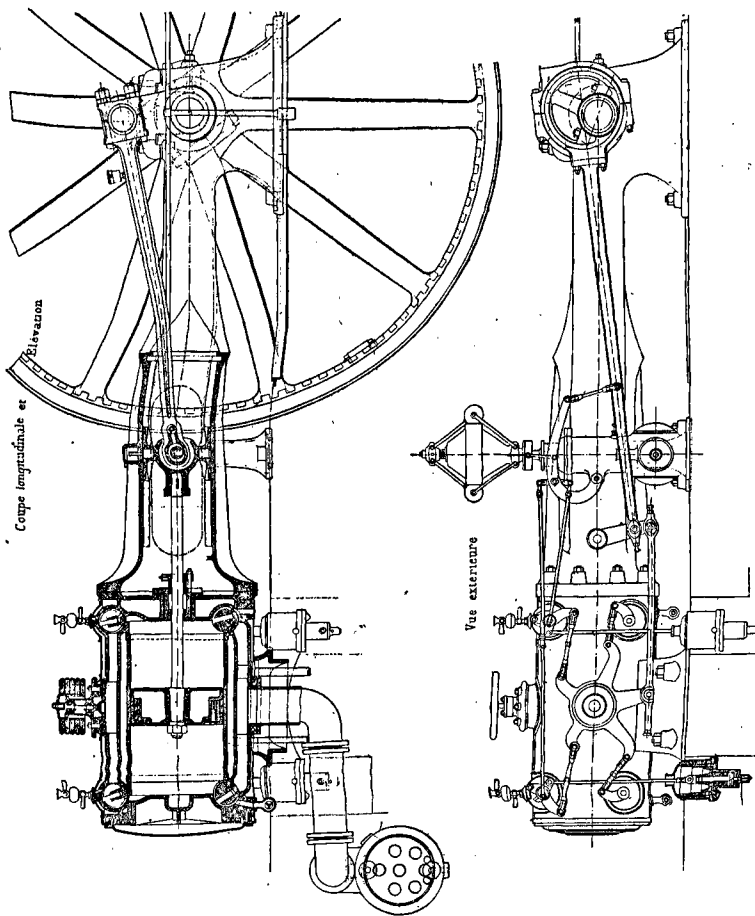


Fig. 466 et 467.

Cette inconstance de l'effort à produire par une même

machine aux différents instants est une des grosses difficultés que l'on rencontre dans presque toutes les installations ; il n'y a guère d'exception que pour les machines marines du commerce, faites pour une allure bien déterminée, et qu'elles maintiennent toujours, et pour les pompes qui refoulent de l'eau sous pression constante.

On construit une machine pour une certaine allure qui sera la plus économique et donnera le plus de régularité au couple moteur, cette allure étant celle que l'on prévoit être réalisée le plus fréquemment. Dès que la puissance développée diminue, la répartition dans les cylindres varie, et la machine peut devenir moins économique qu'un appareil monocylindrique.

Comme machine Compound à deux cylindres sur deux manivelles, décrivons une machine genre Corliss, mais sans décliés (système Frikart des ateliers Escher Wyss, de Zurich) (*fig. 465 à 467*). La disposition très rationnelle comporte deux cylindres, comprenant entre eux le volant qui porte huit gorges pour les câbles de transmission.

Cette machine de 150 chevaux tourne à 80 tours, ce qui donne pour le piston une vitesse de 2 mètres par seconde (course = 0,80). La vapeur qui a agi dans le cylindre à haute pression se rend dans le grand cylindre en traversant un faisceau de tubes entouré de vapeur vive de la chaudière, disposition avantageuse au point de vue économique. Les espaces morts sont de 2 à 3 p. 0/0 du volume du cylindre correspondant.

Avec une machine *Compound en tandem*, on se retrouve dans les conditions de la machine à un cylindre au point de vue du couple moteur : les deux pistons montés sur une même tige attaquent une manivelle unique.

De plus, il n'est nécessaire que d'un seul mécanisme de commande dans le cas de tiroirs à coquille, ce qui réduit le coût de la construction. Les deux tiroirs sont portés

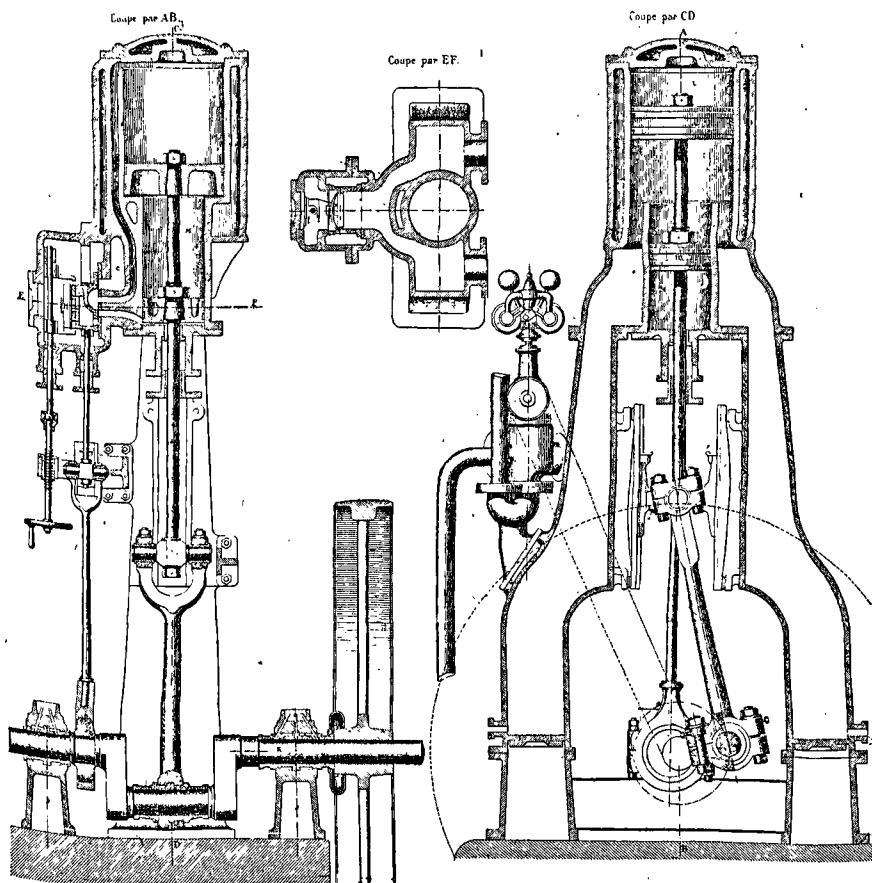


FIG. 468, 469 et 470.

par la même tige. La pompe à air est conduite par un bras fixé sur la crosse du piston et à la même vitesse que ce dernier.

Un type vertical très simple a été construit par la maison Farcot. Ce moteur (fig. 468, 469, 470) est à deux

cylindres à simple effet et à transvasement direct de vapeur sans réservoir intermédiaire entre les cylindres. Un seul tiroir suffit à la distribution. La vapeur agit sous le petit piston en M, puis évacue en se détendant

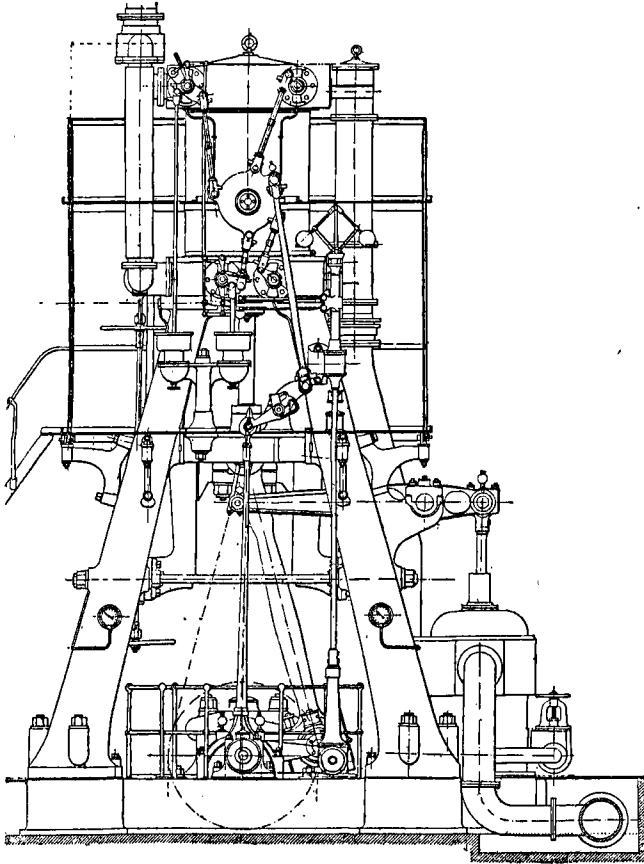


FIG. 471.

sur le grand en L, d'où elle s'échappe par C dans les deux jambages du bâti qui forment condenseur; nous trouvons comme détente la plaque frottante à butoirs, et, agissant sur la valve, un régulateur cosinus.

Cet ensemble est économique de construction, et la

disposition en est robuste. Nous lui ferons un reproche : c'est d'augmenter la paroi refroidissante des cylindres de toute la surface des pistons, inconvénient capital, surtout pour le petit cylindre, qui est à une plus haute

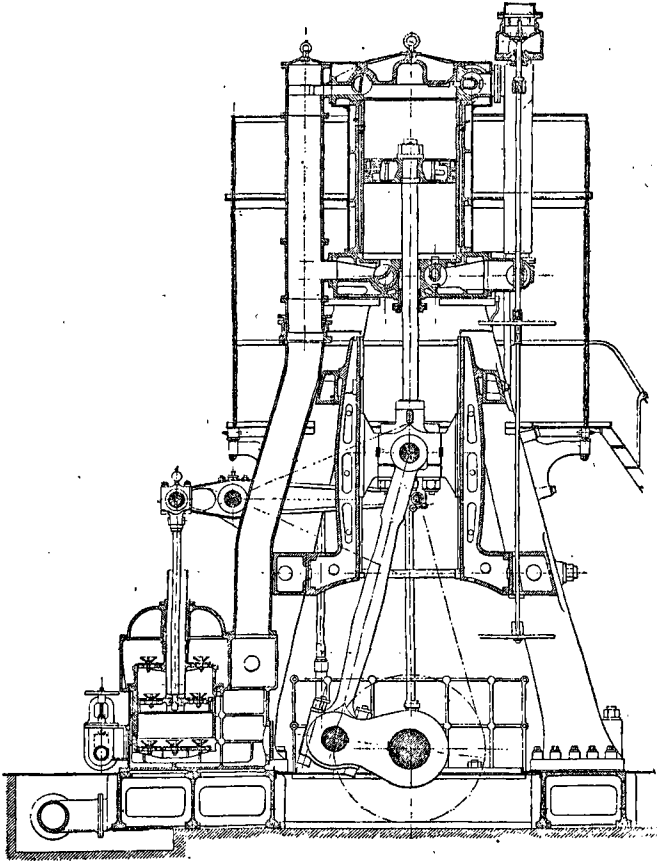


FIG. 472.

température. L'espace mort au grand cylindre est d'ailleurs considérable.

La machine pilon se fait comme machine d'atelier, en Compound ou Corliss à un cylindre. On atteint, avec un cylindre, en donnant 60 ou 70 tours à la-

minute, des puissances de 1 000 à 1 500 chevaux. La pompe à air est mue par un balancier. Les dispositions d'ensemble rappellent de très près les machines marines à pilon, sauf la distribution par quatre tiroirs dont la complication est incompatible avec le service à la mer.

La machine, construite par le Creusot (*fig. 471, 472*), pour laminoirs avec courroie de transmission, développe 900 à 1 000 chevaux, à 70 tours par minute. Vitesse du piston, 3^m,73, valeur assez considérable, et qu'on n'eût osé atteindre il y a quinze ans. Le bâti sert de condenseur.

Le système de déclics des tiroirs est le même que pour les machines horizontales du Creusot.

Les machines verticales présentent de grands avantages au point de vue de la conservation des cylindres et garnitures de pistons, et aussi du peu de place occupé. Mais les bâtis et plaques de fondation sont plus développés; d'où un prix de revient plus élevé.

Les caractéristiques de la machine du Creusot dont nous parlons sont :

Diamètre du cylindre.	1 ^m ,00
Course du piston.	1 ^m ,60
Nombre de tours.	60 à 70

Comme moteurs d'ateliers, les machines à triple expansion ne se répandent pas; la complication devient trop grande, ainsi que la dépense d'huile, et l'économie du charbon est problématique, étant données les variations constantes, et dans de grandes limites, de la puissance à fournir. On obtient la triple expansion avec trois cylindres et un arbre à trois manivelles, ou bien avec deux groupes en tandem; le grand cylindre est

alors dédoublé en deux cylindres remplissant l'office de dernier détenteur.

Nous passons sous silence les moteurs de dispositions compliquées, dont l'usage ne s'est pas répandu. Le nombre en est grand. La simplicité, les formes robustes, compactes, la réduction du nombre de pièces mobiles, l'économie de la fabrication, tels sont les caractères distinctifs de la construction à notre époque, caractères qui tendent à s'accroître davantage chaque jour.

334. Moteurs à moyennes vitesses (100 à 200 tours). — N'offrent pas de détails caractéristiques différant d'une façon tranchée des dispositifs de la classe précédente.

On obtient ces vitesses de 200 tours, sans fatiguer les organes, en réduisant la course du piston dont la vitesse linéaire moyenne ne dépasse pas 3 à 4 mètres.

Il faut un graissage plus soigné de toutes les parties.

La distribution est par tiroir avec détente Meyer ou Rider, et la machine est Compound ou Corliss sans décliés. On emploie également beaucoup le régulateur dans le volant agissant sur le calage ou sur la course de l'excentrique (type Sims et Armington [324]).

Citons la machine créée par MM. Lecouteux et Garnier pour les stations centrales de lumière électrique (*fig.* 473, 474).

Elle est du type Corliss sans décliés, comme la machine Frickart décrite plus haut (*fig.* 465 à 467). Il y a deux excentriques, l'un fixe sur l'arbre, qui se trouve le plus rapproché de la manivelle, conduit les tiroirs d'évacuation; l'autre, commandé par le régulateur à force centrifuge Lecouteux et Garnier, est à calage fixe et course variable; il actionne les robinets d'admission.

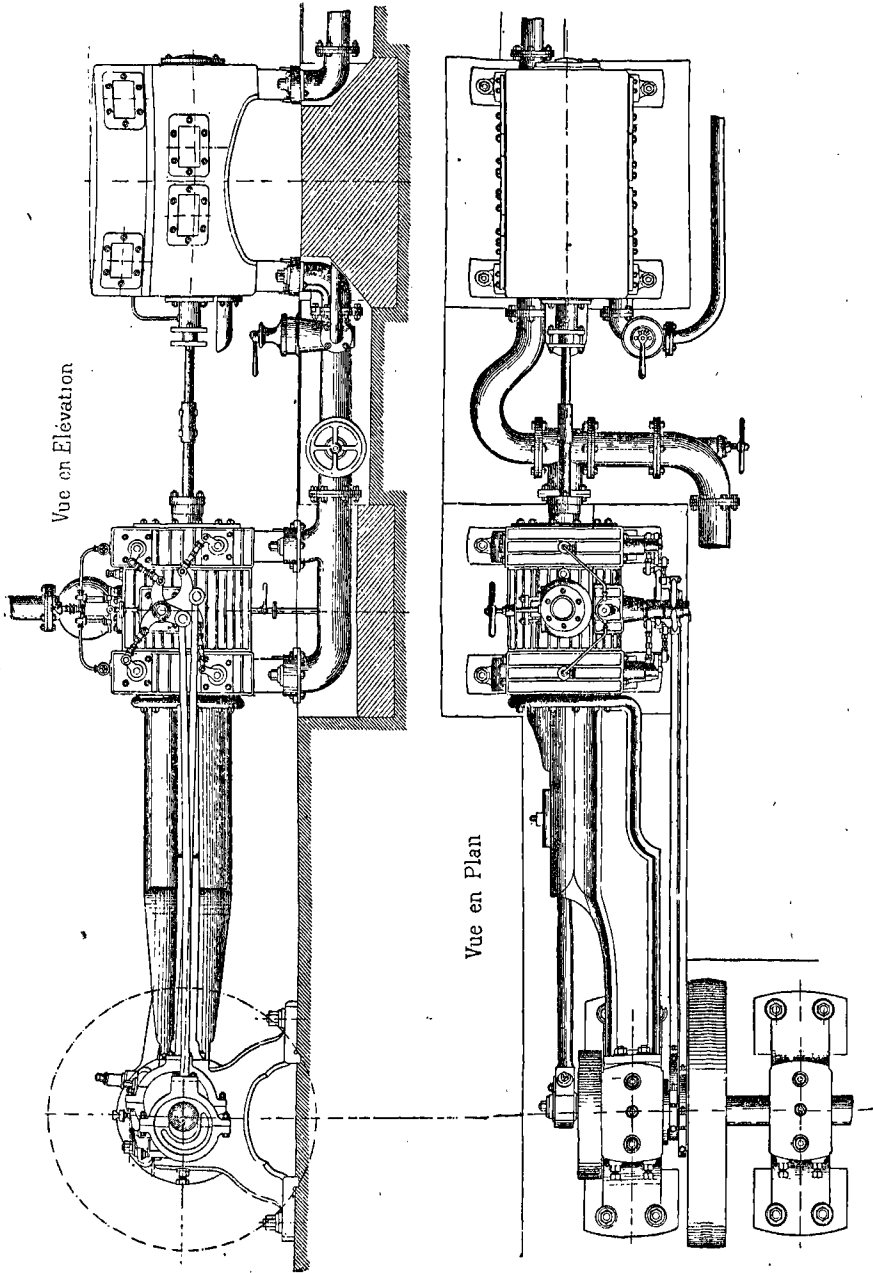


FIG. 473 et 474.

La pompe à air est conduite par la contre-tige du piston.

Avec de la vapeur à 7 kilogrammes, cette machine développe 170 chevaux, à la vitesse de 180 tours par minute (Station des Halles centrales à Paris).

Outre le régulateur du volant, il existe un régulateur Porter ordinaire (non figuré), actionnant une lanterne placée sur le conduit de vapeur. Les lumières de cette lanterne sont très nombreuses, en sorte que l'angle à décrire pour passer de l'interception complète à la pleine admission est fort petit.

D'autre part, le régulateur tourne très vite, et sa course est réduite; il parcourt cette course entière pour une variation d'un seul tour à la machine, soit $\frac{1}{3}$ de seconde (pour 180 tours). Ce régulateur est dit *régulateur détendeur*. Une telle disposition compliquant le mécanisme se justifie par les variations énormes de puissance dans une station électrique, et par la nécessité d'une vitesse de rotation rigoureusement constante.

— Les machines à pilon sont très en vogue : elles vibrent peu, sont compactes et robustes, accessibles facilement et tiennent peu de place. Ce dernier avantage est précieux pour les installations de lumière électrique faites généralement dans les villes où l'espace coûte cher.

La machine à pilon bien connue, pour la production d'énergie électrique de MM. Weyher et Richemond, est à triple expansion (*fig.* 475 à 477). Marchant à très haute pression et à grande vitesse, elle développe une puissance considérable sous un petit volume.

Il y a quatre cylindres montés deux à deux en tandem, les cylindres supérieurs à haute et à moyenne pression sont munis de tiroirs cylindriques ; les cylindres

inférieurs, tous les deux de même diamètre, servent de détenteur; leurs tiroirs plans à doubles orifices sont situés dans le plan transversal de chaque cylindre.

Deux excentriques conduisent les quatre tiroirs, directement les tiroirs cylindriques, et les deux autres, par un renvoi de mouvement, sorte de balancier (coupe EF).

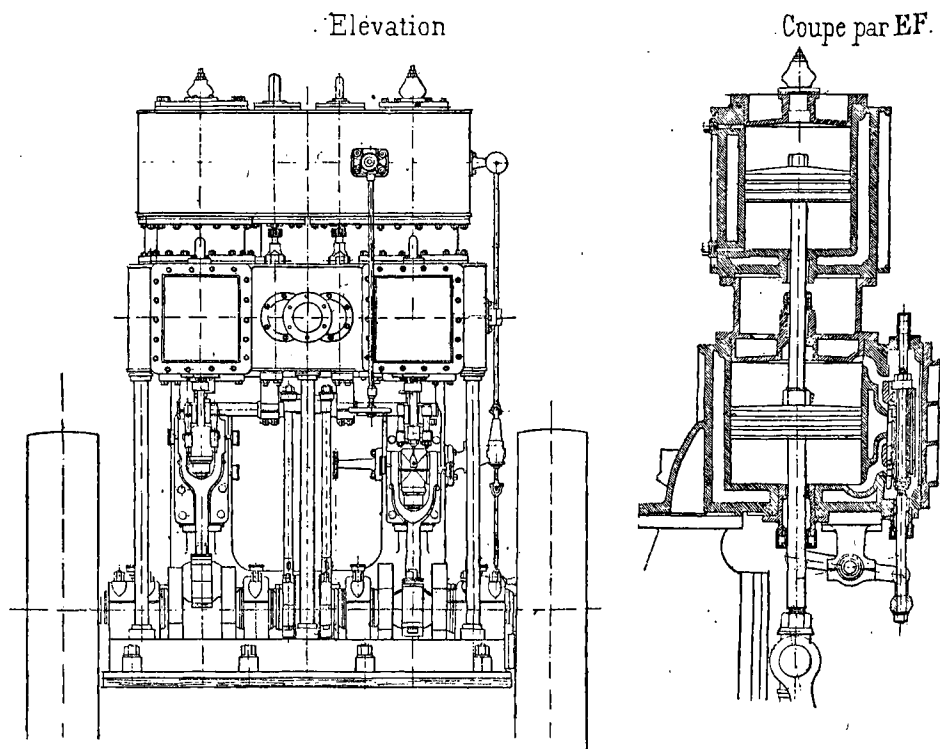


FIG. 475 et 476. — Pilon triple expansion.

La circulation de vapeur existe aux quatre cylindres.

Les garnitures des presse-étoupes sont toutes métalliques (non figurées).

Le graissage se fait à la graisse consistante au moyen de graisseurs à serrage.

Les manivelles, à 90° l'une de l'autre, sont équilibrées.

Le régulateur se trouve dans un des deux volants.

Il se compose de deux masses en fonte retenues par des ressorts à boudin contre l'action de la force centrifuge, et commande une tige qui va, par l'intermédiaire d'un compensateur Denis, actionner la valve d'arrivée de vapeur. L'écart dans le nombre de tours n'est que de $\frac{1}{200}$ du nombre normal.

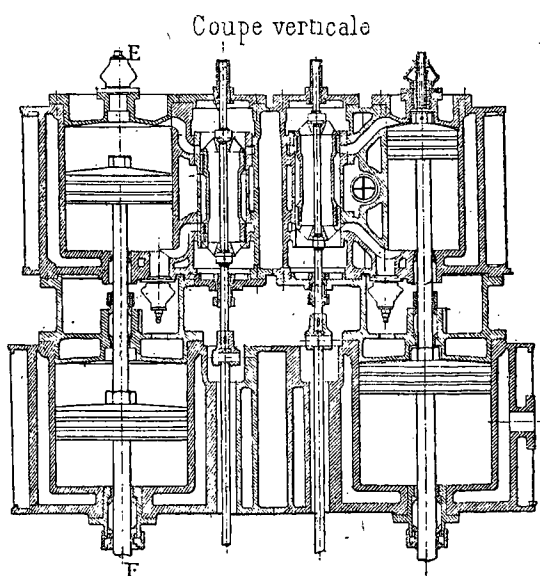


FIG. 477.

Le rapport du volume introduit (0,50 d'introduction au petit cylindre) au volume des deux détenteurs est de $\frac{1}{12}$.

La vapeur est admise à la pression de 10 kilogrammes. Les diamètres des cylindres sont de : 0^m,390, 0^m,580 et 0^m,720 ; la course commune, de 0^m,450.

Le nombre de tours par minute, de 130.

Ces machines, d'une construction soignée, ont un

fonctionnement parfait, sans chocs ou vibrations. Elles marchent à condensation et actionnent directement par courroie les dynamos.

335. Moteurs à grande vitesse. — Ont été créés en vue de supprimer les courroies dans la commande des machines électriques. Grâce à leur vitesse, elles réalisent une grande puissance dans un espace très restreint, suppriment l'entretien toujours difficile des courroies, et, bien que l'usure y soit plus grande, construites avec soin, peuvent fournir un long service.

Ces moteurs à grande vitesse ont surtout leur emploi dans la Marine de guerre, pour laquelle la réduction des poids a une si grande importance. Ils servent à la commande des ventilateurs, des pompes centrifuges et aussi des générateurs d'électricité.

La grosse difficulté aux très grandes vitesses est l'équilibrage des forces d'inertie ; de plus, les chocs à bout de course au changement de portage ne peuvent être évités qu'au moyen de certains artifices, et surtout d'une régulation parfaite donnant des compressions suffisantes.

Au point de vue des forces d'inertie, on cherche à immobiliser autant que possible le centre de gravité du système mobile, comme par exemple en attelant les trois pistons sur la même manivelle, avec cylindres calés à 120° les uns des autres (Brotherhood), ou bien en accouplant trois ensembles identiques de un, deux ou trois cylindres superposés à trois manivelles calées à 120° les unes des autres.

La course est plus petite que dans les machines décrites plus haut, en sorte que la vitesse des pistons ne

dépasse pas 4 mètres en général; le graissage des cylindres n'offre aucune difficulté nouvelle.

Passons en revue quelques types de machines. D'abord

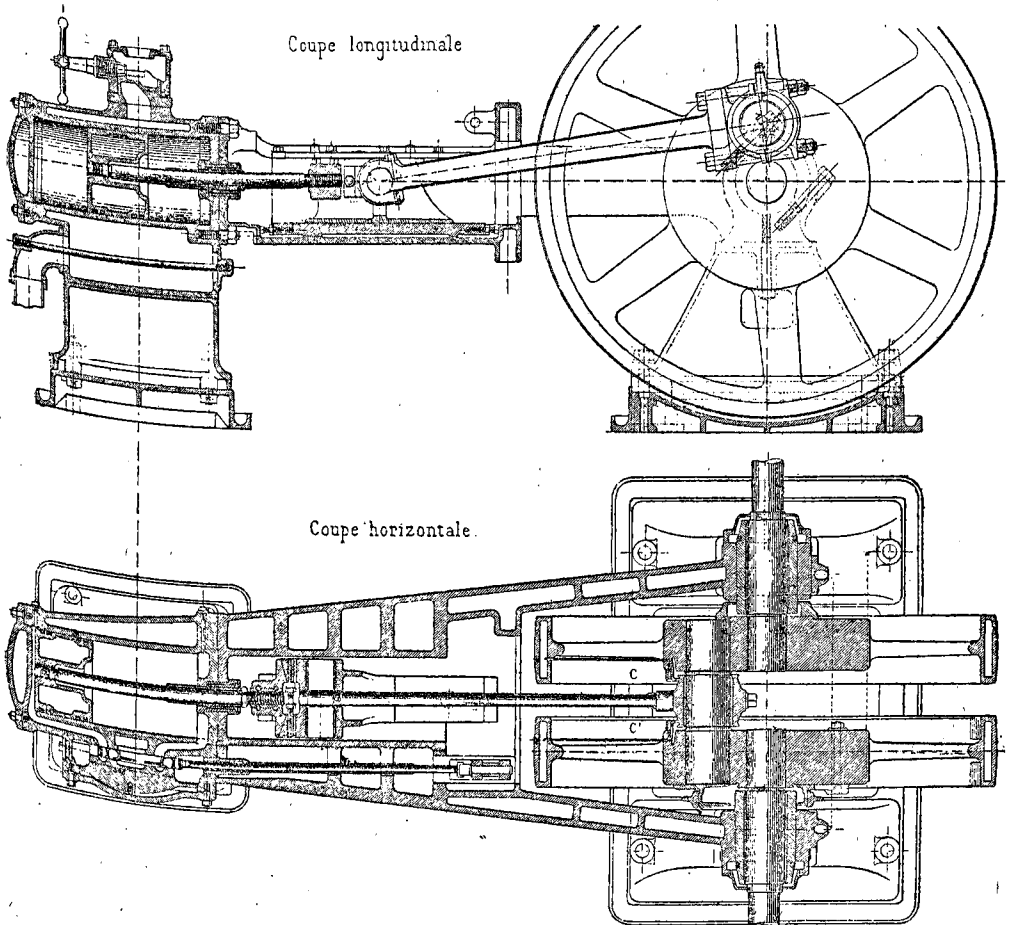


FIG. 478 et 479.

les machines horizontales à vitesse modérée : 200 à 400 tours.

La machine dite « Straight-line », *Ligne droite*, du professeur Sweet, fonctionne aux vitesses de 300 à 350 tours.

ce qui, avec une course de 0^m,450, donne pour vitesse du piston 4^m,50 à 5 mètres à la seconde. Tout y est parfaitement symétrique.

Cylindre et bâti en forme de V sont d'une pièce de fonte. L'arbre coudé, formé de deux plateaux-manivelles assemblés par la soie, repose sur deux paliers qui prennent chacun point d'appui sur les fondations. Un

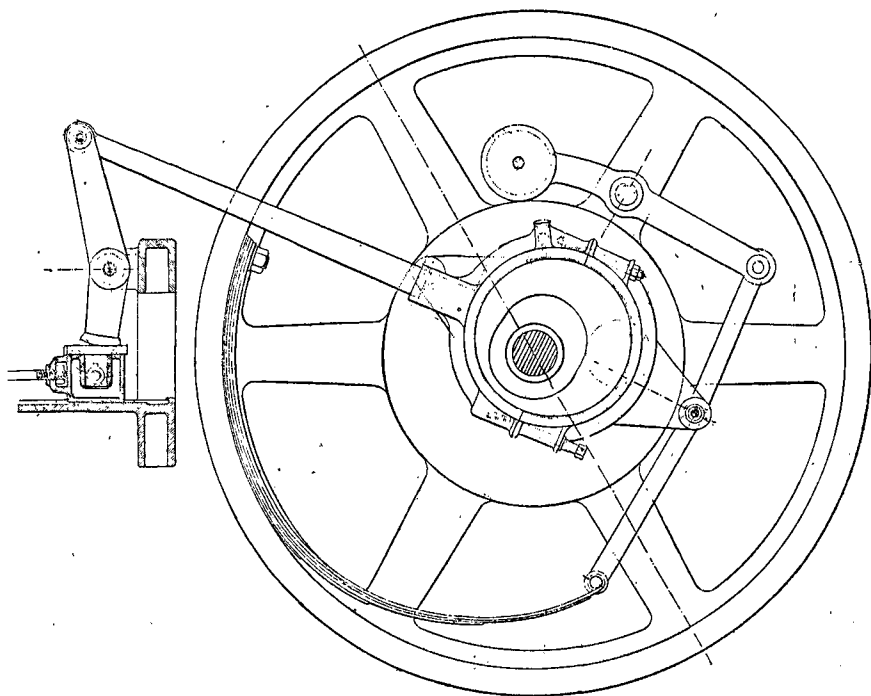


FIG. 480.

troisième point d'appui existe sous le cylindre. Celui-ci porte deux boîtes à tiroir symétrique, l'une pour l'admission, l'autre pour l'évacuation. L'excentrique du tiroir d'évacuation est calé sur l'arbre; celui du tiroir d'admission permet une détente variable, conduite par un régulateur logé dans le volant (*fig. 480*).

Dans le type construit à Mulhouse (*fig.* 478, 479), il n'existe qu'un tiroir équilibré par une sorte de compensateur qui en forme le dos. Son fonctionnement est celui d'un tiroir à coquille. Le régulateur situé dans le volant (*fig.* 480) agit par changement de calage de l'excentrique.

La bielle de ce dernier attaque la tige du tiroir au moyen d'un levier qui réduit légèrement la course.

L'arbre se compose de trois tronçons cylindriques assemblés au moyen de deux volants C, C', dont les moyeux forment plateaux-manivelles. Cette machine présente un ensemble très compact ; elle est d'un entretien facile.

La machine Sims et Armington que construit la *Société Alsacienne* ne diffère guère, en somme, de la Straight-line ; robuste et compacte comme elle, elle est Compound avec manivelles à 180°, pour mieux équilibrer les forces d'inertie ; vitesse, 250 tours, actionnant directement une dynamo (*fig.* 481, 482). Les tiroirs sont cylindriques et conçus dans le système Trick, décrit plus haut (*fig.* 155, 156, t. I), et qui donne doubles orifices d'admission ; aussi les diagrammes sont-ils très pleins.

Le régulateur, du système des inventeurs [324], est dans le volant ; la dynamo fait office de second volant.

L'existence des deux volants dans ces machines réduit notablement la fatigue à la torsion de l'arbre ; elle est une condition du fonctionnement absolument régulier, nécessaire pour un voltage fixe aux bornes.

Les usines du Creusot construisent des machines horizontales à grande vitesse, 200 à 250 tours, qui ont donné de bons résultats. L'admission se fait par un tiroir cylindrique placé à la partie supérieure du cylindre, et l'évacuation par deux robinets genre Corliss. Ces trois

Elevation

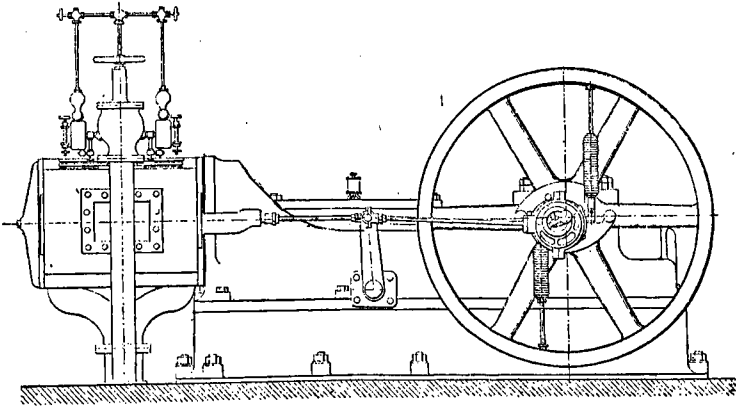


FIG. 481.

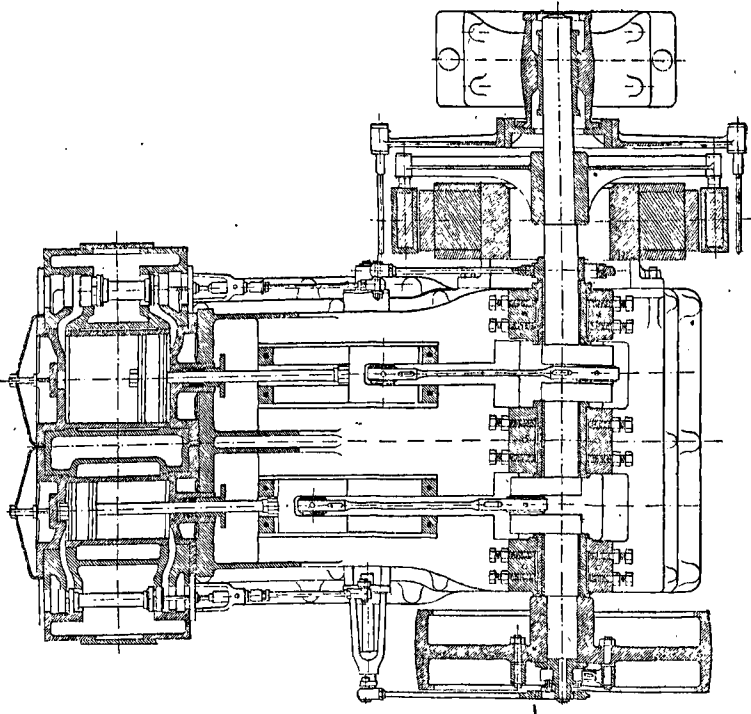


FIG. 482.

organes sont mus par un seul excentrique agissant sur un plateau oscillant, d'où partent les bielles allant aux distributeurs.

On étudie en ce moment un nouveau modèle de cette même machine, destiné à donner 500 tours, pour la commande directe des dynamos à induit de faible diamètre.

336. Machines à pilon. — Nombreux sont les types de machines à pilon, qui, attelées à des dynamos, les entraînent à des vitesses variant de 200 à 400 tours. Chacune des grandes maisons de construction a son modèle spécial ; tous ces modèles ne diffèrent que par les détails d'exécution.

On compte comme dépense, pour une machine Compound, environ 12 litres de vapeur par cheval-heure électrique aux bornes de la dynamo.

Décrivons deux de ces moteurs.

337. Machine Lecouteux et Garnier (*fig.* 483, 484). — Il n'y a qu'un cylindre solidement tenu sur deux forts jambages en fonte. Le tiroir cylindrique se compose de deux pistons fixés sur la même tige, le piston supérieur un peu plus grand, pour équilibrer le poids du système. Il est conduit, au moyen d'un renvoi de sonnette, par un excentrique à calage fixe et course variable par le régulateur. Ce dernier (*fig.* 485) est constitué d'une masse M qu'une bride B rend invariablement solidaire d'un ressort de voiture et du chariot d'excentrique. Deux tiges T, T, guident le chariot qui ne peut se déplacer que dans le sens de ces tiges. Un frein à huile F sert de modérateur.

Sous l'action de la force centrifuge, la masse M tend à écraser le ressort et déplace l'excentrique en faisant varier le rayon d'excentricité oo' . L'arbre est composé de trois

parties cylindriques réunies par deux plateaux-manivelles en fonte qui permettent, par l'adjonction de masses de plomb, d'arriver à un équilibrage parfait des pièces mobiles. L'assemblage des cinq parties de l'arbre est délicat et doit être fait avec grand soin.

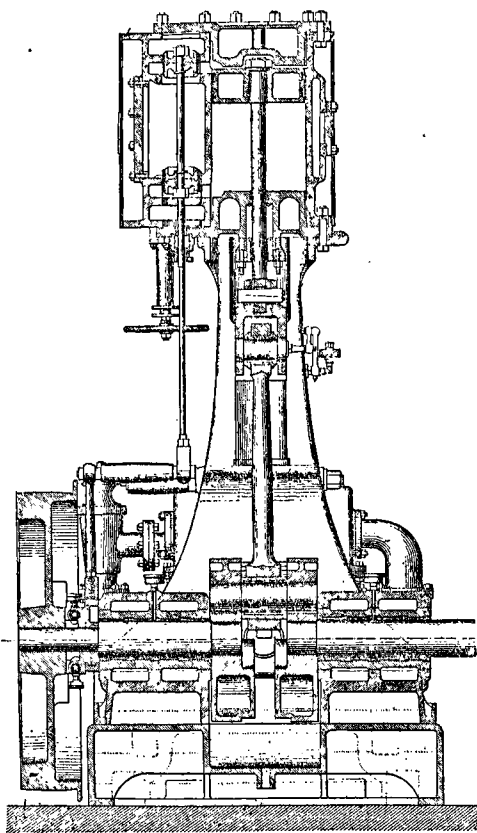


FIG. 483.

La vapeur s'échappe dans un condenseur, et la pompe à air est conduite au moyen d'une bielle actionnée par l'arbre (*fig. 484*). Le piston de la pompe à air est formé de deux ogives, afin d'éviter les chocs à la rencontre de l'eau.

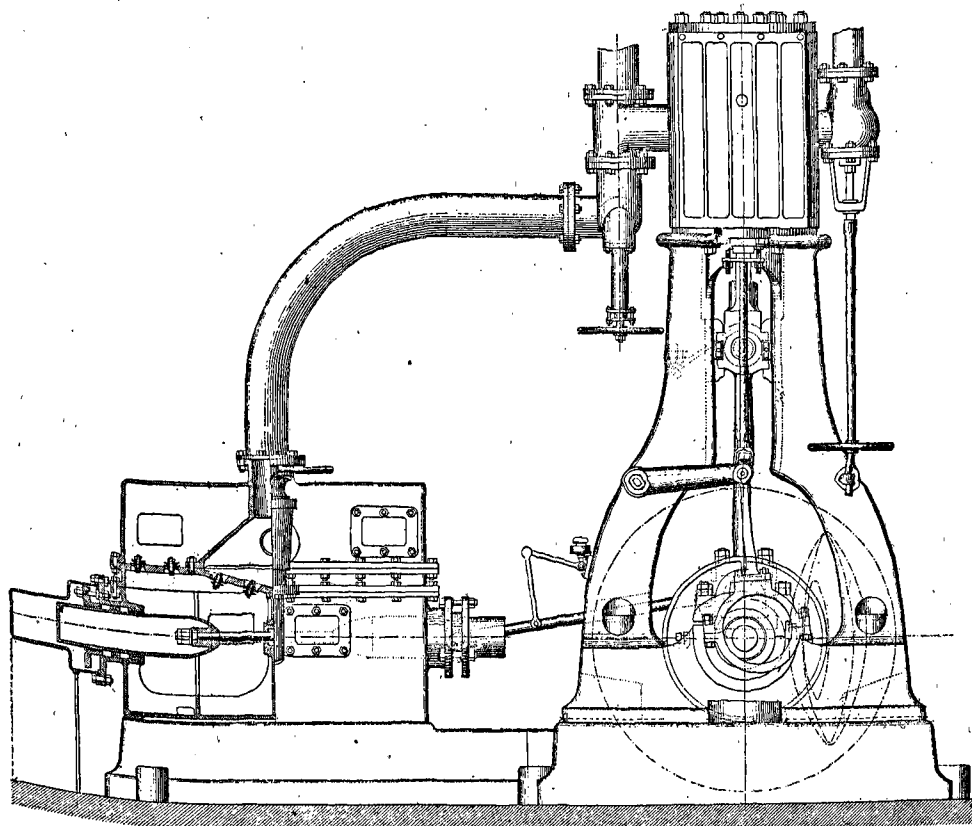


FIG. 484.

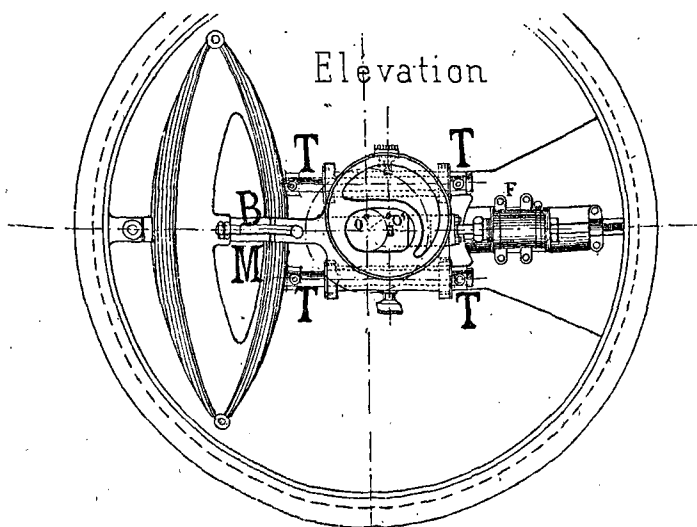


FIG. 485.

Cette machine se construit depuis des forces de 10 chevaux, avec 120 millimètres de course et 600 tours, jusqu'à 150 chevaux, avec 330 millimètres de course et 300 tours. Soit une vitesse de piston toujours inférieure à 3^m,50 à la seconde.

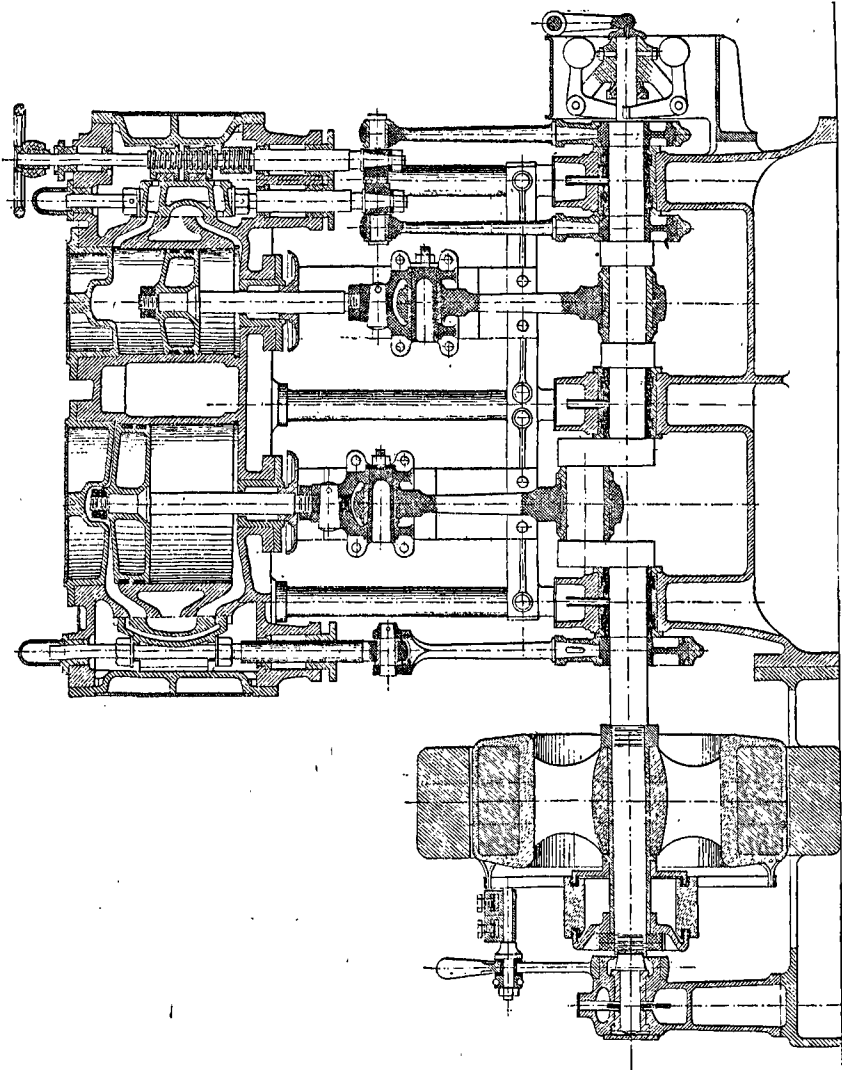


FIG. 486.

337 bis. Machine Sautter, Harlé et C^{ie}. —

Le moteur de la maison Sautter, Harlé est Compound (*fig.* 486) avec manivelles calées à 90° ; il a été étudié spécialement pour la Marine de guerre. Nous avons décrit ailleurs le régulateur qui agit sur la valve d'arrivée [323]. Les deux tiroirs sont plans, le petit cylindre comporte une détente Meyer; le grand, un tiroir Trick ([147], t. I). Suivant la puissance, la course varie de 150 à 200 millimètres, le nombre de tours est toujours de 350. La consommation de vapeur varie entre 10 et 11 litres par cheval au frein sur l'arbre.

333. Machine Brown. — Citons enfin le « moteur Brown » qui tourne à des vitesses variant de 250 à 400 tours suivant les types (*fig.* 487, 488). Le petit cylindre central A et son piston A' n'offrent rien de particulier. Autour existe un premier espace annulaire C, réservoir de vapeur.

Le grand cylindre B est formé d'un second espace annulaire également concentrique dans lequel se meut un piston en forme de couronne muni de deux bagues, l'une intérieure, l'autre extérieure. Ce piston porte deux tiges dont les bielles jumelles aboutissent aux manivelles extrêmes, tandis que la manivelle milieu, calée à 180° , reçoit l'action du petit piston.

Deux systèmes N, N d'excentrique, bielle et tige, mènent le tiroir annulaire qui se meut dans l'espace C. Le tiroir se compose de deux anneaux portant chacun trois bagues: une intérieure, deux extérieures. Les deux boîtes à vapeur E, E communiquent entre elles par les conduits en fonte *d* (*fig.* 488), qui réunissent les deux couronnes du tiroir.

Voici quel est le fonctionnement. La vapeur fraîche arrive en E, E, passe de là dans le petit cylindre par les lumières *a*, *a*, *a'*, *a'*, s'y détend, puis évacue dans l'espace

annulaire C. Introduite, en second lieu, dans le cylindre B, elle achève de s'y détendre, et s'échappe dans les deux chambres annulaires F, F, réunies entre elles par le conduit G d'échappement (fig. 488).

« Le principe de ces machines a été étudié dans le but d'obtenir des sections plus grandes de lumière, pour l'admission et la sortie de la vapeur des machines Compound, et aussi de raccourcir le chemin de la vapeur d'un cylindre à l'autre, pour éviter les chutes de pression entre les deux cylindres, réduire les pertes par le frottement de la va-

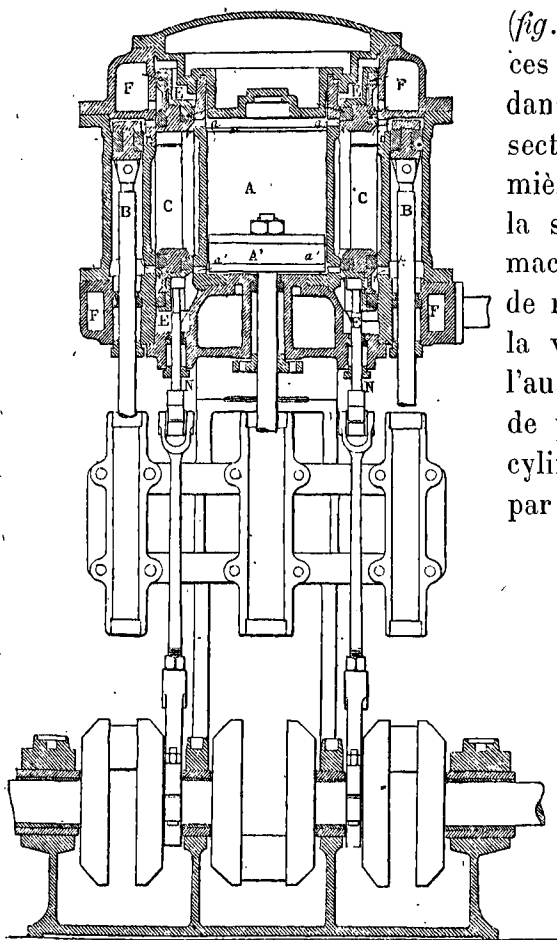


FIG. 487.

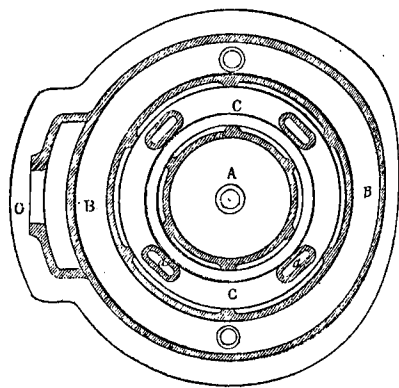


FIG. 488.

peur et diminuer les espaces nuisibles. Les orifices, placés sur tout le pourtour du cylindre, présentent encore l'avantage que la vapeur se répand simultanément sur toute la surface du piston.

« De plus, en plaçant le petit cylindre dans le grand, les pertes par radiation nuisible sont réduites au minimum, et, par la position du passage dans l'intérieur de la machine, la vapeur perd moins de chaleur et, par suite, moins de pression et moins de force. » (E. Polonceau.)

Ces avantages sont achetés au prix d'une excessive complication du mécanisme. Le tiroir à lui seul porte six bagues.

Le grand piston annulaire très développé ne nous paraît pas d'un entretien facile. Qu'une bague se casse, le bruit n'indiquera pas où est l'avarie, et on devra tout démonter pour la découvrir.

D'autre part, les canaux *d* établissent une grande surface de parois mitoyenne entre la vapeur fraîche et la vapeur détendue, ce qui favorise les condensations à l'admission dans le petit cylindre.

Le type que nous venons de décrire fonctionne à 250 tours ; son arbre et ses bielles sont accessibles. Le régulateur dans le volant agit sur la valve de vapeur. Son fonctionnement à l'état neuf, et grâce à une grande perfection d'ajustage des nombreuses pièces mobiles, est silencieux, sans vibrations ; les poids des pistons s'équilibrent exactement.

Pour atteindre les grandes vitesses (400 tours), a été créé le type dit *Box engine type*, où les organes : arbres et bielles, sont enfermés dans une boîte étanche à demi-pleine d'huile. La machine est alors à simple effet. Le défaut de cette disposition est de rendre toute surveillance impossible en marche.

Si, de plus, les segments des pistons fuient ; la boîte à huile se remplit de vapeur que le purgeur automatique ne suffit pas à chasser à l'extérieur.

339. Machines tournant à plus de 400 tours. — Ces machines sont verticales, seule position fournissant une équilibration suffisante des pièces mobiles. Les tiroirs sont circulaires, équilibrés et, le plus souvent, dépourvus de bagues. Ils obturent par leur ajustage exact, ce qui est suffisant pour les grandes vitesses de marche et les faibles courses adoptées.

Dans la Marine de guerre, on conduit directement les ventilateurs par de petits moteurs verticaux, tournant à des vitesses comprises entre 400 et 600 tours.

Ces moteurs sont à double effet, à un cylindre ou Compound. La machine construite par le Creusot pour les ventilateurs des chaufferies du *Wattignies*, croiseur léger, est Compound (*fig.* 489, 490) ; les deux cylindres ont même axe, le petit au-dessous, le grand au-dessus de l'arbre. La course est de 15 centimètres. Le grand piston a deux tiges TT, le petit une seule T', réunies par une traverse portant les patins de glissières, et d'où part la bielle motrice A qui actionne l'arbre de couche. Les tiroirs, tous deux cylindriques, portent des bagues.

Avec une course si réduite, la détente Joy (t. I, [248]) était indiquée, elle s'adapte très simplement à l'appareil. Le bras BB et le coulisseau CC sont doubles. Les deux tiges de tiroirs viennent s'articuler sur une même traverse. La disposition de tout l'ensemble est satisfaisante, le mécanisme robuste et compact.

D'un diamètre de 2^m,40, le ventilateur, avec une seule ouïe débite, à 600 tours, sous une pression de 60 millimètres d'eau, un volume d'air de 31 mètres cubes par cheval-heure développé aux grandes machines. Le fonctionnement est silencieux.

En dehors de ces moteurs, usités pour leur petit volume et leur faible poids, on ne construit, pour atteindre les

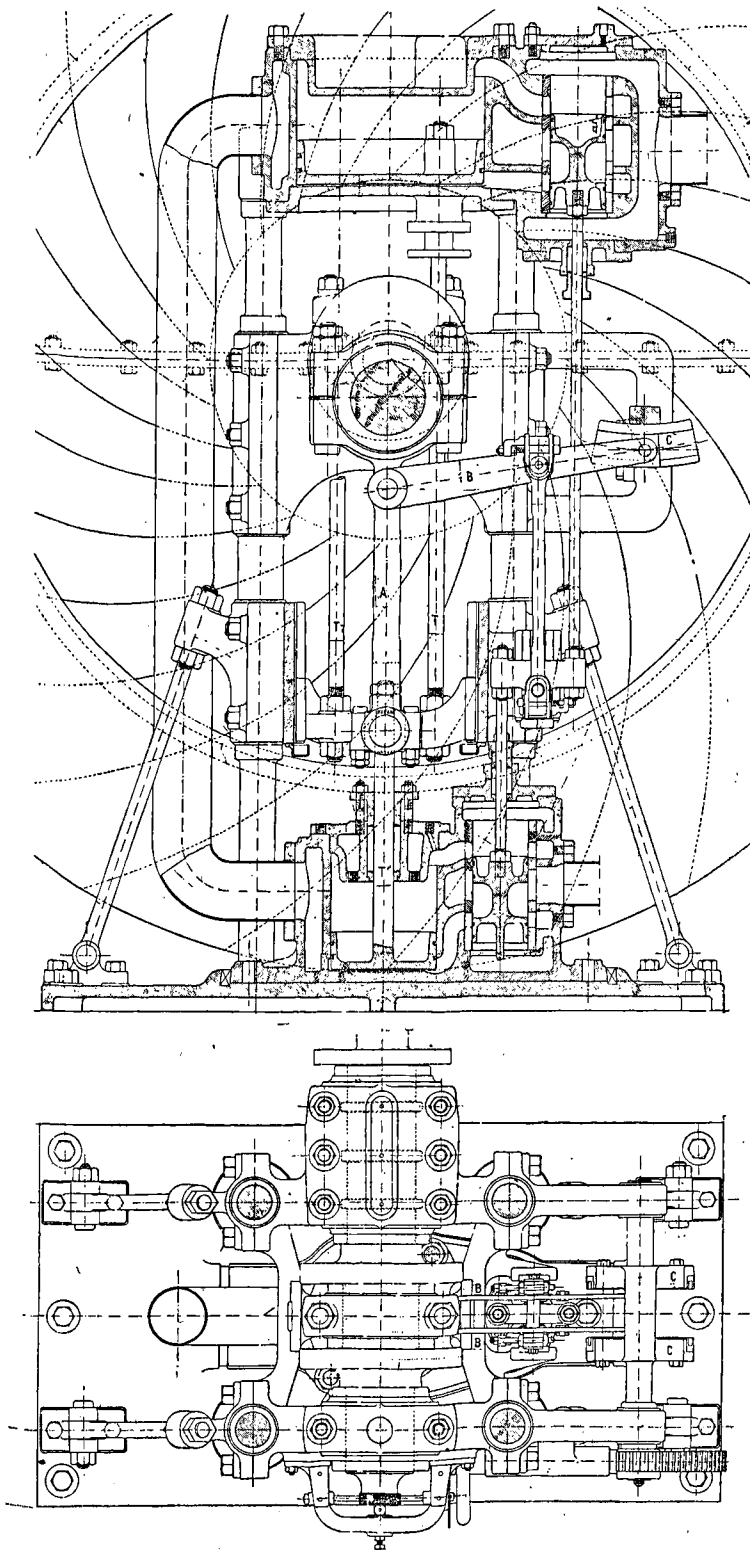


FIG. 489 et 490.

grandes vitesses, que des machines à simple effet. Le point délicat, avec une allure si rapide, réside dans les efforts alternatifs de compression et d'extension que reçoit la bielle. Sous ces efforts les articulations se matent, prennent du jeu, et s'usent rapidement. Avec le simple effet, la pression sur le piston est toujours dans le même sens, par suite, pas de changement de portage, pas de chocs, à condition toutefois que la force d'inertie des pièces mobiles ne prenne pas une valeur supérieure à la pression sur le piston de la vapeur comprimée dans la course de retour.

On s'attache à avoir de fortes compressions, ce qui augmente un peu le volume de la machine, mais est favorable au rendement. On ne peut pas employer aisément la marche avec condensation, qui ne fournit pas à une compression suffisante, à moins de détentes prolongées dans plusieurs cylindres en tandem, la compression se faisant dans le ou les premiers cylindres.

Machine Brotherhood. — Le plus ancien des moteurs à simple effet est le moteur à trois cylindres Brotherhood. Ces trois cylindres ont leurs axes dans un même plan à 120° l'un de l'autre.

Les trois bielles agissent sur une manivelle unique équilibrée (*fig. 491, 492*); trois tiroirs cylindriques servent à l'admission et dans certains types à l'évacuation; d'autres fois, l'évacuation se fait par le moyeu de la tête de bielle avec une disposition analogue à celle du moteur Newald que nous allons décrire.

La manivelle tourne dans un espace clos où a lieu l'évacuation. Un régulateur sur l'arbre commande l'arrivée de vapeur. Ces machines tournent à des vitesses variant de 900 tours pour les gros appareils à 1 200 tours pour les machines de torpilles. Elles ne sont plus

employées à cause de leur forte consommation de vapeur, sauf cependant pour les petites dynamos portatives de canots à vapeur et pour les torpilles.

Une machine de 15 chevaux en bon état consommait 45 kilogrammes de vapeur par cheval-heure, et dans

Machine Brotherhood

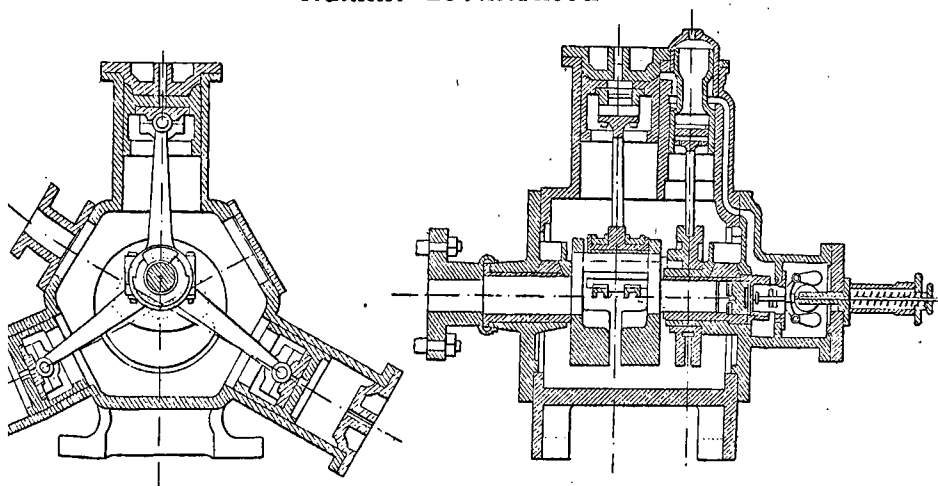


FIG. 491 et 492.

l'essai d'un petit moteur de 5 chevaux indiqués, réparé à neuf, tournant à 800 tours, nous avons constaté une dépense de vapeur de 60 kilogrammes par cheval-heure.

Cette machine est en usage dans les torpilles Whitehead où, actionnée par l'air comprimé, elle développe une puissance de 25 à 30 chevaux, à la vitesse de 1 200 tours, l'air arrivant à la pression de 30 à 35 kilogrammes.

Machine West. — Très curieuse par son principe, cette machine américaine comporte six cylindres parallèles recevant chacun un piston A, A' (fig. 493, 494). Ces pistons

pressent directement et à tour de rôle sur le pourtour d'un disque incliné qui tourne autour d'une rotule entraînant l'arbre, lequel atteint des vitesses de 1 000 tours

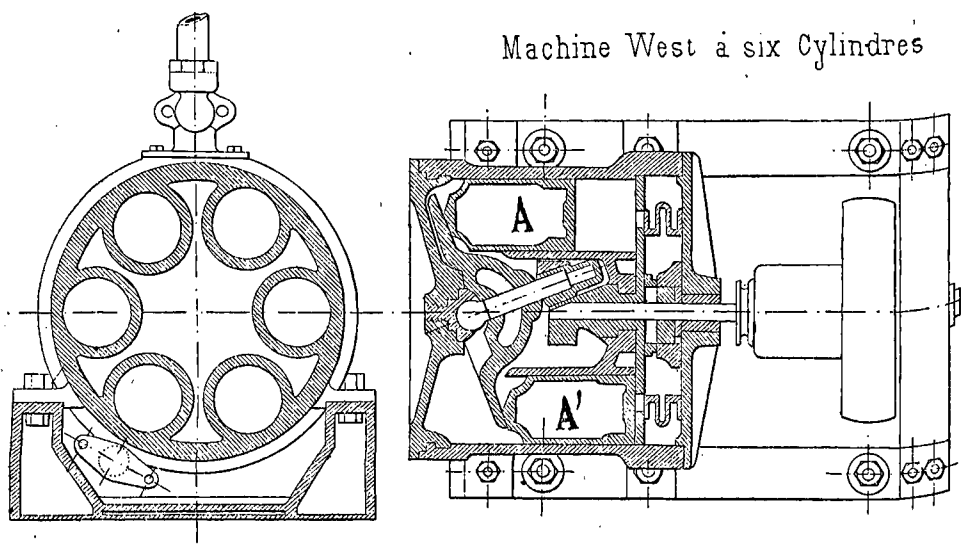


FIG. 493 et 494.

à la minute. La distribution se fait par un tiroir rotatif. L'appareil, complètement fermé, est à l'abri des poussières. Il ne s'en construit plus, mais le fonctionnement avait été satisfaisant sur nombre d'embarcations.

340. Machine Newald (fig. 495, 496). — Est formée de deux cylindres verticaux avec piston à simple effet. La distribution se fait tout à la fois par le piston lui-même et la rotule du pied de bielle. La vapeur arrive en A et se répand dans la moitié correspondante du piston cloisonné; le tiroir cylindrique, formant pied de bielle, provoque l'admission en temps opportun. L'évacuation

se fait par le même mécanisme en E. Ce moteur n'est pas répandu.

Machine Newald

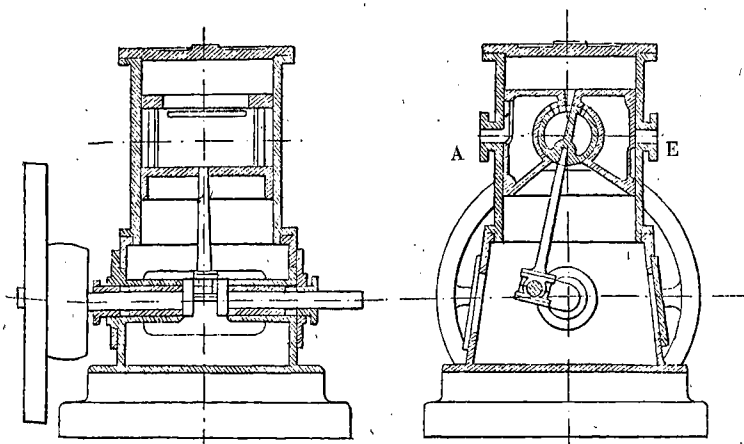


FIG. 495 et 496.

341. Moteur Grafton. — Cette machine est construite industriellement par la maison Cail. Elle donne de bons résultats et, à 800 tours, développe aux bornes de la dynamo 8 500 watts, soit 11^{ch},5 avec un diamètre de cylindre de 17 centimètres.

Il n'y a qu'un cylindre, dépourvu de fond, et dans lequel se déplacent simultanément deux pistons égaux comprenant entre eux la vapeur (*fig.* 497, 498). Le piston inférieur A attaque la manivelle centrale par une bielle courte et robuste; le piston supérieur est muni d'une traverse et de deux bielles pendantes qui s'articulent sur les manivelles extrêmes de l'arbre. Si les manivelles étaient calées à 180°, les effets des deux pistons se balanceraient, la machine ne tournerait pas, en supposant que les pistons aient même course (ce qui n'est pas). Le ca-

lage adopté est de 135° , angle convenable pour obtenir une bonne distribution en vue du piston inférieur, le piston supérieur servant en même temps de distributeur. Le piston A a une course de 64 millimètres; et le piston B, 58 millimètres. Ce dernier marche à contre-vapeur

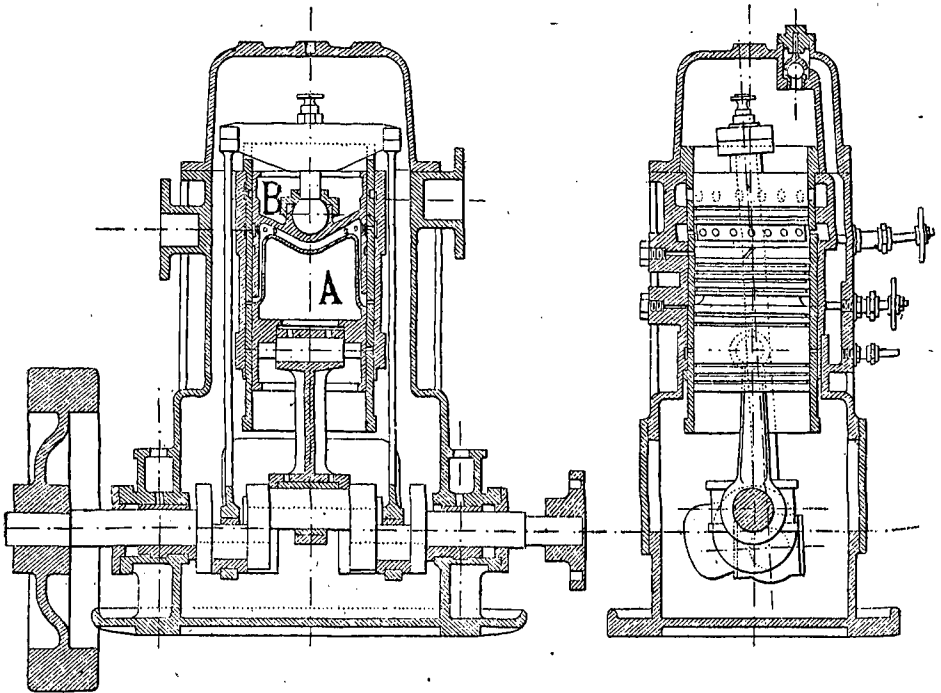


FIG. 497 et 498.

pendant une bonne partie de sa course et recueille à peine $1/4$ du travail total.

Pour éviter les changements de portage, il règne toujours une pression suffisante entre les deux pistons; la compression est forte, et ramène à fin de course la vapeur à 10 kilogrammes, pression de régime.

342. Moteur Willans. — Primitivement, le moteur Willans se composait de trois cylindres verticaux avec pistons à simple effet (*fig. 499 et 500*). Chaque piston, par une disposition ingénieuse, servait de tiroir au cylindre voisin. Mais les canaux de communication, creusés dans la fonte, constituaient des espaces nuisibles con-

Machine à trois Cylindres
de P.W. Willans.

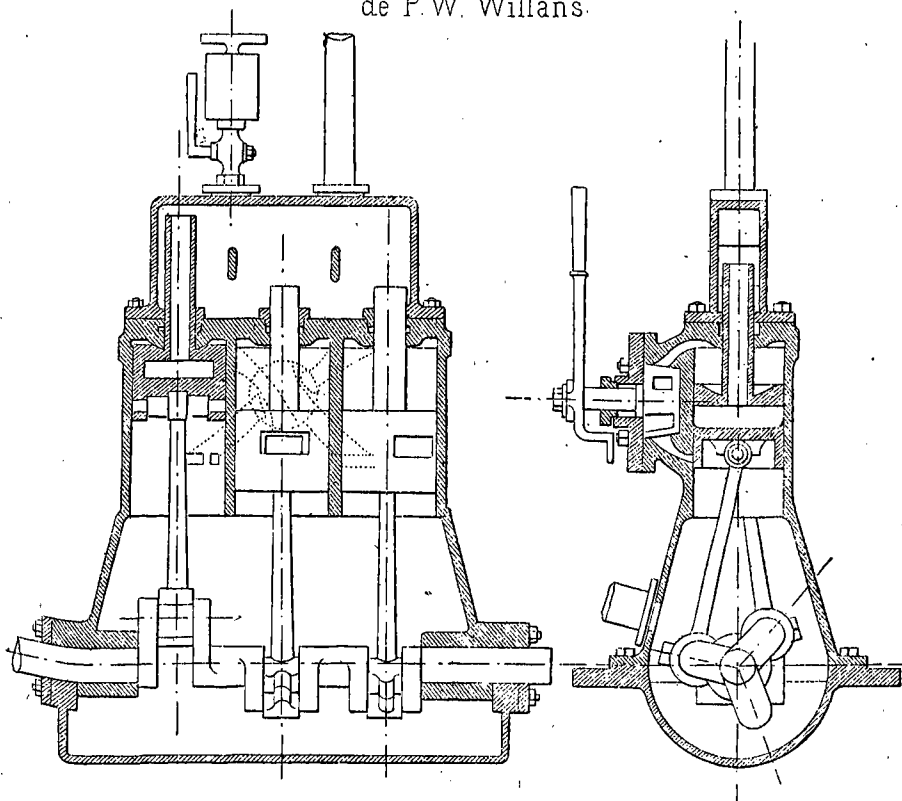


FIG. 499 et 500.

sidérables. Un robinet servait à changer le sens de la marche.

Malgré ses qualités de grande simplicité, ce moteur a dû être abandonné, à cause de sa consommation énorme de vapeur.

Le type actuel en diffère nettement et n'a gardé que ce point commun, d'avoir encore un arbre à trois manivelles à moitié plongé dans le liquide lubrificateur.

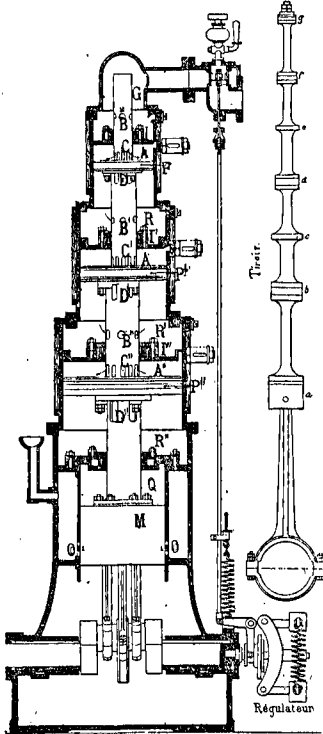


FIG. 501.

Au-dessus de chacun des cylindres primitifs, ont été placés en tandem un ou deux autres cylindres, pour obtenir une machine Compound ou à triple expansion (fig. 501).

La tige d'assemblage des pistons est creuse, en forme de fourreau, et sert de glace au tiroir cylindrique, aussi long que la machine est haute. La figure représente une des piles de cylindres, trois de ces piles assemblées constituent une machine. Les trois cylindres sont : A, A' et A''; les pistons correspondant, P, P', P''. Pour chaque cylindre, l'admission et l'évacuation comportent trois séries d'orifices, sur la tige : B, C, D, pour le petit cylindre A ;

B', C', D', pour le moyen cylindre A' ; et B'', C'', D'', pour le grand cylindre A''. Sous chaque piston, il existe un réservoir intermédiaire de vapeur : R, R', R''.

Le tiroir se compose d'une série de pistons dont trois, *f*, *d*, *b*, jouent le rôle effectif de tiroirs masquant ou démasquant les orifices CD, C'D', C''D''.

Les quatre autres pistons g , e , c , a , se déplaçant constamment entre les orifices D et B' pour e , D' et B'' pour c , obturent d'une façon permanente le fourreau pour séparer les trois appareils de détente successifs les uns des autres ou de l'extérieur.

Ceci posé, le fonctionnement est simple à saisir. La vapeur fraîche arrive en G, s'introduit dans le fourreau par les orifices B, et de là dans le petit cylindre par les lumières C, tandis que le tiroir, se trouvant en face du piston P, isole les lumières C des lumières D.

Aux $50/100$ de la course environ, les orifices B s'engagent dans le presse-étoupes I, forment l'introduction, et la détente commence.

De plus aux $75/100$ de la course, le tiroir f masque les orifices C; dès lors, la vapeur du cylindre achève seule de se détendre, jusqu'à ce que f , passant au-dessus des lumières C, permette l'évacuation de la vapeur dans le premier réservoir intermédiaire R. Le fonctionnement est le même pour chaque cylindre; entre l'entrée dans la machine et la sortie d'une cylindrée, il faut trois tours de la manivelle.

Voyons les détails intéressants du mécanisme. Le nombre des pièces mobiles est restreint; seules, les bagues du piston et du tiroir sont multipliées. Le fourreau transmet l'effort du piston à la manivelle au moyen de deux bielles jumelles, comprenant entre elles l'excentrique du tiroir.

Il faut éviter le changement de portage de la soie sur les coussinets. Ce résultat est obtenu pour le tiroir au moyen du piston supérieur g qui reçoit directement l'effort de la vapeur fraîche. Pour l'ensemble des pistons, il s'agit d'équilibrer dans la course à vide l'effet de la

force d'inertie considérable, à cause du poids et de la vitesse de cette pièce.

On y arrive par une forte compression dans chacun des cylindres, et, de plus, au moyen du piston-glissière M, qui, à chaque course, laisse rentrer l'air par les orifices O et le comprime dans le cylindre Q. Ce dernier dispositif, très ingénieux, permet de fonctionner avec condensation.

Le nombre de tours est de 500 à 600. Un régulateur, analogue à celui employé par la maison Sautter-Harlé [323], agit sur la valve d'arrivée de vapeur. Depuis quelque temps, ces machines se sont répandues en France; elles occupent peu de place et leur fonctionnement est satisfaisant.

D'ailleurs, elles sont économiques, et les constructeurs s'engagent à fournir le cheval-heure, au frein sur le volant, avec une consommation de vapeur ne dépassant pas 12 kilogrammes sans condensation.

Il est à craindre que, si leur entretien n'est pas parfait, l'usure soit rapide.

343. Machine Westinghouse. — Cette machine, en faveur il y a quelques années, est bien abandonnée aujourd'hui, supplantée par la machine Willans. Le type primitif est représenté (*fig. 502*) en coupe: deux cylindres égaux, manivelles à 180°, tiroir cylindrique au centre et incliné sur l'axe, régulateur dans le volant, manivelles barbotant dans l'huile. Pour réduire la consommation de vapeur qui était énorme, ce moteur a été transformé en machine à double expansion (*fig. 503*) avec tiroir supérieur conduit par un renvoi de sonnette.

La vitesse varie depuis 500 tours, vitesse du piston

2 mètres, pour une force de 10 chevaux, à 250 tours pour

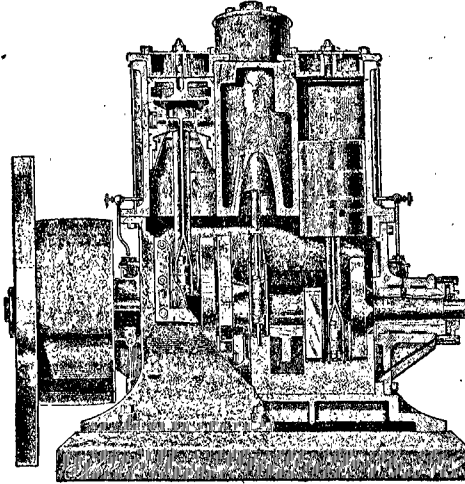


FIG. 502.

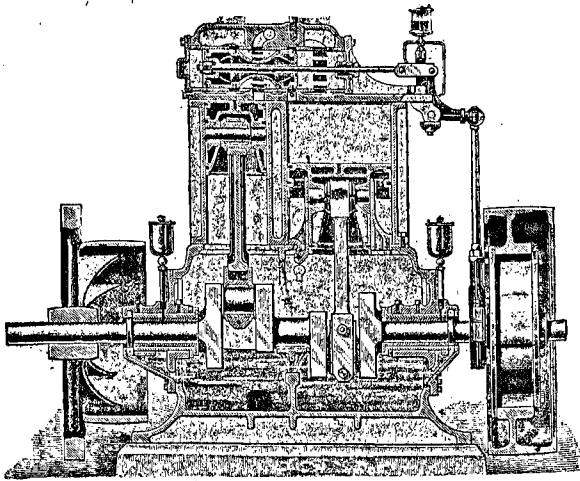


FIG. 503.

une force de 200 chevaux (vitesse du piston 3^m,50).

344. Machine Delcourt. — En France, on a été longtemps à s'engager dans la voie des grandes vitesses. La machine Delcourt (*fig. 504 à 506*), de construction toute récente, constitue un progrès remarquable sur les

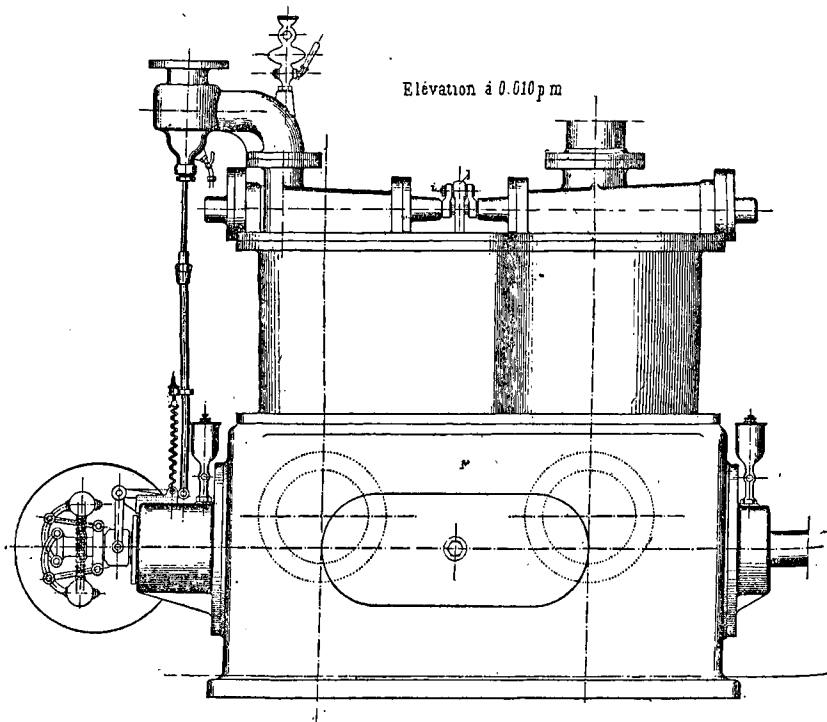


FIG. 504.

moteurs que nous venons de décrire, et dont elle reproduit quelques-unes des dispositions générales. Les tiroirs coniques D oscillants annulent sensiblement l'espace mort, et les pistons en acier moulé, très légers, réduisent la valeur des forces d'inertie. Le grand piston est guidé par un cylindre-glissière, qui constitue sous ce piston un réservoir étanche E.

Une petite soupape, sorte de rinflard J (*fig. 506*), laisse

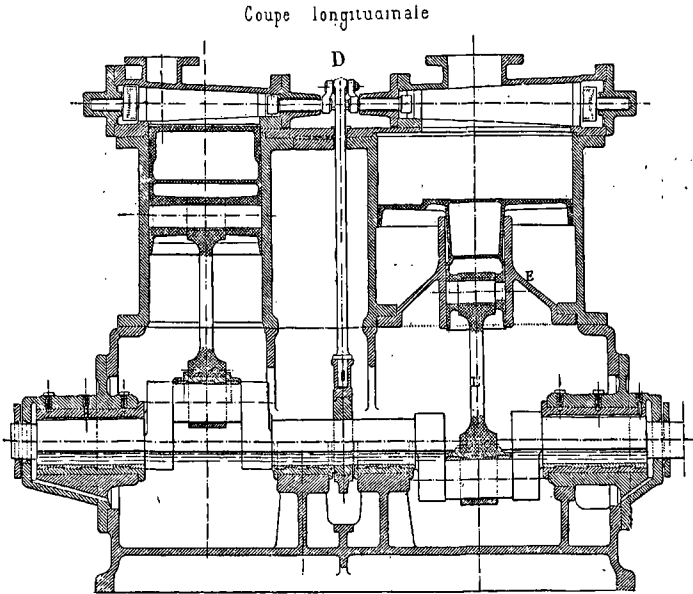


FIG. 505.

échapper l'air dans la course descendante, et, le vide s'établissant, maintient la bielle appliquée sur la soie de manivelle, ce qui permet de marcher avec condensation. Remarquons, en outre, que, toujours pour diminuer le poids des pièces mobiles, le chapeau de tête de bielle est réduit à sa plus simple expression.

Les constructeurs annoncent que leur machine ne dépense que 8 kil. 500 par cheval-heure.

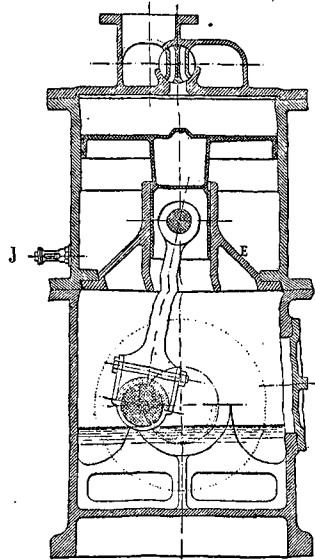


FIG. 506.

345. Locomobiles et machines demi-fixes.

— Annexées aux machines d'ateliers, ou destinées à les remplacer momentanément, les locomobiles sont ou montées sur roues et alors facilement déplaçables, ou bien demi-fixes et alors non destinées à être transportées. Ces deux types de machines ne diffèrent pas entre eux, sinon par la puissance ; une locomobile ne dépasse pas une puissance de 20 à 30 chevaux, tandis qu'une machine demi-fixe développe souvent 60 chevaux.

346. Locomobiles. — Les *locomobiles* sont destinées aux installations volantes : usages de l'agriculture, travaux de construction. Elles servent à épuiser des fondations, hisser les matériaux, foncer des pieux, etc., etc.

Elles développent couramment de 5 à 12 chevaux dans un ou deux cylindres égaux, sont simples, de construction robuste, pouvant être mises entre des mains peu expérimentées. L'alimentation se fait par une pompe sur la machine et un Giffard ; l'évacuation est toujours à air libre ; par suite, la consommation, assez forte, dépasse souvent 3 kilogrammes, et même 5 kilogrammes de charbon par cheval-heure pour les petites puissances. Deux petites locomobiles, de construction très soignée, destinées aux arsenaux de la Marine, ont dépensé : celle de 4 chevaux, 2 kil. 200 ; celle de 6 chevaux, 1 kil. 848 de charbon par cheval-heure au frein.

Chaudières et machines sont également peu économiques, et la vapeur est employée humide, entraînant une forte proportion d'eau. La disposition d'ensemble affecte la forme d'une locomotive (*fig.* 507 à 510), montée sur deux essieux. La chaudière est tubulaire à flamme directe, plus rarement à retour de flamme.

Souvent, le cylindre est baigné dans la vapeur du

dôme qui vient de fonte avec lui (*fig. 106 et 107, t. I*). Cette disposition est simple, rationnelle et économique. Généralement la régulation est faite par un tiroir à coquille, sans appareil de détente ; un régulateur à boules modère la vitesse.

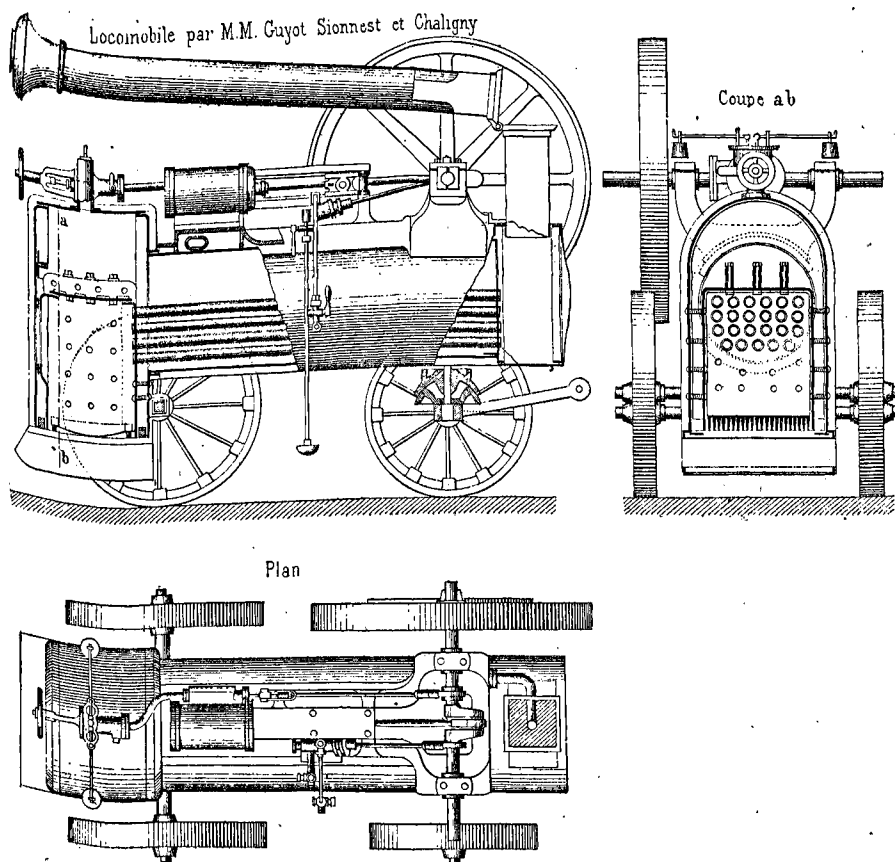


FIG. 507 à 510.

S'il existe une transmission entre l'arbre de couche et un des essieux, on a une locomotive routière ou un rouleau compresseur. Pour ce dernier appareil, la transmis-

sion de mouvement, après réduction de la vitesse par un train d'engrenages, se fait par chaîne de galle pour permettre le jeu des ressorts de suspension.

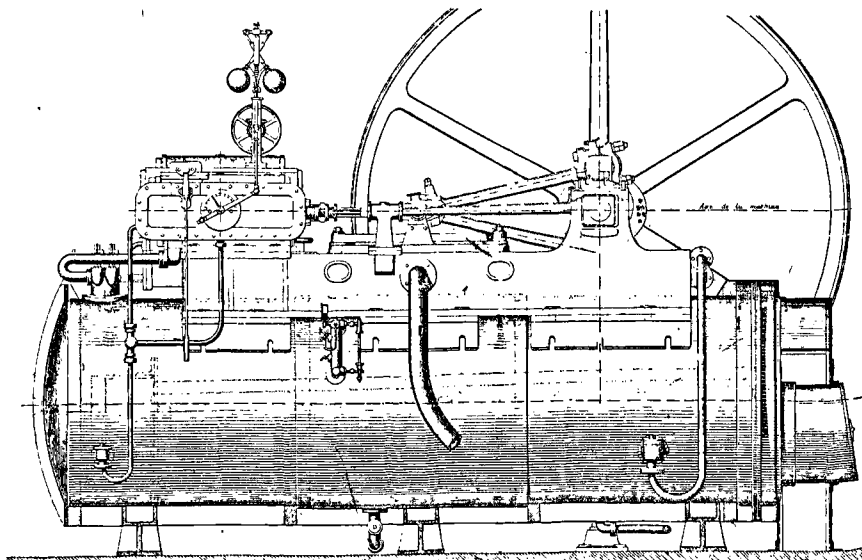


FIG. 511.

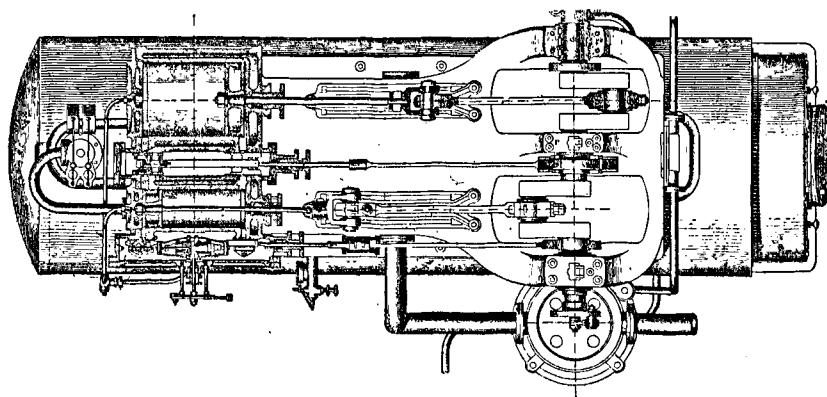


FIG. 512.

Vers 1875, on avait fondé de grands espoirs sur les services de transport par locomotives routières; les

essais ont été peu favorables. La poussière, soulevée par les roues, en été, rendait inhabitables la locomotive et, *a fortiori*, la voiture attelée derrière; en hiver, les routes défoncées se refusaient à supporter le convoi. Il reste encore quelques-uns de ces appareils qui font, alternant avec des chevaux, le service de fourgons autour des grandes villes (par exemple de Lyon à Bourgoin). L'étude de la voiture sur route a été remise en honneur tout récemment, et semble devoir aboutir à un type pratique et léger.

347. Machines demi-fixes. — Les machines

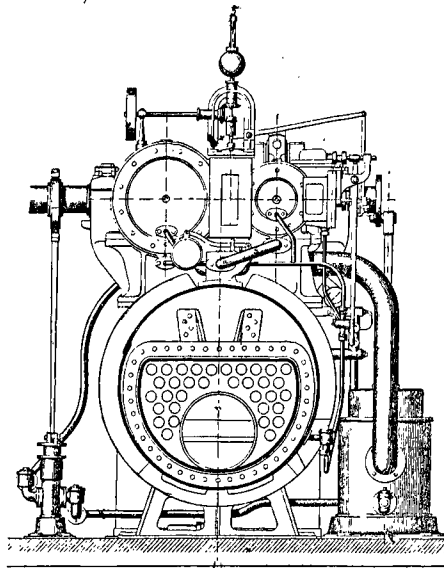


FIG. 513.

demi-fixes sont construites avec le même soin et les mêmes perfectionnements que les autres moteurs d'ateliers.

Elles sont Compound et pourvues de condenseurs. On leur applique les appareils de détente ordinaires. Ces

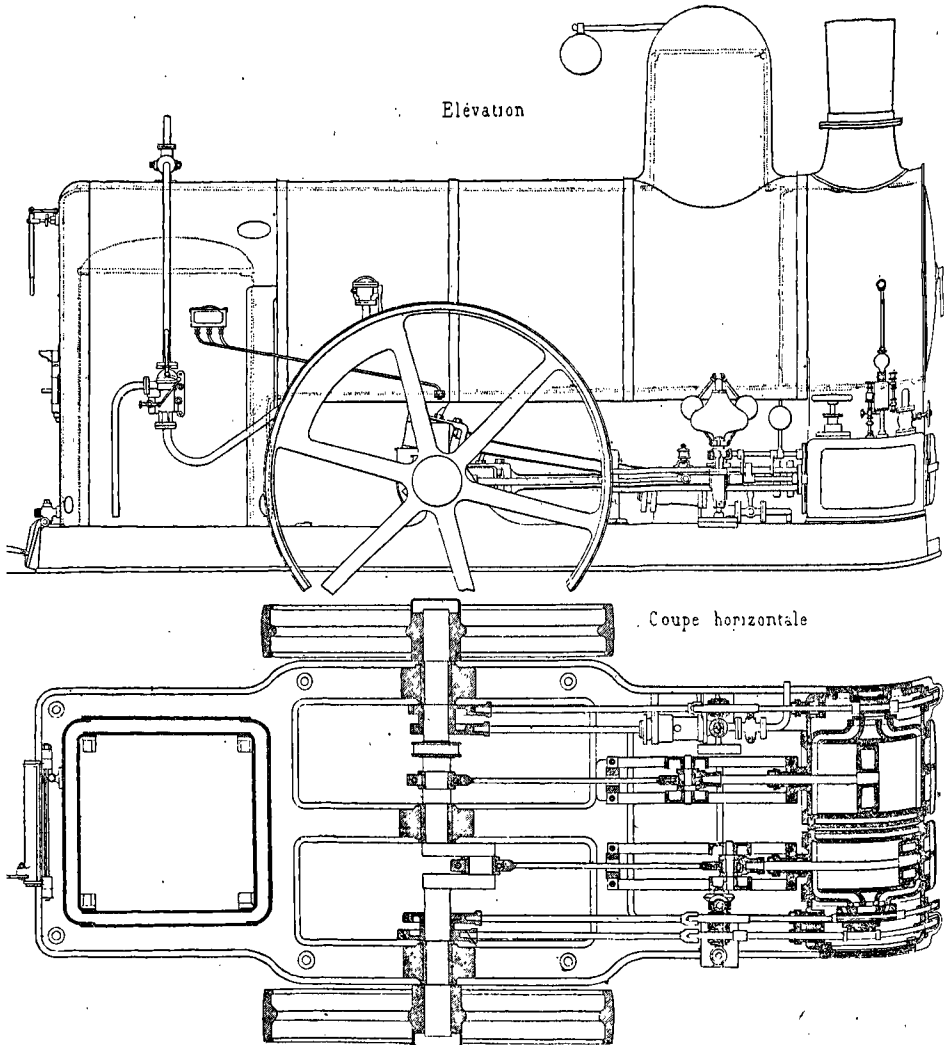


FIG. 514 et 515.

appareils sont très avantageux au point de vue du prix de revient. La chaudière sert de socle, et son poids suffit

à fixer le tout, sans qu'il soit besoin de fondations spéciales. L'inconvénient tient à ce qu'une réparation de la chaudière paralyse la machine, aussi met-on à côté une chaudière de rechange.

La machine se place au-dessus de la chaudière ; le volant est plus dégagé, et la transmission facilitée. La circulation de vapeur dans les enveloppes est simplifiée par ce fait que les purges de ces enveloppes font simplement retour à la chaudière, sans qu'on ait besoin de s'en occuper. Les figures 511 à 513 représentent une machine système Quérue!, de 50 chevaux. Elle est du système Wolf, sans réservoir intermédiaire, avec manivelles calées à 180°.

Quand la machine est au-dessous de la chaudière, il y a moins à craindre les vibrations ; le moment des forces d'inertie par rapport aux points fixes est moindre, et le mécanisme est facilement accessible sans échelle.

La machine représentée (fig. 514 à 516), construite par la *Société Alsacienne*, est de la force de 60 à 70 chevaux, à 135 tours, vitesse assez forte, mais que l'on atteint couramment aujourd'hui en vue de réduire le prix d'achat.

Les deux pistons, grand et petit, sont calés à 90° ; il y a deux volants et une détente Rider.

Le tout fait corps avec une solide plaque de fondation en fonte. Sur cette plaque vient reposer la chau-

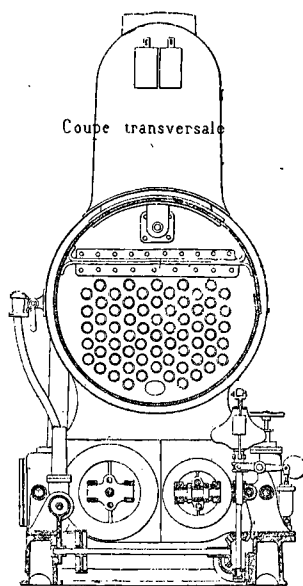


FIG. 516.

dière, dont le poids suffit à assurer l'immobilité de la machine sans boulons de fondations.

Parfois, pour de petites puissances, machine et chaudière sont verticales.

348. Machines de petite puissance. — Sous le nom de moteurs domestiques figurait, à l'Exposition de 1889, toute une série de petites machines de puissance variant depuis 2 chevaux jusqu'à 4 kilogrammètres par seconde.

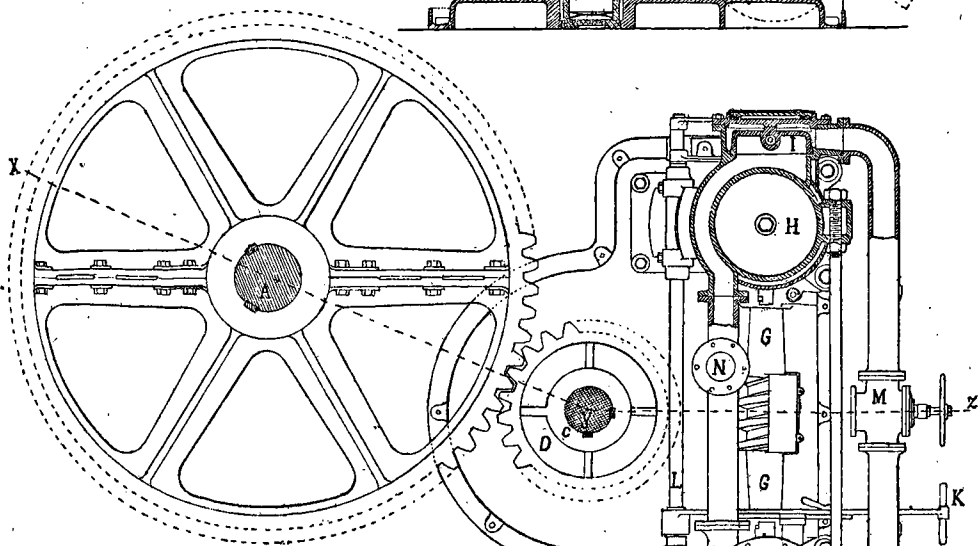
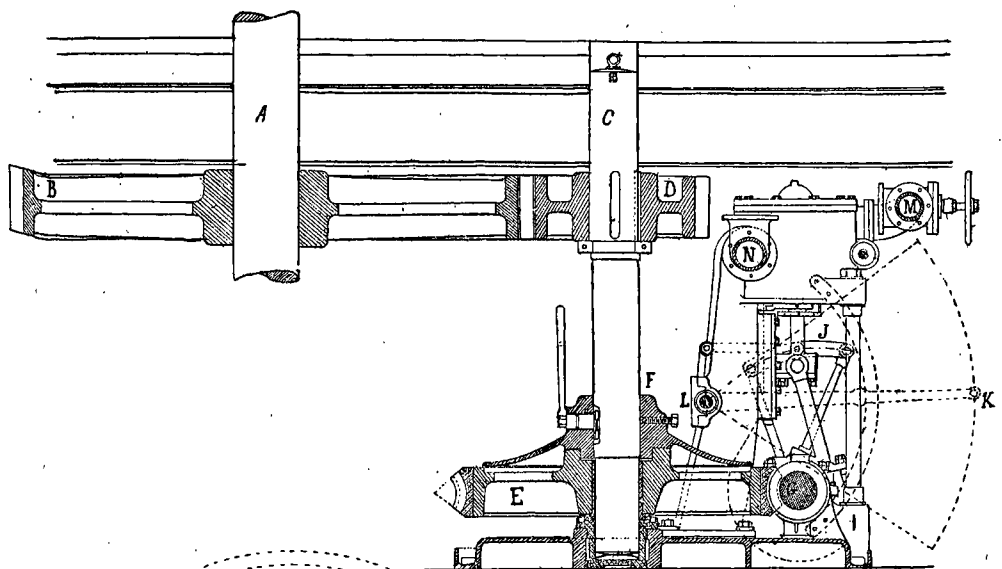
Les dispositions en sont parfois curieuses; mais nous ne pouvons nous attarder à les décrire. Aucune n'est d'origine française.

349. Moteurs de treuils, de grues, etc. — Pour les machines de treuils, de grues, on ne vise guère à l'économie de consommation, mais seulement à la solidité de l'ensemble, aux proportions robustes, à la simplicité du mécanisme.

Nous représentons (*fig.* 517 et 518) le cabestan à vapeur d'un grand cuirassé. La machine est à pilon avec deux cylindres égaux, le renversement de marche est par coulisse Stephenson. L'arbre de couche porte une vis qui attaque une première roue à denture hélicoïdale.

Sa vitesse de marche est de 200 à 250 tours à la minute. Pour calculer ces appareils, on se donne l'effort à exercer tangentiellement sur la roue hélicoïdale E; puis, on calcule, comme s'il ne devait y avoir qu'un cylindre. Cela revient, en somme, à supposer un rendement de 0,50; il est prudent de s'en tenir là, si on veut éviter les mécomptes. La vis tangente n'a guère que 0,35 de rendement, ce qu'il ne faut pas oublier pour le calcul.

Cabestan à vapeur construit par Stapfer de Duclos, de Marseille.
Coupe suivant XYZ.



A, Mèche du cabestan; — B, Grande roue dentée, clavetée sur cette mèche; — C, Arbre intermédiaire; — D, Pignon claveté sur cet arbre; — E, Grande roue striée, folle sur l'arbre C; — F, Manchon d'embrayage de la roue striée, pouvant monter ou descendre sur l'arbre C; — G, Vis sans fin mue par la machine et actionnant la roue striée E; — H, H, Cylindres à vapeur; — I, I, Tiroirs actionnés par les secteurs Stephenson J; — L, Arbre de relevage; — K, Levier de commande de cet arbre; — M, Arrivée de vapeur; — N, Evacuation.

FIG. 517 et 518. — Plan.

Les treuils se font également à cylindres horizontaux ou inclinés à 45° sur la verticale, attaquant la même manivelle, ce qui réalise un calage de 90° . On emploie souvent le changement de marche Joy qui s'adapte bien aux petites courses de ces appareils; ou bien, on renverse le mouvement en intervertissant le sens de marche de la vapeur, l'introduction et l'évacuation étant symétriquement disposées; cette disposition se retrouvera dans les servo-moteurs.

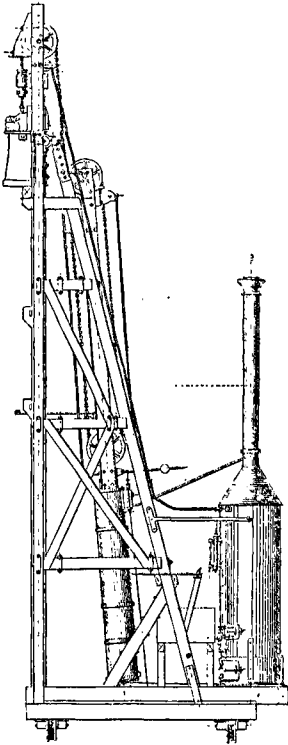


FIG. 519.

L'appareil pour battage des pieux se compose d'un seul cylindre debout, dont la course est mouflée en vue d'une multiplication appropriée (fig. 519). La jonction avec la chaudière est faite par un tuyau de toile et de caoutchouc pour permettre les jeux considérables dans ces appareils primitifs.

Disons enfin un mot de la pompe à escarbilles, en usage dans la Marine militaire, et destinée à évacuer des chaufferies les cendres et autres résidus de la combustion. Les matières à chasser sont broyées entre deux cylindres cannelés et mêlées avec de l'eau pour former une boue liquide, puis expulsées par le plongeur d'une pompe à simple effet; les clapets, de large section, sont en cuir ou en caoutchouc.

Les figures 520 à 522 et la légende jointe indiquent suffisamment les dispositions.

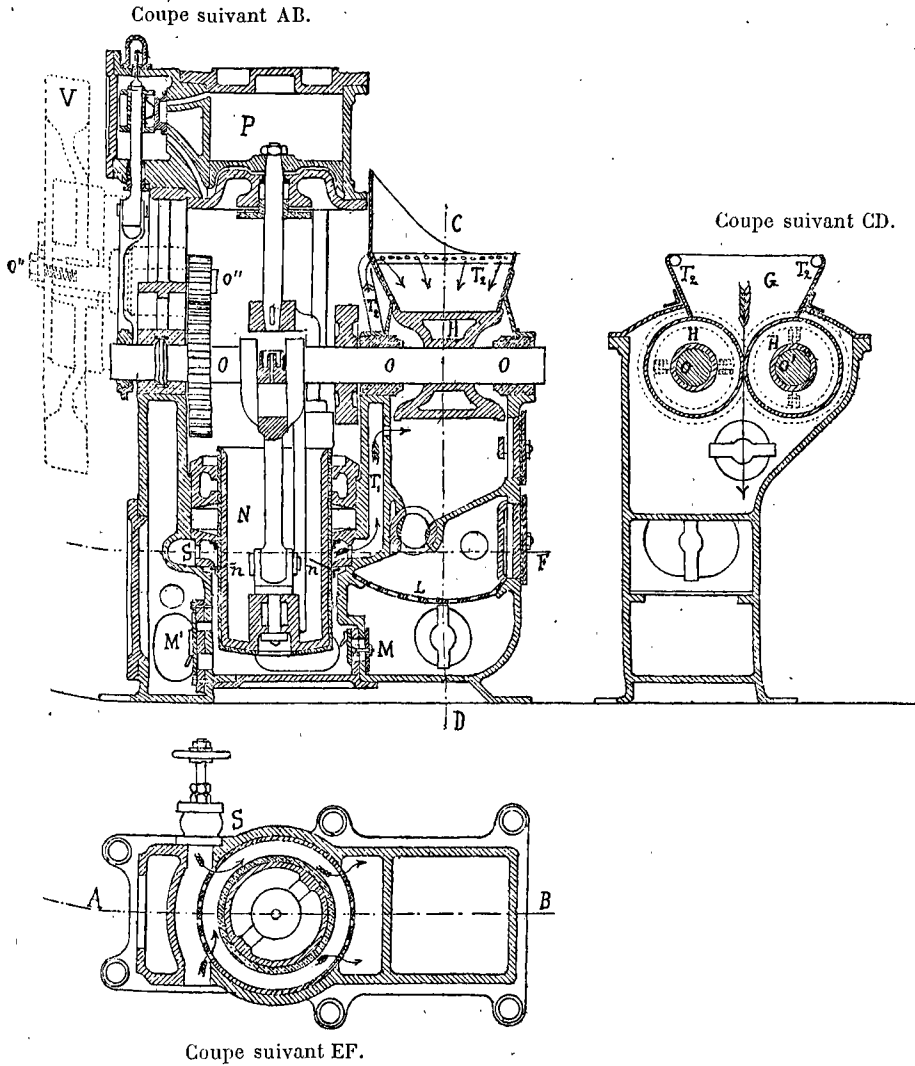


FIG. 520, 521 et 522.

P, piston moteur à vapeur; — O, O, O, arbre moteur; — N, piston de la pompe à simple effet; — S, arrivée de l'eau propre qui nettoie le plongeur et va de là alimenter les tuyaux T_1 et T_2 . T_1, T_2 , tuyaux d'arrosage débouchant dans la trémie où se versent les escarbilles; — H, H, cylindres broyeurs; — V, volant entraîné par le petit pignon O' ; — M, clapet d'aspiration; — M' , clapet de refoulement; — n, n , cuirs emboutis; — L, crépine pour arrêter les étoupes.

350. Considérations générales. — Si l'on jette un regard d'ensemble sur ce qui précède, on remarque, tout d'abord, à quelles pressions élevées on utilise la vapeur dans les machines.

Une pression de 7 kilogrammes à la chaudière est usuelle et, avec les générateurs multitubulaires si rapidement répandus ces dernières années, la pression varie de 12 à 14 kilogrammes.

La conséquence en est la multiplicité des cylindres de détente, ou l'adoption de quatre distributeurs genre Corliss. En réunissant l'un et l'autre système sur la même machine, on arrive à une économie remarquable de consommation.

On n'admet plus, d'ailleurs, que la dépense de combustible dépasse 1 kilogramme par cheval-heure, et cette consommation descend, pour de grandes machines soignées, à 580 et 600 grammes, résultats très remarquables.

Une autre caractéristique des machines modernes est leur grande vitesse de rotation ; et, ici, nous n'avons pas en vue seulement les machines productrices d'énergie électrique : les moteurs d'ateliers tournent fréquemment à 120, 130, 140 tours à la minute, et cela dans le but d'obtenir une plus grande puissance pour un même poids de matière employée et, en dernière analyse, pour réduire le prix d'établissement. Ces deux modifications : accroissement de vitesse, augmentation de la pression de régime, ont suivi un perfectionnement correspondant des appareils du graissage. Avec le nombre de tours augmente la vitesse moyenne du piston, qui varie, la plupart du temps, entre 3 mètres et 4 mètres à la seconde ; on est loin de la vitesse limite d'autrefois, soit 1^m,50 à 2 mètres.

La disposition des machines tend à s'uniformiser. Le bâti à baïonnette devient la règle pour les machines horizontales; le bâti en fonte, avec jambes largement évasées et servant de condenseur, pour les machines verticales.

La condensation est toujours employée, sauf des cas exceptionnels; c'est un moyen rationnel de réduire la consommation, et l'économie de vapeur est le but premier que se proposent tous les constructeurs. La forme du condenseur et de sa pompe est toujours la même, on fait les presse-étoupes et tous les joints avec plus de soin; le vide en est heureusement influencé.

Les systèmes de détente se modifient et se simplifient. Les détentes Meyer, Farcot sont moins usitées; cette dernière est incompatible avec les grandes vitesses.

La détente Rider est toujours très employée, elle s'adapte si facilement au régulateur à boules. Pour toutes les machines dépassant 150 tours, l'usage est de mettre dans le volant le régulateur actionnant l'excentrique du tiroir; ce système est simple, économique d'installation, et permet d'agir sur la durée d'introduction, et non sur l'arrivée de vapeur elle-même.

Les tiroirs cylindriques équilibrés se répandent, surtout pour les machines à haute pression et à grande vitesse; on y trouve une assurance de bon fonctionnement, une réduction dans la dépense de graissage.

Avec la perfection de construction, on réduit de plus en plus les espaces morts; on en compense, d'autre part, les fâcheux effets par une compression plus forte, indispensable pour réagir contre les forces d'inertie aux grandes vitesses.

351. Machines pour applications spéciales.

— La machine à vapeur, avec ses formes indéfiniment variées, se prête à une foule d'applications, dont nous allons décrire les principales. Nous verrons, dans cet examen succinct, les dispositions cinématiques spéciales à chaque cas ; nous dirons plutôt quelle est la machine qui s'applique le mieux à chaque usage, que nous ne décrirons de nouvelles machines à vapeur.

Dans les Mines, nous trouvons deux espèces de machines : *machines d'extraction*, *machines d'épuisement*.

352. Machines d'extraction. — Les machines d'extraction destinées à mouvoir les énormes bobines, sur lesquelles s'enroulent les câbles, sont, le plus souvent, horizontales, parfois à pilon.

Deux cylindres conjugués, avec manivelles calées à 90°, attaquent directement l'arbre des bobines ; les cylindres sont égaux, avec admission prolongée.

Il existe souvent un régulateur actionnant une détente Meyer, ou d'un système analogue.

La course est longue.

Ces dispositions s'expliquent par la nécessité de pouvoir stopper et démarrer sans hésitation dans toutes les positions, et cela avec une grande précision de mouvements.

La grande course permet d'arrêter dans une position bien déterminée. La machine à deux cylindres Compound ne part pas dans toutes les positions angulaires, même avec de la vapeur fraîche au réservoir intermédiaire ; du moins, on n'est pas si sûr de la manœuvre.

La détente conduite par un régulateur n'est pas un obstacle, car, aux faibles allures, du départ et de l'arrêt,

le régulateur n'a pas d'action, et l'admission a toute sa valeur.

La machine est munie d'une coulisse pour changement de marche, et parfois d'un servo-moteur pour faire la manœuvre.

353. Machines d'épuisement. — La machine d'épuisement peut être à l'orifice du puits, actionnant une maîtresse tige en bois, qui met en mouvement une série de pompes en reprise sur toute la hauteur du puits ; ou bien la machine à vapeur est au fond du puits ; les chaudières à l'extérieur, et l'eau est refoulée, d'un seul jet, à la surface du sol.

Cette dernière disposition est la seule qui s'applique actuellement ; les pompes en reprise fonctionnent encore dans un grand nombre de puits, mais ne se construisent plus.

La *machine de Cornouailles* fut le plus ancien appareil à vapeur d'épuisement de mines. La maîtresse tige, d'un poids considérable, est en bois, et dans le prolongement de la tige du piston ; elle est guidée de 25 mètres en 25 mètres et commande toutes les pompes étagées sur la hauteur du puits. Le mouvement rectiligne du piston n'est pas transformé. La vapeur est introduite sous le piston ; elle y travaille en pleine pression, puis en détente, en soulevant la tige. Le poids de cette tige, laquelle ne travaille pas à la compression, actionne les pompes à la descente, tandis que la vapeur, par le jeu des soupapes, se répand librement sur les deux faces du piston.

Le mécanisme de distribution a un aspect fort compliqué : il se compose de soupapes, dont le mouvement est commandé par une série de ressorts et de cataractes régulatrices.

Le nombre d'oscillations est de quatre à cinq par minute; il y a un arrêt très marqué à chaque bout de course.

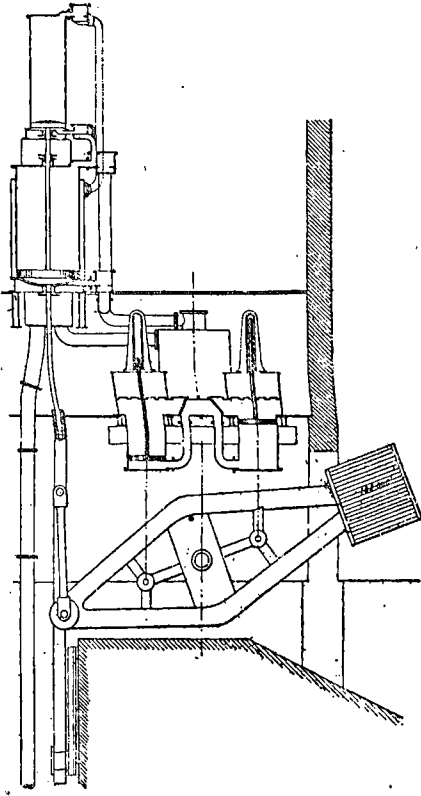


FIG. 523.

Parfois, on trouve deux cylindres en tandem (*fig. 523*). La vapeur agit d'abord sous le petit piston, puis, à la descente suivante, se répand sur ses deux faces. A la prochaine pulsation, elle se détend sous le grand piston, jusqu'à ce que les deux faces de ce piston soient mises à leur tour en communication; enfin, à la troisième pulsation, évacuation au condenseur.

« Les défauts de la machine de Cornouailles sont graves: pendant une course motrice, la résistance, qui est le poids des tiges, est constante, tandis que l'effort moteur diminue si l'on détend la vapeur; l'excès de puissance motrice emmagasine une force vive des masses en mouvement, au début de la course, pour être restitué à la fin.

« Mais le système ne peut, sans danger, dépasser une certaine vitesse: on est donc conduit à en augmenter

la masse, en exagérant le poids des tiges, équilibré en partie à l'aide de balancier d'un poids considérable (*fig. 523*). Pour une détente donnée et une vitesse maxima fixée, l'équation des forces vives indique immédiatement le chiffre à prévoir pour la masse totale. » (Ed. Sauvage.)

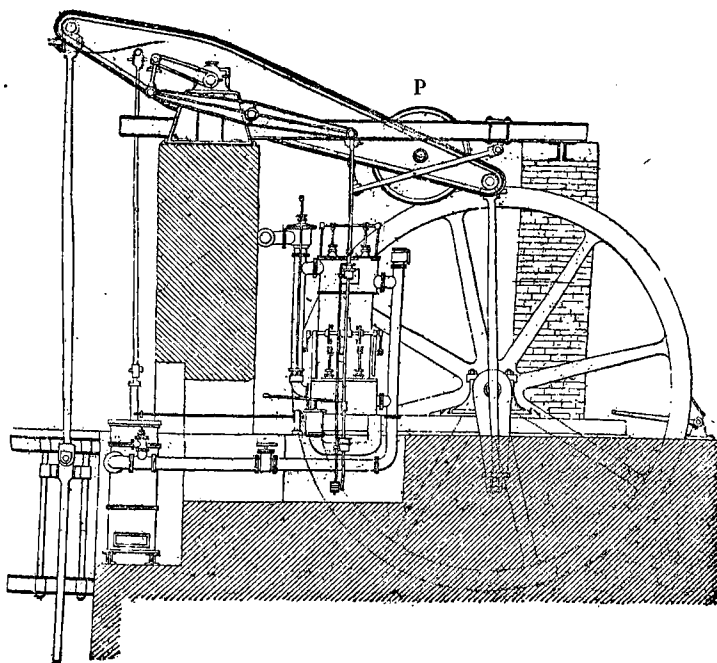


FIG. 524.

Les cylindres de ces machines sont énormes; il y en a jusqu'à 2^m,60 de diamètre pour 2 mètres de course.

Pour réduire le poids et l'encombrement des machines, on adopta ensuite les cylindres à double effet avec volant (*fig. 524*). On diminuait de moitié le volume du cylindre. La vitesse est de 10 à 12 tours à la minute, et le volant ralentit sensiblement au passage des points morts, pour éviter les chocs; les contrepoids P existent toujours.

Un nouveau perfectionnement est résulté de l'introduction d'un train d'engrenages, qui permet d'augmen-

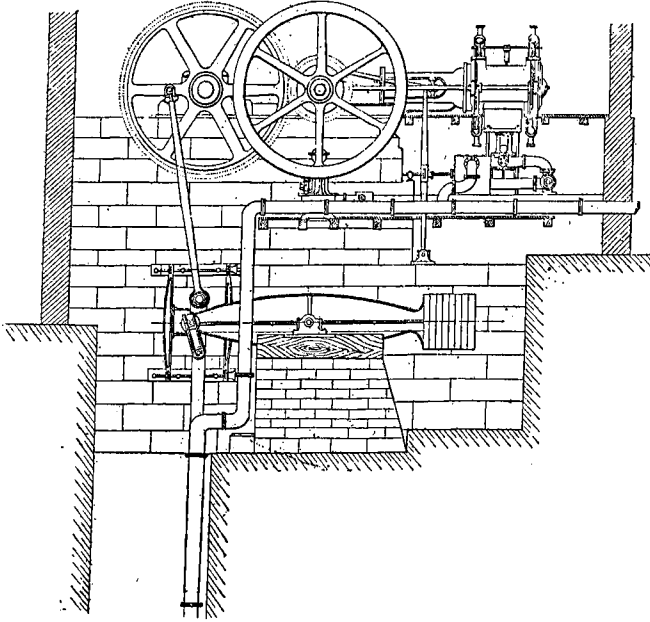
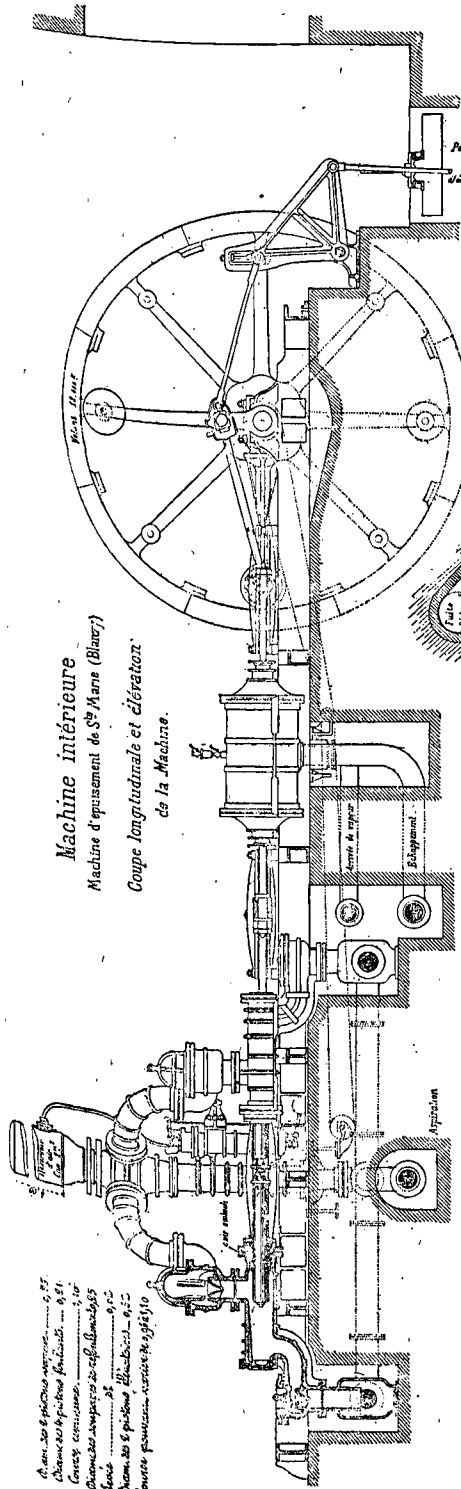


FIG. 525.

menter la vitesse des pistons à vapeur, et réduits ensemble le coût de l'installation (*fig. 525*). Les machines ont deux cylindres horizontaux conjugués, avec une forte détente et condensation.

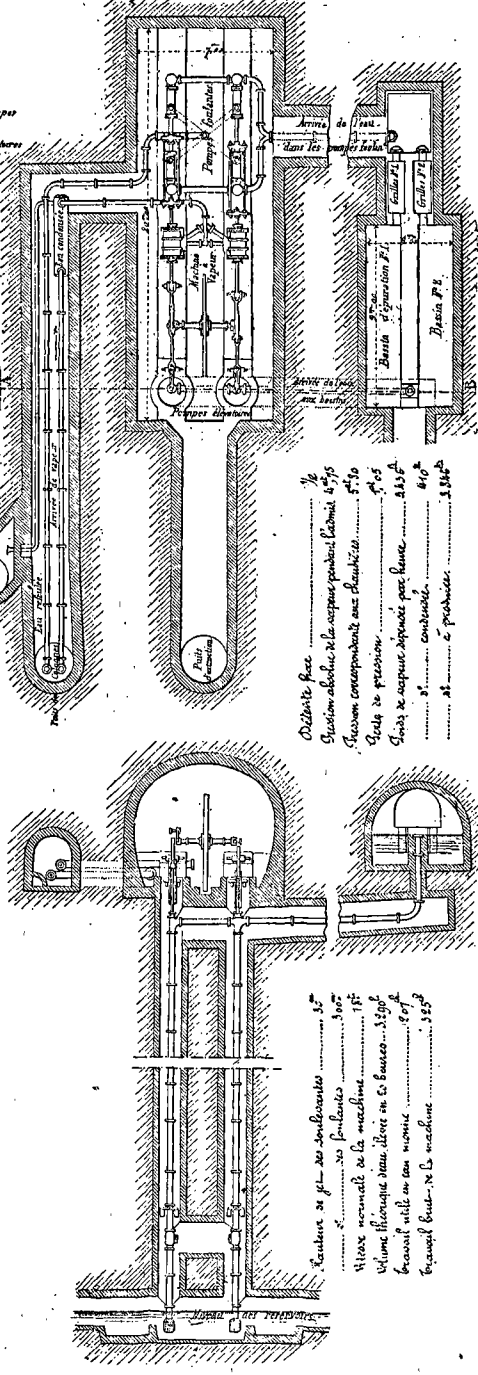
354. Machines souterraines. — L'installation de ces machines à allure relativement rapide est bien moins encombrante et moins complexe. Il n'y a plus ni tige, ni leur monstrueux contrepoids. Tout se réduit à un tuyau d'amenée de vapeur, et une autre ligne de tuyaux, pour le refoulement de l'eau à rejeter et, à la fois, de l'eau condensée.

Machine intérieure
 Machine d'épousage de St-Mans (Blary)
 Coupe longitudinale et élévation
 de la Machine.



Diamètre de la machine intérieure 0,85
 Diamètre de la machine extérieure 0,91
 Longueur de la machine 2,10
 Diamètre de la machine d'épousage 0,85
 Longueur de la machine d'épousage 0,85
 Diamètre de la machine d'épousage 0,85
 Longueur de la machine d'épousage 0,85

Ensemble de l'installation
 Plan



Débit de l'eau 1/2
 Système de l'eau et de la vapeur pendant l'épousage 4,50
 Système correspondant aux machines 5,10
 Poids de la machine 5,65
 Poids de la machine d'épousage par heure 0,85
 Poids de la machine 0,85
 Poids de la machine 0,85

Diamètre de la machine 0,85
 Diamètre de la machine 0,91
 Longueur de la machine 2,10
 Diamètre de la machine d'épousage 0,85
 Longueur de la machine d'épousage 0,85
 Diamètre de la machine d'épousage 0,85
 Longueur de la machine d'épousage 0,85

Fig. 526 et 527.

Ce dernier tuyau doit résister à une pression considé-

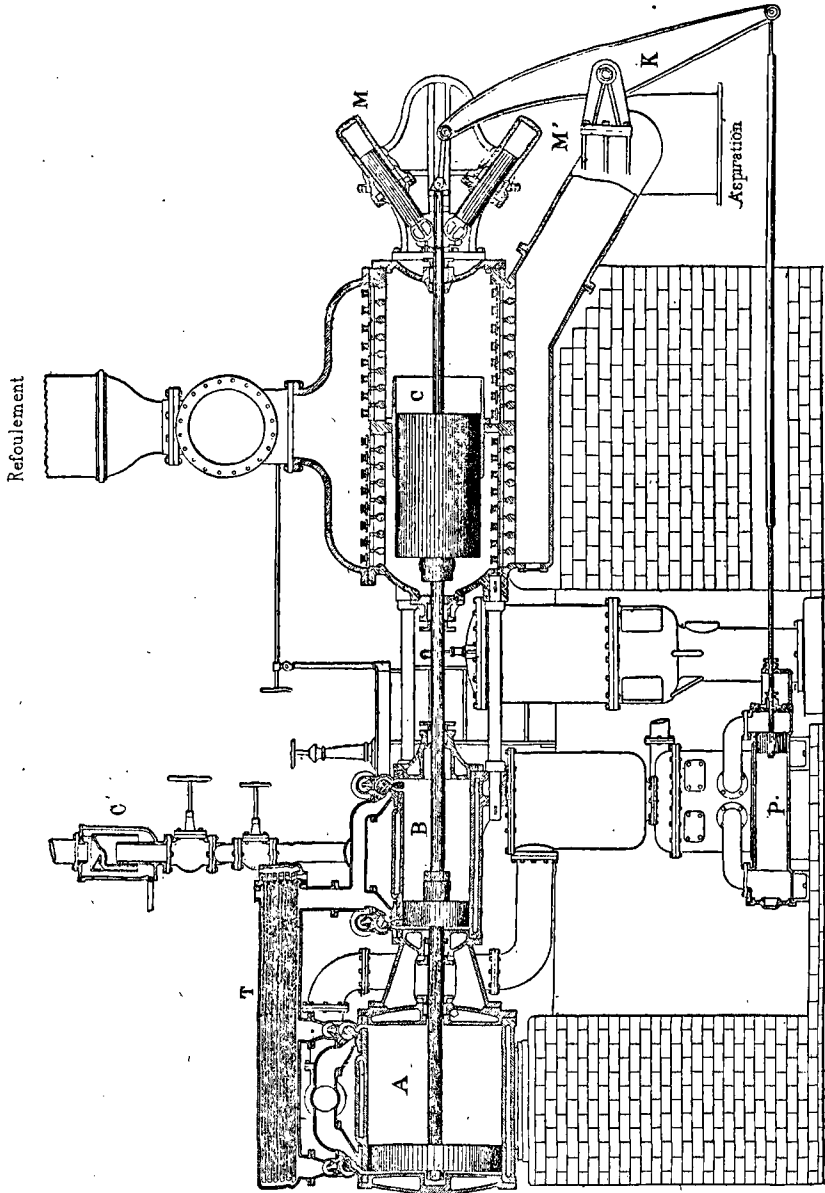


FIG. 528.

nable, puisque les puits ont jusqu'à 300 mètres de pro-

fondeur. La machine se compose de deux cylindres jumeaux, de même diamètre, avec longue détente. Un volant régularise le mouvement.

Les tiges des pompes sont sur le prolongement des tiges des pistons à vapeur (*fig. 526 et 527*).

On emploie aussi les *pompes genre Worthington*, sans volant. Deux cylindres A et B à vapeuren tandem (*fig. 528*) sont montés sur la même tige qui, prolongée, porte également le piston C de la pompe. Un secteur à chicane C' est sur l'arrivée de vapeur, et T est un réchauffeur de vapeur entre les deux cylindres. La distribution est du genre Wheelock.

Il existe deux ensembles pareils juxtaposés ; la tige des pistons de l'un commande la distribution des cylindres de l'autre, et réciproquement (t. I, [291]).

Ici se présente une difficulté qui n'existe pas dans les machines à volants régularisateurs du travail. L'effort de la vapeur qui se détend est variable du commencement à la fin de la course, tandis que l'effort résistant du piston à eau est constant.

Un artifice ingénieux, mais compliqué, remédie à cet état de choses. Deux pistons M et M' sont articulés à rotule sur les contre-tiges de la pompe ; ces pistons plongeurs ont leurs cylindres articulés, eux aussi, autour d'un axe situé vers le milieu de leur longueur.

L'intérieur de ces cylindres communique avec la conduite de refoulement qui y entretient une pression hydrostatique constante.

Traçons une figure schématique :

La droite M_1M_3 est l'axe de la tige de la pompe et des cylindres à vapeur (*fig. 529*). OO sont les articulations des cylindres auxiliaires. Pour aller de M_1 en M_2 , le petit piston rentre dans son cylindre en absorbant l'excès de puis-

sance des cylindres à vapeur, tandis que, de M_2 en M_3 , ce piston exerce sur la tige principale un travail moteur, qui

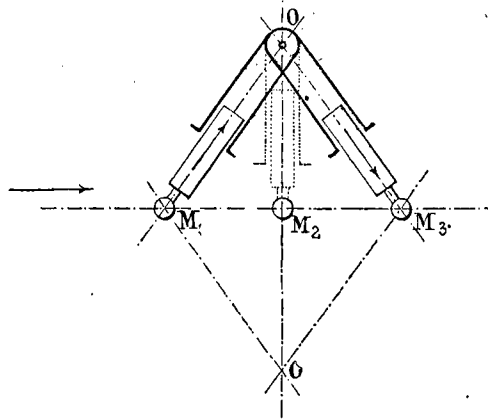


FIG. 529.

supplée à la diminution de pression de la vapeur.

355. Machines élévatoires d'eau. — Les installations pour fournir de l'eau aux villes qui n'en reçoivent pas naturellement ne diffèrent pas sensiblement de celles que nous venons de décrire à propos des mines.

Les conditions de travail sont les mêmes, mais on dispose d'un espace moins restreint : on n'a pas toutes les sujétions qui existent au fond d'un puits ; les machines employées sont très souvent à soupapes ou genre Corliss.

La tige de la pompe est dans le prolongement de la tige des pistons à vapeur, avec ou sans volant.

Dans toutes ces machines, un régulateur n'est pas indispensable ; il en est comme des machines marines : si la vitesse croît, le travail résistant dû au frottement de l'eau dans les conduites croît aussi, et environ comme le carré de la vitesse ; il s'établit nécessai-

rement un équilibre stable. Cet équilibre n'est rompu qu'au cas du désamorçage d'une pompe, de même lorsque dans un coup de tangage l'hélice sort de l'eau.

Le conducteur de la machine, en étranglant la vapeur, empêche la machine de s'emporter.

356. Machines soufflantes. — Compresseurs. — Les machines soufflantes pour hauts-fourneaux, cornues Bessemer, convertisseurs des divers genres, compriment l'air à une pression qui ne dépasse pas quelques kilogrammes (2 kilogrammes à 2 kil. 5), c'est-à-dire à une pression inférieure à celle de la vapeur des chaudières.

La disposition la plus usitée de ces machines est la même que celle des machines élévatoires, cylindre à air dans le prolongement du cylindre à vapeur. Le volant est plus indispensable que dans les appareils hydrauliques, où la résistance à vaincre est constante. Ici, au contraire, la pression de l'air dans le cylindre croît, tandis que décroît le travail moteur de la vapeur qui se détend.

Aussi, le volant est d'un usage constant. Nombre d'autres dispositions sont employées pour :

357. Compresseurs d'air. — Les machines à balancier ne se construisent plus; mais il en existe plusieurs; cylindres à vapeur et cylindre à air sont disposés verticalement de chaque côté du balancier qui les relie.

Un type usuel est vertical. Il se compose de deux cylindres à vapeur surmontés chacun d'un cylindre à air. Les cylindres à vapeur sont inégaux, Compound ou Woolf; les cylindres à air sont du même diamètre, ou quelquefois compriment l'air en cascade. Le volant se place entre les deux groupes en tandem. L'arbre de couche se

compose d'une partie cylindrique portant le volant en son milieu ; une manivelle en acier moulé est rapportée à chaque extrémité.

Les bielles s'articulent sur les boutons de ces manivelles. On trouve là tous les avantages des machines verticales, et l'espace occupé est réduit à son minimum. La surveillance et l'entretien sont un peu moins faciles, à cause de la grande hauteur de l'appareil.

L'air destiné à la transmission de la force à distance est comprimé à une pression variant de 4 à 8 kilogrammes. Les machines employées n'offrent aucun détail caractéristique.

Nous retrouvons la machine verticale ou horizontale, avec les dispositions que nous leur connaissons. Les figures 530 et 531 représentent l'ensemble d'une installation robuste et établie avec soin.

Les torpilles automobiles sont munies d'une petite machine Brotherhood, qui reçoit, par un détenteur, l'air du réservoir où il est à la pression de 80 à 85 kilogrammes. Les machines, destinées à comprimer l'air à cette haute pression, sont souvent mues par le moteur de l'atelier ; une poulie sur l'arbre des pompes reçoit la courroie de transmission.

L'air est comprimé en cascade dans trois cylindres successifs de volumes décroissants.

Sur les bâtiments de guerre, la pompe porte son moteur. Les tiges des pistons à air et à vapeur sont dans le prolongement avec volant régularisateur. Les trois espaces de volume décroissant, où se comprime l'air successivement, sont enfermés dans une seule capacité cylindrique ; le premier est un cylindre ordinaire, les deux autres sont annulaires.

Dans la machine Thirion, le cylindre à vapeur est en

bas, et l'arbre à manivelles entre ce dernier et le cylindre à air qui est à la partie supérieure.

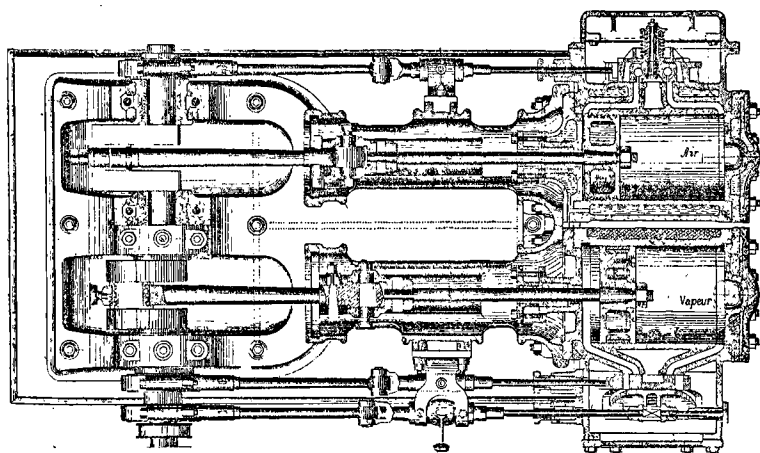
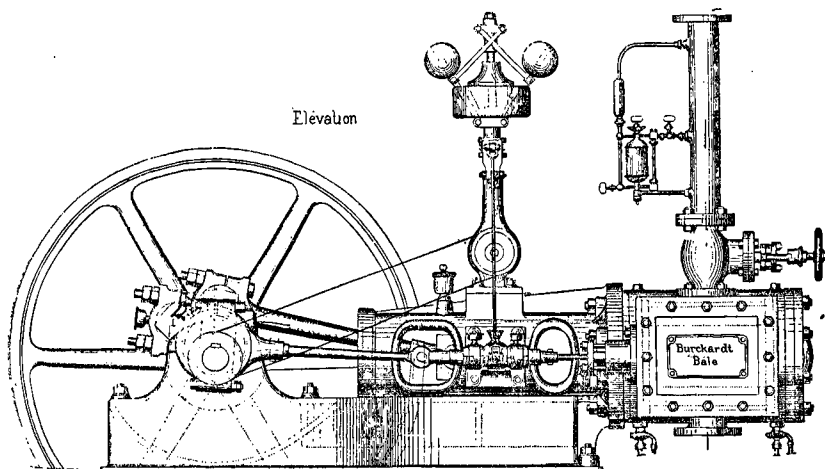


FIG. 530 et 531. — Plan.

Dans la machine Brotherhood, l'arbre est tout à fait au bas; au dessus est le cylindre à vapeur surmonté du cylindre à air; deux ou trois de ces ensembles sont accolés pour former un même appareil. L'arbre est à deux ou

trois coudes et porte un volant régularisateur de vitesse.

L'air, en se comprimant, s'échauffe; si, une fois comprimé, on le refroidit, par exemple dans une sorte de

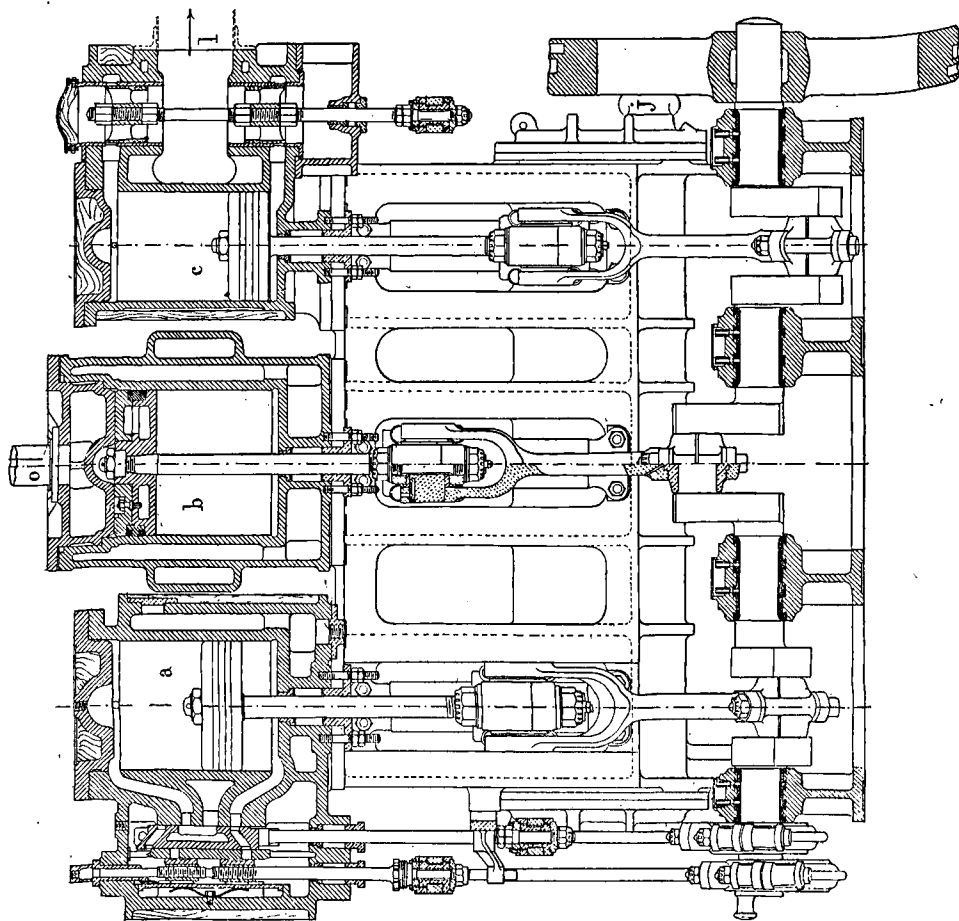


FIG. 532.

condenseur par surface, et qu'on le détende alors, on arrive à produire un abaissement intense de température.

358. Appareils frigorifiques. — C'est sur ce principe que sont conçus les appareils frigorifiques en

usage dans les Marines marchande et de guerre, et aussi dans nombre d'installations à terre.

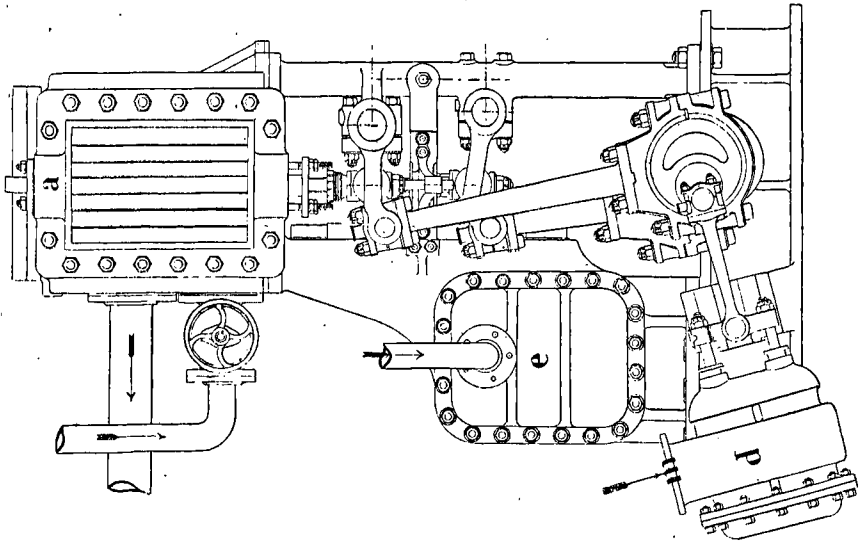


Fig. 534.

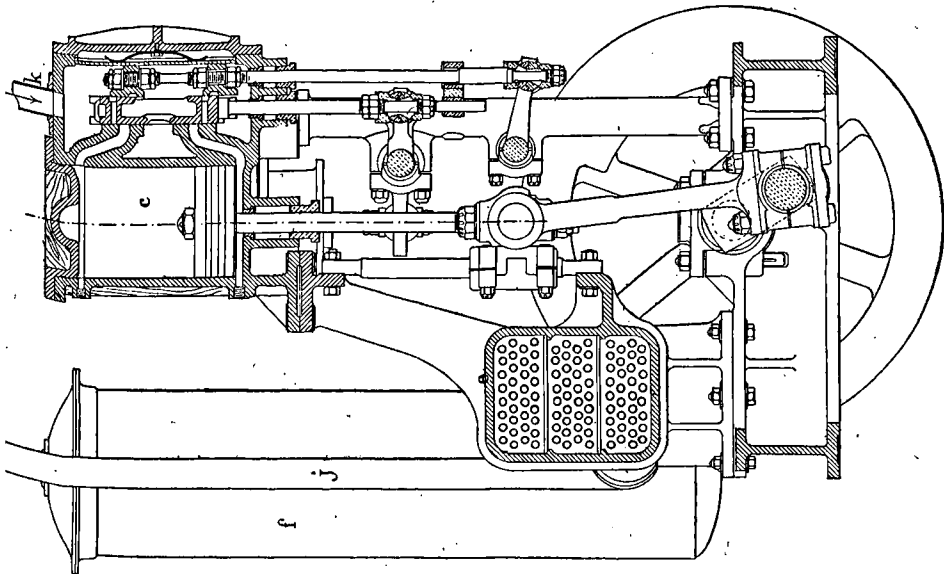


Fig. 533.

Dans l'appareil (*fig. 532 à 534*) que construit la maison Mourraile à Toulon, l'air en se détendant restitue sa

force motrice dans un cylindre spécial. L'ensemble comporte trois cylindres. Le premier *a* est le cylindre moteur à vapeur ; celui du milieu *b* est le cylindre compresseur d'air ; enfin, *c* est le cylindre détenteur d'air. Chacun de ces cylindres comporte un tiroir avec détente Meyer ; le cylindre détenteur admet seulement par le tiroir plan et fait son évacuation par un tiroir cylindrique en bronze, rendu nécessaire par la formation de neige ou de glace. Le tiroir du cylindre compresseur est sur le côté, comme le tiroir plan du cylindre détenteur (*fig.* 533). Il y a donc, en somme, sept tiges de tiroir ou de détente à conduire ; par une très ingénieuse disposition, telle qu'on en rencontre sans cesse dans les appareils sortis de la maison Mourraille, deux excentriques seulement suffisent à conduire ces sept tiges. Le calage des trois manivelles est établi en conséquence, et la machine très bien balancée a un fonctionnement doux et régulier.

La vapeur évacue à l'air libre ou au condenseur auxiliaire du bord ; *e* est le réfrigérant où l'air abandonne sa chaleur de compression et d'où il va, par le conduit *j*, déposer son humidité dans le sécheur à chicanes *f*.

La circulation d'eau de mer au réfrigérant et autour du cylindre compresseur, muni d'une enveloppe, est produite par une pompe *d* à deux pistons type Audemar (*fig.* 408, 409, t. I), qui donne un débit régulier et sans chocs. *m* est l'aspiration de cette pompe ; *o*, la sortie d'eau de circulation, après avoir rafraîchi le cylindre compresseur ; *l*, la sortie de l'air froid pour se rendre aux soutes à rafraîchir.

Ce type est en usage sur les paquebots des Messageries Maritimes et sur les cuirassés de la Marine, dont les soutes ont besoin d'être rafraîchies pour la conservation des poudres.

Voici quelques résultats des essais de la machine frigorifique (grand modèle) du paquebot *l'Armand-Béhic* :

Nombre de tours	160
Ordonnée moyenne dans le cylindre à vapeur.	2 ^k ,58
» » compresseur.	2 ^k ,31
» » détendeur . .	1 ^k ,45
Puissance développée dans le cylindre à vapeur.	86 ^{chev.}
» cylindre détenteur.	36 ^{chev.}
Travail mesuré sur le piston compresseur. . .	105 ^{chev.}
Température de l'air ambiant	18°
» à l'évacuation du compresseur. .	125°
» à l'arrivée au détenteur	20°
Pression à la boîte à tiroir du détenteur . . .	4 ^k ,8
Température de l'air sortant du détenteur. .	35°
Abaissement de température	53°

(Essais du 10 novembre 1892.)

Ce jour-là, l'atmosphère était très humide, et une assez forte proportion du froid obtenu s'est dépensée en condensation et congélation de la vapeur d'eau contenue dans l'air, ce qui a diminué le rendement frigorifique apparent.

359. Machines de laminoirs. — Ce sont des machines d'une grande puissance, dépassant parfois 3 000 chevaux, mais qui n'offrent pas de dispositions spéciales. Le travail de ces moteurs est extrêmement variable, brusquement d'ailleurs, au moment de l'engagement et à la sortie des lingots. Il est difficile de leur adapter un régulateur convenable, et, dans quelques usines, on supprime tout régulateur, remplaçant cet appareil par un homme à la valve d'arrivée de vapeur.

La vitesse n'a pas besoin d'une grande uniformité, elle varie dans de grandes limites. Il n'est pas rare de voir

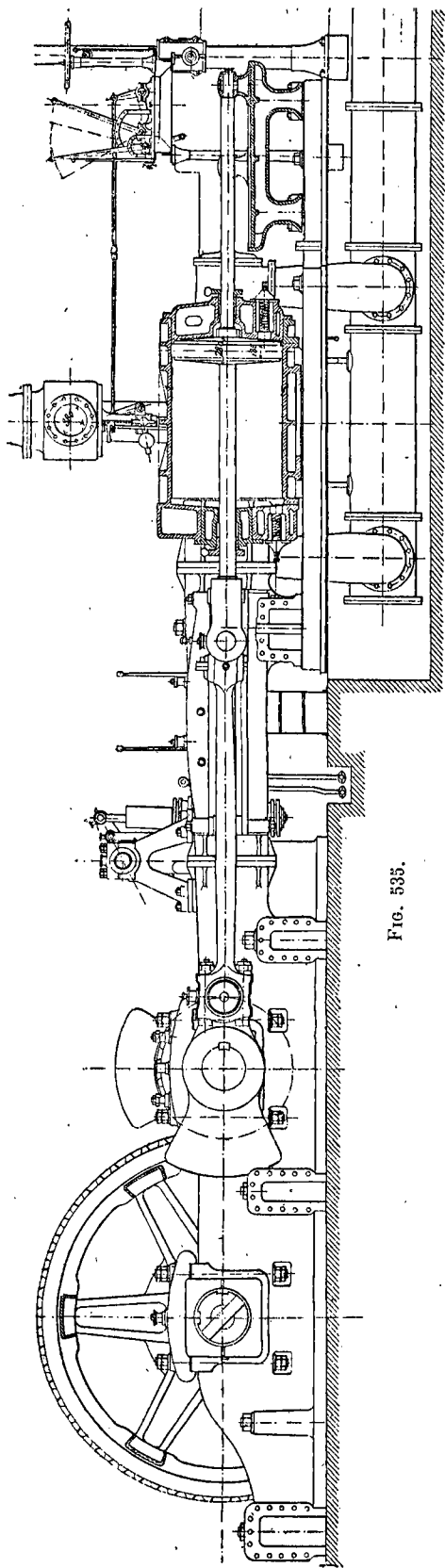


FIG. 535.

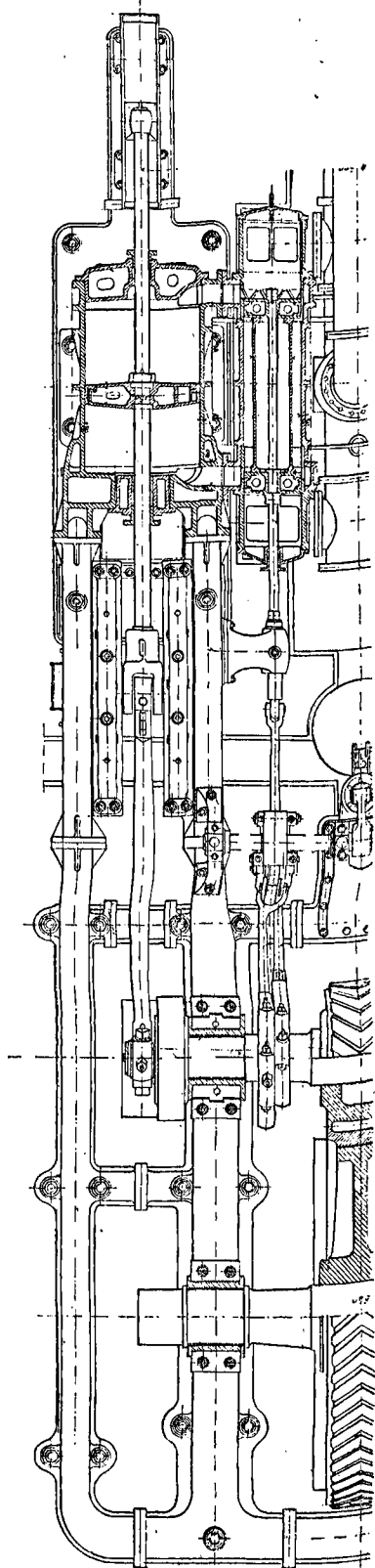


FIG. 536.

la machine caler, lorsqu'on engage simultanément des lingots dans un trop grand nombre de laminoirs, le volant n'ayant pas une vitesse suffisante.

Des machines de laminoirs, les unes tournent constamment dans le même sens, les autres sont à renversement de marche. Les premières sont munies de très lourds volants attaqués par un train d'engrenages faisant, eux aussi, office de volants. Ces machines sont horizontales à un ou deux cylindres égaux, rarement Compound; la détente dans deux cylindres se prête mal à de si grandes variations de force.

Depuis quelques années on vient au type vertical; l'espace immobilisé est moindre, mais la machine est aussi moins accessible. La distribution Corliss, ou toute autre analogue, est employée et avec raison, pour des machines monocylindriques. La machine verticale représentée (*fig.* 471 et 472) est une machine de laminoirs construite un assez grand nombre de fois.

Les machines à renversement de marche sont plus coûteuses à établir, et plus compliquées de mécanisme; aussi, sont-elles plus rares. On dispose pour y suppléer, un débrayage et une série de trois pignons d'angle, pour renverser le sens de rotation de l'arbre: la machine motrice continuant à tourner dans le même sens, le changement de marche, s'il existe, se fait par une coulisse.

La machine reversible du grand train de tôlerie du Creusot est de la force de 3 000 chevaux indiqués. Elle comporte deux cylindres jumeaux de 1^m,20 de diamètre et 1^m,50 de course (*fig.* 535, 536). L'admission, réglée à 0^m,75 de la course, permet de démarrer dans toutes les positions; mais, par contre, la détente est faible, et la consommation de vapeur élevée (18 à 20 kilogrammes par cheval-heure). Les tiroirs sont cylindriques, les coulisses

d'Allan déplacées par un servo-moteur hydraulique. La machine fait 75 tours à la minute, vitesse qui a été portée à plus de 100 tours pour des laminages spéciaux de tôles minces, lesquelles exigent une puissance bien plus considérable que les tôles épaisses. A 100 tours, la vitesse moyenne des pistons est de 5 mètres environ, ce qui est considérable pour une si grosse machine.

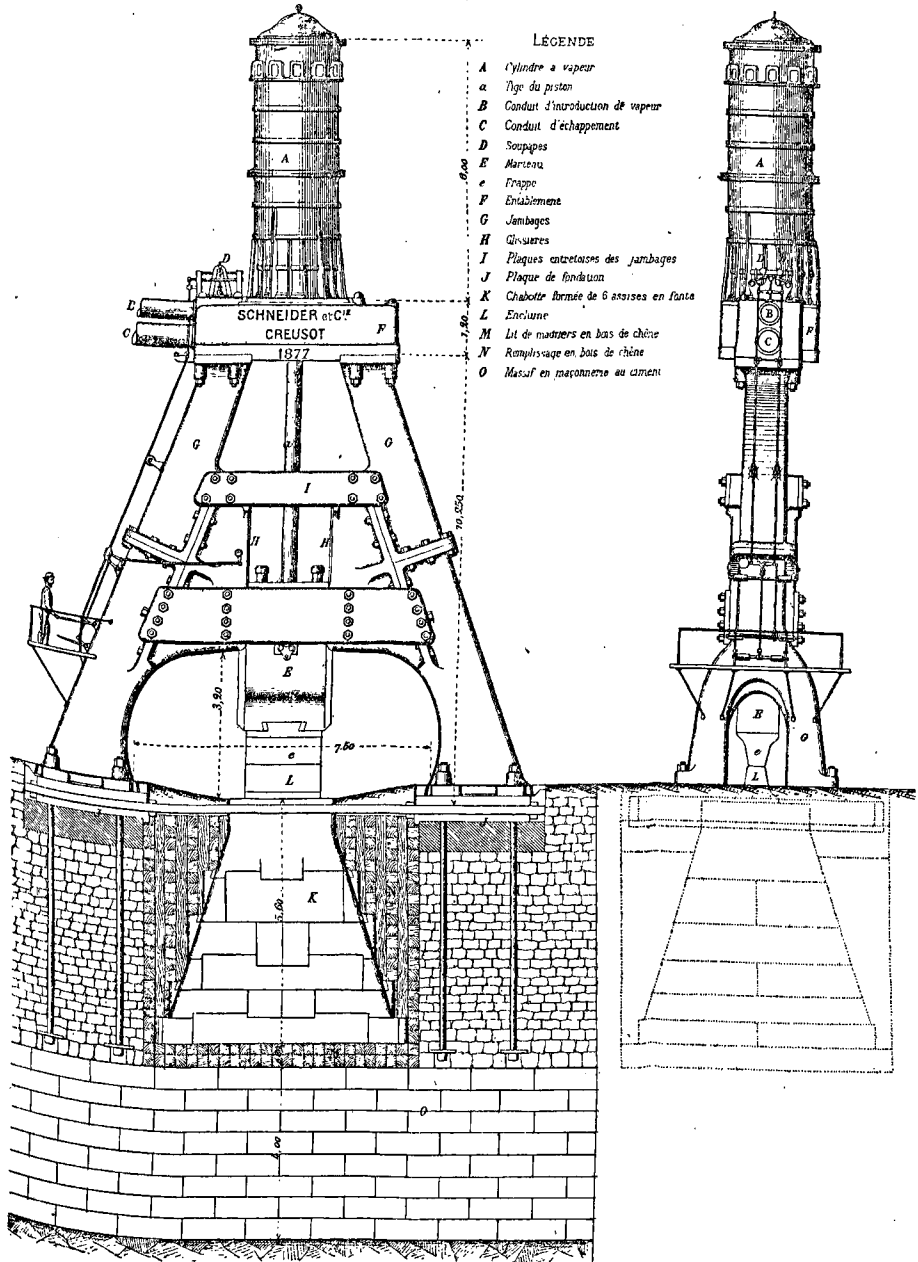
360. Marteaux-pilons. — Ils sont de diverses espèces. Le marteau frontal, l'ancien martinet, existent encore, mus par la vapeur, pour travailler divers aciers durs à outils. Ils sont actionnés par un arbre muni de cames, qui reçoit son mouvement de la machine de l'atelier.

Le marteau-pilon à simple effet, celui qui atteint les puissances les plus considérables, est d'un mécanisme simple.

Un support robuste (*fig.* 537, 538), le plus souvent en fonte, parfois en tôlerie, supporte le cylindre vertical. Ce support a la forme d'un A en élévation; le bas, sous le cylindre, est bien dégagé pour la manœuvre des pièces à forger. A la partie inférieure et de profil, les jambes se divisent chacune en deux jambages, pour assurer la stabilité transversale du tout; l'appui se compose ainsi de quatre points. La légende indique suffisamment le mode d'agencement du pilon représenté ci-contre, qui est le marteau de 100 tonnes du Creusot.

Le marteau, construit d'abord du poids de 80 tonnes, a été porté, par la suite, à 100 tonnes, le bâti ayant été construit assez robuste pour supporter cette augmentation de poids.

La course du piston dans le cylindre est de 5 mètres, d'où une puissance disponible de 500 000 kilo-

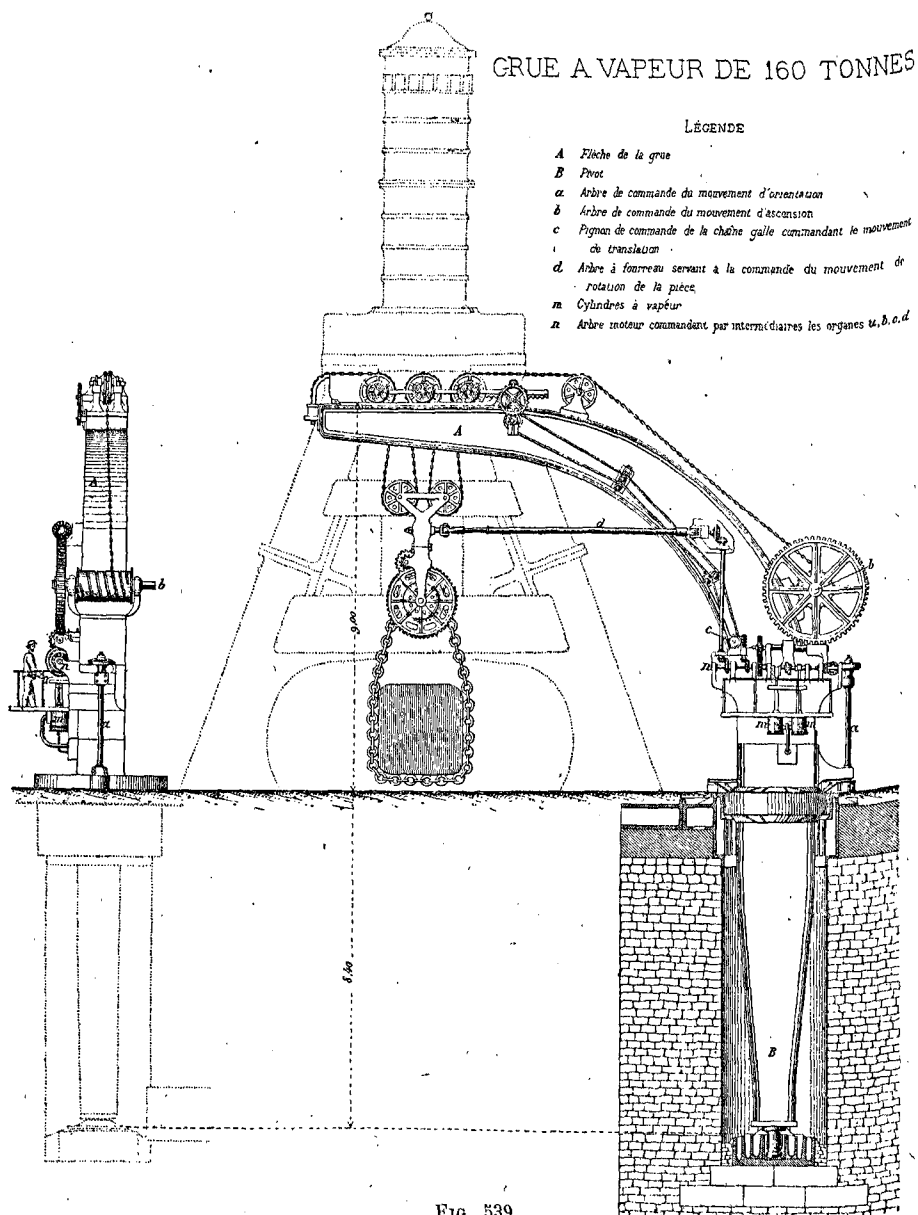


LÉGENDE

- A Cylindre à vapeur
- a Tige du piston
- B Conduit d'introduction de vapeur
- C Conduit d'échappement
- D Soupapes
- E Marteau
- e Frippes
- F Entablement
- G Jambages
- H Glissières
- I Plagues entretoises des jambages
- J Plaque de fondation
- K Châssis formé de 6 assises en fonte
- L Enceinte
- M Lit de madriers en bois de chêne
- N Remplissage en bois de chêne
- O Massif en maçonnerie ou ciment

FIG. 537 et 538.

grammètres; mais il convient, dans chaque cas, de déduire de la hauteur de chute la hauteur du lingot à forger.



L'admission et l'évacuation de la vapeur se font par des soupapes équilibrées, commandées au moyen de tringles aboutissant à une passerelle de manœuvre.

Le calcul de l'effort statique auquel est soumis le bâti ne présente pas d'incertitude ; mais ce que l'on ne peut prévoir, c'est l'effet des vibrations et trépidations dues aux chocs répétés dans le fonctionnement du marteau. On donne toujours un excès de masse et de solidité à la partie fixe, qui d'ailleurs prend du jeu assez rapidement.

Un pilon ne va pas sans un attirail de grues puissantes pour transporter les lingots.

Il y a généralement quatre grues disposées symétriquement entre les fours à réchauffer et le pilon à desservir. La figure 539 représente deux des grues du pilon de 100 tonnes du Creusot.

Tous les mouvements de la grue se font mécaniquement par la seule machine *mm* et une série d'embrayages. L'arbre *d* attaque par une vis sans fin un pignon hélicoïdal qui, par l'intermédiaire de deux trains d'engrenages, déplace la chaîne de suspension du lingot et détermine sa rotation. Cet arbre *d* est à fourreau avec joints universels, et peut suivre tous les mouvements de la pièce.

Dans les marteaux-pilons, la vapeur travaille à pleine pression et, de plus, avec un énorme espace mort, mesuré par la hauteur de la pièce à forger. En outre, il n'y a pas de compression qui réduirait l'effet utile du choc du marteau. Toutefois, le mécanisme est si simple et si robuste, qu'on ne peut songer à le remplacer par un autre mode de soulèvement plus économique en vapeur consommée.

On a construit des pilons dans lesquels le piston était fixe et suspendu par le sommet de la tige. Le cylindre, faisant partie du marteau, se déplaçait le long

du piston. Cette disposition est défectueuse ; le cylindre est une pièce plus complexe que le piston : la soumettre, au lieu de celui-ci, aux vibrations du choc, est une grave anomalie, d'autant qu'il fait corps intimement avec la frappe. Le piston, au contraire, est séparé du marteau (dans le pilon ordinaire) par une longue tige qui ne transmet que partiellement les vibrations.

Les marteaux à simple effet se font de toutes les dimensions, depuis 2 000 ou 3 000 kilogrammes ; au dessous, on emploie le marteau à double effet.

Les marteaux de 500 à 2 000 kilogrammes se font à *double effet*. La masse du marteau se compose uniquement de la tige très lourde et massive. La vapeur agit sous le piston pour le soulever, et vient ensuite au-dessus ajouter son effet à l'action de la pesanteur.

Le cylindre est porté par un seul jambage suffisamment robuste et qui laisse l'accès de l'enclume bien dégagé.

Les divers systèmes ne diffèrent guère entre eux que par le mode de distribution de la vapeur.

Dans le type *Sellers* (*fig.* 540 à 543), il n'existe sur la tige qu'un presse-étoupes à la partie inférieure. Le couvercle du cylindre porte un fourreau capable de contenir la tige relevée.

Le tiroir à coquille est manœuvré à la main au moyen de la série des leviers *a, b, c, d, e, l*.

Le point *e*, autour duquel pivote le levier *del*, au lieu d'être fixe, se déplace sous l'action du renvoi de sonnette *fgh* ; le point *h* est solidaire du colier *ki* qui embrasse la tige, et dont les doigts *k* et *i* coulissent dans deux encoches obliques creusées sur l'axe de cette tige (*fig.* 541 et 544).

Lors donc que la tige va monter, le collier sera déplacé de *i* vers *k* ; l'articulation *e* sera entraînée également, et

le tiroir déplacé, si, du moins, on n'a pas fait varier

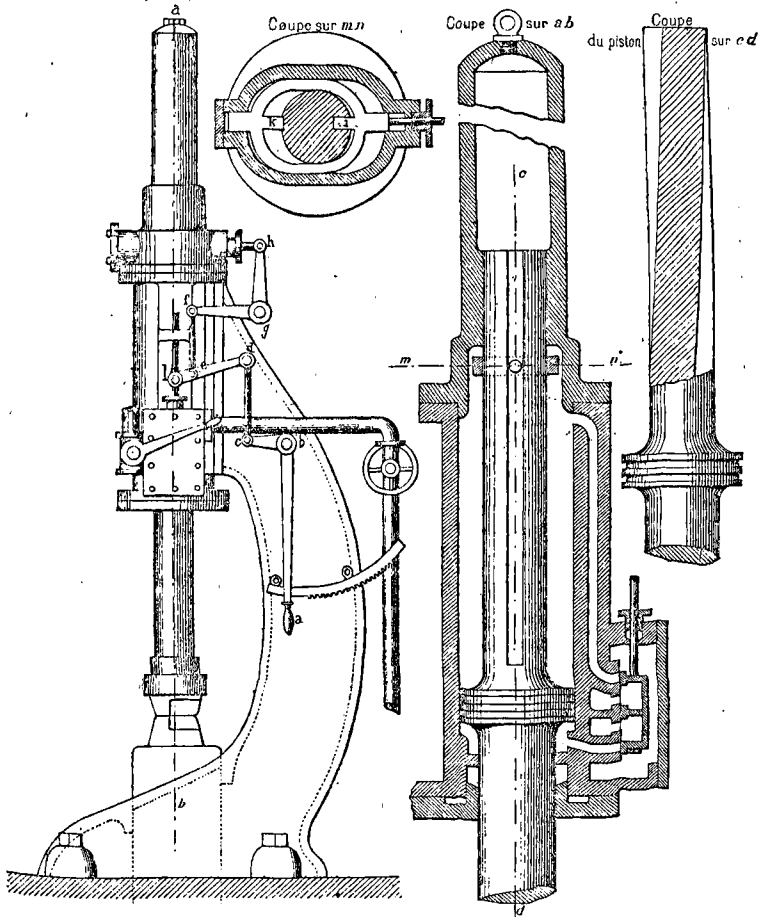


FIG. 540, 541, 542 et 543.

le point *d* ; la vapeur qui arrivait en dessous passera en dessus, et le marteau viendra frapper l'enclume. Mais alors le tiroir sera de lui-même ramené à sa première position, et le piston remontera.

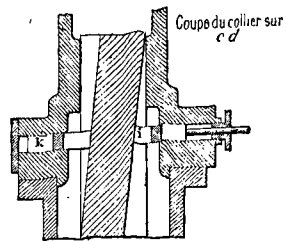


FIG. 544.

Le fonctionnement du marteau est donc le suivant : ou bien, au moyen du levier ab , on peut corriger le déplacement automatique du point e et maintenir le marteau au sommet de sa course, ou dans telle position qu'on voudra ; ou bien, en immobilisant le levier ab , au cran convenable, le marteau balancera en décrivant telles oscillations de haut en bas que l'on voudra, oscillations qui peuvent être assez courtes, pour qu'il ne rencontre pas l'enclume.

Ce mécanisme a été appelé d'asservissement ; à chaque position du levier a correspond une position du piston.

Le marteau Sellers fonctionne bien, mais est difficile à réparer ; le collier intérieur a souvent des avaries qu'on ne peut visiter sans un pénible démontage. Les organes inaccessibles sont toujours à éviter.

De plus, les surfaces baignées par la vapeur sont très développées, par suite de cette contre-tige, et du chapeau qui la contient.

Marteau-pilon du Creusot. — Un autre type fort en usage est celui du Creusot. Il porte deux presse-étoupes sur la tige du piston, un au-dessous, un au-dessus du cylindre.

L'organe d'avertissement, très analogue au précédent, est tout extérieur et très accessible.

La double coulisse creusée dans la tige du piston est remplacée par une coulisse extérieure. La forme du jambage et de l'enclume sont les mêmes.

361. Locomotives. — Ce que nous dirons sur les locomotives, et qui sera très bref, se rapporte exclusivement à la machine à vapeur, sans entrer dans aucune question de stabilité, adhérence, appareil évaporatoire, etc.

Les caractéristiques de la machine de locomotive sont : la simplicité du mécanisme, une construction robuste capable de résister aux trépidations et la possibilité de grandes variations dans l'effort à produire. D'autre part, elle présente cette particularité que l'essieu moteur n'est pas fixe par rapport au cylindre, mais peut se déplacer avec ses coussinets entre les plaques de garde, de quelques centimètres dans une direction perpendiculaire à l'axe du cylindre. Ce dernier est suspendu aux longerons, lesquels reposent sur les essieux par l'intermédiaire des ressorts. De là, une difficulté de plus pour atteindre les grandes vitesses de rotation.

Les machines sont à haute pression (8 à 15 kilogrammes), et l'échappement, destiné à produire le tirage, se fait à une pression encore élevée (1 kil. 500 à 2 kilogrammes). La compression est forte, et l'échappement notablement anticipé. Jusqu'à ces derniers temps, les locomotives étaient à deux cylindres égaux avec admission directe, tiroir à coquille et coulisse de changement de marche. Les cylindres sont à l'intérieur des roues avec essieu moteur coudé. Cet essieu est de construction délicate, et sa rupture est moins rare qu'on ne l'eût supposé. Ou bien, les cylindres sont à l'extérieur des roues, et la bielle attaque l'essieu moteur par un bouton tenu dans un rayon renforcé de la roue.

Depuis quelques années, on s'est décidé à adopter des machines Compound, qui ont un avantage certain.

La C^{ie} P.-L.-M. en a environ 150 en service : 50, aux express ; 100, aux marchandises et aux voyageurs sur les lignes accidentées. Dans les premières les deux cylindres à haute pression sont entre les roues, commandant l'essieu coudé d'avant, essieu placé après le bogie ; les deux cylindres à basse pression sont à l'ex-

térieur et attaquent les roues arrière. Dans les machines de marchandises la disposition des cylindres est l'inverse : les grands cylindres sont entre les longerons.

Dans une autre disposition usitée en Angleterre, les cylindres à haute pression, au nombre de deux, sont à l'extérieur; il n'y a qu'un seul cylindre de détente à l'intérieur des longerons.

Il existe toujours un système permettant de démarrer et qui revient, par des artifices variables, à transformer momentanément l'appareil en machine à admission directe. Sur le P.-L.-M. on envoie de la vapeur directement de la chaudière aux grands cylindres à travers un régulateur, qui débite la vapeur, à la pression de régime des détenteurs.

Les machines Compound réalisent une notable économie de charbon, jusqu'à 25 p. 0/0 dans certains cas; mais elles coûtent plus cher, sont d'un entretien plus compliqué, et surtout la dépense de graissage est bien sensiblement doublée.

Les locomotives marchent fréquemment, le régulateur fermé; d'où, absence de vapeur pour lubrifier les frottements intérieurs. Un graisseur spécial existe, à la main du mécanicien, pour graisser tiroir et cylindre; d'ailleurs, on laisse le plus souvent une légère admission de vapeur.

Dans la marche à contre-vapeur, la machine, fonctionnant comme une pompe, aspire les gaz chauds de la cheminée mêlés d'escarbilles qui viennent rayer les glaces et les cylindres. Pour remédier à cet inconvénient, on envoie un jet de vapeur ou d'eau de la chaudière à l'évacuation; on dispose sur l'admission de vapeur une soupape s'ouvrant de l'extérieur à l'intérieur, dite soupape Ricour; la vapeur la tient fermée

en marche normale, et, à contre-vapeur, elle s'ouvre sous l'aspiration du piston et laisse pénétrer l'air frais. La soupape Ricour est peu usitée.

La distribution se fait par tiroir à coquille à simple orifice non compensé. Ce tiroir est conduit par une coulisse Stephenson, Allan ou Gooch, ou encore un mécanisme Walschaert ou Joy; ce dernier système n'a pas été appliqué en France et est abandonné en Angleterre; il transmet davantage au tiroir les trépidations de la voie. Les autres distributions sont toutes aussi satisfaisantes, et leur emploi est déterminé surtout par les positions relatives du tiroir et du cylindre: distribution Walschaert ou Joy pour un tiroir surmontant le cylindre, et l'une ou l'autre des coulisses selon le plus ou moins grand espace dont on dispose entre l'essieu moteur et le tiroir. Les systèmes de détente par tiroirs superposés ont été abandonnés à cause de la complication du mécanisme.

M. Ricour a appliqué aux locomotives de l'État le tiroir cylindrique en y faisant de légères modifications. Dans ce tiroir, composé, comme à l'ordinaire, de deux pistons enfilés sur la même tige, les bagues des pistons sont d'un diamètre inférieur de quelques dixièmes de millimètres au diamètre du cylindre où ils jouent. La vapeur admise entre les pistons passe, par une disposition spéciale, derrière les bagues, et les applique sur la glace cylindrique. Dans la marche à régulateur fermé, les bagues ne frottent pas; l'usure est diminuée. Ce tiroir a donné parfois de bons résultats.

Deux mécanismes de distribution, comportant l'emploi de quatre distributeurs sont à l'essai dans diverses Compagnies. Dans le *système Bonnefond*, sur les chemins de fer de l'État, les quatre distributeurs sont

plans (*fig. 545, 546*). Un excentrique B fait osciller la coulisse A, laquelle transmet, au moyen de la bielle suspendue C, son mouvement au levier D, oscillant autour de son point milieu.

A l'extrémité inférieure du levier D, s'articulent les tiges des tiroirs d'évacuation N, animés d'un mouvement continu, tandis que l'extrémité supérieure commande les tiroirs d'admission par l'intermédiaire d'un mécanisme à déclenchement.

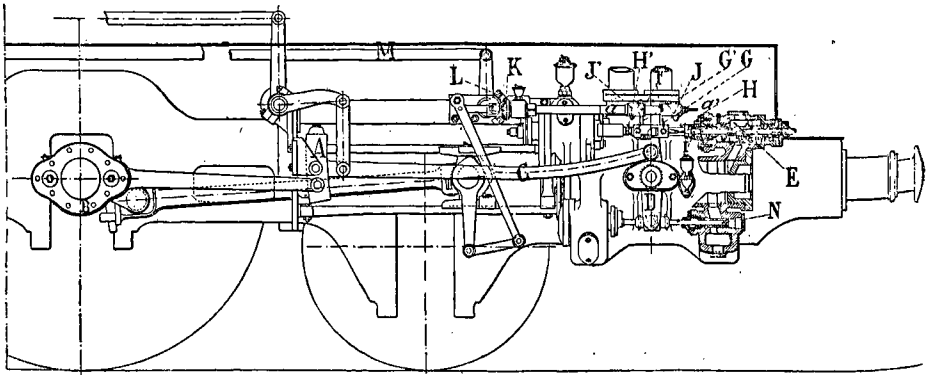


FIG. 545.

Un varlet rectangulaire FGII (*fig. 546*) oscille autour de son sommet. La branche FG est maintenue verticale par la tension du ressort T; l'autre branche H, terminée en pointe, se trouve en face de la tige I, en pointe également, du tiroir d'admission M. Supposons que la tête du levier D, ou, ce qui revient au même, le point G se déplace vers la droite, la pointe H va repousser la tige et provoquer l'admission.

Dans ce mouvement, le doigt F rencontrera l'hélice J, et, le varlet FGH basculant, le tiroir deviendra libre, et reprendra sa position première, chassé par le ressort V. SS est un guide dans lequel coulisse le renfort P de la tige;

cette tige ayant un diamètre plus fort en QQ qu'en RR, l'action de la vapeur s'ajoute à l'effet du ressort V.

Quant à l'hélice JJ, qui sert de butoir, elle est portée par un arbre aa' , lequel est animé d'un mouvement alternatif au moyen d'un système articulé issu de la crosse du piston. Le pignon K est engagé par un carré sur l'arbre aa' , et peut lui imprimer un certain déplacement angulaire sous l'impulsion du secteur L solidaire du

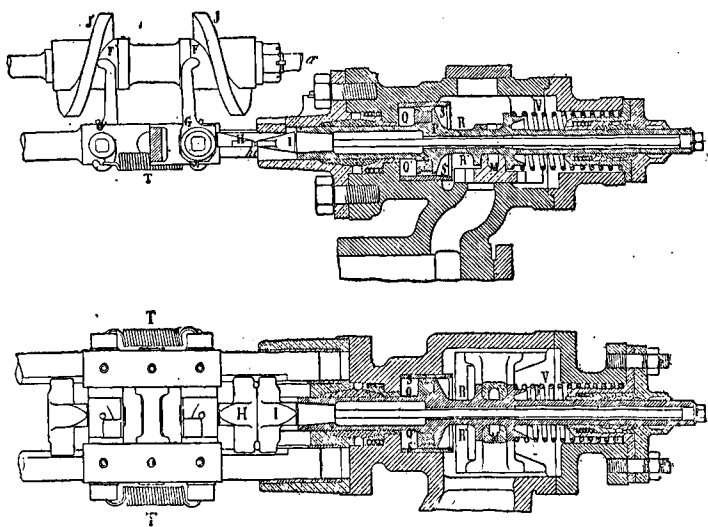


FIG. 546.

levier M. C'est ce levier M qui détermine le degré de détente par la position qu'il donne aux hélices.

Ce mécanisme de détente est assez complexe, et il arrive parfois que des ratés se produisent à l'admission, les tiroirs n'ouvrant ou ne fermant pas. Cependant, il semble avoir déterminé une certaine économie de vapeur. Le diagramme qu'il fournit est beaucoup plus plein qu'avec le tiroir ordinaire; l'avance à l'échappement n'est que de 0,04 à 0,05 de la course, et la compression

0,09 à 0,10, tandis que le tiroir à coquille eût donné respectivement 0,34 et 0,40.

La *distribution Durand et Lemanchez* comporte quatre tiroirs oscillants analogues aux Corliss, mais sans déclenchement (*fig. 547*).

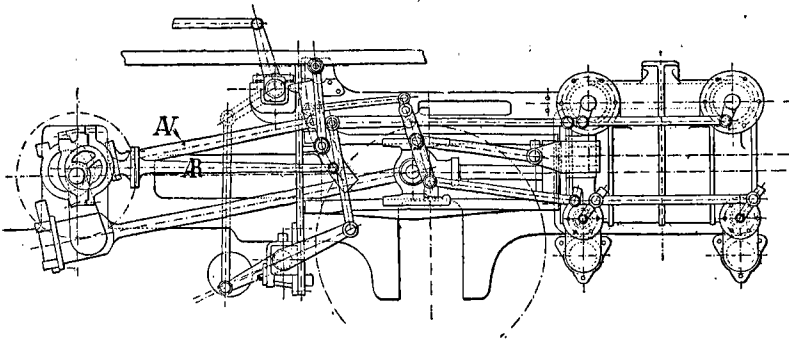


FIG. 547.

Les deux tiroirs d'admission sont articulés sur un même bras; il en est de même des deux tiroirs d'évacuation, mais ces deux bras sont conduits par des points différents de la coulisse. Le mécanisme est, en somme, fort simple; il donne des avances linéaires sensiblement constantes et des compressions modérées. Il a permis de réaliser une économie de combustible de 18 p. 0/0 environ, sur une locomotive en service.

362. Construction des locomotives. — Le mode de construction des machines de locomotives n'offre rien de spécial. Les cylindres n'ont pas d'enveloppe de vapeur, ni de chemise rapportée à l'intérieur. Les pistons se font en fer, genre Suédois, et aussi en fonte. Les pièces mobiles sont en acier doux; les bagues ou segments des pistons, le plus souvent au nombre de deux, sont en fonte. La crosse, en fer ou en acier moulé, porte

des patins en fonte; les glissières sont en acier demi-dur. Les bielles, plates et très allongées, sont à chapeau et à clavettes.

363. Machines rotatives. — La machine rotative est-elle la machine de l'avenir? Ou bien est-ce irréalisable de faire travailler la vapeur d'un mouvement continu?

L'une et l'autre opinion ont été soutenues. Nous n'avons pas à prendre position dans cette controverse. Constatons seulement que la machine rotative est trop séduisante pour que l'esprit inventif se lasse jamais de la poursuivre.

Pourquoi cherche-t-on à atteindre, par l'emploi de l'électricité, les grandes vitesses des locomotives? La dynamo est un moteur rotatif, dont toutes les pièces sont symétriques autour de l'axe; la vitesse, toujours de même signe, ne met pas en jeu des forces d'inertie variables et complexes. Tout est continu, absence de chocs et de trépidations. Quel immense progrès si l'on trouvait le moteur à vapeur rotatif et bien équilibré!

D'un autre côté, les essais ont été si décourageants, si infructueux, toutes les machines construites ont donné des résultats si négatifs, que cette recherche semble bien utopique.

Dans les machines rotatives, on distingue deux classes nettement tranchées. La vapeur agit, soit par expansion dans un volume de dimensions variables: l'une des parois mobiles recueille la puissance développée; soit par réaction: la vapeur cède, à la paroi qu'elle rencontre, la force vive qu'elle prend en s'échappant, ce sont les *turbines*. Du premier genre de ces machines, aucune n'a d'application industrielle, aucune n'a pu rendre de services.

L'une des premières de ce type, celle de Bramah, un des

contemporains de Watt, affecte une forme souvent reproduite depuis avec des modifications diverses (*fig. 548*). Le piston est formé d'un cylindre à axe parallèle au cylindre extérieur, mais excentré par rapport à ce dernier. Ce piston porte quatre rainures où s'insèrent quatre ailettes chassées vers l'extérieur par des ressorts. La vapeur arrive par l'orifice *c*, évacue en *c'*, ce qui détermine la rotation dans le sens de la flèche.

Machine de Bramah.

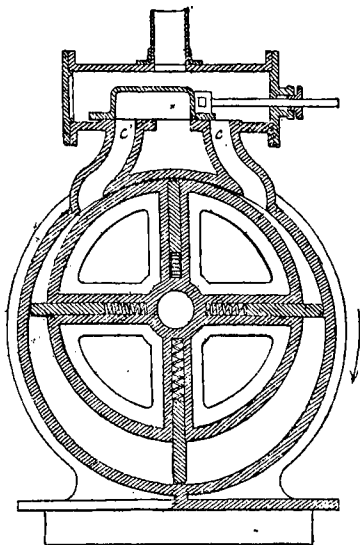


FIG. 548.

Le tiroir permet d'invertir le sens de la marche. L'admission a lieu pendant un quart de tour environ. Il est très difficile de faire étanches les ailettes de section rectangulaire, surtout à l'angle rentrant du cylindre. La détente est nulle, car à l'instant où commence l'évacuation, le segment plein de vapeur a un volume précisément égal à celui qu'il avait à la fin de l'admission.

La détente qui se produit dans la partie inférieure du cylindre est compensée par une égale compression.

Tout récemment, M. Brown a construit un moteur rotatif qui peut être considéré comme dérivant de la machine de Bramah. Le cylindre *C* (*fig. 549 à 551*) contient un piston *G* excentré, dont la section elliptique, mesurée perpendiculairement à l'axe, est égale à la moitié environ de celle du cylindre; ce rapport est également celui des volumes.

Vue en bout.

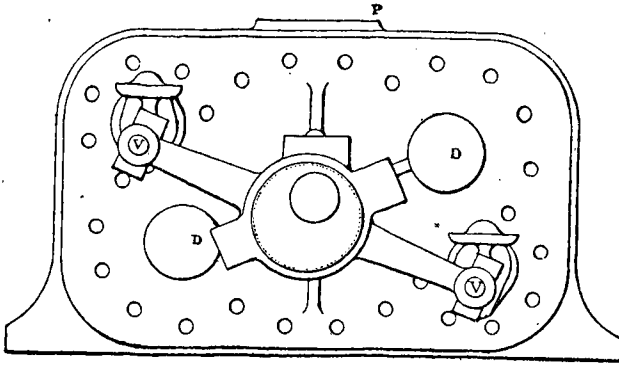


FIG. 549.

Coupe transversale.

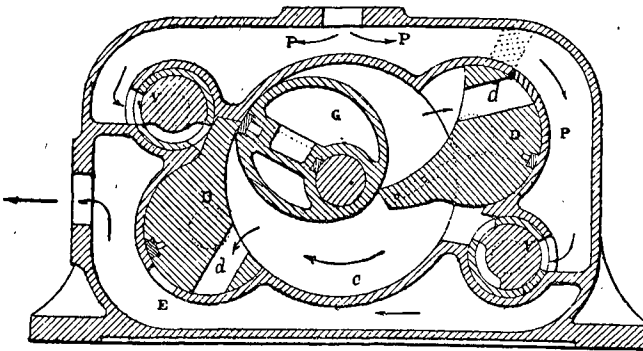


FIG. 550.

Coupes radiales.

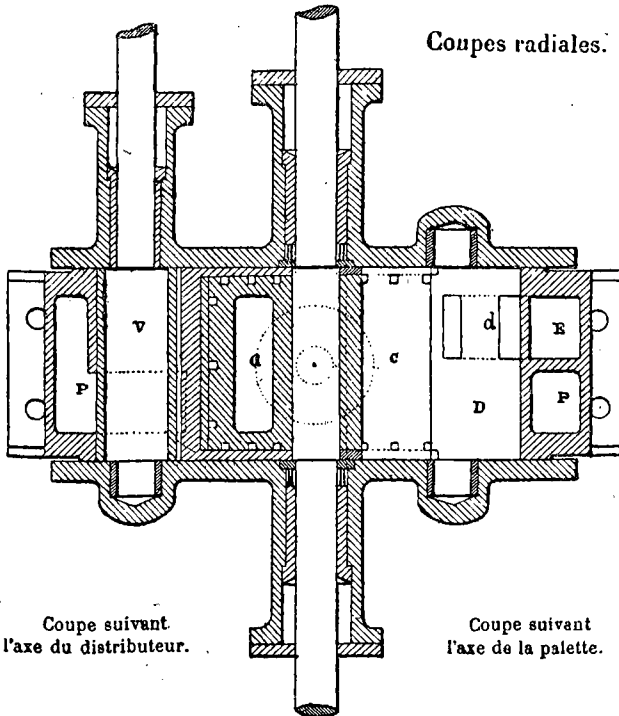


FIG. 551.

Le piston frotte tangentiellement à l'intérieur du cylindre, et une garniture fait l'étanche sur trois de ses faces (*fig. 552*). Les distributeurs oscillants V et V admettent la vapeur entre le cylindre, le piston et chacune des palettes oscillantes D, D. L'évacuation se fait par les canaux *d*, qui se présentent alors en face des orifices E, E. Les conduits P et E existent sur tout le pourtour de la machine ; le premier contient la vapeur

Vue perspective du piston.

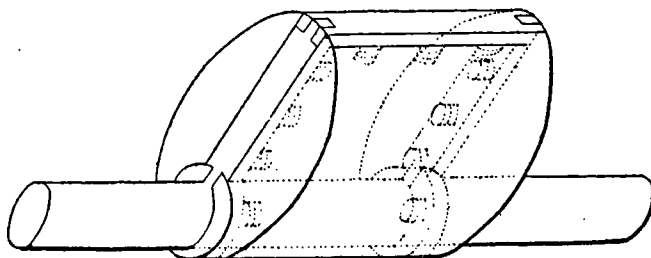


FIG. 552.

fraîche, le second sert à l'évacuation : disposition d'ailleurs assez défectueuse, à cause des échanges de chaleur à travers la paroi commune.

Des essais, faits sur un moteur neuf de 18 à 20 chevaux, auraient donné une consommation de 17 kilogrammes de vapeur par cheval-heure. Les tiroirs sont conduits par un excentrique qui permet de faire la détente qu'on désire. Malgré cela, le chiffre de 17 kilogrammes nous paraît bien faible pour une telle machine, et nous ne l'indiquons que sous réserve.

La vitesse de frottement du piston sur le cylindre s'élève à 10 mètres par seconde : le nombre de tours est de 600 par minute.

364. Machine Behrens. — Il y a une quinzaine

d'années, la machine rotative Behrens (*fig. 553*) a été fort employée dans la Marine pour son faible poids, son peu d'encombrement et ses essais, en somme satisfaisants à l'état neuf : c'est-à-dire qu'on ne dépassait pas 40 à 50 kilogrammes de vapeur par cheval-heure.

Cette machine se compose de deux portions de cylindre accolées, dans lesquelles tournent des pistons ayant la forme de secteurs terminés par des arêtes vives. Les arbres qui portent ces pistons sont reliés à l'extérieur par deux pignons égaux qui leur assurent des mouvements de rotation égaux et de sens inverse.

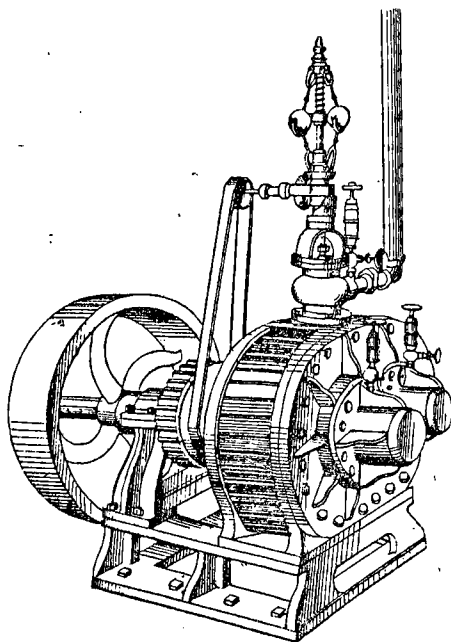


FIG. 553.

Ces pistons en tournant empiètent l'un sur l'autre, et forment des chambres réceptrices de vapeur de volume variable.

Suivons les figures 554 à 555 bis dans l'ordre : nous voyons la vapeur, admise en A, pénétrer dans la chambre formée par le piston de droite ; cette chambre va en s'agrandissant jusqu'à ce que (*fig. 555 bis*) il y ait fermeture à l'admission pour le piston de droite, et commencement à l'admission pour celui de gauche, pour lequel le même mouvement de vapeur va se reproduire.

FIG. 554.

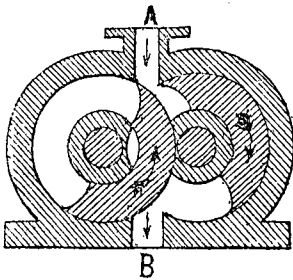


FIG. 554 bis.

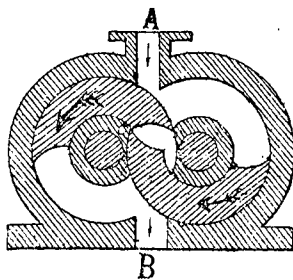
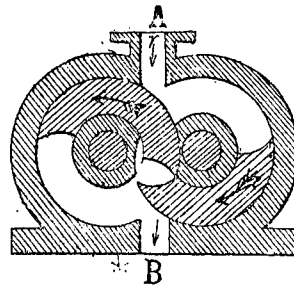


FIG. 555.

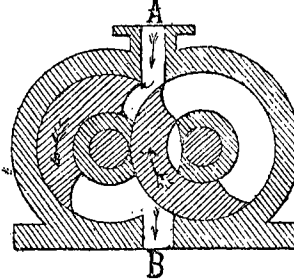


FIG. 555 bis.

Le volume de vapeur renfermé dans le piston ne se détend pas, mais conserve le même volume jusqu'à ce que l'arête inférieure découvre à l'évacuation B.

La vapeur agit donc à pleine pression seulement ; de là, une consommation élevée. D'autre part, la jonction entre les pièces frottantes n'est assurée que par l'exactitude de l'ajustage. Après quelque temps de fonctionnement, l'usure se prononce : il n'y a plus d'étan-

chété, et le poids de vapeur dépensé s'élève à des chiffres fantastiques.

Les appareils usités dans la Marine comportaient sur les mêmes arbres deux machines de même type : la première servait de moteur à vapeur, et la seconde, d'un fonctionnement renversé, pompait l'eau de la cale, ou même alimentait les chaudières.

365. Moteur rotatif à joint universel. —

Parmi les innombrables moteurs rotatifs qui n'ont pas eu d'existence industrielle, citons seulement, à cause de son principe géométrique remarquable, le moteur système Tower.

La capacité où agit la vapeur est sphérique et convenablement cloisonnée par trois organes mobiles, qui constituent, en somme, un joint Cardan, dit *joint universel*. Ces organes sont : un plateau A_1A_2 , perpendiculaire au plan de la figure dans la première phase ; et deux secteurs, d'un quart de sphère chacun (*fig. 556*).

Le plateau est articulé suivant l'arête B_1B_2 (perpendiculaire au plan de la figure dans la première phase) avec le secteur de gauche, et suivant l'arête A_1A_2 avec le secteur de droite.

Le secteur de gauche est porté solidairement par un arbre D de direction invariable ; le secteur de droite, par un arbre C également fixe en direction ; les axes de ces deux arbres font un angle constant de 135° .

Plateau et secteurs glissent à frottement sur la surface intérieure de la sphère où ils se meuvent.

Si nous passons de la première phase à la seconde, nous remarquons que, dans le mouvement de rotation, la partie inférieure $B_1B_2A_2$ du plateau s'écarte progres-

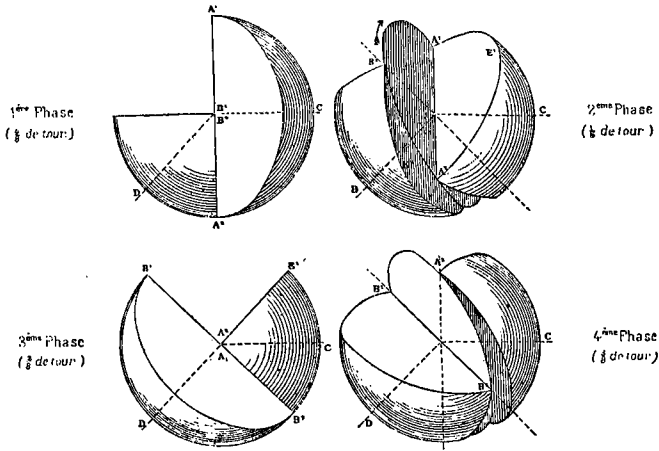


FIG. 556.

Coupe longitudinale du moteur

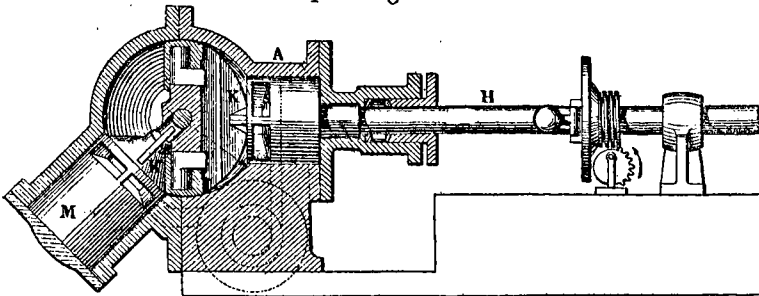


FIG. 556 bis.

Vue en plan du moteur

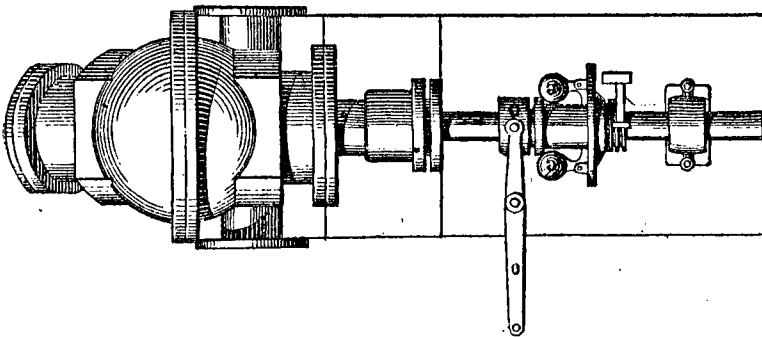


FIG. 556 ter.

sivement du secteur de gauche, formant une chambre de vapeur E^2 croissante (deuxième phase).

Au contraire, la partie supérieure du plateau $B_1B_2A_1$ s'approche de l'autre face du secteur de droite. Quant au secteur de droite, dans la première phase, il forme deux chambres de vapeurs égales avec chacune des moitiés du plateau divisé en deux par l'arête A_1A_2 . Dans la deuxième phase, la chambre inférieure diminue, pour être nulle dans la troisième phase, tandis que la chambre $B_1A_1A_2E_1$ atteint sa valeur maxima. Le mouvement se continue de la sorte, et l'appareil est moteur si l'on admet la vapeur dans les chambres de volume croissant, tandis que les chambres de volume décroissant seront à l'évacuation.

La machine est représentée en ensemble (*fig. 556 bis et ter*); nous n'entrerons pas dans le détail compliqué de sa construction. La distribution est faite, partie par des tiroirs circulaires rotatifs A et M, partie au moyen des secteurs K, K eux-mêmes.

L'étanche au contact de la surface sphérique est obtenu par des segments de piston ordinaires fractionnés.

La vitesse de rotation atteint dans les petits moteurs 1 000 à 1 200 tours.

Un régulateur à boules agit sur l'arrivée de vapeur.

Remarquons seulement que, si la rotation de l'arbre H est uniforme, il n'en est pas de même de l'arbre auxiliaire M, d'après la propriété connue du joint universel.

- Les forces d'inertie, que ces variations de vitesse développeront dans l'arbre M et son secteur, seront notables aux grandes vitesses. C'est une cause de détérioration rapide de la jonction délicate de ce secteur avec le plateau.

On conçoit d'ailleurs aisément combien sont précaires les joints frottants des organes multiples de cette machine.

366. Moteurs à réaction. — Le turbo-moteur de Parsons se compose d'une série de turbines, type Fontaine, dont les ailettes fixées sur le même arbre sont séparées par d'autres ailettes fixes directrices du courant de vapeur.

Rappelons quelques notions d'hydraulique relatives aux turbines, notions qui semblent avoir été négligées par ceux qui, jusqu'à ce jour, avaient essayé d'utiliser la vapeur dans les moteurs à réaction.

Dans une turbine :

Soient : c , la vitesse absolue avec laquelle l'eau quitte le distributeur fixe ;

u , la vitesse relative avec laquelle l'eau entre dans la turbine ;

v , la vitesse périphérique de la roue à l'entrée de l'eau ;

α , l'angle aigu que la veine d'eau entrant forme avec la tangente à l'aube.

Pour que l'eau entre dans la roue sans choc, c'est-à-dire sans perte de force vive, il faut que :

$$u^2 = c^2 + v^2 - 2vc \cos \alpha.$$

Si, d'autre part, u_1 et v_1 sont les mêmes vitesses, mais à la sortie, pour avoir le meilleur rendement, il faut que :

$$u_1 = v_1.$$

De ces deux relations nous retiendrons seulement ceci, pour la turbine à vapeur, que la vitesse des aubes doit être du même ordre de grandeur que celle de la vapeur.

Or, la vitesse d'écoulement de la vapeur est (t. I, p. 555) :

$$v = \sqrt{2gE} \sqrt{\frac{r}{T}} \sqrt{\theta} = 91^m \sqrt{\frac{r}{T}} \sqrt{\theta};$$

r , chaleur latente de vaporisation ;

T , température absolue de la vapeur saturée à la pression P ;

θ , différence de température des vapeurs saturées aux pressions P et p (pression de l'espace où s'écoule la vapeur).

Pour de la vapeur à la pression de 6 kilogrammes, on a : $r = 490$:

$$T = 165 + 273 = 438.$$

$\frac{r}{T}$ diffère peu de l'unité, et on peut écrire :

$$v = 91^m \sqrt{\theta} T.$$

Les valeurs de θ devront être assez faibles, si l'on ne veut pas arriver à des vitesses impossibles à réaliser.

Remarquons, d'ailleurs, que θ est la chute de température pour une turbine et non pour l'ensemble des turbines qui composent l'appareil.

Les vitesses circonférencielles qu'atteignent les turbomoteurs varient de 150 à 200 mètres par seconde. Pour ne pas dépasser la résistance limite de 25 kilogrammes par millimètre carré de section, que donnent de bons métaux doux, on ne peut aller au-delà d'une vitesse circonférencielle de 300 mètres par seconde, pour résister aux efforts énormes de la force centrifuge.

Les vitesses de rotation de 9 000 à 10 000 tours à la

minute ne peuvent être employées directement que pour actionner des dynamos construites spécialement.

367. Description du turbo-moteur. — La turbine se compose de disques de bronze empilés, portant chacun un rang d'ailettes inclinées sur l'axe (*fig. 557*). Entre deux couronnes d'ailettes mobiles, existe une couronne d'ailettes fixées à l'enveloppe et inclinées en sens contraire : ce sont les distributeurs.

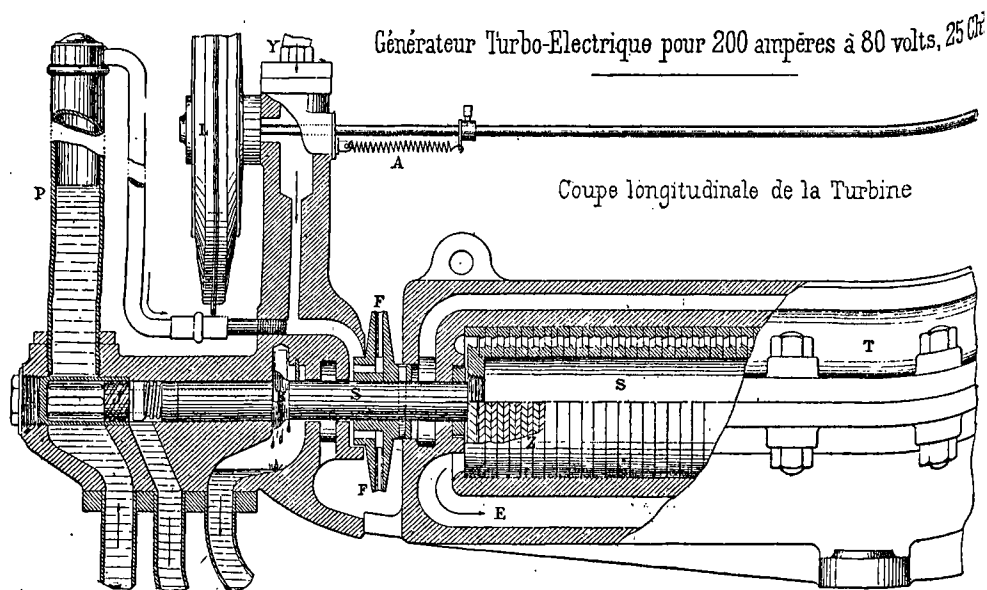


FIG. 557.

Les ailettes ont 4 millimètres environ de hauteur comptée suivant le rayon, et l'épaisseur d'une couronne, suivant l'axe du cylindre, a la même valeur.

Les disques de bronze extrêmes sont filetés et se vissent sur l'arbre, formant un tout solidaire.

Les ailettes directrices sont construites de la même

manière et encastrées dans une enveloppe en bronze divisée en deux suivant les génératrices horizontales.

Les deux parties sont assemblées par des boulons, qu'on voit en T, les deux faces métalliques portant l'une contre l'autre sans joint, lequel serait forcément d'épaisseur variable à chaque démontage et ovaliserait le cylindre-enveloppe. Le jeu entre les ailettes mobiles et le cylindre-enveloppe est de 4/10 de millimètre.

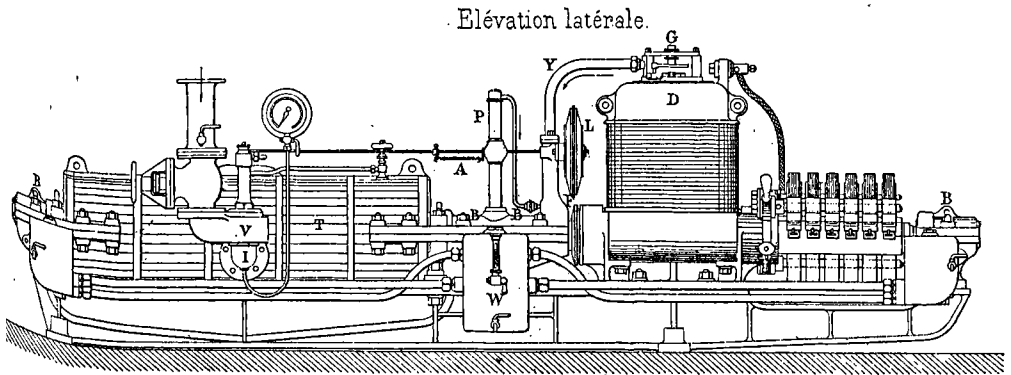


FIG. 558.

La vapeur arrive au milieu de la longueur de l'appareil par le régulateur V (*fig. 558*) et se répand à droite et à gauche dans les turbines disposées symétriquement. On évite ainsi la poussée sur l'arbre et la nécessité d'un palier de butée. L'évacuation se fait à l'air libre par le conduit E (*fig. 557*).

L'arbre S est creux sur toute sa longueur et sert à la circulation de l'huile. Les paliers sont très longs et offrent un dispositif spécial permettant un centrage bien exact et automatique. Un coussinet ordinaire entoure l'arbre ; la surface extérieure de ce coussinet est exactement cylindrique, autour sont enfilés des disques dont les dia-

mètres intérieurs et extérieurs diffèrent de $8/10$ de millimètre de l'un à l'autre.

Le coussinet porte sur les petits disques, et les grands disques portent sur le bâti. Un ressort qui les presse tous établit un frottement suffisant pour maintenir l'arbre en place, mais lui laisse la latitude d'un jeu de $4/10$ de millimètre.

Le graissage est assuré d'une manière très ingénieuse.

Un petit ventilateur F (*fig. 557*) tend à faire le vide dans un conduit circulaire autour de l'arbre. La partie supérieure du réservoir à huile P communique avec l'aspiration de ce ventilateur ; l'huile remonte ainsi dans le réservoir, et, comme tous les coussinets sont exactement fermés, on évite les pertes d'huile.

Une vis sans fin J, montée sur l'arbre, tourne dans l'huile et la chasse dans des tubes en cuivre extérieurs, qui la portent aux coussinets ; le retour de l'huile se fait par l'intérieur de l'arbre qui est creux ; W (*fig. 558*) est le réservoir d'huile.

Le régulateur pneumo-magnétique est très remarquable. L est un soufflet en cuir, dont les mouvements actionnent la longue tige horizontale, qui en part pour aller au papillon de vapeur. A est un ressort antagoniste, agissant sur cette tige et maintenant le soufflet ouvert. L'intérieur du soufflet est en communication avec l'aspiration du ventilateur.

L'air ne peut pénétrer dans le soufflet que par un conduit Y, aboutissant en G au-dessus de l'électro-aimant D par deux orifices. Devant ces orifices oscille autour d'un axe vertical un barreau en fer doux qui, dans son déplacement, vient les obturer. L'action des pôles de l'électro, sur ce barreau, est contre-balancée par l'action d'un ressort spiral. Lors donc que l'aiman-

tation est faible, le barreau se place en travers des électros ; l'air pénètre librement dans le soufflet, qui se gonfle sous l'action du ressort A, agissant sur la tige du papillon : ce dernier s'ouvre en grand. Si l'aimantation augmente d'intensité, le barreau se met en croix avec l'arbre, ferme les conduits d'aspiration ; le soufflet s'écrase sous l'action du ventilateur et étrangle le papillon.

Ce régulateur est d'une sensibilité extrême, et le potentiel ne varie pas de plus de 1 à 2 p. 100, lorsqu'on passe subitement d'une charge nulle au débit maximum de l'appareil.

La vitesse de marche du turbo-moteur varie de 5 000 à 10 000 tours à la minute, selon la puissance. Un nombre de tours aussi élevé ne peut se compter par les moyens ordinaires ; on apprécie la vitesse au ronflement plus ou moins aigu de l'appareil, et en comparant ce ronflement au son d'un diapason de période connue.

La consommation de vapeur est élevée : une série d'expériences publiées indiquait une dépense de 14 kilogrammes de vapeur par cheval-électrique, pour un turbo-moteur de 200 ampères à 85 volts.

Ce chiffre, qui ne serait pas éloigné de la dépense des bonnes machines ordinaires, paraît peu vraisemblable.

En 1889, nous avons eu entre les mains un turbo-moteur de 6 chevaux environ, sur lequel nous avons fait des essais de consommation, comparativement avec un moteur (Brotherhood) de même puissance. Ce dernier appareil consomme un peu moins que le turbo-moteur, et le rendement économique de l'un et de l'autre va en croissant avec la vitesse.

A la puissance normale, le turbo consommait 65 litres

de vapeur par cheval-électrique aux bornes. Assurément un appareil plus puissant consommera moins, mais l'écart de 65 litres à 14 litres est bien fort.

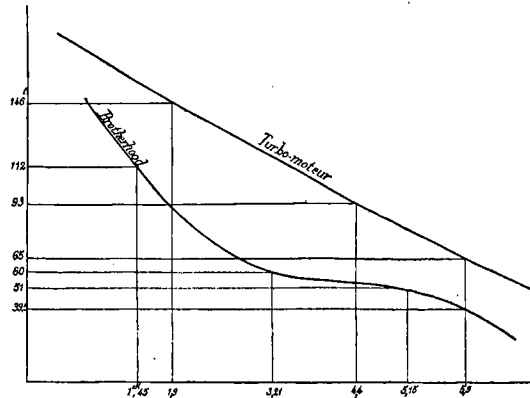


FIG. 559.

Voilà les résultats des essais dont nous parlons. Ils sont traduits en courbe (fig. 559).

VOLTS E	AMPÈRES I	$\frac{EI}{736}$	DÉPENSE EN EAU par cheval-heure électrique	OBSERVATIONS
<i>Turbo-Moteur</i> (Dynamo excitée en dérivation)				
54	26	1.9	146 litres	
68	44	4.4	93	
72	60	5.9	65	Puissance normale
<i>Moteur Brotherhood</i> (Dynamo excitée en série)				
32	33	1.45	112	
48	50	3.21	60	Puissance normale
63	60	5.15	51	A ces allures la machine Gramme s'échauffe outre mesure
66	65.7	5.90	39.5	

Malgré sa consommation un peu élevée, le turbo-moteur, ou ses dérivés, semble devoir entrer dans le

domaine de la pratique. En donnant aux couronnes d'ailettes des diamètres successivement croissants, on obtient un appareil à détente, qui est plus économique.

368. Turbine Dow. — Est basée sur le même principe que le turbo-moteur. Les ailes des turbines, du système Fourneyron, sont montées sur un disque, les diamètres des couronnes d'ailes allant en croissant. Il en est de même des ailettes directrices, et la réunion de deux plateaux forme la turbine. La vitesse linéaire des ailettes augmente à mesure que l'on passe des turbines centrales aux turbines périphériques ; le rendement des turbines centrales est donc inférieur. D'autre part, les sections de passage vont en croissant, et produisent naturellement la détente de la vapeur.

369. Turbine de Laval. — La turbine de Laval, toute récente, a de beaucoup distancé le turbo-moteur, et comme simplicité de l'appareil et comme économie de consommation.

Nous empruntons les détails suivants à un remarquable article de M. Sosnowski, paru dans le *Génie civil*.

« Le principe fondamental de la turbine de Laval est que la vapeur à haute pression arrive entièrement détendue sur les aubes de la roue réceptrice. Cette détente s'effectue dans le trajet de la valve d'introduction à l'orifice du tube distributeur de vapeur. Dans ce trajet, elle a acquis *une force vive*, due à sa propre détente, et qui est précisément égale au travail qu'elle aurait fourni, en se détendant graduellement derrière un piston. Cette force vive est alors transmise aux aubes de la roue, comme celle de l'eau dans une turbine hydraulique.

« La vitesse de la vapeur à la sortie des conduits distributeurs étant énorme, il en sera de même de la vitesse de rotation de la roue réceptrice.

« Un travail considérable pourra donc être transmis à l'arbre de la roue avec des organes de dimensions très faibles, transmettant des efforts insignifiants et présentant, par suite, un poids et un encombrement, pour un travail donné, beaucoup plus réduit que dans n'importe quelle machine à vapeur. »

La turbine de Laval est une turbine d'Euler à introduction partielle et à libre écoulement. Le récepteur (*fig.* 560, 561) se compose d'une roue à aubes en acier; les aubes sont taillées à la fraise dans l'épaisseur du métal. Une frette en acier sans soudure est forcée sur la périphérie. Ou bien la frette est supprimée, et les dents sont rapportées entre deux plateaux d'acier dans lesquels elles sont agrafées, construction plus solide et moins coûteuse.

Le nombre de tours étant de 30 000 par minute pour les petits moteurs, et 15 000 pour les gros, l'intensité de la force centrifuge devient considérable à ces vitesses, et le métal employé est dur pour offrir une résistance suffisante. La vitesse périphérique atteint jusqu'à 400 mètres par seconde.

L'arbre, long et mince (*fig.* 561), est muni de trois portées pour les coussinets; entre les deux plus rapprochées est le pignon P à denture hélicoïdale très fine. La turbine est, en somme, suspendue sur un arbre flexible qui se centre de lui-même aux grandes vitesses et corrige ainsi les erreurs de centrage. Le diamètre minimum de cet arbre est de 4^{mm},5 pour une turbine de 10 chevaux. Cette suspension constitue un des points les plus remarquables du système. C'est l'application simple et ingénieuse.

nieuse d'une des propriétés reconnues aux corps giroscopiques.

De plus, cet arbre flexible ne peut transmettre les vibrations aux paliers que dans une mesure très restreinte et insignifiante pour leur conservation; un bon graissage continu suffit pour empêcher tout échauffement. Les paliers sont antifrictionnés.



FIG. 560.



FIG. 561.

La vapeur arrive sur la turbine par deux, quatre ou même un plus grand nombre d'ajutages coniques (fig. 562 et 563) taillés en sifflet. Ces ajutages sont indépendants l'un de l'autre et munis chacun d'un organe d'interception. Suivant la puissance à donner, on admet la vapeur par un ou plusieurs des ajutages sans que le rendement en soit modifié, la vapeur se présentant toujours à la turbine dans les mêmes conditions.

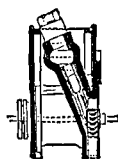


FIG. 562.

Le pignon P (fig. 561) attaque une roue d'engrenage semblable et d'un diamètre dix fois plus fort (fig. 564) qui réduit la vitesse de rotation dans cette même proportion. Ce second



FIG. 563.

arbre porte la poulie Q de commande qui reçoit la courroie (fig. 565). Le harnais d'engrenages est enfermé dans une caisse en tôle C munie d'un couvercle et d'un robinet de vidange, et à moitié pleine d'huile pour la lubrification.

La courroie (fig. 566) doit être sans coutures et collée

pour faire cette grande vitesse (jusqu'à 25 mètres à la seconde) sur une si petite poulie. Elle est munie d'un tendeur.

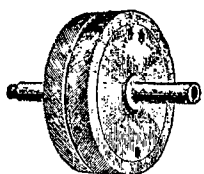


FIG. 564.

Le régulateur de vitesse ne présente aucune particularité saillante ; il est à force centrifuge, monté sur l'arbre même de la turbine, très ramassé, et agit sur l'arrivée de vapeur au moyen d'un papillon.

L'ensemble de la turbine est représenté (*fig. 565*) : à droite, est la turbine ; au milieu, le train d'engrenages clos ; à gauche, la poulie motrice.

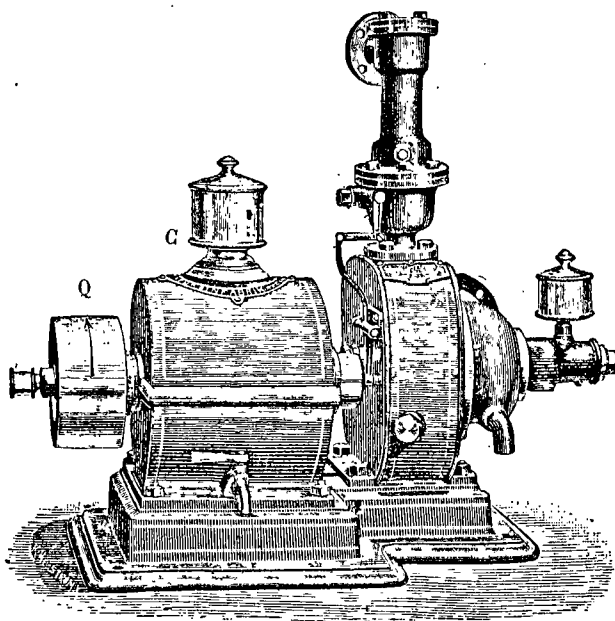


FIG. 565.

Le défaut de cette turbine est sa trop grande vitesse et la présence d'un train d'engrenages, mais ce défaut est rendu bien minime par la perfection de l'agencement.

En fonction, le bruit produit est un léger ronflement sans chocs ni trépidations.

Les avantages sont multiples : pas de frottements des organes moteurs, entre la turbine et son enveloppe existe un jeu de 2 millimètres ; continuité de mouvement ; exigüité de l'espace occupé ; peu d'organes et, par suite, peu de frais de graissage ; surveillance minime.

Dans la turbine de Laval la consommation ne dépasse pas celle des bonnes machines à vapeur : c'est là ce qui en constitue la véritable supériorité, ce qui en fera un appareil industriel et pratique destiné, sans doute, à remplacer l'ancienne machine à cylindre et piston. Ci-contre nous donnons les dimensions, poids, dépense de vapeur et prix des turbines. La dépense réelle de vapeur, contrôlée par les expériences les plus sérieuses, se tient inférieure à celle indiquée dans le tableau, soit 9 kilogrammes pour une turbine de 50 chevaux à condensation. Peu de machines de cette force donnent ce résultat.

En somme, la turbine de Laval marque un progrès considérable dans la construction des machines à vapeur ; elle constitue un pas énorme dans la voie de simplification des mécanismes, et d'utilisation rationnelle de la vapeur.

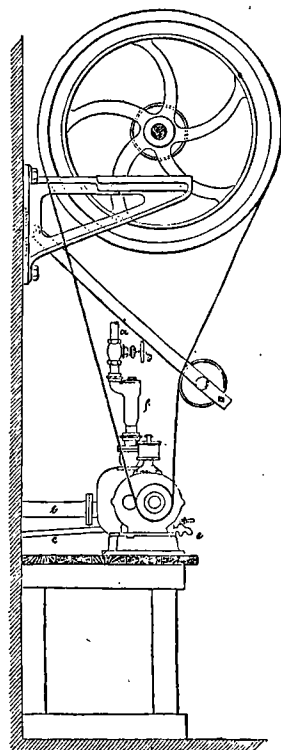


FIG. 566.

Turbines de Laval

TYPE	ENCOMBREMENT EN MILLIMÈTRES			POULIE DE COMMANDE		CONSUMMATION DE VAPEUR PAR CHEVAL EFFECTIF ET PAR HEURE			POIDS en KILOS	NOMBRE DE TOURS de l'arbre de commande	PRIX en FRANCS
	longueur	largeur	hauteur	diamètre	largeur	pression	d'admission	échappement			
chevaux						kilos	kilos	kilos			
5	795	365	730	160	80	6	22,5	16,3	130	3 000	1 400
10	915	485	880	200	100	6	22,5	15,9	200	2 400	2 000
15	1,000	485	880	200	115	6	22,5	15,9	235	2 400	2 600
20	1,045	620	1,020	240	130	6	22,5	15,5	365	2 000	3 200
30	1,135	620	1,020	240	155	6	22,5	15,5	440	2 000	4 400
50	1,880	940	1,335	"	"	8	16,0	9,0	1 550	1 500	7 000
100	2,450	950	1,730	"	"	8	"	"	"	"	11 000

CHAPITRE XI

MACHINES MARINES

§ 1. — LIGNE D'ARBRES, D'HÉLICE ET ACCESSOIRES

§ 2. — ROUES A AUBE FIXES ET ARTICULÉES

§ 3. — PRINCIPAUX TYPES DE MACHINES MARINES

§ 4. — PROPULSION ET UTILISATION

370. Considérations générales. — Il serait difficile de caractériser d'un mot ce qui distingue une machine marine d'une machine à terre; nombre de machines, après avoir fourni un bon service à la mer, ont été installés comme moteurs d'atelier à terre; et inversement, on a souvent conçu les plans des machines marines d'après des appareils jugés satisfaisants à terre.

Une machine marine est puissante, simple de mécanisme; les proportions de ses organes sont robustes; elle fonctionne nécessairement à condensation par surface. Le type horizontal est abandonné de la Marine de guerre; la Marine de commerce ne l'a jamais connu; les machines qui se construisent aujourd'hui sont à pilon et, le plus souvent, à triple expansion.

Le propulseur universellement adopté pour la navigation est l'hélice. Cet appareil, complètement immergé, est à l'abri des coups de mer, et son rendement ne varie pas entre des limites trop écartées suivant l'état de chargement du navire.

Les roues à aubes sont employées partout où les fonds ne permettent pas l'usage de l'hélice : sur les rivières, les lacs, le long des côtes plates et basses. Elles sont actionnées par de grandes machines à allure lente (18 à 40 tours par minute), inclinées de 30° environ sur l'horizontale et attaquant directement l'arbre des roues. On préfère parfois une machine à pilon, plus légère, tournant à 120 ou 130 tours, et reliée par un train d'engrenages pour réduire la vitesse; on a bénéfice de poids et d'encombrement, mais l'engrenage est un organe délicat qu'on n'admet pas volontiers dans une machine marine.

Nous étudierons :

1° Le dispositif d'installation à bord de la ligne d'arbres avec tous ses accessoires, et le mode de tenue de l'hélice;

2° Le dispositif des roues à aubes fixes ou articulées;

3° Les principaux types de machines en usage au commerce et à la guerre;

4° Enfin, le problème de la propulsion et de l'utilisation de l'hélice ou des roues. Problème complexe et mal défini, sur lequel on n'a guère que de vagues données expérimentales, et seulement de très incertaines connaissances théoriques.

§ 1. — *Ligne d'arbres, d'hélice et accessoires*

371: Description. — En allant de la machine à l'hélice, on parcourt une distance souvent considérable. Cette distance est plus courte sur les bâtiments du commerce, où la machine, de puissance modérée, est rejetée à l'extrême arrière; mais fort longue, sur les grands paquebots rapides et surtout sur les bâtiments de guerre: Sur nos grands croiseurs et cuirassés, la longueur de la *ligne d'arbres*, depuis l'hélice jusqu'à l'origine de l'arbre coudé, varie de 30 à 40 mètres. Afin de réduire cette distance, les chaudières sont toujours placées à l'avant de la machine; il en est autrement sur certains grands croiseurs italiens, où les chaudières sont disposées, mi-partie sur l'avant, mi-partie sur l'arrière de la machine; la ligne d'arbres atteint alors un développement exagéré (60 mètres).

Les anciens bâtiments en bois n'avaient pas la rigidité de nos coques en acier actuelles; pour l'établissement de la ligne d'arbres, on devait prévoir la flexion de la quille. Cette flexion est connue sous le nom d'*arc*, et mesurée par sa flèche sur la longueur totale du navire. On pare à la dénivellation qui en résulte, en disposant un bout d'arbre terminé par un joint à la Cardan à chaque extrémité, et ne comportant pas de palier: c'est l'*arbre suspendu*.

On ne construit plus de bâtiments en bois à hélice, et nous ne nous arrêterons pas à cette disposition.

Suivant sa longueur, et pour les commodités de la visite et du démontage, la transmission est décomposée en un nombre plus ou moins grand de tronçons d'arbres

reliés par des tourteaux. Ces derniers sont assemblés par une clavette diamétrale, encastrée mi-partie dans l'un et l'autre, et six boulons à écrous ordinaires.

Les paliers qui supportent la ligne d'arbres, à l'exception du palier de butée décrit plus loin, n'offrent aucune disposition spéciale. Ils sont, le plus souvent, en fonte garnie d'antifriction, et ne comportent pas de coussinets détachés.

Leur nombre est fixé au sentiment; en fait, on en met toujours plus qu'il n'est strictement nécessaire pour éviter la flexion des arbres. Ceux-ci se font creux depuis quelques années sur tous les bâtiments de guerre, et parfois sur les grands paquebots; nous avons étudié cette disposition (t. I, [173]).

L'hélice est à l'arrière du navire; lorsqu'elle est unique, son axe est dans le plan longitudinal du bâtiment et sensiblement parallèle à la flottaison; s'il y en a deux, elles sont symétriques de part et d'autre, et séparées par le plan mince qui termine le navire.

Le cadre, pris dans l'étambot et qui entoure l'hélice dans le plan longitudinal, s'appelle *cage de l'hélice*. Si cette cage est trop petite, les jeux, insuffisants entre l'étambot et les ailes d'hélice, donnent lieu à des chocs de l'eau refoulée qui ébranlent l'arrière du bâtiment d'une façon gênante, et parfois même dangereuse.

La ligne d'arbres, appareil de transmission de la machine à l'hélice, comporte toute une série d'organes essentiels ou accessoires que nous allons décrire :

Prenons comme exemple le transport *la Nive*.

La machine Compound à trois cylindres, dont deux de détente (GC, GC); comporte un arbre à trois manivelles à 120° l'une de l'autre; cet arbre est en une seule pièce, qui va de A en B (*fig.* 567 et 568).

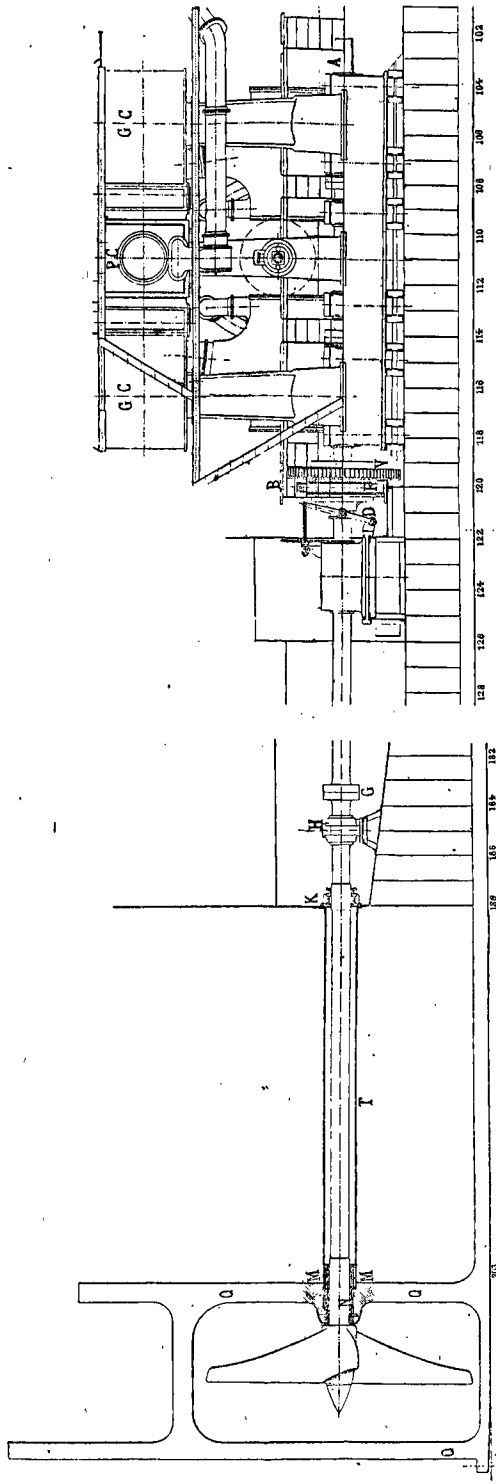


Fig. 567 et 568.

A l'extrémité *R* de cet arbre se trouve le vireur *V* et le frein *F*.

L'appareil d'embrayage *D* est mi-partie sur l'arbre coudé, mi-partie sur l'arbre de butée.

Le palier de butée vient immédiatement après. La partie arrachée de la figure 568 se compose de trois arbres de transmission intermédiaires, reliés par des tourteaux tels que *G*, et soutenus par des paliers semblables à *H*. Par le numérotage des couples on se rend compte de cette longueur totale. Ces arbres intermédiaires n'offrent aucune particularité. En *G* commence l'arbre porte-hélice; il traverse le presse-étoupes *K* pour entrer dans le tube d'étambot *T*, tube encastré en *MM* dans l'étambot *Q*, et rivé à l'autre extrémité sur la cloison qui porte le presse-étoupes *K*. Ce dernier empêche l'introduction, dans le navire, de l'eau dont se remplit librement par son extrémité *R* le tube *T*.

Une lunette, percée dans l'étambot et garnie d'un coussinet en bois de gaïac *N*, soutient l'arbre à son emmanchement dans l'hélice. Ce palier *N* porte tout le poids de l'hélice abandonnée en porte-à-faux dans sa cage à l'extrémité de l'arbre.

Décrivons en détail chacun des organes que nous venons d'énumérer.

372. Vireur. — Quand la machine reste un certain temps sans fonctionner, il importe de changer assez souvent les portages, pour éviter l'oxydation des pièces en contact; on fait, par exemple, un quart de tour par semaine. On a besoin encore de faire tourner à bras la machine, soit pour procéder à un démontage ou à une visite, soit pour désembrayer l'hélice ou la masquer derrière l'étambot.

§ 1. — LIGNE D'ARBRES, D'HÉLICE ET ACCESSOIRES 211

L'appareil qui sert, le *vireur*, est placé à l'extrémité *R*

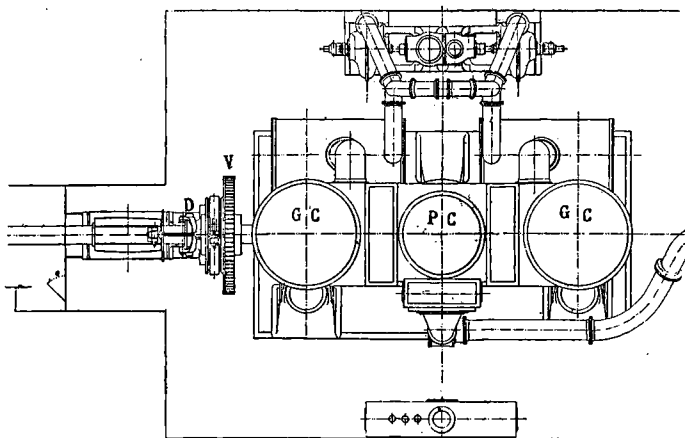


FIG. 569.

de l'arbre coudé, en V (fig. 569). Il se compose (fig. 570

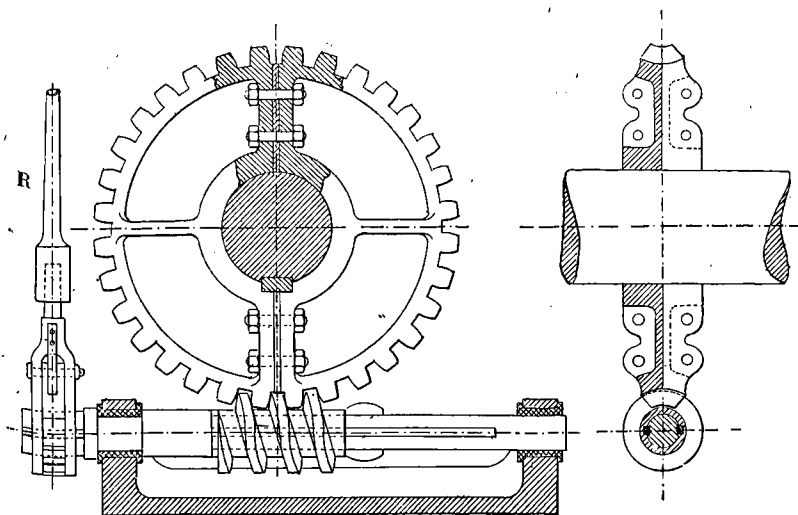


FIG. 570 et 571.

et 571) d'une grande roue à denture hélicoïdale qui engrène avec une vis sans fin transversale au navire. Cette

roue en fonte se fait en deux parties pour éviter d'avoir à l'enfiler sur l'arbre de couche. Huit bōulons en assurent l'assemblage, et une clavette la fixe sur l'arbre invariablement.

La vis tangente en acier, ou quelquefois en fonte, peut courir sur son axe, mais deux clavettes longitudinales la forcent toujours à tourner avec cet axe mis en mouvement au moyen du levier à rochet R. Lorsqu'on veut virer la machine, on met en place la clavette transversale qui empêche à la vis de courir sur son axe de gauche à droite. Pour désemperer le vireur, on chasse la vis sur la droite de la figure, et on remet la clavette en place.

Dans les machines récentes de grande puissance, le rochet est remplacé par une petite machine à vapeur.

373. Appareil d'embrayage. — Frein. — Ces deux organes sont plus ou moins solidaires l'un de l'autre; le plus souvent, un des tourteaux d'embrayage sert de tambour au frein à lames.

A est le bout arrière de l'arbre coudé, et B l'extrémité avant de l'arbre de butée (*fig.* 572 à 575). Les manchons M et M' en acier forgé sont clavetés solidairement aux extrémités de ces arbres. Un troisième manchon N en fonte est monté sur l'arbre B, sur lequel il peut se déplacer au moyen du volant et de l'écrou E et du levier OI D articulé à émerillon au point I. Ce manchon N porte les soies CC qui, engagées dans les manchons M' et M, rendent solidaires les arbres A et B; les soies CC dégagées du manchon M rendent, au contraire, l'hélice indépendante de la machine. Des dés en bronze fixés dans les manchons M et M' assurent le portage des soies CC; on change ces dés lorsqu'ils sont matés par suite de chocs.

Le manchon M' (*fig.* 574) est formé d'une partie ellip-

lique en acier recouverte d'un garnissage en fonte, pour

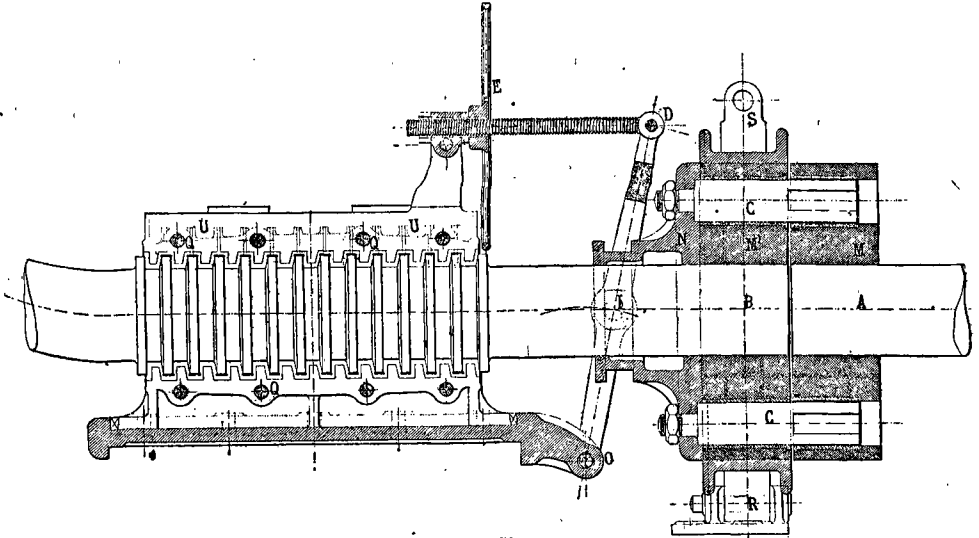


FIG. 572.

lui donner une surface extérieure de révolution. C'est

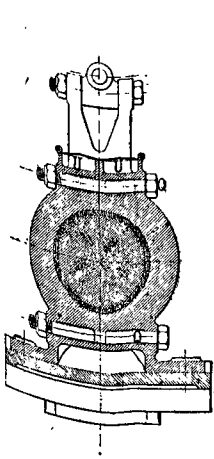


FIG. 573.

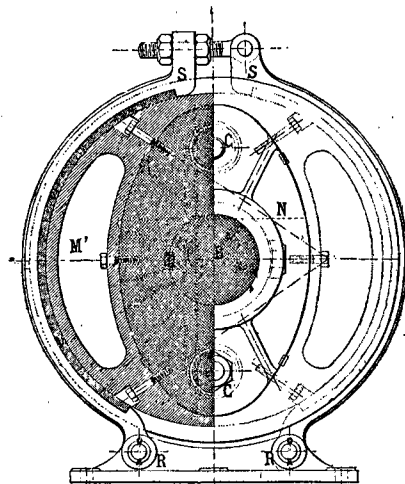


FIG. 574.

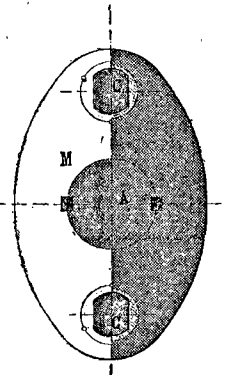


FIG. 575.

autour de ce manchon que s'enroulent les deux lames

R, S, formant frein au moyen du boulon de serrage supérieur. Ces lames sont garnies de douelles en bois pour adoucir le frottement.

Le frein et le débrayage servent sur les bâtiments où l'on veut naviguer à la voile; l'hélice affolée tourne sous l'action du sillage et n'oppose plus qu'une résistance faible à la marche. Sur les bâtiments de guerre récents et sur nombre de navires de commerce dépourvus de voilure le débrayage n'existe pas.

374. Palier de butée. — Ce palier reçoit la poussée de l'hélice, par l'intermédiaire des collets de butée venus de forge avec l'arbre porte-hélice. Sur les bâtiments en fer, ces collets sont portés par le premier arbre intermédiaire, afin de faciliter la surveillance en rapprochant de la machine le palier de butée (*fig.* 572 et 573).

Le palier présente des logements correspondant aux collets de l'arbre et garnis, à l'intérieur, d'antifricition. Il est formé de deux moitiés séparées dans le plan longitudinal du navire et maintenues par les boulons horizontaux Q. Les godets UU existent sur toute la longueur du palier pour assurer la fonction si importante du graissage. Un conduit va de chacun de ces godets à chaque collet. Un arroseur se trouve au-dessus de la butée pour la rafraîchir en cas d'échauffement.

L'arbre qui ne doit aucunement appuyer sur le palier de butée, pour éviter à ce dernier un excès de fatigue inutile, repose sur un large palier disposé à cet effet à proximité.

Au lieu de faire le palier de butée en une pièce, on le compose plus généralement aujourd'hui d'anneaux AAA... distincts rapportés, en fonte, ou mieux, en acier

moulé (fig. 576 à 578). On obtient un portage simultané plus exact sur tous les collets. Chaque anneau est maintenu en place et réglé au moyen des écrous P, P vissés sur les tirants O, O'. La surface antifrictionnée

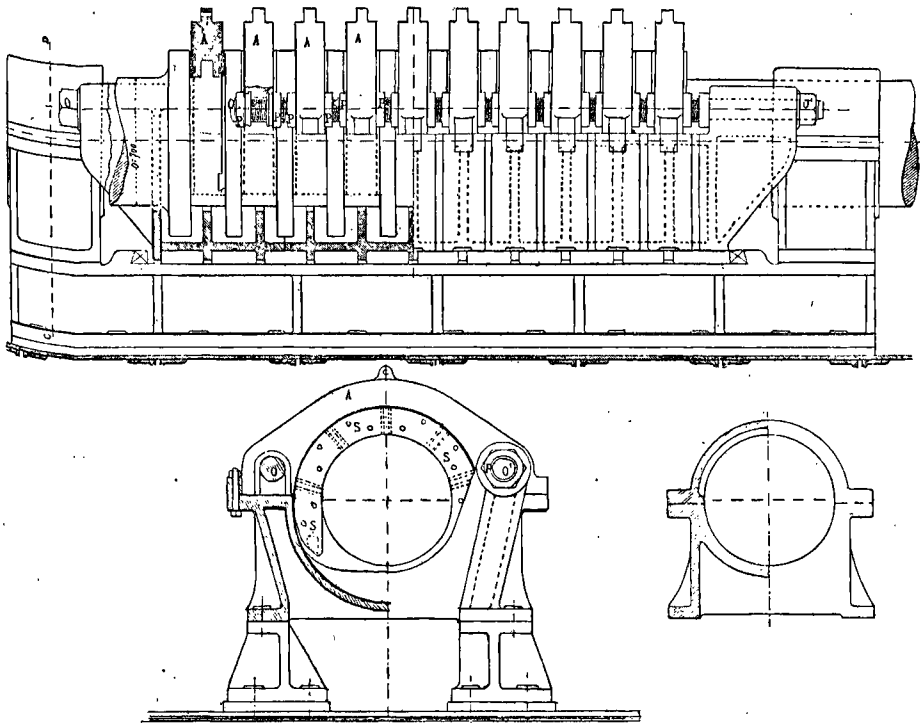


FIG. 576, 577 et 578.

S, S, S, de chaque anneau a son centre de gravité sur l'horizontale qui joint les centres des tirants O, O'.

Ces paliers de butée sont plus lourds et encombrants que les autres, mais offrent un précieux avantage : ils permettent de changer un anneau qui chauffe, sans exiger l'arrêt de la machine.

Soient : F, la puissance de la machine en chevaux ; V, la

vitesse du bâtiment; l'effort sur la butée est proportionnel à $\frac{F}{V}$.

Appelons :

- e , la saillie des collets sur l'arbre;
- d_1 , le diamètre à mi-hauteur de la saillie;
- n , le nombre de collets.

La surface frottante est $\pi d_1 n e$, et la pression par unité de surface est exprimée par :

$$\frac{F}{\pi d_1 n e}.$$

Soit N le nombre de tours de l'hélice : la vitesse des points en contact est Nd_1 ; par suite, l'usure des collets sera proportionnelle à :

$$\frac{FNd_1}{Vd_1 n e}.$$

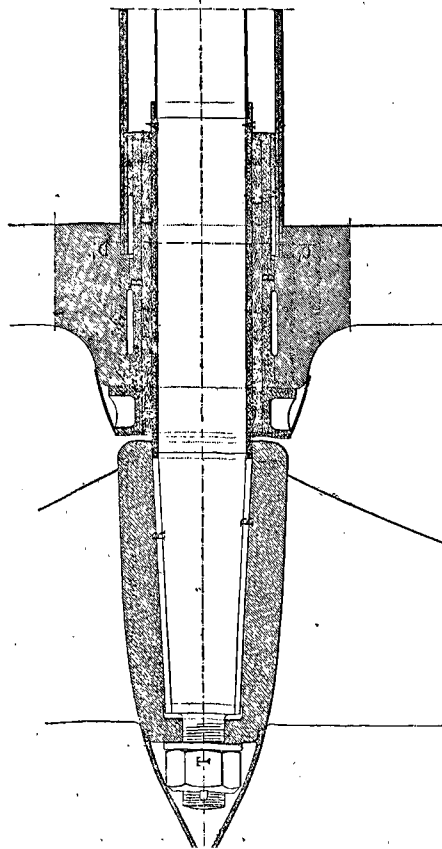
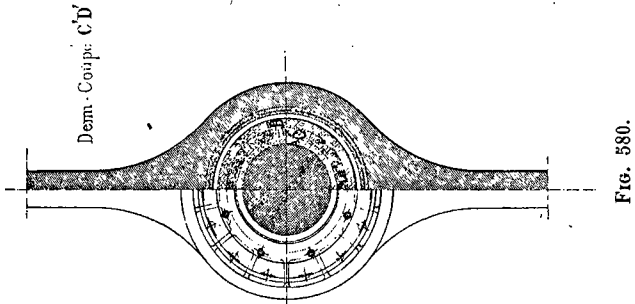
Or, V et N sont proportionnels, c'est donc le rapport $\frac{F}{ne}$ qui permettra de comparer deux paliers de butée.

(BIENAYMÉ, *Machines marines*.)

M. Widmann appelle S la surface totale des collets et indique que le rapport $\frac{Fd_1 N}{S}$ doit toujours rester compris entre 300 000 et 150 000, le premier de ces nombres correspondant aux marches forcées, l'autre à la marche normale.

375. Arbre porte-hélice. — L'arbre porte-hélice

§ 1. — LIGNE D'ARBRES, D'HÉLICE ET ACCESSOIRES 217
sort du bâtiment dans un presse-étoupes fait avec grand



soin pour assurer une étanchéité parfaite. Il est surmonté d'un robinet d'arrosage pour le cas, assez fréquent, d'un échauffement. Le tube d'étambot se fait en tôlerie, en fonte ou en acier moulé.

L'arbre porte-hélice, à son passage dans le presse-étoupes et dans le coussinet d'étambot, est revêtu de forts manchons en bronze A pour assurer un frottement convenable (*fig.* 579, 580). Le coussinet est formé d'une douille B en bronze nervurée, emmanchée exactement dans le portage de l'étambot; il est revêtu à l'intérieur de douelles en gaïac, gonflé au préalable par un long séjour dans l'eau. On laisse assez de jeu au gaïac, de 1 à 3 millimètres, pour éviter de voir coïncider l'arbre par un gonflement qui peut toujours se produire.

Le portage de l'hélice sur l'arbre est conique, et l'entraînement est assuré par deux clavettes longitudinales à section rectangulaire R, R. Le bout de l'arbre est fileté, et l'écrou T complète l'assemblage. Un chapeau en cuivre chaudronné conique recouvre l'écrou T. Dans la Marine de guerre, on place, en outre, une clavette transversale de sûreté.

376. Bâtiments à deux hélices. — La disposition de la ligne d'arbres est la même. V est le vireur; B, la *butée*; il n'existe ni désembrayage ni frein sur ce *cuirassé* (*fig.* 581, 582). Le vireur tient lieu de frein. Les tubes de sortie des arbres porte-hélices sont encore précédés des presse-étoupes; et le palier d'étambot est remplacé par un palier supporté dans l'espace au moyen de deux bras obliques en tôlerie C et D.

377. Construction des hélices. — La confection de l'hélice est une question de moulage. Les hélices

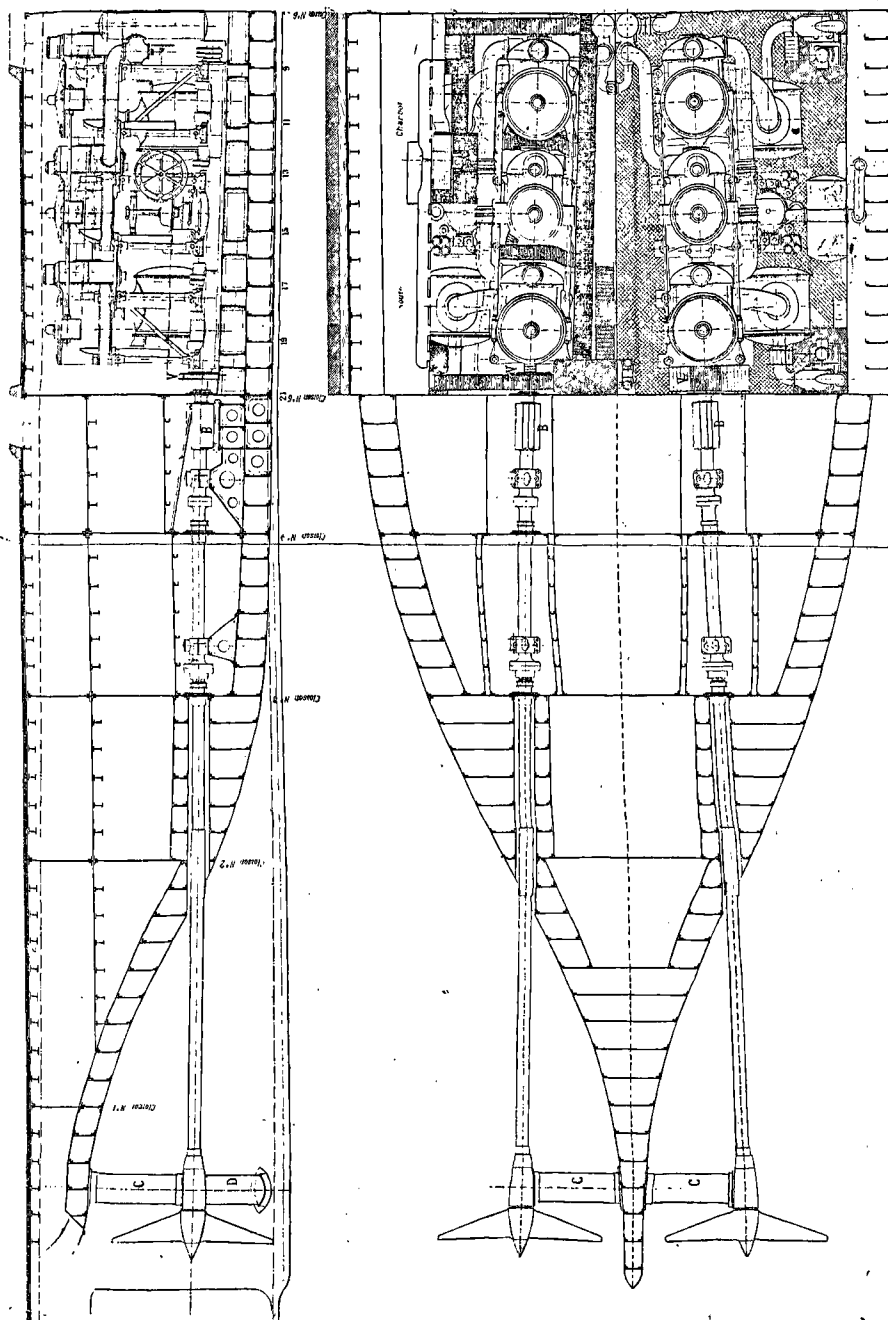


FIG. 581 et 582. — *Marceau*, cuirassé. — Coupe longitudinale et plan.

se font le plus souvent en une seule pièce et en fonte de fer.

Dans la Marine de guerre, l'usage est de les faire en bronze qui est plus résistant, et parfois en acier moulé directement ou forgé (quelques torpilleurs). Le bronze

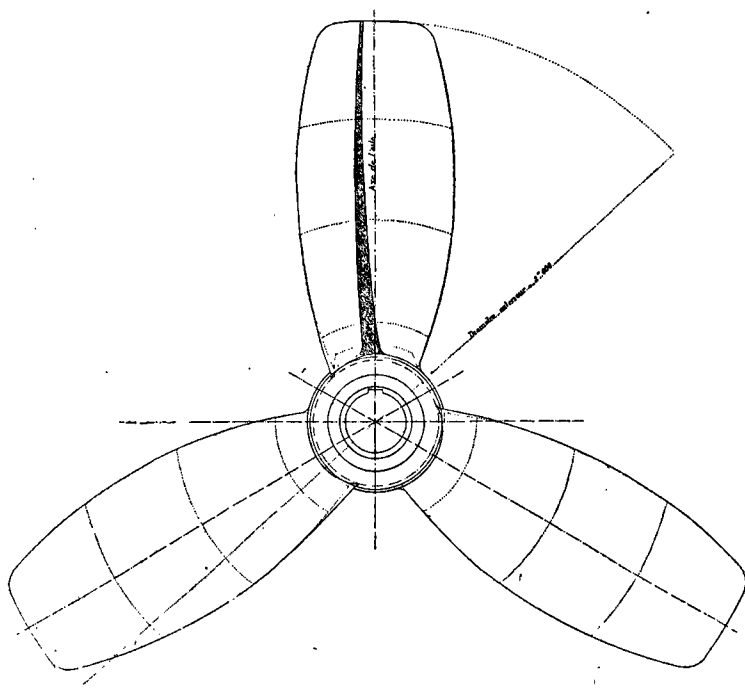


FIG. 583.

des hélices se compose de 90 parties de cuivre, 10 d'étain, 2 de zinc, ce dernier métal étant ajouté dans la poche de coulée. Le moule se fait à la trousse, rarement avec modèle en bois.

On donne au modelleur la ligne d'intersection de la surface de l'hélice, avec un cylindre de diamètre un peu plus grand que celui des ailes ; cette ligne est figurée par l'arête d'un modèle, cylindre en tôle mince, sur laquelle

vient porter la règle maintenue par un guide sur l'axe. La règle promenée décrit rigoureusement la surface hélicoïdale voulue.

Sur cette surface on vient construire le volume de l'hélice avec de la terre ou du plâtre, et on emploie pour cela des gabarits découpés sur les coupes A, B, C, D, E (fig. 584), qui donnent, suivant des cylindres concentriques développés, les épaisseurs en chaque point de l'hélice. Il reste à tasser du sable par dessus pour former la partie supérieure du moule. Une fois le tout étuvé et

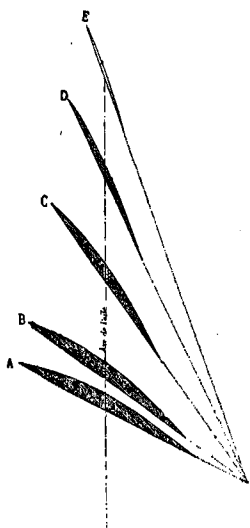


FIG. 584.

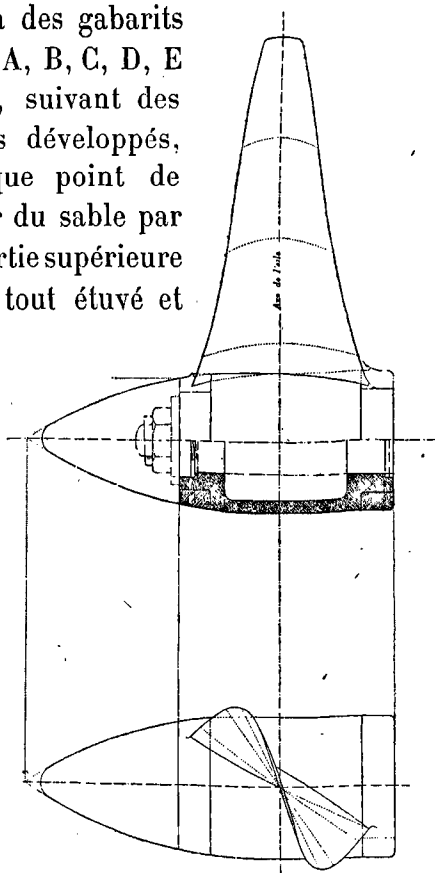


FIG. 585 et 586.

séché, on détruit l'hélice en plâtre, et on coule le métal, bronze, ou fonte, ou acier à la place. Les figures de 583 à 586 donnent tous les renseignements nécessaires à la confection d'une hélice ; l'hélice représentée (de tribord) est

à trois ailes et destinée à un aviso rapide qui en porte deux semblables, celle de bâbord avec le pas à gauche, et celle de tribord avec le pas à droite, selon l'usage ordinaire.

Les ailes d'hélices de torpilleurs, au nombre de trois,

(*fig. 619*) sont rapportées sur le moyeu et tenues par une clavette, en queue d'aronde longitudinale. Elles sont en bronze ou en acier forgé.

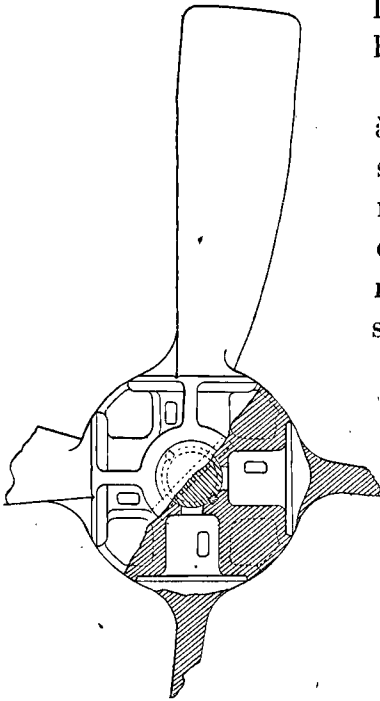


FIG. 587.

Beaucoup d'hélices se font à ailes rapportées (*fig. 587*) sur un moyeu en acier moulé nervuré. Ce moyeu est recouvert d'une tôle chaudronnée, afin de présenter une surface continue de révolution au frottement de l'eau. Chaque aile porte un tenon qui s'engage dans un logement ménagé au moyeu et retenu par une clavette.

Ces hélices ont un double avantage: pendant les essais, on peut en faire varier le pas en tournant légèrement

l'aile, ce qui constitue une précieuse ressource; de plus, lorsque, par suite d'une avarie, une aile est cassée ou tordue, il n'est pas nécessaire de remplacer l'hélice tout entière, et l'immobilisation du bâtiment pour la réparation est de plus courte durée. On appréciera ces avantages, en sachant qu'une paire de grandes hélices en bronze atteint la valeur de 80 000 francs.

Les ailes d'hélice restent brutes de fonderie. Au moyen de la lime et de la pierre ponce, on avive les arêtes et on fait disparaître les rugosités du moule. Il y a intérêt à ce que les surfaces soient bien polies, pour présenter un moindre travail de frottement dans l'eau.

§ 2. — *Roues à aubes fixes ou articulées*

378. Roues à aubes.

— Les roues à aubes sont disposées une de chaque côté du bâtiment, un peu sur l'avant qui est légèrement soulagé par l'effet des pales entrant dans l'eau.

L'arbre de couche est en trois parties : la partie centrale droite avec, à chaque extrémité, une manivelle rapportée, attachée par la bielle du cylindre correspondant ; chaque roue est portée par un bout d'arbre distinct, soutenu, près de la roue, par un palier extérieur à la coque, et, à l'autre extrémité, tournant dans un palier appartenant à la machine. Les roues sont entraînées par les soies des manivelles motrices agissant sur une joue rapportée à

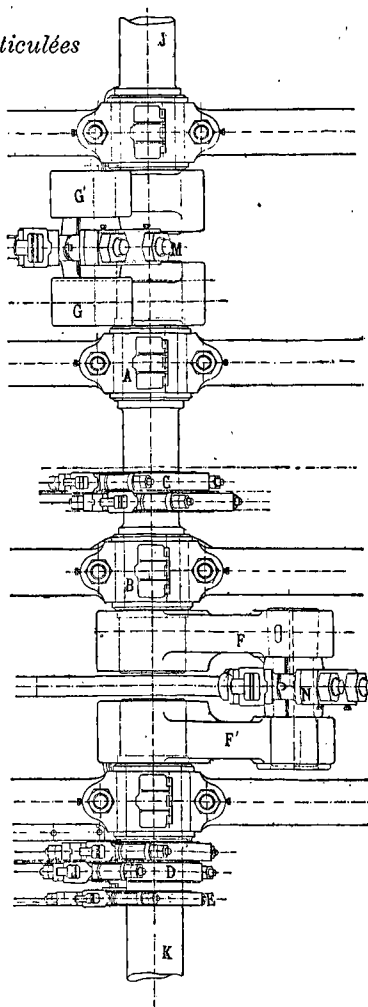


FIG. 588.

l'extrémité de leurs arbres respectifs, qui peuvent subir un léger déplacement sans grand inconvénient.

La figure 588 représente l'arbre de couche des avisos type *Mésange*, destinés au service du Sénégal (machine de 420 chevaux indiqués). Les paliers moteurs sont A et B ; M, la tête de bielle du grand piston ; N, la tête de bielle du petit piston ; l'arbre de la machine porte à ses extrémités les joues de manivelle F et G avec les soies motrices clavetées, tandis que les joues F' et G' sont fixées sur les arbres des roues. Les excentriques C sont ceux du grand tiroir ; D et E sont les excentriques du tiroir et de la détente Meyer du petit cylindre. Un peu après les arrachements K et J, viennent les paliers des roues en porte-à-faux, sur une chaise fixée sur la coque.

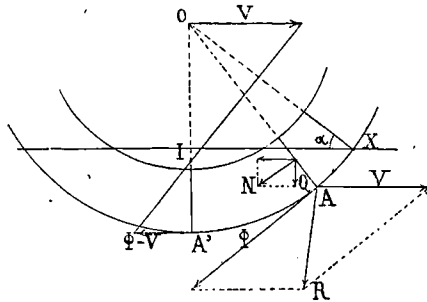


FIG. 589.

Avant de décrire le mode de construction des roues, donnons quelques notions théoriques sur leur fonctionnement.

La pale entre dans l'eau au point X, faisant avec la surface liquide un angle α (fig. 589) ; il se produit un choc qui serait évité si la pale entraînait dans l'eau par la tranche. Déterminons la vitesse absolue du point A, extrémité de la pale ; les composantes en sont : V, vitesse du centre

de la roue égale à la vitesse du bâtiment, et Φ , vitesse tangentielle de la roue. La résultante AR est la direction qu'aurait le plan d'une pale entrant dans l'eau sans choc ; cette direction se rapproche de la verticale. Remarquons encore que l'action de l'eau N, normale à la paroi sur l'aube A, donne une composante verticale Q inutilisée pour la propulsion, composante qui n'existerait pas si la pale immergée était constamment verticale.

La hauteur maxima, suivant le rayon, admissible pour une pale, est déterminée par les considérations suivantes : $\Phi - V$ est la vitesse par rapport à l'eau en repos du point A' ; et V est cette même vitesse pour le centre O. Joignons les extrémités de ces lignes représentatives et nous aurons en I le point de nulle vitesse du rayon par rapport à l'eau ; A'I sera le maximum de hauteur utile de la pale. Les points situés au-dessus de I ont des vitesses absolues dans le même sens que le bâtiment, et, immergés, ont une action retardatrice.

L'écartement entre deux pales se prend un peu supérieur à 1 mètre. Il faut qu'une masse d'eau suffisante reçoive l'effet de chaque pale, pour prendre une vitesse, la plus faible possible, sous l'influence de cette pale en mouvement.

379. Roues à aubes fixes. — L'arbre qui porte la roue est en fer ou en acier ; le ou les moyeux qui reçoivent les rayons sont en fonte ; les rayons sont en fers plats, tenus sur le moyeu par des boulons en fer.

Les roues des avisos type *Mésange* (fig. 590, 591) ont un diamètre total de 4^m,750. Les rayons sont solidement entretoisés, ils n'existent que toutes les deux pales.

Les quatre cercles en fer AAAA qui comprennent les

pales font de l'ensemble un tout extrêmement rigide.

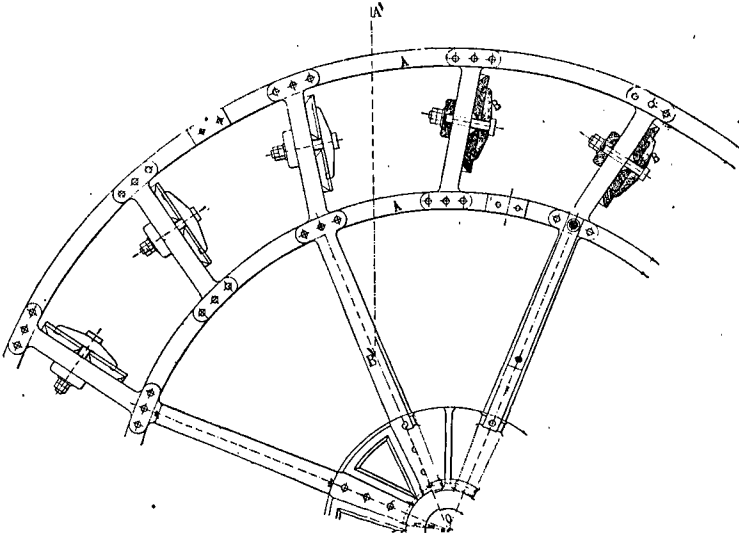


FIG. 590.

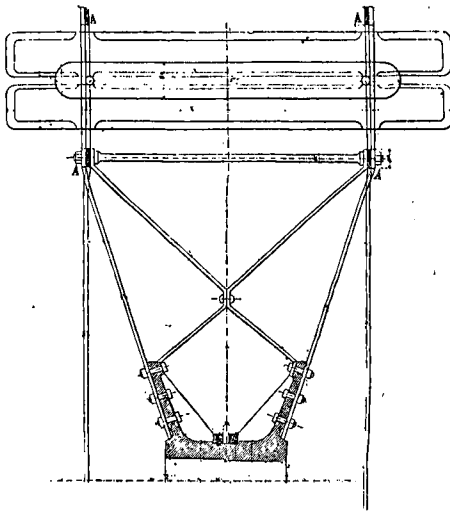


FIG. 591. — Coupe A B'O.

Les pales sont formées chacune de deux plateaux en

chêne juxtaposés, un troisième plateau sert à contre-tenir les deux premiers au moyen des taquets B et de leur boulon. Elles peuvent se déplacer le long du rayon d'une certaine quantité, pour suivre les différences d'immersion du bâtiment. Dans l'exemple que nous avons pris, on a légèrement incliné le plan des pales sur les rayons pour réduire l'angle d'entrée dans l'eau. En réduisant l'angle d'entrée, on augmente l'angle de sortie, mais ce dernier a une influence moins marquée par suite de l'agitation de l'eau.

380. Roues à aubes articulées. — Au prix d'une complication que l'on ne consent à s'imposer que pour de petits bâtiments, les aubes articulées remédient à la plupart des inconvénients signalés plus haut. On obtient un ensemble plus satisfaisant, mais les avaries possibles du système le rendent acceptable seulement pour un bâtiment qui ne perd pas de vue les côtes.

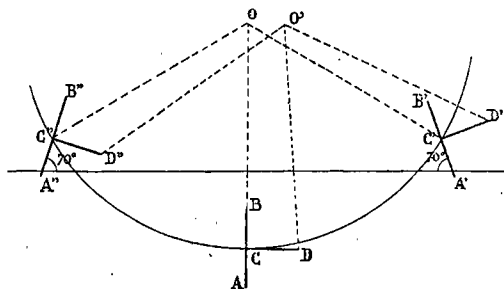


FIG. 592.

Le desideratum serait que les pales conservassent dans l'eau une position verticale. La pratique indique, au lieu de la verticalité, un angle d'entrée de 70° environ, pour obtenir le maximum de rendement, le même angle se retrouvant symétriquement à la sortie

Figurons sur un cercle directeur (*fig. 592*) trois aubes dans les positions les plus favorables : à l'entrée, $A'B'$; à la sortie, $A''B''$; et verticalement, AB . Chacune de ces aubes est articulée sur deux tourillons extrêmes projetés

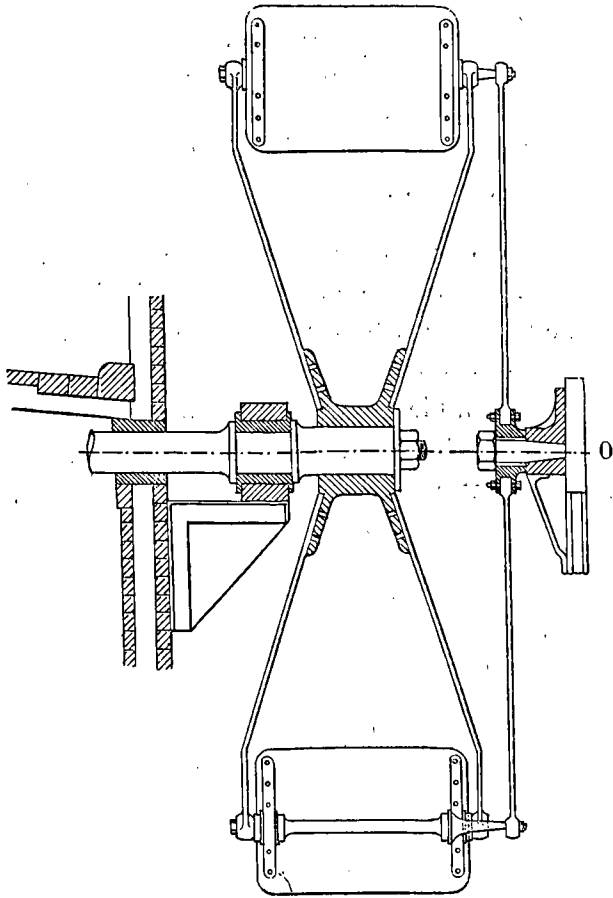


FIG. 593.

en C , C' et C'' . Des bras en fer sont fixés d'équerre aux surfaces de ces aubes en CD , $C'D'$, $C''D''$. Déterminons le centre O' de la circonférence qui passe par les trois points D , D' , D'' : il est sur l'horizontale du point O . Des bielles.

articulées en O' et en D, D', D'' , servent de guides pour maintenir les pales dans les directions choisies. La symétrie de la construction que nous avons faite montre qu'il en sera bien ainsi, le point O' restant fixe dans l'espace.

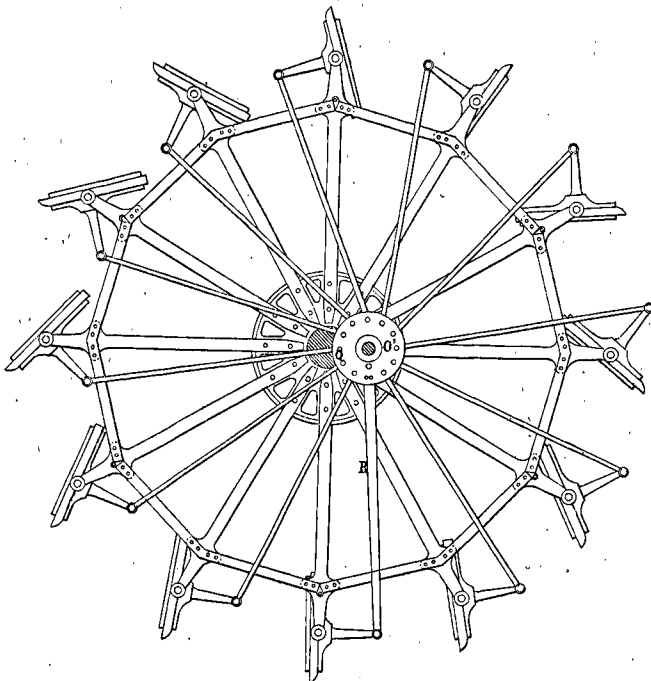


Fig. 594.

Ce système a été réalisé approximativement dans la pratique. Les bielles $O'D, O'D', O'D''$, étant dans un même plan, ne peuvent toutes aboutir au même axe O' ; une seule des bielles R reçoit la disposition théorique ; elle s'articule à l'axe O' (*fig. 593, 594*) au moyen du large plateau Q . C'est sur ce plateau Q que viennent s'articuler à leur tour toutes les autres bielles. L'axe fixe O' est tenu invariablement sur l'élongis qui supporte le tambour.

« Le rendement des roues à pales articulées est supérieur à celui des roues à pales fixes. On peut donner plus d'immersion aux pales, avec des pales plus hautes et, par conséquent, moins larges, ce qui réduit le poids et l'encombrement des tambours ; mais elles sont plus lourdes, plus compliquées de construction et plus susceptibles d'avaries. L'immersion des pales ne peut être changée, et on ne peut les démonter facilement. Aussi ce système est-il peu répandu malgré ses avantages économiques. »
(DE MONTCHOISY, *Cours de Machines à vapeur marines.*)

Lorsqu'on veut marcher à la voile, les roues sont un obstacle au mouvement du navire. Pour y remédier, on peut démonter les pales inférieures, ou bien débieller la machine, et les roues tournent à la demande de la vitesse. Ces deux opérations nécessitent un travail fort long pendant lequel la machine est paralysée, souvent une demi-journée.

§ 3. — Principaux types de machines marines

331. Types de machines. — *Légereté, sûreté de fonctionnement*, telles sont les deux considérations capitales, qui guident dans l'établissement d'un projet de machine marine.

Comme *légereté*, il ne faudrait pas viser seulement le poids de l'appareil mécanique et des chaudières, mais bien tout ce qui s'y rapporte : eau douce pour réparer les pertes ; charbon à embarquer pour le parcours assigné au bâtiment ; matières grasses pour le graissage, plus coûteuses qu'encombrantes, etc., etc. Pour obtenir cette *légereté* que nous avons en vue, un organe ne sera

jamais trop lourd qui pourra assurer une économie de charbon. C'est ainsi qu'on embarquera un appareil distillatoire plutôt que de l'eau douce ; chaque kilo de charbon peut produire jusqu'à 18 et 20 kilogrammes d'eau dans les bouilleurs en cascade, et le charbon coûtera moins cher que le fret de l'eau qu'il faudrait transporter.

Les machines de la *Marine de guerre* ont été l'objet des études les plus minutieuses en vue de les rendre plus économiques, au prix parfois de mécanismes fort compliqués ; la *Marine de commerce* a suivi, adoptant les seuls perfectionnements qui n'ôtent pas trop à la simplicité du type et n'augmentent pas outre mesure les frais de surveillance.

382. Marine de guerre. — Sauf pour les torpilleurs, on s'est toujours imposé sur les bâtiments de combat la condition de loger la machine au-dessous de la flottaison. Même en l'absence de pont cuirassé, un appareil moteur ainsi disposé est à l'abri du plus grand nombre des coups de l'ennemi. Tous les bâtiments de guerre de quelque tonnage reçoivent, d'ailleurs, une protection en dos de tortue de 4 à 8 centimètres d'épaisseur. La faible hauteur dans laquelle il faut enfermer la machine constitue une grande gêne. On est conduit à réduire l'espace occupé au strict minimum, en même temps qu'on cherche de toute façon à alléger chaque organe.

La puissance d'une machine est proportionnelle au produit des facteurs :

$$D^2CNp,$$

où : D = diamètre du grand cylindre,
 C = course des pistons,
 N = nombre de tours,
 p = ordonnée moyenne.

La valeur de ces divers facteurs a une influence différente sur le poids et la puissance de la machine.

L'ordonnée moyenne p du diagramme est déterminée par la pression aux chaudières ou, du moins, au détenteur de vapeur. La pression aux chaudières (multitubulaires pour la plupart : Belleville, d'Allest, Oriolle, etc.), atteint la limite extrême (17 kilogrammes en général, et 12 kilogrammes après le détenteur); on ne saurait aller au delà, soit à cause des difficultés de construction, soit à cause de la faible augmentation du diagramme dans cette région.

« Pour une puissance donnée, le produit D^2C et le nombre N varient en raison inverse l'un de l'autre. Or, le produit D^2C peut être considéré, pour des appareils de même type et de même pression de régime, comme à *peu près* proportionnel au poids de la machine. Il semble donc qu'il y ait intérêt à prendre N aussi grand que possible, afin de réduire D^2C , et par suite, le poids au minimum. » (WIDMANN.)

L'accroissement du nombre de tours a une limite : 100 tours, pour les gros cuirassés ; 130 à 140 tours, pour les croiseurs grands et petits ; de 300 à 400 tours, pour les torpilleurs.

Les forces d'inertie croissent proportionnellement au carré de la vitesse ; les consolidations qu'elles exigent arrivent à balancer l'allègement de poids résultant du grand nombre de tours.

Aux vitesses extrêmes, la *sécurité* du fonctionnement se trouve fort compromise. Au-delà de 300 tours, il devient impossible de tâter les organes mobiles, bielles et tiges de piston ; un échauffement ne sera révélé que par l'odeur d'huile brûlée, alors qu'il est déjà bien tard pour y porter remède.

En outre, les coques sont légères et résistent mal aux vibrations que leur communiquent des moteurs trop puissants.

Pour tous ces motifs, on semble avoir atteint et même dépassé aujourd'hui la limite extrême de la légèreté, avec les qualités de métaux dont on dispose.

Voici un tableau (p. 234) donnant le poids de quelques appareils marins avec les dates de la construction ; on y verra combien rapide a été la marche dans la voie de l'allègement ces dernières années, pour atteindre un terme que les appareils à mouvement alternatif ne dépasseront pas.

Dans la Marine de guerre proprement dite, il n'existe pas de bateaux à roues, sauf cependant quelques petits bâtiments pour rivières et côtes plates du Sénégal et du Tonkin. Nous n'en parlerons pas.

383. Machines à balanciers. — Au point de vue historique, indiquons seulement la disposition d'une ma-

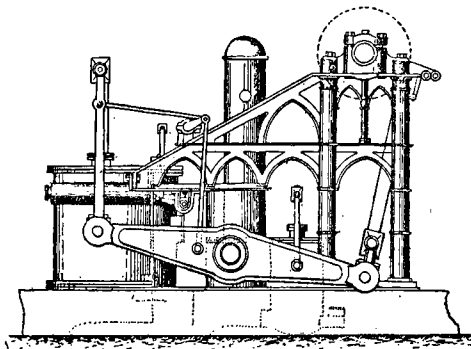


FIG. 595.

chine à balancier en dessous (t. I, [178]), type qui fonctionna de longues années (*fig. 595*). Le balancier était

NOM DU BATIMENT	SYSTEME DE L'APPAREIL MOTEUR	NOMBRES DE TOURS maximum	POIDS PAR CHEVAL indiqué	
<i>Cassini</i> (1843)	I. — <i>Machines à roues</i> à balancier	19	300 kil.	
<i>Berthollet</i> (1854)	à connexion directe	21.7	275 —	
<i>Napoléon</i> (1856)	II. — <i>Machines à hélice, à admission directe</i> bielles directes et engrenages	machine 22 hélice 44	481 kil.	Vaisseau.
<i>Flandre</i> (1860)	bielles renversées, sans engrenage ..	54	225 —	Frégate-cuirassée.
<i>Suffren</i> (1871)	III. — <i>Machines à double expansion, condenseur à injection</i> 3 cylindres, pression: 1 kil. 80	64	216 kil.	Cuirassé.
<i>Alma</i> (1868)	— pression: 1 kil. 50	54	192 —	Frégate-cuirassée.
<i>Jeanne-d'Arc</i> (1867) ...	IV. — <i>Machines à double expansion, condenseur à surface</i> 3 cylindres, P = 1 kil. 80	»	224 kil.	Cuirassé.
<i>Redoutable</i> (1876)	3 groupes de 2 cylindres en tandem P = 2 kil. 25	60	182 —	Cuirassé d'escadre.
<i>Chasseur</i> (1879)	V. — <i>Machines à double expansion, dites à haute pression, une hélice</i> P = 4 kil. 133 3 cylindres: 1 d'adm., 2 de dét.	100	151 kil.	Aviso.
<i>La Pérouse</i> (1879)	— — — — —	90	172 —	AVISO.
<i>Cécille</i> (1889)	VI. — <i>Machines actuelles 2 ou 3 hélices. Pression comprise entre 10 et 13 kilogrammes</i> 4 machines verticales à 2 cylindres chaque, attelées sur deux hélices.	104	127 kil.	Croiseur.
<i>Faucon</i> (1888)	2 machines horizontales à double exp. à 2 cylindres chaque	140	99 —	Croiseur-torpilleur.
<i>Léger, Lévrier</i> (1891) ..	2 machines vert. à triple expansion à 3 cylindres (Le Creusot)	320	63 —	Torpilleur-aviso.
<i>Charles-Martel</i>	2 machines vert. à triple expansion à 3 cylindres	95	90 —	Cuirassé d'escadre.
Torpilleurs-vedettes de la « Foudre »	une mach. à double exp. à 2 cylind. (Le Creusot).	400	28 —	Torpilleurs-vedette.

double avec bielles pendantes pour le relier à la tige du piston. Il existait deux cylindres avec manivelles à angle droit; les roues faisaient office de volant au passage des points morts.

384. Machines à hélice à engrenages et à connexion directe. — L'hélice demande une vitesse de rotation assez considérable (50 tours au minimum dans la pratique). On n'osait lancer les machines à ces vitesses, considérables pour l'état rudimentaire où était la mécanique. Les premières hélices furent actionnées par l'intermédiaire d'un train d'engrenages doublant la vitesse; cette disposition permettait, d'ailleurs, de conserver les mêmes types de machines, avec arbre supérieur, usitées pour les roues à aubes. C'étaient généralement des machines oscillantes, les balanciers étant abandonnés pour leur poids et leur encombrement.

Ericsson, le premier, osa atteler directement une machine (horizontale à bielles renversées) sur l'arbre de couche de l'hélice (*Pomone*, 1846). Cette disposition, destinée à devenir universelle plus tard, ne se généralisa pas alors. On continua les machines à engrenages; on essaya des machines à *fourreau* (fig. 596). Dans ces dernières, horizontales, la tige du piston est supprimée; l'articulation du pied de bielle se fait dans le plan médian du piston; un *fourreau* F, tube de grande section, dans l'intérieur duquel se meut la partie inférieure de la bielle, fait corps avec le piston et traverse les deux fonds du cylindre dans des presse-étoupes P, P. Le fourreau présente une large surface baignée par l'air extérieur; il donnait lieu à d'importantes condensations et, par suite, à une consommation excessive de charbon.

Peu à peu, reprenant le type d'Ericsson, on arriva à

la machine horizontale actuelle à bielles renversées. Parallèlement, on créait la machine à pilon, remarquable par sa simplicité de mécanisme ; les bielles sont toujours directes, et la coulisse de Stephenson s'y applique naturellement. Mais cette machine est haute et exposée aux projectiles de l'ennemi.

Machine à Fourreau

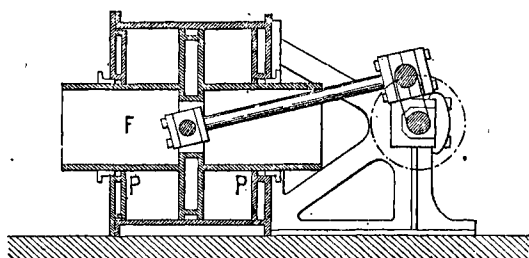


FIG. 596.

Jusqu'à ces dernières années, la machine à pilon fut réservée aux cuirassés, profonds dans l'eau et protégés au-dessus de la flottaison, où l'on pouvait disposer d'un espace élevé.

La machine horizontale à bielles renversées, dans le cas d'une seule hélice, s'employait uniformément sur tous les croiseurs peu ou pas protégés et d'une profondeur de carène modérée. Cette machine a de graves défauts : mécanismes complexes, frottements intenses sur la partie inférieure du cylindre, par suite du poids du piston, etc., etc., en un mot, manque de symétrie des poids.

Les deux forces mises en jeu, action de la vapeur et pesanteur, ont des directions rectangulaires, d'où des efforts qui se contrarient et qu'il est difficile d'équilibrer.

Les figures schématiques 597, 598, 599, donnent une idée suffisante de la disposition dite *bielle en retour*.

Les machines dont nous parlons sont à double expansion avec pression aux chaudières de 4 kil. 25. Le petit cylindre central reçoit la vapeur fraîche, les deux cylindres extrêmes servent de détenteurs. Parfois, on a fait le petit cylindre du même diamètre que les deux autres avec course réduite, disposition qui diminue le nombre des rechanges, mais augmente l'espace mort.

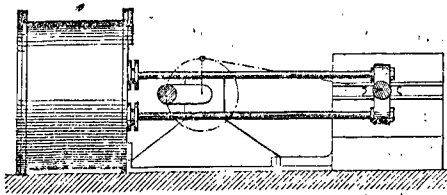


FIG. 597.

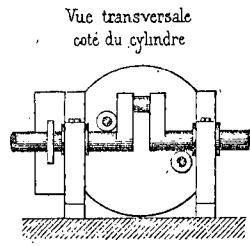


FIG. 598.

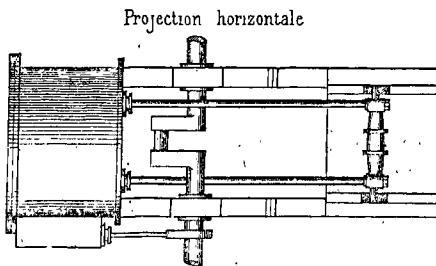


FIG. 599.

Dans ces machines, la consommation de charbon oscille de 1 kilogramme à 1 kil. 200 par cheval et par heure. Les chaudières fonctionnent à l'eau douce; les pertes en cours de route sont réparées à l'eau de mer.

385. Machines à triple expansion. — Depuis 1889 environ, on ne construit plus que des machines à triple expansion, qui permettent de réduire la consommation de charbon par cheval-heure à 0 kil. 650.

ou 0 kil. 700 à pleine puissance. Les machines sont plus lourdes, plus complexes, mais il y a un bénéfice sensible sur la totalité du poids moteur et approvisionnements. La pression de régime à la boîte à tiroir varie de 10 à 12 kilogrammes ; elles sont du type multitubulaire : Belleville, Roser, Collet, d'Allest.

Comme par le passé, les machines des cuirassés sont verticales ; les machines des croiseurs, horizontales ; ou, plutôt, l'axe des cylindres est légèrement incliné sur l'horizontale ; les deux machines sont l'une sur l'avant de l'autre occupant chacune toute la largeur du bâtiment. La machine tribord actionne l'hélice bâbord, et inversement ; on évite ainsi les bielles en retour, et on arrive à loger des machines puissantes dans les bateaux étroits et longs, destinés aux grandes vitesses.

A la suite d'essais peu satisfaisants, en 1890 et 1891, on a renoncé absolument à ces machines horizontales, d'un fonctionnement plus pénible et plus sujet à avaries que les machines verticales. Pour loger des machines verticales sous le pont cuirassé des croiseurs, on réduit la course de 1 mètre, valeur généralement adoptée en Marine, à 0^m,85, voire 0^m,80 ; les diamètres des cylindres en sont accrus, ainsi que les espaces morts ; ces derniers ont, il est vrai, une moindre influence sur des machines à détente multiples.

Après la série de transformations que nous avons énumérées rapidement, on est arrivé à un type unique de machine : le type à pilon. C'est la disposition la plus rationnelle des organes, et dans laquelle on n'a pas à se préoccuper des effets de la pesanteur. L'arbre est fortement tenu dans le carlingage, les trépidations sont très amorties. Les tiroirs cylindriques se prêtent également fort bien à cette disposition ; on en équilibre

le poids au moyen d'une légère différence de diamètre des pistons, ou d'un autre artifice analogue (t. I, *fig. 224*). Le plus souvent, le petit cylindre est muni d'un tiroir, et

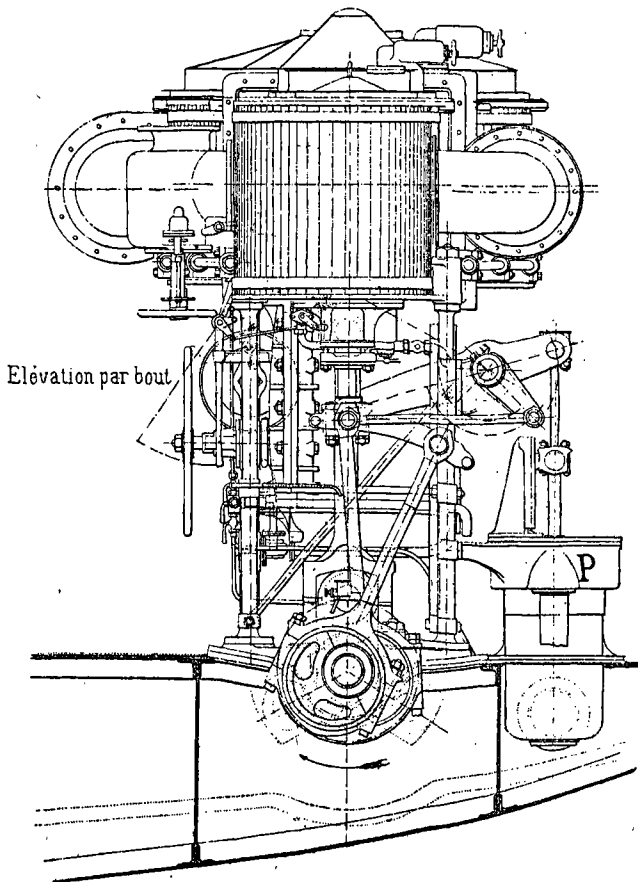


FIG. 600.

le moyen de deux tiroirs cylindriques ; le grand reçoit la vapeur par un et quelquefois deux tiroirs plans.

Les figures 600 à 603 représentent une machine du type actuel à triple expansion. Ce sont celles d'un croi-

MACHINES DU BARHAM
Coupe longitudinale

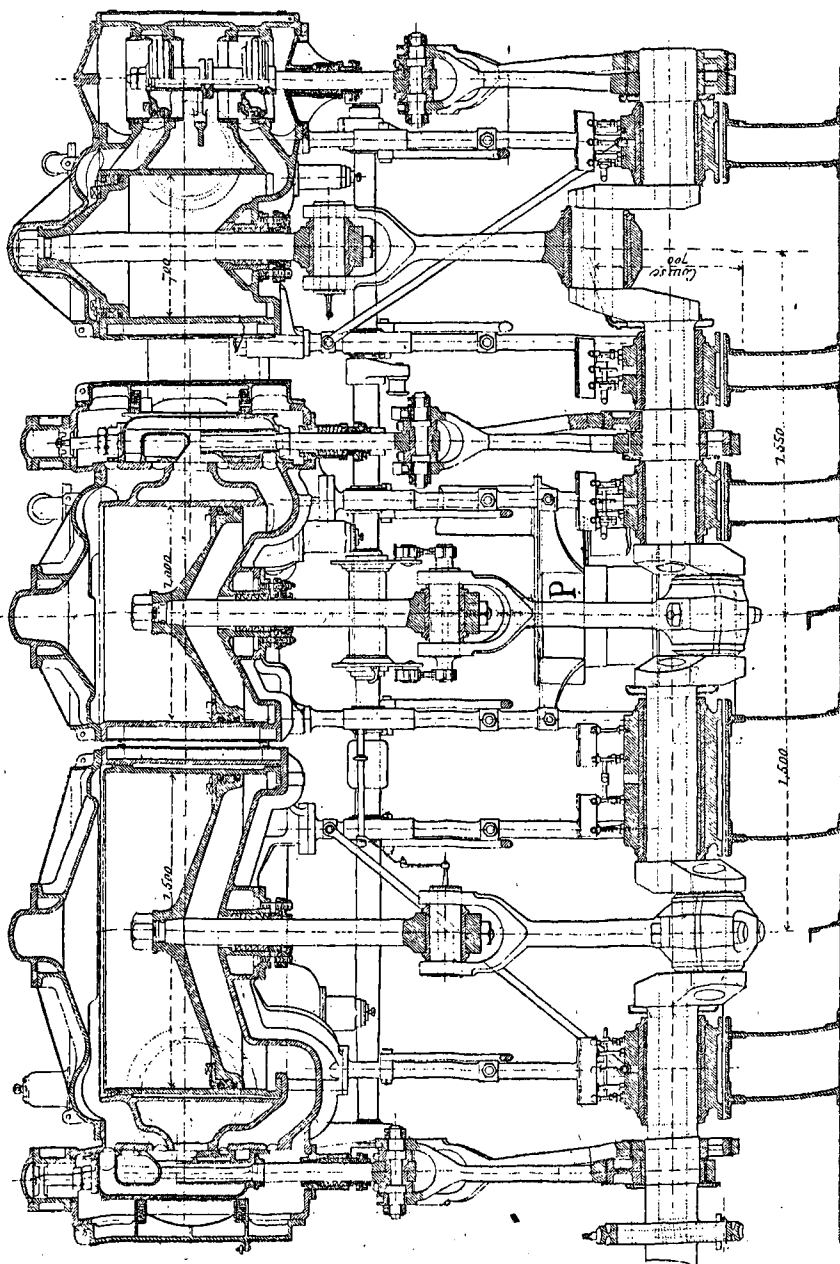
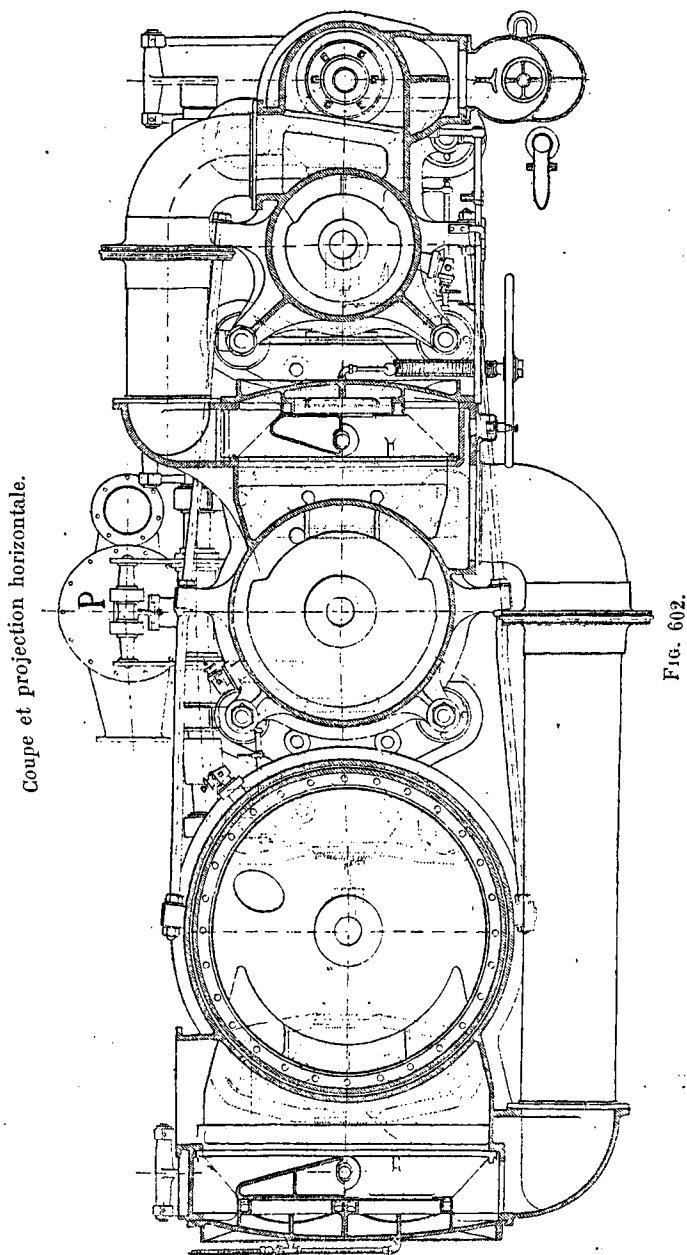


FIG. 601.



seur rapide anglais *Barham*. Les trois cylindres sont indépendants l'un de l'autre, et montés chacun sur quatre colonnes en acier forgé. Les pistons sont en acier moulé, en forme dite de *parapluie*; les cylindres, en fonte.

Le petit cylindre a un tiroir cylindrique; les deux

Coupe transversale en arrière

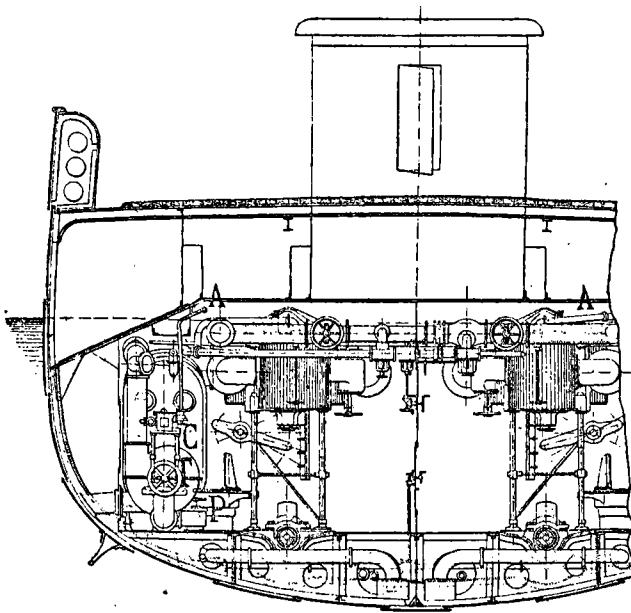


FIG. 603.

autres, des tiroirs plans, tous conduits par des coulisses ordinaires. La pompe à air P est unique et menée par un balancier attelé au moyen piston. Plus souvent, en France, on préfère détacher toutes les pompes de la machine et avoir un seul moteur de servitude.

C est le condenseur; T, sa turbine (*fig. 603*).

Dans cette machine, la course n'est que de 70 centimètres, et on voit (*fig. 603*) que le sommet des cylindres arrive à toucher presque le pont cuirassé AA.

Les arbres et tourillons sont creux; les presse-étoupes, à garnitures métalliques; les coussinets, munis d'anti-friction.

386. Remarques. — On a construit récemment quelques bâtiments à trois hélices; les résultats des essais ne sont pas encore connus.

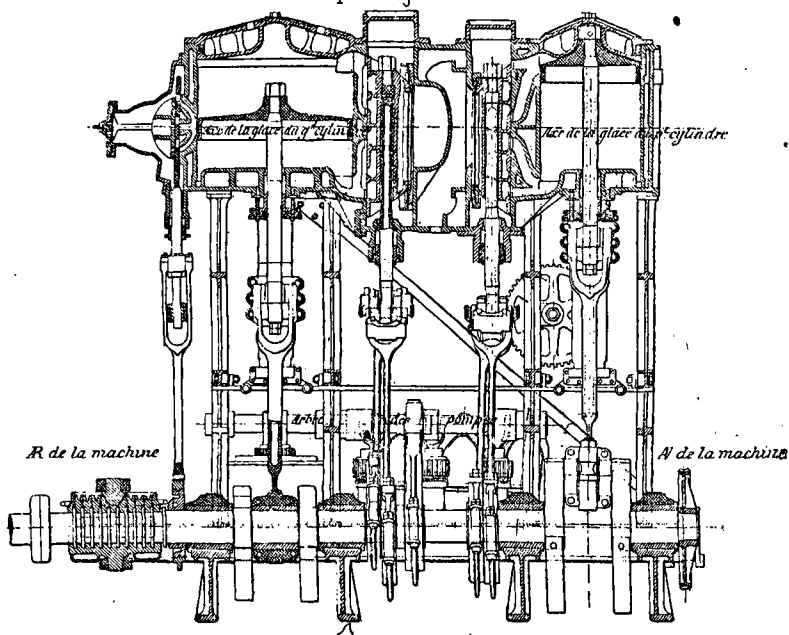
La difficulté pour la conduite des machines marines est due aux grandes différences d'allure qu'on leur impose. Tel cuirassé pouvant atteindre 17ⁿ, en développant 10 000 chevaux, n'exige pour l'allure d'escadre (7ⁿ à 8ⁿ) que 900 à 1 000 chevaux. Le fonctionnement à une si faible puissance est défectueux; la répartition du travail dans les cylindres, variable; un seul fournit toute la puissance et traîne les autres au grand détriment des articulations.

Sur les croiseurs longs et rapides, on ne met en marche qu'une seule hélice à l'allure de route; on redresse par un léger angle de barre, ce qui permet de visiter et entretenir l'autre machine. La route est peu aisée à tenir dans ces conditions; on compte y remédier avec trois hélices, la machine centrale tournant seule à pleine puissance pour maintenir la vitesse ordinaire de 10ⁿ.

387. Torpilleurs. — Pour obtenir les énormes vitesses des *torpilleurs*, l'allure de la machine est exagérée et atteint parfois 400 tours. On est même allé à 600 tours sur certaines vedettes. Nous avons dit combien peu assurée était la marche dans ces conditions où

la surveillance devient très difficile, et la fatigue du personnel excessive.

Coupe longitudinale suivant a.b.



Coupe horizontale par le milieu des cylindres.

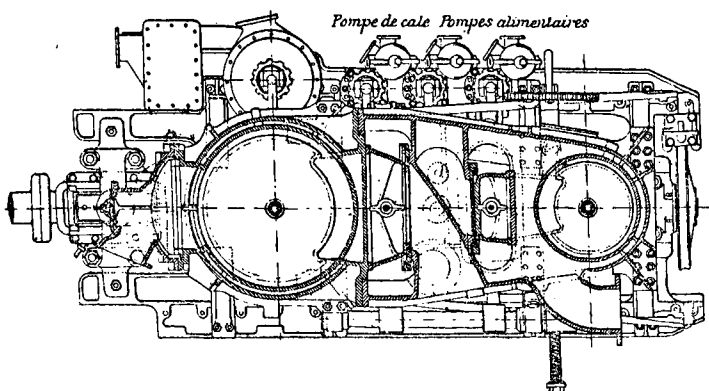


FIG. 604 et 605.

Les torpilleurs ne sont point prévus pour une longue

marche, aussi n'y adopte-t-on point la triple expansion, l'économie de combustible sur un faible parcours ne pourrait compenser l'augmentation de poids de la machine.

Dans les machines Normand, les plus parfaites construites jusqu'à ce jour, on rencontre des détails de construction fort ingénieux. La plupart des pièces sont creuses : un arbre oscillant existe parallèlement à l'arbre de couche pour conduire les pompes. Sur le torpilleur 126 (fig. 604, 605, 606), les tiroirs sont plans aux deux cylindres. Le grand cylindre porte à l'AR un tiroir auxiliaire qui laisse, à une certaine fraction de la course, échapper de la vapeur non encore complètement détendue, et destinée à réchauffer

Coupe par l'axe du 1^{er} cylindre

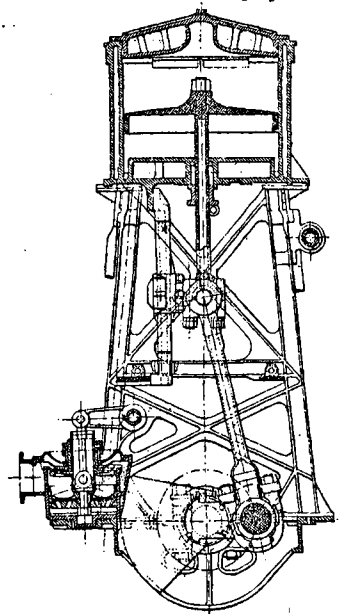


FIG. 606.

l'eau d'alimentation. L'échange de chaleur se fait par un appareil analogue au condenseur tubulaire. La vapeur restituée ainsi plus de chaleur directement qu'elle n'en fournirait en travail par sa détente et son évacuation au condenseur. Le reste de la machine est parfaitement équilibré et de proportions harmonieuses. La course des pistons moteurs est de 44 centimètres; celle de la pompe à air, 9^{cm},4; et des autres pompes, 7^{cm},8 seulement. Ces faibles courses donnent des vitesses linéaires acceptables aux grandes vitesses de 315 à 320 tours.

Les bâtis sont en bronze nervuré, et bien entretoisés.

383. Marine du commerce. — Beaucoup moindres sont les exigences de la Marine du commerce, et plus aisé le programme à remplir.

Il n'y a pas de protection à assurer à la machine qui peut s'élever jusqu'au pont supérieur.

La longueur du bâtiment (et, par suite, l'espace réservé au moteur) n'a d'autres limites que celles résultant des dimensions des ports fréquentés.

Il existe une vitesse de marche déterminée en vue de laquelle la machine a été construite pour être économique, et dont on ne s'écarte guère, sinon dans les manœuvres.

Comme la Marine de guerre qu'elle a toujours suivie, adoptant ce qui lui convenait, la Marine de commerce a construit successivement les divers types de machines décrits plus haut. Entre toutes, la machine à balancier et la machine à pilon ont eu une faveur spéciale : cette dernière seule est universellement employée depuis son adoption.

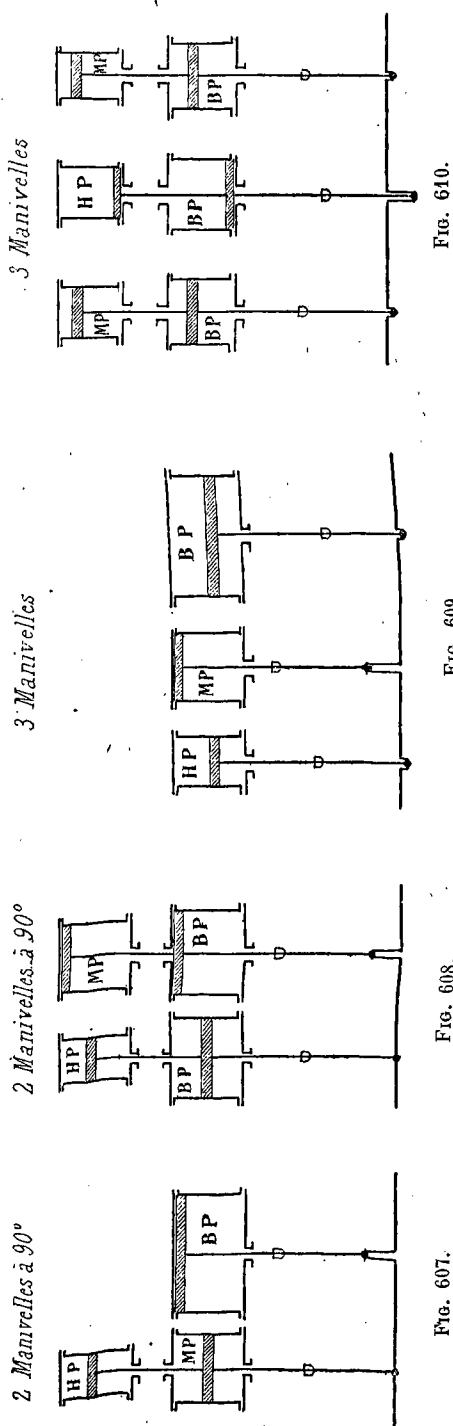
La machine à balancier, d'une marche lente et sûre, facile à conduire, fut longtemps encore en service sur les paquebots rapides, bien qu'abandonnée déjà à la guerre.

Des bateaux, les uns sont aménagés pour recevoir des passagers, les autres sont destinés seulement au transport des marchandises.

Les premiers sont les paquebots, munis sur les grandes lignes de tout le luxe et le confort désirables, avec des machines puissantes réalisant de grandes vitesses de

route. Ils n'ont qu'une hélice, sauf les derniers grands paquebots transatlantiques : *Touraine*, en France, *City of Paris*, *City of Berlin*, etc., en Angleterre; ceux-ci donneront, ou ont donné plus de 20ⁿ aux essais, et sont munis de deux hélices pour absorber l'énorme puissance de 18 à 20 000 chevaux que peuvent développer leurs machines. Depuis ces dernières années, la triple expansion est de règle pour ces appareils moteurs, construits avec autant de soin et de recherche que ceux des bâtiments de guerre.

Le nombre de tours est modéré et oscille de 60 à 65; la course atteint souvent 1^m,60,



et on ne craint pas de mettre en tandem les cylindres les uns sur les autres. Leurs dispositions sont d'ailleurs des plus variées.

Le type *Bourgogne-Champagne* se compose de trois groupes semblables de deux cylindres en tandem (*fig.* 610), pouvant fonctionner à volonté en double ou triple expansion; les lettres de la figure indiquent la marche de la vapeur pour la triple expansion; pour la double expansion, les trois cylindres supérieurs admettent la vapeur, qui se détend dans les trois cylindres inférieurs.

Le plus souvent, on adopte la disposition simple de trois cylindres de diamètre croissant, en ligne de l'A/ à l'R (*fig.* 609). Il faut alors trois manivelles, l'arbre coudé est coûteux. Les dispositions des figures 607 et 608, qui n'exigent que deux coudes à l'arbre, sont souvent employées. Avec quatre cylindres (*fig.* 608), on peut arriver à la quadruple expansion, ce qu'on fait volontiers en Angleterre, au prix d'un mécanisme fort compliqué qui n'a pas été adopté en France.

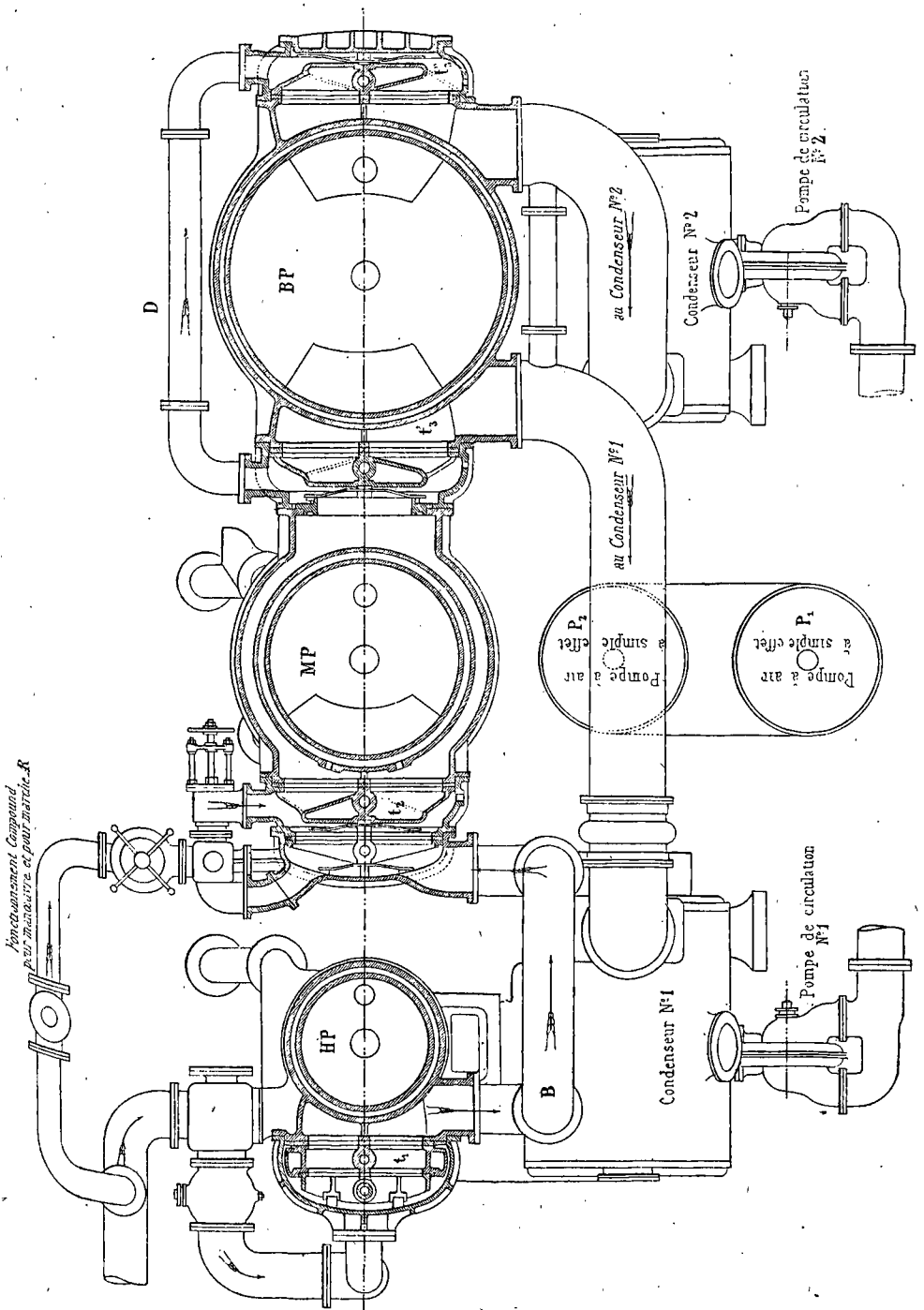
389. La machine du *Portugal* (Messageries Maritimes), à triple expansion (*fig.* 611), se compose de trois cylindres avec arbre à trois manivelles. Tous les tiroirs, t_1 , t_2 , t_3' , t_3'' , sont plans, ces deux derniers de chaque côté du grand cylindre.

Il y a deux condenseurs, deux pompes à air P_1 et P_2 et deux pompes de circulation rotatives.

Pour permettre les dilatations de cette énorme masse de fonte, on a préféré détacher le petit cylindre qui est isolé, tandis que les deux autres sont boulonnés ensemble.

Dans cette machine, le tiroir du cylindre HP est indé-

MACHINES DU PORTUGAL



pendant de la mise en train générale; pour les manœuvres et la marche *R*, on fonctionne en Compound avec les deux autres, grâce à un tuyautage spécial.

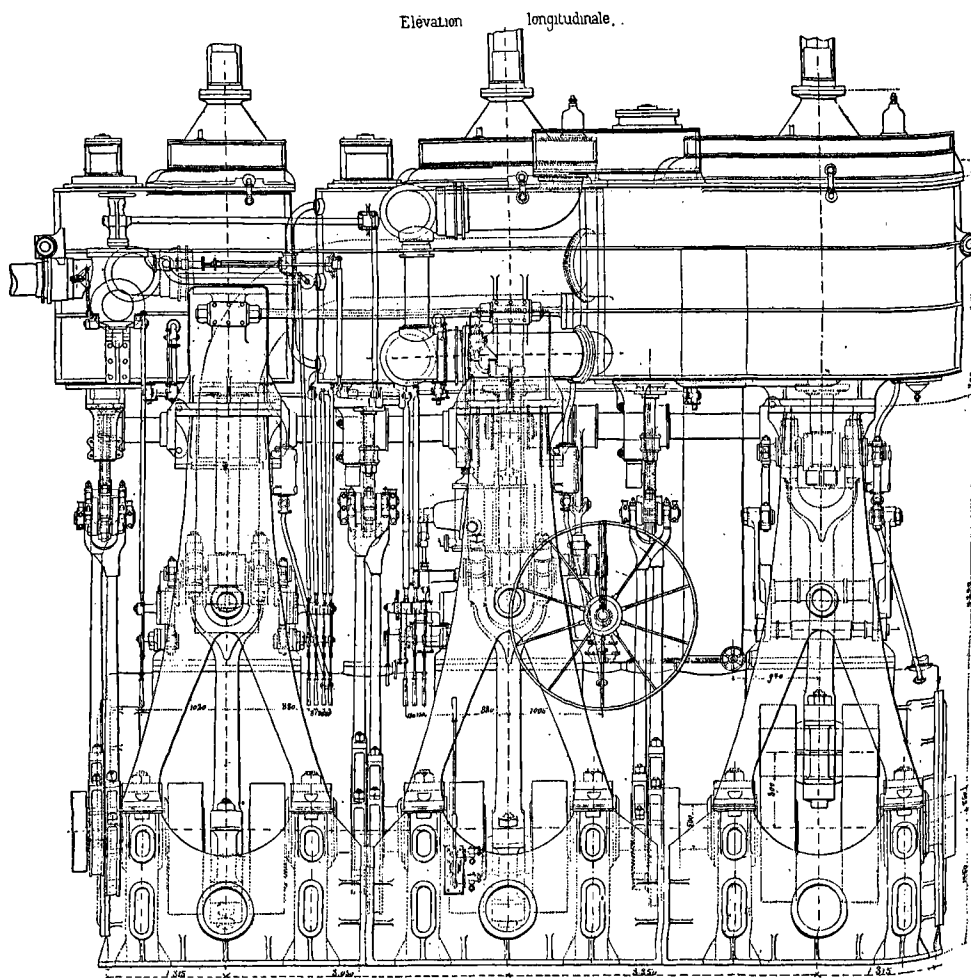


FIG. 612.

La vapeur est fournie par des chaudières Belleville d'un usage général aux Messageries Maritimes; elle est servie à la machine à une pression de 12 kilogrammes.

Les tiroirs sont conduits par un mécanisme Marshall modifié et simplifié, tel que l'avait conçu primitivement de Solms.

Les figures 612 à 615 représentent la machine du grand paquebot allemand *Kaiser Wilhelm II*.

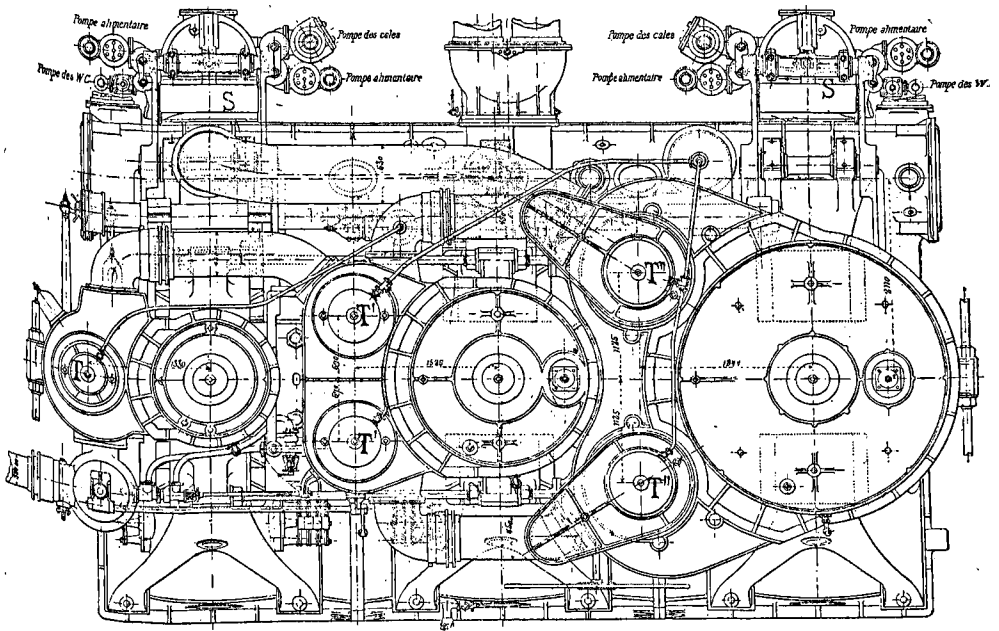


FIG. 613.

Les pistons sont en acier moulé, mais présentent cette disposition, que nous avons signalée être défectueuse, de bague remontant en forme de gouttière qui empêche l'eau de s'écouler par les purges. Les pistons du *Barham* n'offrent pas ce défaut.

Les trois cylindres sont indépendants l'un de l'autre et portés par des bâtis en fonte reposant, comme à l'ordinaire, sur la plaque de fondation par quatre pieds. Les couvercles des cylindres sont surmontés de douilles pour

loger les contre-tiges fort en usage dans la Marine de commerce. Ces contre-tiges sortant dans des coussinets, C, C (fig. 614), centrent bien les pistons et les empêchent au roulis d'aller donner contre la paroi du cylindre; les bagues fatiguent moins.

Tous les tiroirs T, T', T'', sont cylindriques, disposition peu motivée au grand cylindre, et qui conduit à des espaces morts exagérés (fig. 613).

Coupe verticale par l'axe des cylindres

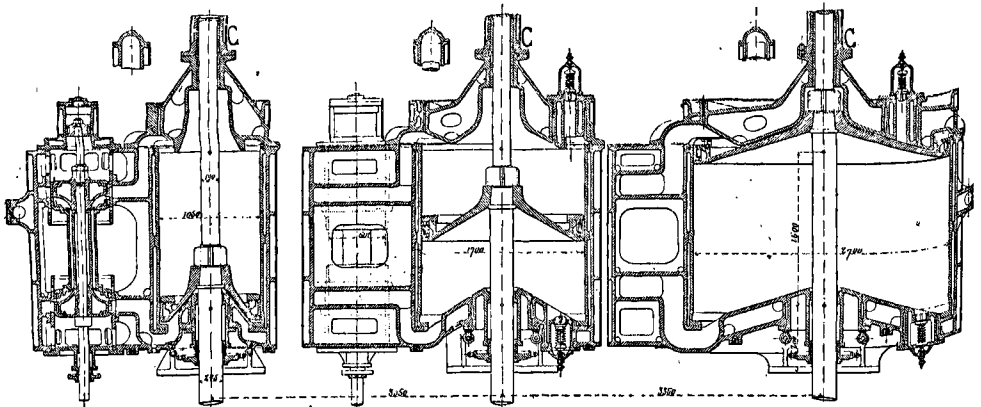


FIG. 614.

La course de 1^m,60 assure un grand volume aux cylindres pour un encombrement latéral donné, c'est ce qui permet de développer la même puissance avec un nombre de tours bien plus réduit que sur un bâtiment de guerre.

Les pompes à air S,S, au nombre de deux, et toutes les autres pompes du bâtiment, sont conduites par deux balanciers attelés aux cylindres extrêmes, disposition

très convenable sur un paquebot où le nombre de tours est toujours modéré.

A côté des paquebots rapides, relativement peu nombreux, se trouve la nuée des bateaux de charge, les « cargo-boats », comme on les désigne de leur nom anglais le plus habituellement.

Coupe par le couple N° 52.

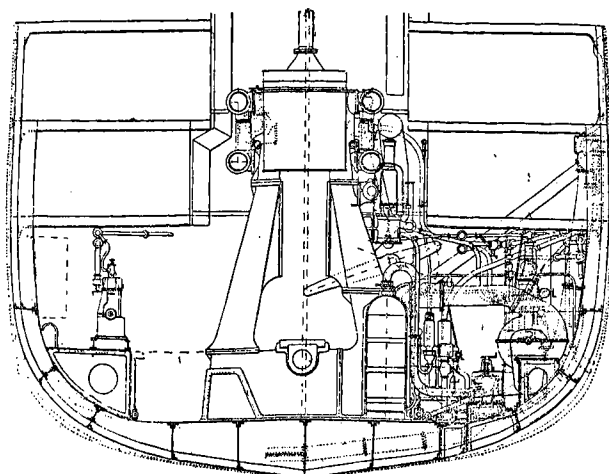


FIG. 615.

Leur machine est caractérisée par la plus extrême simplicité et réalise, en général, une vitesse de 9 à 10 nœuds. Beaucoup de ces machines à double expansion se composent simplement de deux cylindres en tandem disposés au-dessus de la manivelle unique de l'arbre.

Par suite de l'économie qu'elles réalisent, l'usage des machines à triple expansion se généralise, mais avec la disposition la plus simple, deux cylindres en tandem.

superposés, et le troisième à l'arrière sur une autre manivelle.

Les pompes, même celle de circulation, sont conduites par la machine principale, soit au moyen d'un balancier, soit par un bras lié directement à la crosse d'un des pistons.

§ 4. — Propulsion

390. Théorie de la propulsion, au moyen de roues à aubes, au moyen de l'hélice. — Nous suivrons la marche exposée par M. l'Inspecteur général du Génie maritime Bienaymé, dans son *Traité sur les Machines marines*.

La propulsion du navire est une question d'hydraulique ; cette branche de la mécanique est si peu développée qu'on ne doit point s'attendre à des résultats rigoureux.

391. Propulsion par roues à aubes. — La résistance R d'une carène à la marche en avant a été reconnue de la forme :

$$R = KB^2V^2, \quad (1)$$

V est la vitesse de la carène ;

B^2 , la surface immergée du maître couple ;

K est un coefficient numérique.

La résistance r d'une pale à son mouvement dans l'eau est de la même forme.

Soient en outre :

u , la vitesse circonférencielle de l'extrémité d'une pale ;

b^2 , la surface de cette pale :

$$r = K_1 b^2 (u - V)^2. \quad (2)$$

$u - V$ est la vitesse absolue de l'extrémité de la pale par rapport à l'eau.

A un instant quelconque de la marche, la résistance de la carène est égale à celle des pales dans l'eau. Comme il y a une roue de chaque bord, nous écrirons :

$$KB^2 V^2 = 2K_1 b^2 (u - V)^2; \quad (2)$$

d'où :

$$u = V \left(1 + \sqrt{\frac{KB^2}{2K_1 b^2}} \right),$$

et :

$$V = u \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{KB^2}{2K_1 b^2}}}, \quad (3)$$

Cette première relation montre :

1° Que le rapport $\frac{V}{u}$ ne dépend pas de la puissance de la machine motrice ;

2° Que, toutes choses égales d'ailleurs, V croît avec b^2 ; il y a intérêt à avoir de grandes pales.

— Une deuxième équation résultera de l'égalité entre le travail moteur et le travail résistant de l'eau sur les pales, aux coefficients de rendement près.

Soient : F , la puissance indiquée sur les pistons ;

α , le rendement organique de la machine.

Nous écrivons :

$$\alpha F = 2K_1 b^2 (u - V)^2 \times u, \quad (4)$$

ou :

$$\alpha F = KB^2 V^2 \times u = KB^2 V^3 \left[1 + \sqrt{\frac{KB^2}{2K_1 b^2}} \right],$$

d'après l'équation (2).

Posons :

$$1 + \sqrt{\frac{KB^2}{2K_1 b^2}} = \frac{1}{\beta}.$$

On aura :

$$\beta \times \alpha F = KB^2 V^3, \quad (5)$$

forme sous laquelle on reconnaît que β est le rendement spécial au propulseur; cette équation pouvait être écrite *a priori*.

Un élément important à considérer est le *recul*. Si les roues à aubes roulaient sur le sol, leur vitesse serait V ; la mobilité de l'eau leur permet de tourner à la vitesse u . On appelle *recul* le rapport :

$$\rho = \frac{u - V}{u} = \frac{1}{1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{KB^2}{2K_1 b^2}}}}.$$

Donc le recul est constant quand la résistance relative de la carène et des aubes reste constante.

L'équation (4) peut s'écrire :

$$\alpha F = 2K_1 b^2 (u - V)^2 \cdot u = 2K_1 b^2 \rho^2 u^3.$$

Or, u est proportionnel à N , nombre de tours de la

machine, donc :

$$F = Q\rho^2N^3,$$

Q étant une constante convenablement déterminée.

Donc avec un recul constant on pourra écrire :

$$F = AN^3,$$

relation fondamentale pour le calcul de la puissance des machines marines à roues comme à hélice.

Si l'on considère diverses valeurs de ρ , c'est-à-dire de la résistance relative, on aura des valeurs différentes de A. On formera ainsi un faisceau de courbes, paraboles cubiques, qui permettront d'étudier toutes les circonstances de marche du bâtiment (*fig. 616*).

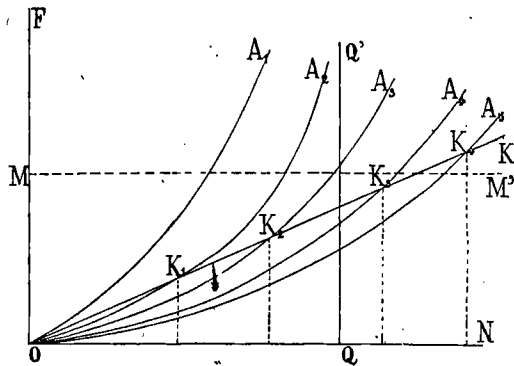


FIG. 616.

Dans le faisceau représenté, A_1 correspond à la plus grande valeur de la résistance, c'est-à-dire à la plus grande immersion de la carène. Les courbes suivantes A_2, A_3, A_4 sont relatives à des états résistants décroissants.

Si on coupe le plan par diverses droites, on obtient des lois simples du fonctionnement.

Supposons la pression aux chaudières et l'introduction fixes ; nous aurons entre F et N la relation (C est une constante) :

$$F = CNp,$$

où C et p sont constants ; c'est une droite OK , dont les intersections K_1, K_2, K_3 , avec les courbes A_2, A_3, A_4, A_5 donnent les allures successives à mesure que le bateau s'allège, si du moins les chaudières peuvent suffire à l'accroissement du nombre de tours.

L'horizontale MM' indique les résultats obtenus par le maintien d'une puissance constante à la machine ; et la verticale QQ' pour un nombre de tours toujours égal donne la puissance correspondant à chaque état résistant.

REMARQUES. — I. Ces considérations s'appliquent également à l'hélice, mais pour ce propulseur la résistance propre varie peu.

II. De la relation $F = CNp$, on conclut que l'on a $\frac{N^2}{p} = C^{10}$, comme on a $\frac{N^3}{F} = C^{10}$ indifféremment.

Dans la pratique, on se sert de l'une et l'autre de ces deux formes.

392. Calcul d'une roue à aubes. — Les données sont :

Les dimensions et la surface au maître couple (B^2) du navire ;

La vitesse que l'on se propose de réaliser.

Déterminons d'abord la puissance nécessaire pour

obtenir cette vitesse. L'équation (5) peut s'écrire :

$$V = m \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}, \quad (6)$$

où $m = \sqrt[3]{\frac{\alpha\beta}{K}}$ s'appelle le coefficient d'utilisation : il n'est pas possible, en pratique, de déterminer séparément les trois coefficients α , β et K .

La valeur de m oscille entre 3 et 4, lorsque V est exprimé en nœuds, F en chevaux de 75 kilogrammètres, B^2 en mètres carrés.

Une comparaison judicieuse avec des bâtiments analogues permet de déterminer F au moyen de l'équation (6), et indique le recul ρ sur lequel on est en droit de compter.

La relation : $u = \frac{V}{1 - \rho}$ donne la valeur de u .

Si D est le diamètre extérieur des roues :

$$\frac{\pi ND}{60} = u \times 0,514 = \frac{0,514 V}{1 - \rho},$$

qui détermine $N \times D$, connaissant V et ρ .

Une machine lente exigera de grandes roues, favorables en mer agitée ; sur un lac, le Léman par exemple, on emploie de petites roues avec des machines assez rapides.

REMARQUE. — Le coefficient $0^m,514 = \frac{1\ 852^m}{3\ 600^r}$ n'est autre que la vitesse en mètres à la seconde, d'un bâtiment marchant à un nœud, c'est-à-dire filant un mille à l'heure.

Ici, D est en mètres ; N , le nombre de tours à la *minute* ; V , en nœuds.

393. Hélices. — L'hélice, telle qu'on l'entend pour

la propulsion des navires, est une surface de vis à filet carré, ou hélicoïde gauche à plan directeur; elle est engendrée par une droite qui reste parallèle à un plan et se déplace, s'appuyant toujours sur une hélice et sur l'axe de cette hélice. Le plan directeur est perpendiculaire à l'axe de l'hélice.

On définit une hélice par son diamètre d , son pas h , la fraction de pas f et, enfin, n le nombre d'ailes; et on la représente en projection sur trois plans, deux verticaux et un horizontal (*fig.* 583 à 586).

Voyons ce qui se passe à l'arrivée de l'eau sur l'hélice : Soient : ω , la vitesse angulaire de l'arbre;

V , la vitesse du navire en mètres par seconde.

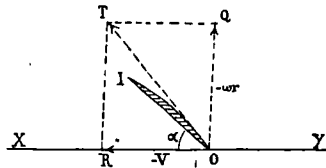


FIG. 617.

Considérons un cylindre concentrique à l'hélice et de rayon r ; développons-le sur le plan de la figure à son intersection avec une des ailes (*fig.* 617). Soient : OI , cette intersection; XY , une parallèle à l'axe. L'angle α sera tel que : $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2\pi r}{h}$, par définition de l'hélice.

Portons en sens contraire chacune, mais dans leurs directions, les deux vitesses de l'élément considéré; — ωr et — V seront représentées par OQ et OR .

La résultante OT représente la vitesse de rencontre de l'eau et de l'hélice. Il faut que OT soit au-dessus de OI pour que l'eau rencontre l'hélice par la surface tra-

vallant, et non par le dos ; d'où la condition :

$$\operatorname{tg} \widehat{\text{ROT}} \geq \operatorname{tg} \alpha,$$

ou :

$$\frac{\omega r}{V} \geq \frac{2\pi r}{h}.$$

Or :

$$\omega = \frac{2\pi N}{60},$$

donc :

$$h \geq 60 \frac{V}{N},$$

$\frac{60V}{N}$ est l'avance par tour d'hélice ; nous l'appellerons a .

On aura : $h \geq a$.

394. Recul. — De même que la roue à aubes, l'hélice, se déplaçant dans un milieu liquide, n'avance pas de la longueur du pas h par tour, ainsi que cela se produirait dans un écrou solide ; l'avance par tour est seulement a .

Donc le recul $\rho = \frac{h - a}{h}$, d'où :

$$a = h (1 - \rho).$$

Il semble que le recul doive toujours être positif ; parfois, il n'en est pas ainsi à cause du liquide entraîné par la carène : l'hélice se meut dans une eau déjà en mouvement, vu sa position à l'arrière.

D'autre part, le recul reste le même pour un même état résistant du navire [391], c'est-à-dire que l'avance par tour reste sensiblement la même à toutes les allures,

relation commode pour connaître la vitesse d'un bâtiment sachant le nombre des tours de la machine.

De plus, les rapports $\frac{N^3}{F}$ et $\frac{N^2}{p}$ sont constants pour un même état du bâtiment. Ces relations sont celles que nous avons déterminées en général, à propos des roues à aubes.

La théorie indique, en outre, que les grands diamètres sont avantageux, mais ne donne aucune indication utile pour les autres dimensions et la forme des ailes.

395. Calcul d'une hélice. — Tout ce que l'on connaît sur les hélices est le résultat d'expériences successives entreprises d'abord par Normand, au Havre (1841), pour la construction du *Corse*; puis, en Angleterre sous la direction de Smith (1843). Ensuite, Moll et Bourgois firent leurs célèbres expériences du *Pélican* (1848), qui, avec les expériences non moins remarquables de l'*Élorn* (MM. Guède et Gay, Ingénieurs de la Marine, 1859), ont donné les formules pratiques employées jusqu'à présent pour calculer les hélices.

Ces dernières années, on a fait sur l'*Iris*, en Angleterre, de nouveaux essais d'hélices qui, avec les expériences sur torpilleurs de M. Yarrow, ont ajouté quelques données intéressantes aux connaissances déjà acquises.

L'équation établie par M. l'Ingénieur de la Marine Moll entre les divers éléments d'une hélice est :

$$F = C \left(\frac{KB^2}{d^2} \right)^{\frac{1}{3}} N^3 h^2 d^3 f^{\frac{1}{3}} n^{\frac{1}{4}}; \quad (7)$$

F, puissance en chevaux indiqués;

C, constante générale;

\bar{K} , constante de la résistance de carène;

B^2 , surface du maître couple;

d , diamètre de l'hélice;

N , nombre de tours de l'hélice;

h , pas de l'hélice;

f , fraction de pas de l'hélice;

n , nombre d'ailes.

On ne s'occupe pas du recul qui n'entre pas dans l'équation, et, nous l'avons dit, n'indique rien avec l'hélice; mais on n'admettra jamais *a priori* un recul négatif.

F se calcule comme pour les roues par l'équation :

$$V = m \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}$$

N se détermine au sentiment par comparaison avec les navires existant; les valeurs usuelles en sont :

$N = 60$ tours environ, navires de commerce;

$N = 90$ à 100 tours pour les cuirassés;

$N = 130$ à 140 tours sur les croiseurs;

$N = 315$ à 350 tours sur les torpilleurs, allure maxima.

On prend le diamètre aussi grand que le permet le tirant d'eau et une immersion d'au moins 1 mètre de la partie supérieure de l'hélice.

La fraction de pas se prend variable du moyeu à l'extrémité de l'aile, allant en décroissant; sa valeur moyenne est de 25 p. 0/0 à 35 p. 0/0 au demi-rayon.

Sur un grand bâtiment, l'hélice à quatre ailes est la meilleure; sur les petits bâtiments et les torpilleurs, on ne donne que trois ailes aux hélices.

Au moyen de courbes de comparaison on détermine la valeur de $\frac{F}{N^3}$ et les constantes C et R.

Ces diverses valeurs portées dans l'équation (7) donneront h , le pas.

Le rapport $\frac{h}{d}$ varie entre 1,10 et 1,20.

Si on arrivait à un pas tel que le recul résultant soit négatif, on réduirait le diamètre de l'hélice pris trop grand de prime abord, et on reprendrait le calcul.

Ce calcul de l'hélice est une affaire de choix judicieux où les courbes comparatives jouent un grand rôle, où l'œil de l'ingénieur est appelé à exercer une influence prépondérante.

396. Forme de l'hélice. — La forme générale de l'hélice n'influe guère sur l'utilisation; on a fait des

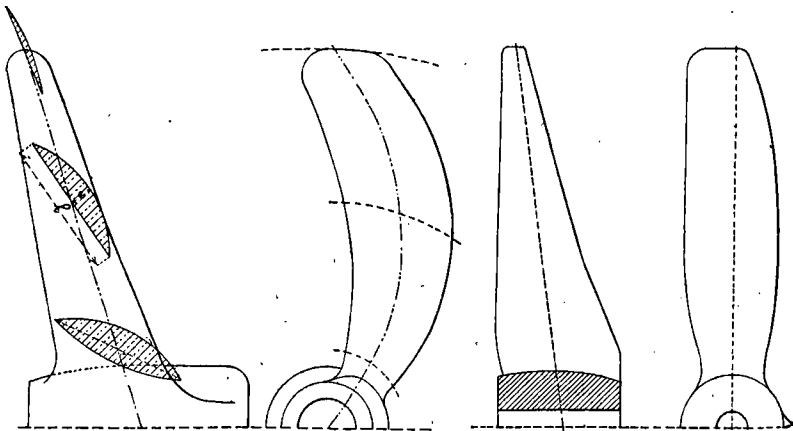


FIG. 618.

FIG. 619.

hélices en lame de sabre (*fig. 618*), à ailes droites (*fig. 583 à 586*), à ailes rejetées en arrière (*fig. 619*), etc.,

sans qu'on ait reconnu une réelle supériorité à une forme sur une autre.

Aujourd'hui on revient aux hélices à ailes rapportées, (*fig.* 587) qui permettent, après les essais, de faire varier légèrement le pas, si besoin est, et sont, en somme, moins coûteuses.

Nous avons vu (*fig.* 584) la forme des sections A, B, C, déterminées dans une aile d'hélice par des cylindres concentriques. Très épaisse vers le moyeu, l'aile va en s'amincissant pour se terminer au pourtour en une arête coupante. La section la plus chargée est au moyeu, et le moment de rupture est proportionnel à $\frac{F}{Nn}$ en employant les mêmes notations que plus haut.

L'épaisseur est donnée par l'expression :

$$e^2 = K \frac{F}{N.n.l};$$

e , épaisseur de l'aile au fort (*fig.* 618) ;

l , largeur de l'aile d'hélice au point considéré.

La valeur de K est comprise entre 0,002 et 0,003, ce coefficient croissant quand diminue la grandeur de l'hélice étudiée.

On détermine e au quart du rayon, on se donne l'épaisseur à l'extrémité de l'aile (de 8 à 20 millimètres), on joint les deux points par une droite qui détermine l'épaisseur en chaque point.

Sur le moyeu l'aile doit être raccordée par de larges congés, renforçant convenablement la tenue.

REMARQUE. — L'hélice n'est, en somme, qu'une grande pompe ou turbine. On construit des embarcations de sauvetage mues par une turbine ou pompe centrifuge

intérieure au bâtiment; l'eau, aspirée à l'avant, est rejetée à l'arrière. Ce propulseur est de faible rendement, mais bien à l'abri de tout choc ou avarie par l'extérieur.

397. Autres modes de propulsion sur les cours d'eau. — Sur les cours d'eau intervient un élément nouveau dans le problème de la propulsion, la vitesse C du courant due à la pente du lit de la rivière.

La vitesse de la carène par rapport aux filets liquides est $V \pm C$, suivant qu'on remonte ou descend le courant.

Le bateau sur une rivière monte ou descend une côte, on tient ainsi compte du travail de la pesanteur. Lyon est à 160 mètres au-dessus de Saint-Louis du Rhône; la machine du bateau a fourni, en dehors de toute autre résistance, le travail nécessaire pour élever verticalement le bâtiment de 160 mètres, travail non négligeable.

Moyennant ces deux remarques, on applique aux rivières tout ce que nous avons dit plus haut sur la propulsion à hélice ou à aubes.

Remorquage. — Des chevaux ou une locomotive suivant la berge exercent leur effort sur une amarre venue du bateau; c'est le remorquage simple, si usité, et seul employé sur les canaux où l'on utilise souvent la traction par des hommes.

Touage. — Une chaîne est élongée au fond du cours d'eau; le remorqueur la prend à l'avant sur un galot porté par une aiguille (fig. 620, 621). La chaîne court sur toute la longueur du pont, s'enroule sur les poupées à empreinte d'un treuil et va replonger dans l'eau à l'extrémité de l'autre aiguille. Les aiguilles sont mobiles comme des gouvernails dont elles font l'office.

La machine motrice est une machine ordinaire, à condensation, qui n'offre aucune particularité.

La chaîne au lieu de rester immergée au fond du fleuve (*touage sur chaîne noyée*), peut être portée par le remor-

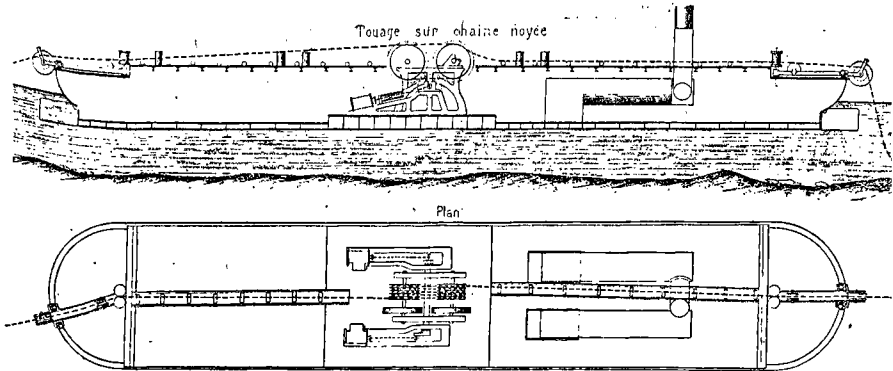


FIG. 620 et 621.

queur lui-même (*touage sur chaîne sans fin*) (fig. 622). C'est la partie de la chaîne AB sous le navire qui supporte par son frottement sur le sol l'effort de remorquage; le brin d'arrière de la chaîne est raide, tandis que le brin d'avant tombe librement dans l'eau.

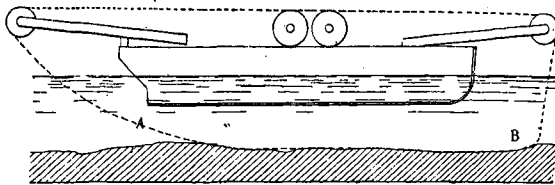


FIG. 622.

Un autre genre de touage consiste à porter une ancre à une certaine distance en avant avec une embarcation et à se haler dessus. On recommence indéfiniment cette opération un peu primitive.

Les *bateaux à grappins* du Rhône sont une autre solution originale de la propulsion par faibles tirants d'eau. Une roue massive en fonte et fer armée de crocs (*fig. 623*)

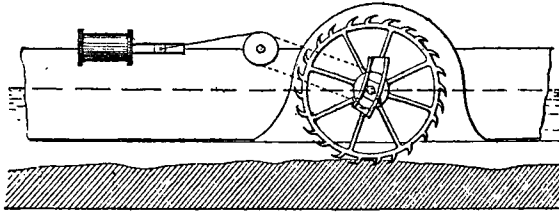


FIG. 623.

est suspendue dans un puits pratiqué au centre du bâtiment. Elle est mue par une chaîne galle et peut osciller en décrivant un arc de cercle concentrique au pignon moteur de la chaîne.

En ordre de marche, la roue repose sur le sol dont elle suit les sinuosités; elle y trouve un appui fixe pour la propulsion.

CHAPITRE XII

MOTEURS A GAZ ET A AIR CHAUD

§ 1. — MOTEURS A GAZ. — THÉORIE

§ 2. — MOTEURS A GAZ. — DESCRIPTIONS

§ 3. — MOTEURS A AIR CHAUD

398. On a coutume d'appeler *moteur à gaz*, le moteur où le gaz combustible brûle directement dans le cylindre. Le *moteur à air chaud* reçoit un combustible solide qui brûle, sous une pression d'air constante, dans un réservoir annexe du cylindre moteur. Nous conserverons cette distinction usuelle, et traiterons successivement chacune de ces deux espèces de machines.

§ 1. — *Moteurs à gaz. — Théorie*

399. Le corps combustible est : le gaz d'éclairage, le gaz pauvre ou le gaz à l'eau ; ou bien encore, l'air chargé de vapeurs d'essence de pétrole (gazoline) à faible densité (0,650 à 0,740), soit même des vapeurs directes de pétrole ordinaire (densité 0,800).

En théorie, le fonctionnement du moteur à gaz est simple. Un mélange convenable d'air et de gaz se trouve

dans un cylindre où se meut le piston; le mélange enflammé se dilate vivement et chasse le piston devant lui, par suite de l'augmentation de pression. Un mécanisme convenable transforme ce mouvement de manière à le rendre utilisable.

Avant d'entrer dans l'étude du moteur, commençons par un examen succinct des divers combustibles gazeux usités.

400. Gaz d'éclairage. — La composition du gaz d'éclairage est variable suivant les charbons distillés qui le fournissent, et, pour une même charge, suivant l'époque de la distillation. Le charbon fraîchement introduit dans la cornue donne un gaz plus éclairant, plus riche en hydrocarbures volatils; vers la fin de la distillation, se produit en plus grande quantité l'hydrogène et l'hydrogène protocarboné, deux gaz à faible pouvoir éclairant. Dans les gazomètres, le mélange devient uniforme, sauf au cas où le même gazomètre donne en ville et reçoit le gaz des fours. Il s'établit alors un courant de l'entrée à la sortie, et le gaz débité est celui produit immédiatement. Le pouvoir éclairant du gaz diminue par un séjour prolongé dans les gazomètres, où se dépose une partie des hydrocarbures les moins volatils.

Voici la composition moyenne qu'on peut admettre pour le gaz d'éclairage, composition indiquée par M. A. Witz, dans son remarquable *Traité sur les Moteurs à gaz* :

Composition moyenne du gaz d'éclairage

	H	CO	Az	C ² H ⁴	C ⁴ H ⁴	CARBURES DIVERS
Poids du mètre cube...	0 ^k ,0896	1 ^k ,254	1 ^k ,256	0 ^k ,716	1 ^k ,254	2 ^k ,500
Volume pour 1 kilogr. du combustible.....	1116 ^{lit} ,0	119 ^{lit} ,6	79 ^{lit} ,6	684 ^{lit} ,3	103 ^{lit} ,6	12 ^{lit}
Poids pour 1 kilogr. du combustible.....	100 ^{gr}	150 ^{gr}	100 ^{gr}	490 ^{gr}	130 ^{gr}	30 ^{gr}
Volumes correspon- dants du comburant (oxygène).....	558 ^{lit} ,0	59 ^{lit} ,8	»	1368 ^{lit} ,6	310 ^{lit} ,8	72 ^{lit}
Chaleur dégagée par gramme de combus- tible.....	29 ^{cal} ,5	2 ^{cal} ,43	»	13 ^{cal} ,34	12 ^{cal} ,19	8 ^{cal}
Chaleur totale dégagée.	2930 ^{cal}	365,25	»	6536,6	1584,7	240
Produits de la (CO ² ,... combustion	»	119,6	»	684,3	207,2	48.
en volumes. (HO (1).	1116 ^{lit} ,0	»	»	1368,6	207,2	48

Les volumes partiels et poids qui composent la seconde et la troisième ligne du tableau, sont ceux de 1 kilogramme de gaz d'éclairage, soit 2 115 litres en volume (d'où la densité, par rapport à l'air, = 0,360) (2).

401. Combustion du gaz d'éclairage. — Ainsi, le volume d'oxygène nécessaire pour brûler 1 kilo-

(1) Ces volumes de vapeur d'eau seraient mesurés à 0° et 760 millimètres en supposant que la vapeur d'eau suive encore à cette température la loi des gaz parfaits. Il n'en est pas ainsi, en réalité, puisqu'à 0° la tension de la vapeur d'eau saturée n'est que 0 kil. 0063 par centimètre carré.

La densité de la vapeur d'eau à une température élevée, prise par rapport à l'air, dans les mêmes conditions de température et de pression, est de : 0,622, densité que l'on suppose rester la même à 0° et 760 millimètres. Par suite, dans ces dernières conditions, le poids du mètre cube de vapeur d'eau serait : 0,622 × 1,293 = 0 kil. 804.

Ne pas oublier que, dans le cas des moteurs à gaz, il ne s'agit pas de vapeur d'eau saturée, et, par suite, qu'il n'y a pas de relation nécessaire entre la température et la pression indépendamment du volume.

(2) Ce chiffre est un peu faible. La valeur généralement admise dans l'industrie, pour la densité du gaz d'éclairage, est voisine de 0,400.

gramme de gaz d'éclairage est de 2 369 litres; le cube d'air correspondant est de 11 390 litres.

Le rapport des volumes du gaz et de l'air : $\frac{2\ 115}{11\ 390} = \frac{1}{5,4}$.

Nombre total de calories dégagées par 1 kilogramme de gaz : 11 676 calories.

Nombre total de calories dégagées par 1 mètre cube mesuré à 0° et 760 : 5 520 calories.

La combustion a lieu à pression constante, et la vapeur d'eau est supposée non condensée.

Comme le fait remarquer M. Witz, ce chiffre de 5 520 calories semble faible. L'avis des auteurs est très partagé à ce sujet, puisque certains admettent 9 054 calories par mètre cube.

Pour nous tenir dans la moyenne, nous adopterons le chiffre de 6 000 calories, chiffre qui varie suivant le gaz expérimenté et augmente en même temps que le pouvoir éclairant.

D'autre part, la combustion à volume constant du gaz dégage moins de chaleur. M. Witz, opérant au moyen d'un calorimètre fermé, où il faisait détoner un mélange convenable, a trouvé pour chaleur dégagée par 1 mètre cube de gaz : 5 250 calories (volume constant et vapeur d'eau entièrement condensée), soit 11 103 calories par kilogramme de gaz. Or, chaque gramme d'eau condensée restitue 0^{cal},5065, ce qui fait 1 114 calories pour les 2 kil. 200 d'eau résultant de la combustion de 1 kilogramme de gaz.

Donc, 1 kilogramme de gaz brûlant à volume constant, la vapeur d'eau non condensée dégage :

$$9\ 989^{\text{cal}} = 11\ 103 - 1\ 114.$$

Nous admettrons qu'il faut 6 volumes d'air pour brû-

ler 1 volume de gaz; le chiffre de 5 vol. 4 trouvé plus haut est faible.

Quels seront les produits de la combustion de 1 kilogramme de gaz d'éclairage?

En nous reportant au tableau précédent, nous trouvons, provenant du gaz brûlé :

Acide carbonique	1 059 litres
Vapeur d'eau	2 739 —
Azote	79 —

Il y a, en outre, l'azote provenant de l'air.

Or, 1 kilogramme de gaz correspond à 2 115 litres, ce qui nous donne $2\ 115 \times 6 = 12\ 690$ litres d'air qui contiennent $0,79 \times 12\ 690 = 10\ 025$ litres d'azote.

Le produit de la combustion sera composé de :

	VOLUMES	POIDS SPÉCIFIQUE	POIDS
Vapeur d'eau	2 739 litres	0 kil. 804	2 kil. 200
CO ²	1 059 »	1 977	2 090
Az	10 025 »	1 256	12 590

Nous connaissons le nombre de calories dégagées par la combustion du gaz, pour déterminer la température à laquelle seront portés les gaz brûlés, il faut encore connaître les capacités calorifiques de ces gaz.

Ces chaleurs spécifiques, aux hautes températures où nous avons à les considérer, ont été récemment déterminées par les expériences de MM. Mallart et Le Châtelier, qui ont donné des formules empiriques permettant de les calculer. Les valeurs en sont, à *volume constant* :

	VAPEUR D'EAU	CO ²	Az
A 1 500° C.	0.59	0.29	0.20
A 2 000° C.,	0.677	0.308	0.215

402. Soit donc T la *température de l'explosion* à volume constant, nous allons écrire que la chaleur spécifique des produits de la combustion, multipliée par T, est égale au nombre de calories produites par l'explosion. Nous opérerons sur un kilogramme de gaz ; les tableaux qui précèdent nous fournissent toutes les données nécessaires :

$$T(2\,200 \times \underset{\text{eau}}{0,677} + 2,090 \times \underset{\text{CO}^2}{0,308} + 12,591 \times \underset{\text{Az}}{0,215}) = 9\,989$$

ou :

$$4,84T = 9\,989, \quad T = 2\,064^\circ \text{ C.}$$

Quant à la pression P, résultant de l'explosion, sa valeur théorique nous est donnée par le rapport :

$$\frac{P}{H} = \frac{T + 273}{t + 273}.$$

Nous avons supposé : $H = 1$ et $t = 0$.

Donc :

$$P = \frac{2\,064 + 273}{273} = 8 \text{ atm. } 6.$$

Pour passer de ces valeurs : T et P à volume constant, aux valeurs correspondantes que l'on obtiendrait en opérant à pression constante, nous nous servirons du

rapport des chaleurs spécifiques dans les deux cas. Ce rapport $\frac{C}{c} = \gamma$ peut être pris égal à 1,12 pour la vapeur d'eau et l'acide carbonique, et à 1,33 pour l'azote entre 1 500° et 2 000° C.

Les chaleurs spécifiques à *pression constante* seront donc :

	VAPEUR D'EAU	CO ²	Az
A 1 500° C.	0.66	0.324	0.266
A 2 000° C.	0.757	0.346	0.286

Un calcul analogue à celui que nous venons de faire nous donnera :

$$T = 1\,596^{\circ} \text{ C.};$$

$$P = 6 \text{ atm. } 8.$$

Dans le cas où le volume d'air serait dix fois celui du gaz, proportion souvent admise dans les moteurs, l'air en excès absorberait une certaine quantité de chaleur, et la température finale T serait sensiblement réduite. On trouve à volume constant :

$$T = 1\,514^{\circ} \text{ C.};$$

$$P = 6 \text{ atm. } 5;$$

et à pression constante :

$$T = 1\,169^{\circ} \text{ C.};$$

$$P = 5 \text{ atm. } 3.$$

Remarque. — 1° Nous ne nous sommes pas occupés, dans ce qui précède, de la contraction du volume des gaz par suite de la combustion. Cette contraction est peu importante. Les gaz brûlés mesurés à 0° et 760° ont un volume de 4 à 6 p. 0/0 inférieur au volume du mélange combustible ;

2° Les gaz ne brûlent pas complètement, et dans les gaz résidus de l'explosion on trouve souvent de notables proportions (jusqu'à 10 p. 0/0) de CO.

Ces deux causes interviennent pour réduire la pression résultant de l'explosion ;

3° Une autre cause a été encore indiquée pour expliquer les différences sensibles relevées entre la pression P calculée et la pression observée directement : c'est la dissociation des gaz à ces hautes températures (à partir de 1 200° C., d'après Sainte-Claire Deville).

Les expériences de MM. Mallart et Le Chatelier ont prouvé que dans une explosion, la dissociation de la vapeur d'eau est nulle jusqu'à 2 500° C. et jusqu'à 2 000° C. pour l'acide carbonique. La dissociation n'intervient donc pas.

403. Air carburé. — Pétroles ($C^{2n}H^{2n}$ et $C^{2n}H^{2n+2}$).
— Les pétroles sont des carbures d'hydrogène qui se trouvent dans la nature à l'état gazeux, liquide ou solide.

A l'état *gazeux*, ils sont exploités en Amérique pour l'éclairage, le chauffage et la force motrice.

A l'état *liquide*, on a les pétroles proprement dits, mélanges complexes, que l'on parvient à séparer par distillations successives à des températures variant de 0° à 300° C. ;

A l'état *solide* : vaseline, osokérite, cire minérale, etc.

Les pétroles liquides seuls sont employés en Europe

pour l'alimentation des moteurs à explosion. On distingue :

Les rhigolènes ($D = 0,623$ à $0,650$) distillent de 0° à 30° , très volatils, usités seulement en pharmacie ;

Les éthers de pétrole (gazoline, essence minérale) ($D = 0,650$ à $0,700$) sont employés pour la carburation de l'air destiné à l'éclairage ou aux moteurs ;

Essences lourdes de pétrole (ligroïne, benzine) ($D = 0,700$ à $0,745$) peuvent servir également à carburer l'air à une température un peu plus élevée qu'avec les essences légères ;

Pétroles proprement dits, ou huiles lampantes ($D = 0,800$ à $0,850$), qui servent à l'éclairage et, vaporisés au contact d'une surface chaude, à l'alimentation des moteurs ; n'émettent pas de vapeurs à la température ordinaire ;

Au-delà des huiles lampantes, on trouve les huiles lourdes qui servent au graissage (valvoline, vulcan-oil, phœnix-oil, etc.).

404. Carburateurs à gazoline. — Un carburateur se compose essentiellement d'un espace clos dans lequel un agitateur brasse la gazoline qui retombe en pluie fine ou en minces filets liquides. L'air traverse cet espace par aspiration ou par refoulement, et sort chargé de vapeurs qui en font un gaz combustible.

Les dispositions pratiques sont fort nombreuses.

L'appareil Rouart frères se compose d'un cylindre horizontal contenant la gazoline à sa partie inférieure ; une roue à augets tourne dans ce cylindre, élevant la gazoline qui retombe sans cesse en pluie. La roue, mue par le moteur, fait 5 à 6 tours par minute ; l'air traverse le cylindre dans le sens de l'axe.

Le carburateur du *moteur Simplex* ne comporte pas de transmission de mouvement. Un réservoir supérieur contient la provision de gazoline, laquelle coule sur une brosse en crin hélicoïdale, occupant l'axe d'un cylindre vertical. En même temps que la gazoline, coule un filet d'eau chaude provenant de la circulation ; les deux liquides se séparent dans un récipient inférieur par ordre de densités. L'air aspiré traverse le cylindre vertical où il se carbure, et dont la température est maintenue assez élevée par une circulation de l'eau du moteur dans une double enveloppe extérieure.

A volume égal, l'air carburé possède un pouvoir calorifique supérieur à celui du gaz d'éclairage, et qui peut atteindre 10 000 calories par mètre cube. Aussi, les proportions d'air à admettre pour le mélange détonant seront-elles plus fortes ; elles sont à déterminer dans chaque cas, suivant la puissance de vaporisation du carburateur.

Il sera bon d'interposer des toiles métalliques entre le moteur et le carburateur. Ce dernier appareil contient, en effet, une certaine proportion d'oxygène qui pourrait produire une explosion en se combinant avec une fraction des vapeurs auxquelles il sert de véhicule. La chose est peu à redouter en l'état normal, vu la faible dose d'oxygène, mais il est prudent de parer à un mauvais fonctionnement du carburateur.

405. Alimentation au pétrole. — L'alimentation des moteurs avec la gazoline ne présente aucune difficulté pratique ; il n'en est pas de même du pétrole lampant ($D = 0,800$ à $0,850$). Le pétrole n'est pas volatil à la température ordinaire ; il faut, pour le vaporiser, le

réchauffer par les gaz de l'échappement, ou au moyen d'une source de chaleur indépendante.

Brayton, dans son moteur à combustion sous pression constante, et sans détonation, fit brûler le pétrole pulvérisé par un courant d'air sous pression. Des étoupes ou éponges, renfermées dans une boîte rectangulaire en fonte attenante au cylindre, étaient constamment imprégnées de pétrole; le jet d'air refoulé traversant la boîte entraînait le pétrole pulvérisé en minces gouttelettes; une adjonction convenable d'air donnait un mélange combustible.

Ce dispositif ingénieux a été abandonné, en même temps qu'on cessait de construire des moteurs à combustion sous pression constante.

Pour obtenir l'explosion dans le cycle à quatre temps, seul usité aujourd'hui, le mélange doit être réellement gazeux.

On peut distiller le pétrole dans une cornue chauffée par une lampe à pétrole, ou par un foyer au coke. Le liquide coule en mince filet dans la cornue avec un débit réglable à volonté; l'opération est continue. Le produit de la distillation est un gaz d'un grand pouvoir calorifique, gaz utilisé en France pour l'éclairage des wagons de chemins de fer.

On est en présence d'une petite usine à gaz.

La solution qui tend à prévaloir aujourd'hui consiste à vaporiser le pétrole goutte à goutte dans un espace, le plus souvent concentrique à la chambre de combustion, dont on utilise la haute température. Le mélange tonnant est composé de vapeur de pétrole et d'air; ce dispositif est simple.

Si la chambre de combustion atteignait une trop haute température, le pétrole distillerait en laissant un produit

goudronneux qui pourrait obstruer le vaporisateur ; aussi les dispositions doivent-elles être étudiées avec soin pour éviter cet inconvénient.

Pour mettre en marche le moteur, on dispose une lampe sous le vaporisateur, et par là même sous la chambre de combustion, lampe que l'on éteint après la mise en marche. Le chauffage préalable exige dix à quinze minutes.

On a utilisé encore, pour la vaporisation du pétrole, les chaleurs perdues par les gaz de l'échappement qui entourent et réchauffent, à 250° environ, le serpentín où circule le pétrole (moteur Securitas Diederichs).

Lorsqu'on dispose une lampe spéciale pour vaporiser le pétrole, on a une consommation peut-être un peu plus forte, mais l'appareil est bien mieux réglable à volonté et d'une marche plus sûre.

406. Moteur Crossley. — Décrivons le *dispositif du moteur Crossley et Holt*. La lampe (*fig. 624 à 626*) se compose d'un éjecteur dont la buse B, soufflant de l'air, entraîne le pétrole et l'air qui l'entoure, et amène le mélange pulvérisé à l'orifice A, où a lieu la combustion. L'huile arrive à la lampe par le conduit A'A', et l'air extérieur par les orifices *b, b*. L'air comprimé que débite la buse B est produit par une pompe à simple effet, mue par la machine ou par le moyen d'une pédale au moment de la mise en route. Le corps de cette pompe n'est pas représenté sur la figure ; S, S en sont les clapets d'aspiration ; T, T, ceux de refoulement. Le récipient *a*, formé par une membrane en caoutchouc, régularise le débit de l'air par le conduit *a'a'* et la buse B.

La lampe est surmontée directement par le tube d'alumage, dont nous verrons ailleurs le rôle et la disposi-

tion; au dessus est le vaporisateur (*fig. 625, 626*). Les produits de la combustion traversent, en les échauffant, les carneaux d' , d' , et s'échappent par la cheminée D. Au moment de l'aspiration du mélange tonnant dans le cylindre par la soupape g , un jet de pétrole arrive par la

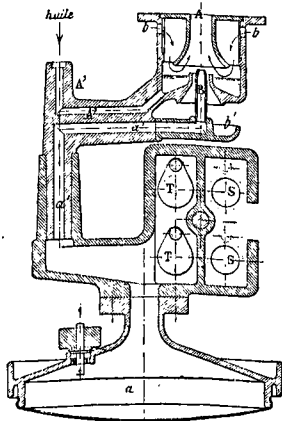


FIG. 624.

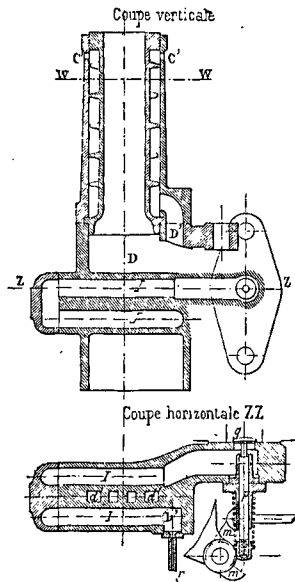


FIG. 625 et 626.

tubulure r et se vaporise dans les chambres horizontales I, I. L'air nécessaire au mélange pénètre par les orifices $c'c'$, circule autour de la cheminée D et arrive chaud par l'orifice D' , contribuant ainsi à la vaporisation du pétrole.

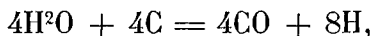
Jusqu'à présent, les moteurs à pétrole n'ont eu qu'un faible développement en France, à cause des droits d'entrée élevés dont ce produit est frappé. Le dégrèvement voté en 1893, et qui a fait baisser le prix du pétrole de 30 p. 0/0 environ, aura sans doute une heureuse

influence sur le développement de ces moteurs précieux dans les localités dépourvues d'usines à gaz.

407. Gaz à l'eau et gaz pauvre. — Quand on fait passer de la vapeur d'eau sur des charbons incandescents, il se produit une des réactions :



ou :



suivant que la vapeur d'eau ou le carbone sont en excès.

C'est ce mélange d'hydrogène et d'oxyde de carbone qu'on désigne sous le nom de gaz à l'eau.

D'après les réactions que nous venons d'indiquer, on obtiendrait un gaz contenant environ :

Hydrogène.	60 p. 0/0
CO.	30 p. 0/0
CO ²	10 p. 0/0

gaz d'un pouvoir calorifique dépassant 3 000 calories par mètre cube.

Voici le mode opératoire : Sous la grille d'un foyer brûlant du coke ou de l'anthracite, on fait arriver successivement, et à des intervalles de cinq à dix minutes, de l'air, puis de la vapeur d'eau. Les gaz produits par la vapeur d'eau sont recueillis et envoyés après lavage dans un gazomètre. Le courant d'air sert à ramener au rouge vif le charbon, dont la température est abaissée par le passage de la vapeur. Les gaz recueillis contiennent une notable proportion d'azote et d'acide carbonique, provenant de l'air resté dans l'appareil ; et, de fait, le

pouvoir calorifique du gaz à l'eau ne dépasse guère 2 500 calories par mètre cube.

403. L'appareil Dowson. — Cet appareil (*fig. 627*) permet un fonctionnement continu et, par suite, une conduite plus facile. A est une petite chaudière à vapeur qui doit fournir 0 kil. 145 de vapeur d'eau par mètre cube de gaz. Cette vapeur traverse en B un aspirateur genre Kœrting, d'où l'ensemble, air et vapeur, est refoulé sous la grille du foyer *c*. Ce foyer se charge par la trémie *K*. Le conduit *I* qui recueille les gaz au-dessus du foyer les conduit au gazomètre *E* en traversant un laveur contenu dans la cuve même *D* du gazomètre.

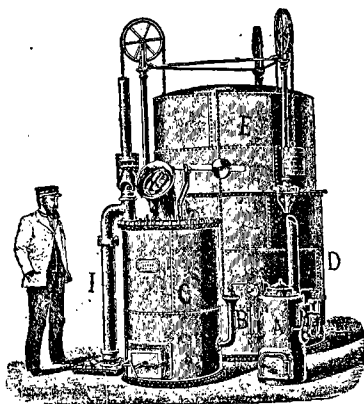


FIG. 627.

Le gaz ainsi produit ne contient guère que 45 p. 0/0 de gaz combustibles, hydrogène et oxyde de carbone, et de 55 à 60 p. 0/0 d'azote et acide carbonique. Aussi, le pouvoir calorifique en est-il seulement de 1 400 à 1 500 calories par mètre-cube.

Dans une bonne installation au gaz Dowson, dit aussi *gaz pauvre*, on produit le cheval-heure au moyen de 500 à 600 grammes d'anhracite, résultat remarquable, si on le compare à ceux fournis par les meilleures machines à vapeur, dont la consommation, à égalité de puissance, est plus élevée, et atteint un chiffre double de celui que nous venons d'indiquer.

Le gaz à l'eau et le gaz pauvre ne s'obtiennent qu'avec des combustibles secs, non goudronneux, anthracites ou cokes.

409. Cycles décrits dans les moteurs à gaz.

— La puissance motrice, avons-nous dit, est due à la combustion ou explosion, derrière le piston, d'un mélange tonnant. D'après le mode d'action et de combustion de ce mélange tonnant, nous rangerons les moteurs à gaz en quatre classes :

PREMIÈRE CLASSE. — *Moteurs atmosphériques.* — Le mélange gazeux, par explosion, chasse le piston qui est soulevé jusqu'au sommet du cylindre ; les gaz détendus refroidis tombent à une pression inférieure à la pression atmosphérique, et cette dernière, ramenant le piston, produit le travail utile recueilli sur l'arbre. Le poids du piston concourt à produire ce travail.

DEUXIÈME CLASSE. — *Moteurs à explosion sans compression.* — Le mélange gazeux est aspiré pendant la première partie de la course ; il détone⁽¹⁾, chasse le piston devant lui, produisant le travail utile dans la seconde moitié de la course ; les gaz brûlés sont expulsés pendant la course de retour.

TROISIÈME CLASSE. — *Moteurs à compression et explosion.* — *Première course :* Aspiration dans le cylindre du mélange à la pression atmosphérique ;

Deuxième course : Compression de la cylindrée dans l'espace mort ou chambre de combustion ;

(1) Par *détonation* ou *explosion* il faut entendre une brusque dilatation des gaz enflammés ; mais le phénomène est silencieux. Un bon moteur à gaz ne fait aucun bruit.

Troisième course : Détonation et détente des gaz ;

Quatrième course : Expulsion des produits gazeux.

Les quatre temps de ce cycle ont été parfois un peu modifiés et réduits à deux courses, avec adjonction d'une pompe de compression, ou portés à six courses.

Seuls, les moteurs à quatre temps sont entrés dans la pratique courante ; ce sont les seuls qui se construisent maintenant, aussi ne nous étendrons-nous en détail que sur ceux-là.

QUATRIÈME CLASSE. — *Moteurs à compression et combustion sous pression constante.* — Nous disons *combustion* par opposition à *explosion*, quoique, au point de vue purement chimique, les deux expressions soient équivalentes. Ici la *combustion* a lieu sans élévation de pression, le travail est fourni d'abord par l'augmentation de volume sous pression constante, puis par la détente.

Le cycle pourrait être le même que celui des moteurs de la troisième classe, c'est-à-dire à quatre temps ; ou bien, il existe une pompe spéciale, pour comprimer le mélange combustible avant son admission dans le cylindre moteur.

Les moteurs de cette classe sont, en réalité, des *moteurs à air chaud*, mais à combustible gazeux.

410. PREMIÈRE CLASSE. — *Cycle des moteurs atmosphériques.* — Soient : OP, OV, les axes des pressions et des volumes ; HH', la ligne de pression atmosphérique ; OI, le volume V du cylindre (*fig.* 628).

C'est le moteur vertical Otto et Langen (seul moteur atmosphérique ayant fonctionné industriellement) que nous avons en vue spécialement. Dans ce moteur, par une disposition particulière [423] le piston et sa tige sont in-

dépendants dans la course d'aller, et n'attaquent l'arbre de couche que dans la course descendante.

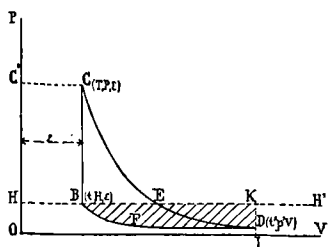


FIG. 628.

Le piston est libre quand il décrit le volume V de O vers I , et il est moteur quand il va de I vers O .

De H en B , il y a aspiration du mélange explosif, allumage au point B de la course ; la pression devient égale à OC' . De C en D , détente qui serait adiabatique, sans l'influence refroidissante des parois. Le piston, chassé par l'explosion, emmagasine en force vive le travail représenté par l'aire BCE ; il restitue une partie de ce travail en refoulant l'air extérieur à la pression atmosphérique, et produisant dans le cylindre une dépression égale à KD .

On aurait, sans les pertes par frottements :

Aire $CBE =$ aire $EKD +$ travail dû au poids du piston soulevé.

La course de retour, motrice, s'effectue sous la différence de la pression atmosphérique extérieure et de la pression ID intérieure au cylindre. Le travail indiqué utile est égal à l'aire hachée $BEKD$; on doit, en outre, compter le travail fourni par le poids du piston redescendant.

Quelle est, en réalité, la nature des lignes CED et BFD du diagramme ? Si nous supposons les parois du cylindre athermanes, la courbe CED sera une adiabatique, la seule chaleur perdue le long de cette ligne étant celle transformée en travail contre la pression atmosphérique. Or, dans la course de retour, cette dernière pression restituant au piston tout le travail dépensé, la courbe IFB viendrait se confondre avec la courbe DEC .

Il n'en est pas ainsi, et notre hypothèse de l'inactivité des parois est inexacte ; ces parois servent, au contraire, de réfrigérant énergique.

On sait dans quelles conditions ces parois sont constituées. Comme dans les machines à vapeur, les cylindres des moteurs à gaz sont chemisés ; mais, à l'inverse de celles-là, l'enveloppe est parcourue par un courant d'eau froide.

Les cylindres en fonte ne peuvent, sous peine de grippement, dépasser une température de 400° C. qui n'est d'ailleurs pas atteinte.

La détonation, nous l'avons vu, porte les gaz brûlés à 1500° ou 2000° C. ; de cette énorme différence de température résulte la nécessité de refroidir le cylindre moteur.

Pour établir la nature des courbes de détente ou de compression des gaz dans ces conditions, il faudrait connaître la loi de transmission de la chaleur, depuis les gaz jusqu'à l'eau froide, à travers la paroi en fonte, grasse d'un côté, couverte d'un dépôt vaseux de l'autre. De plus, il serait nécessaire de connaître la durée du contact des gaz et du cylindre. Le problème est complexe, et nous n'en connaissons que peu des éléments.

Nous nous contenterons de solutions approchées.

Le piston est chassé rapidement par l'explosion ; la courbe CED peut être considérée comme une adiabatique, dont elle diffère peu, au moins dans la première partie CE.

Pendant la course de retour, les gaz se sont refroidis, et les diagrammes montrent que la courbe DFB est une parallèle à l'axe des volumes sur la plus grande partie de sa longueur. Elle se relève seulement en F, pour aboutir au point B à la pression atmosphérique.

Calculons le *rendement économique* que nous appellerons ρ .

Si nous désignons par :

Q , le nombre de calories prises à la source chaude par 1 kilogramme de gaz évoluant ;

q , le nombre de calories restituées à la source froide par 1 kilogramme de gaz évoluant.

On aura :

$$\rho = \frac{Q - q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q}.$$

ρ est le rapport de la quantité de chaleur transformée en travail à la quantité de chaleur prise à la source chaude dans le cycle considéré.

Dans le moteur que nous étudions, Q n'est autre que la chaleur dégagée par la combustion de 1 kilogramme du mélange gazeux à volume constant, soit :

$$Q = c (T - t),$$

c chaleur spécifique des gaz à volume constant ;

Appelons T , P , ϵ , la température, la pression et le volume des gaz au moment de l'explosion ;

t' , p' et V , les valeurs de ces mêmes variables à la fin de la détente ;

t , température absolue ambiante ou des gaz admis.

(Dans tout ce qui suit, et à moins d'indications contraires, il sera toujours question de températures absolues ayant pour origine — 273° C.)

Pour calculer q , nous supposons que la courbe BFD est une parallèle à l'axe des volumes ; en négligeant, comme dans les diagrammes théoriques des machines à

vapeur, la courte période de compression FB, nous écrivons :

$$q = C (t' - t),$$

où C est la chaleur spécifique des gaz à pression constante, puisque les gaz sont chassés à pression constante; dès lors :

$$\rho = 1 - \frac{C (t' - t)}{c (T - t)} = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - t},$$

en posant $\frac{C}{c} = \gamma$.

Dans cette expression t' est inconnu. Écrivons l'équation de l'adiabatique CED.

L'équation de l'adiabatique CED peut se mettre sous la forme (t. I, [32]) :

$$\frac{T}{t'} = \left(\frac{V}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{P}{p'}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

qui nous fournira la valeur de t' .

Prenons un exemple numérique :

Soit un mélange au $\frac{1}{11}$ de gaz, nous avons vu [402] que ce mélange donnait à l'explosion :

$$\begin{aligned} T &= 1\ 514^{\circ} + 273^{\circ} = 1\ 787^{\circ} \text{ A.}, \\ P &= 6 \text{ atm. } 5. \end{aligned}$$

Prenons d'autre part: $\gamma = 1,30$.

Supposons une détente telle que $t' = 900^{\circ}$, qui correspond à une pression $p' = 0 \text{ atm. } 32$ au-dessus du vide.

On aura donc :

$$\rho = 1 - 1,3 \times \frac{900^\circ - 288^\circ}{1\,787^\circ - 288^\circ} = 0,47,$$

en supposant la température des gaz admis à 15° C., ou 288° absolus.

Le rendement du cycle de Carnot, entre les mêmes limites de température, est (t. I, [9] et [10]) :

$$r = 1 - \frac{288}{1\,787} = 0,84,$$

et, par suite, le rendement générique :

$$\rho' = \frac{\rho}{r} = 0,56.$$

Nous donnons ci-joint le diagramme relevé sur une machine Otto et Langen (*fig. 629*). Le travail indiqué

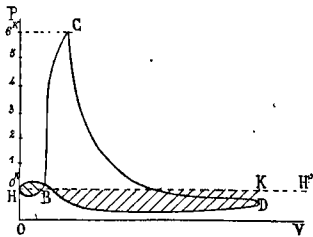


FIG. 629.

utile est représenté par la surface hachée BKD, dont il faut retrancher la surface de la boucle BII. Cette dernière surface représente un travail négatif, travail qui serait nul, si, comme dans le diagramme théorique, les deux branches de la courbe venaient se confondre avec la ligne HII'.

Pendant l'aspiration de H en B, la pression des gaz descend au-dessous de la pression atmosphérique, tandis qu'elle la dépasse sensiblement pendant la période d'évacuation de B en II.

On voit combien l'explosion est rapide : la ligne BC ne

diffère pas beaucoup d'une parallèle à OP, dans ce moteur il y avait réellement explosion avec un bruit notable; quant à la courbe de détente CD, elle descend assez sensiblement au-dessous de l'adiabatique correspondante.

411. DEUXIÈME CLASSE. — *Cycle des moteurs à explosion sans compression.* — Le cycle décrit par les gaz évoluant se rapproche de celui

des moteurs atmosphériques que nous venons d'étudier. La détente y est poussée moins loin, d'où une notable infériorité de rendement. Le mélange tonnant est admis à la pression atmosphérique de A en B

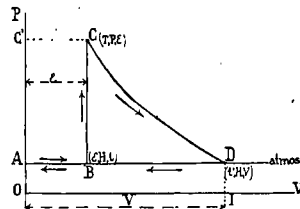


FIG. 630.

(fig. 630); en B, l'allumage : la pression est subitement portée à la valeur OC'; puis, il y a détente suivant la courbe CD.

On suppose que cette courbe est une adiabatique aboutissant à la pression finale H, lorsqu'est atteint le volume V du cylindre. De D en A, pendant la course de retour, évacuation des gaz brûlés à la pression atmosphérique.

Le rendement économique ρ se calcule comme dans le cas précédent; nous conserverons les mêmes notations :

On a : $Q = c (T - t)$, chaleur dégagée par l'explosion.

De C en D, le long d'une adiabatique, il n'y a ni gain ni perte de chaleur ; de D en A, l'évacuation se fait à la pression atmosphérique avec une perte de chaleur :

$$q = C (t' - t),$$

donc :

$$\rho = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - t}$$

même expression que dans le cas précédent, mais t' aura une valeur plus simple en fonction de T et t .

Reprenons l'équation de l'adiabatique CD :

$$HV^\gamma = P\varepsilon^\gamma, \quad \text{ou :} \quad \frac{H}{P} = \left(\frac{\varepsilon}{V}\right)^\gamma.$$

Écrivons aux points B et C l'équation caractéristique des gaz (t. I, [10]) :

$$\begin{aligned} \varepsilon H &= R t \\ \varepsilon P &= R T, \end{aligned}$$

d'où :

$$\frac{H}{P} = \frac{t}{T}.$$

Si le volume des gaz n'a pas changé par la combustion, ce qui n'est vrai qu'approximativement, on pourra écrire, en considérant les positions B et D :

$$\begin{aligned} H V &= R t' \\ H \varepsilon &= R t, \end{aligned}$$

d'où :

$$\frac{\varepsilon}{V} = \frac{t}{t'}.$$

Substituant ces deux valeurs dans l'équation de l'adiabatique, on obtient :

$$\frac{t}{T} = \left(\frac{t}{t'}\right)^\gamma;$$

d'où :

$$t' = t \left(\frac{T}{t}\right)^{\frac{1}{\gamma}},$$

expression qui permet de calculer α .

— Nous devons faire ici les mêmes réserves que pour les moteurs de la première classe, sur la non-adiabaticité de la courbe de détente.

Le cylindre est refroidi par une enveloppe d'eau froide; seule la vitesse de la détente, qui réduit le temps de contact de gaz avec la paroi, diminue la perte de chaleur.

Le diagramme réel s'éloigne sensiblement (*fig. 631*) du tracé théorique. De A en B l'aspiration du mélange provoque une dépression dans le

cylindre; en B a lieu l'explosion au moment où le piston atteint sa vitesse maxima, aussi la combustion ne se fait-elle pas à volume constant; la ligne BC est notablement inclinée.

De C en D la courbe de détente passe au-dessous de l'adiabatique, ce qui dénote une perte de chaleur.

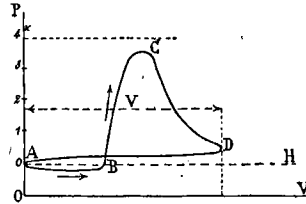


FIG. 631.

L'évacuation de D en A se fait à une pression supérieure à la pression atmosphérique.

Pour le calcul de l'ordonnée moyenne utile, on déduira de la surface BCD la surface de la boucle AB. Cette dernière surface est l'expression d'un travail négatif, la courbe de contre-pression AD est au-dessus de la courbe des pressions AB.

En faisant les mêmes hypothèses que pour le moteur atmosphérique, calculons la valeur du rendement économique ρ .

Les données étaient :

$$T = 1\ 787^{\circ} \text{ A.}, \quad t = 288^{\circ} \text{ A.},$$

$$P = 6 \text{ atm. } 5,$$

$$\gamma = 1,30;$$

d'abord :

$$t' = 288^{\circ} \left(\frac{1787}{288} \right)^{1,30} = 1175^{\circ} \text{ A.},$$

donc :

$$\rho = 1 - 1,3 \frac{1175 - 288}{1787 - 288} = 0,23.$$

Quant au rendement générique, il sera :

$$\rho' = \frac{23}{84} = 0,274,$$

valeurs inférieures à celles que donnent les machines atmosphériques.

412. TROISIÈME CLASSE. — *Cycle des moteurs à explosion avec compression.* — Le cycle est parcouru, avons-nous dit, en quatre courses du piston, soit deux tours du volant.

Le volume total du cylindre V est représenté par la longueur AD (fig. 632). L'espace nuisible AB de volume ϵ sert de chambre de combustion. Ce volume ϵ atteint souvent la valeur de $\frac{2}{3}(V - \epsilon)$, soit $\frac{2}{3}$ de l'espace engendré dans une course du piston.

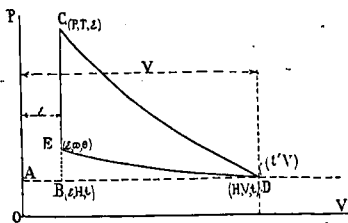


FIG. 632.

1° Le piston dans sa première course aspire le volume DB de mélange combustible à la pression P_2 . Ces gaz se mêlent aux gaz brûlés de l'espace mort AB .

2° Dans la course de retour de D en B , les gaz admis sont comprimés au volume

et à la pression ϖ en suivant l'adiabatique DE, compression qui élève leur température de t° à θ° . Cette dernière température se calcule par l'équation de l'adiabatique DE qui fournit la relation :

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{\varpi}{H}\right)^{\frac{c-c'}{c}} = \left(\frac{\varpi}{H}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad (1)$$

dans laquelle on se donne ϖ qui est compris entre 3 et 5 kilogrammes par centimètre carré.

3° A bout de course a lieu l'explosion qui porte les gaz à la pression P, température T. Le point figuratif décrit la droite EC parallèle à l'axe des pressions, et le travail de détente des gaz chasse le piston sous l'effet d'une pression, mesurée à chaque instant par l'ordonnée de l'adiabatique CD. Nous supposons que le point D aboutit exactement à la pression atmosphérique H pour un volume V, c'est-à-dire que la détente est complète.

4° Dans la quatrième course de D en B les gaz brûlés sont expulsés à la pression atmosphérique H, température t' ; la chambre de combustion AB reste pleine de ces gaz brûlés.

Calculons le rendement économique ρ :

La chaleur fournie par l'explosion à l'unité de poids de gaz est :

$$Q = c (T - \theta);$$

La chaleur perdue à l'évacuation : $q = C (t' - t)$, d'où, comme précédemment :

$$\rho = 1 - \gamma \frac{t' - t}{T - \theta}.$$

Nous connaissons θ , il reste à déterminer t' . Or, pour le même volume ε , nous pourrions écrire en E et C :

$$\frac{T}{\theta} = \frac{P}{\varpi}. \quad (2)$$

L'équation de l'adiabatique CD permet d'écrire :

$$\frac{t'}{T} = \left(\frac{\Pi}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (3)$$

Multiplions membre à membre (1) et (3) :

$$\frac{\theta}{t} \cdot \frac{t'}{T} = \left(\frac{\varpi}{P}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{\theta}{T}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}},$$

ou :

$$t' = t \left(\frac{T}{\theta}\right)^{\frac{1}{\gamma}}.$$

Reprenons notre application numérique. Nous avons un élément de plus : la compression initiale.

Supposons-la de 5 kilogrammes par centimètre carré, par suite :

$$\theta = 288 \left(\frac{5}{1}\right)^{0,23} = 420^{\circ},$$

et : $\theta - t = 147^{\circ}.$

Ces 147° vont s'ajouter à la température de l'explosion pour donner :

$$T = 1\,787 + 147 = 1\,934^{\circ} \text{ A.}$$

La pression P nous est fournie par la relation (2) :

$$\frac{1\ 934}{420} = \frac{P}{5},$$

d'où :

$$P = 23 \text{ atmosphères};$$

puis :

$$t' = 288 \left(\frac{1\ 934}{420} \right)^{0,77} = 935^\circ \text{ A.},$$

et enfin :

$$\rho = 1 - 1,30 \frac{935 - 288}{1\ 934 - 420} = 0,44.$$

Il est bon de remarquer que ρ augmente avec ω , pression de compression. La valeur $\omega = 5$ kilogrammes que nous avons adoptée ici est un maximum, par suite aussi la valeur de ρ . Plus souvent, $\omega = 3$ kilogrammes, alors ρ ne dépasse pas 0,38.

Quant au rendement générique, il sera :

$$\rho' = \frac{0,44}{0,84} = 0,52.$$

Le diagramme pratiquement relevé sur un moteur Otto montre des écarts analogues à ceux déjà rencontrés : Aspiration des gaz de B en D (*fig. 633*) à une pression inférieure à la pression atmosphérique, et évacuation (de D' à B) à une pression sensiblement plus élevée. L'explosion EC n'est pas

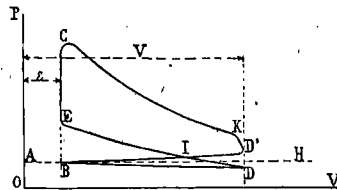


FIG. 633.

absolument à volume constant, il est vrai que l'inertie de l'indicateur est pour quelque chose dans l'inclinaison de la ligne EC. Enfin, la courbe CK est encore au-dessous de l'adiabatique. La détente est incomplète : lorsqu'au point K commence l'avance à l'évacuation, la pression est encore de plus de 2 kilogrammes.

Le travail utile indiqué est mesuré par l'aire CEID'K diminuée de l'aire BID.

La plupart des moteurs sont disposés pour un allumage précédant légèrement le passage du piston au point mort. A cet instant, la vitesse du piston s'annule, et la combustion se fait sensiblement à volume constant.

Tous les moteurs construits actuellement appartiennent à cette classe. Le cycle à quatre temps a été décrit pour la première fois par Beau de Rochas en 1862, et la première machine qui ait réalisé, en 1878, ce cycle est le moteur horizontal Otto. Ce moteur ne consommait que 1 000 à 1 200 litres de gaz par cheval-heure, alors que les moteurs Lenoir exigeaient pour la même puissance 2 500 litres. Le moteur atmosphérique Otto et Langen ne dépensait, il est vrai, que 750 litres, mais il était si bruyant et irrégulier que son usage ne se répandit pas.

Quelques machines sont munies d'une pompe spéciale pour comprimer le mélange gazeux, et donnent une détonation à chaque course dans le cylindre moteur, d'où une plus grande régularité de rotation. Cette pompe, d'un volume peu différent de celui du cylindre moteur, complique le mécanisme.

D'autres machines, dans le but d'expulser les gaz brûlés de la chambre de combustion, ont été construites à six temps. Aux quatre temps ordinaires s'ajoute une course aller et retour, où le piston aspire et refoule de

l'air frais pour balayer le cylindre et le rafraîchir en même temps. Cette disposition procure une certaine économie d'eau de circulation ; elle est abandonnée maintenant.

413. QUATRIÈME CLASSE. — *Cycle des moteurs à compression et combustion, sous pression constante.* — Nous supposons une pompe pour comprimer le mélange gazeux, laquelle peut être constituée par la partie avant du cylindre moteur. Si l'on réunit les diagrammes de la pompe et du cylindre moteur, on obtient le graphique (fig. 634).

AB est le volume de la pompe où les gaz sont aspirés à la pression atmosphérique. La compression a lieu, suivant l'adiabatique BC ; puis, les gaz sont refoulés, suivant CF, dans le réservoir intermédiaire.

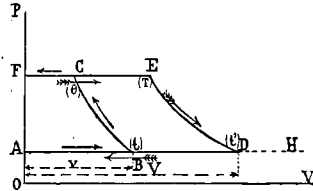


FIG. 634.

L'aire ABCF représente la valeur du travail résistant, absorbé par la pompe de compression.

Le diagramme du cylindre moteur est FEDA. Ce cylindre a pour volume AD.

FE représente l'admission et la combustion à pression constante du mélange gazeux ; ED, la détente adiabatique ; DA, l'évacuation des gaz à la pression atmosphérique.

Le travail moteur est exprimé par l'aire FEDA, et le travail indiqué utile est la différence des surfaces FEDA et ABCF, soit l'aire CEDB.

La pompe de compression porte les gaz à une pression P, qui est la pression de régime et à une température θ , que nous savons calculer.

La combustion élève la température à une valeur T.

La chaleur fournie est, pour 1 kilogramme de gaz :

$$Q = C(T - \theta),$$

puisque la combustion a lieu à pression constante.

L'évacuation se produit comme dans les autres types de moteur, donc :

$$q = C(t' - t),$$

et :

$$\rho = 1 - \frac{t' - t}{T - \theta}.$$

Les températures absolues T , t , t' , θ sont liées par les deux relations :

$$\frac{\theta}{t} = \left(\frac{P}{\Pi}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad \text{et :} \quad \frac{T}{t'} = \left(\frac{P}{\bar{H}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}};$$

done :

$$\frac{\theta}{t} = \frac{T}{t'}, \quad \text{d'où :} \quad t' = \frac{tT}{\theta};$$

portant dans la valeur de ρ , il vient :

$$\rho = 1 - \frac{t}{\theta}.$$

Prenons toujours le même exemple d'un volume de gaz d'éclairage, dans 10 parties d'air, avec compression préalable à 5 kilogrammes, et, par suite, $\theta = 420^\circ$.

La température des gaz brûlant sous pression constante sera : 1 452° A., et il faut y ajouter la différence

$\theta - t = 147^\circ$, due à la compression; donc :

$$T = 1452 + 147 = 1599^\circ \text{ A.},$$

puis :

$$t' = t \frac{T}{\theta} = 1170^\circ \text{ A.}$$

Le rendement économique ρ s'exprime en fonction seulement de t et θ :

$$\rho = 1 - \frac{288}{420} = 0,31,$$

et le rendement générique :

$$\rho' = \frac{0,31}{1 - \frac{288}{1599}} = 0,37.$$

En somme, dans les moteurs de cette classe, le diagramme a de grandes analogies avec celui d'une machine à vapeur. De F en E, période d'admission : le volume FC de gaz, admis en brûlant, se dilate à pression constante et graduellement, de façon à occuper un volume FE, lorsqu'on ferme l'admission. La détente a lieu ensuite, suivant l'adiabatique ED, puis l'évacuation à la pression atmosphérique.

Quant au diagramme de la pompe de compression, il correspond au travail de la pompe alimentaire, travail à déduire du travail moteur, recueilli dans le cylindre.

Le diagramme (*fig. 635*), relevé sur une machine Simon, ne diffère pas, comme aspect, de celui d'une machine à vapeur, à admission un peu étranglée.

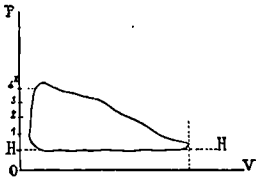


FIG. 635.

La compression est peu sensible, suffisante pour amortir le choc à bout de course. Il n'y a pas de chambre de combustion, l'espace mort est réduit aux seules dimensions exigées par la construction.

114. Résumons, dans un tableau, les quelques résultats de calcul, que nous avons donnés en exemple, et qui fourniront un aperçu théorique de la valeur relative des divers types de moteurs :

	T (A) (explosion)	P (explosion)	t' (A) (évacuation)	ρ (spécifique)	ρ' (générique)
1 ^{re} classe	1 787°	6 atm.,5	900°	0,47	0,56
2 ^e »	1 787°	6 5	1 173°	0,23	0,27
3 ^e »	1 934°	23 0	935°	0,44	0,52
4 ^e »	1 599°	5 0	1 170°	0,31	0,37

On serait loin de la vérité, en voyant, dans ce tableau, une classification, par ordre de mérite, des quatre genres de moteurs considérés. L'ordre de mérite ci-dessus n'existe que dans les conditions où nous nous sommes placés, tandis que le maximum de rendement n'a pas lieu pour chaque moteur, avec les mêmes données : composition du mélange, valeur de la pression maxima, etc.

Par exemple, faisons fonctionner un moteur de la quatrième classe avec un régime : $P = 10$ kilogrammes, ce

qui est très possible. On aura :

$$\begin{aligned}\theta &= t (10)^{0,23} = 490^{\circ} \text{ A.}, \\ T &= 1\,452 + 202 = 1\,654^{\circ} \text{ A.}, \\ t' &= t \frac{T}{\theta} = 970^{\circ};\end{aligned}$$

enfin :

$$\rho = 0,41, \quad \rho' = 0,49.,$$

D'un autre côté, pouvons-nous affirmer qu'en doublant la pression de régime on fera passer pratiquement le rendement de 0,31 à 0,41? — Nullement, car nous n'avons pas tenu compte, dans les calculs théoriques, des pertes de toutes sortes, qui croissent avec la pression de régime, tels que : refroidissement par les parois, diminution du rendement organique de l'appareil, etc.

On ne saurait apporter trop de prudence pour la discussion des résultats théoriques, obtenus dans les conditions ci-dessus. Les calculs sont exacts, sans doute, pour chaque cas particulier; mais, le plus souvent, on ne peut pas généraliser la conclusion.

M. A. Witz, dans le but de comparer les types de moteurs à gaz, existant actuellement, a dressé le tableau suivant :

TYPE DU MOTEUR 1	CONSOMMATION THÉORIQUE par cheval-heure 2	CONSOMMATION PRATIQUE par cheval-heure 3	COEFFICIENT D'UTILISATION pratique 4
1 ^{re} classe....	283 litres	650 litres	0,44
2 ^e »	522 »	2 000 »	0,26
3 ^e »	316 »	700 »	0,45
4 ^e »	387 »	900 »	0,43

La colonne 4 est obtenue en divisant les chiffres de la colonne 2 par ceux de la colonne 3.

Les moteurs de la seconde classe se retrouvent de beaucoup les moins bons ; leur cycle est condamné par la pratique et la théorie, et ne peut être perfectionné.

Les machines atmosphériques ont atteint, dans leur première réalisation, un degré de perfection qu'elles n'eussent, sans doute, pas beaucoup dépassé, si on ne les avait abandonnées, elles aussi. La théorie n'indique aucune amélioration possible de leur cycle ; ce sont des machines à basse pression motrice, et, comme telles, deviennent très encombrantes, lorsqu'on veut augmenter leur puissance.

Le cycle des deux derniers types de machines se prête à des modifications variées, selon les valeurs qu'on adopte pour leurs caractéristiques :

- Compression préalable ou pression de régime ;
- Étendue de la détente ;
- Température maxima de la combustion, etc. etc.

Le champ est vaste aux perfectionnements et aux améliorations.

Pour les machines à quatre temps, à explosion avec compression préalable, on a cherché à diminuer la consommation, en abordant les pressions élevées : c'est ainsi que, dans le moteur Charon, l'indicateur enregistre des pressions supérieures à 20 kilogrammes. Malgré cela, le fonctionnement est d'une grande douceur. La dépense de gaz a pu être réduite, pour les moteurs de 8 à 10 chevaux, à 500 litres environ par cheval-heure au frein.

Le fini du travail et la perfection de l'ajustage sont pour beaucoup dans ces résultats remarquables.

415. Répartition de la chaleur fournie par l'explosion. — Voici en moyenne (expériences de MM. Brooks et Stewart, 1884) comment se répartit la chaleur de l'explosion dans un moteur Otto :

Perte par l'eau de circulation.....	52,0
— par rayonnement.....	15,5
— à l'échappement.....	15,5
Utilisation en travail indiqué.....	17,0
Total.....	<u>100,0</u>

L'utilisation en travail indiqué peut atteindre jusqu'à 23 p. 0/0.

La perte par l'eau de circulation est considérable, et la chaleur emportée est cédée pour sa plus grande partie pendant la course motrice. Cette perte ne saurait être atténuée en l'état actuel de la mécanique; le graissage du cylindre ne peut se faire au-delà de 300° environ.

Une détente plus prolongée réduirait la perte par l'échappement. On a essayé de continuer la détente dans un second cylindre, mais on n'a obtenu de ce côté aucune amélioration. Dans une telle machine, la diminution du rendement organique égalait le bénéfice dû à la détente.

Les machines à combustion sous pression constante sont abandonnées aujourd'hui.

Nous avons vu cependant que leur rendement théorique, en acceptant les pressions élevées, ne le cédait en rien à celui du troisième type. Par pressions élevées, il ne semble pas qu'il y ait lieu d'entendre ici plus de 10 kilogrammes, tandis que les moteurs à explosion dépassent 20 kilogrammes. La combustion sous pression

constante assurerait une marche plus douce, évitant les chocs : d'où une durée plus grande.

On aurait, en outre, plus de régularité d'allure, chaque course étant motrice. La difficulté réside dans la pompe de compression d'air, aussi grande que le cylindre, compliquant singulièrement le mécanisme au détriment du rendement organique.

416. Lois expérimentales de la détente de gaz. — A la suite de nombreuses expériences, M. A. Witz a formulé les deux lois suivantes sur la combustion des gaz tonnants dans les cylindres des machines :

Première loi : *L'utilisation croît avec la vitesse de détente ;*

Deuxième loi : *La combustion des mélanges tonnants est d'autant plus rapide que la vitesse de détente est plus grande.*

Ces deux lois résultent de l'activité de la paroi dans le fonctionnement des moteurs à explosion.

Plus la vitesse de détente est grande, plus est réduite la perte de chaleur due au contact de la paroi froide. La courbe se rapproche davantage de l'adiabatisme et le diagramme est plus plein.

De même, la vitesse de combustion des gaz augmente, quand diminue la période de refroidissement, au contact de l'enveloppe à basse température. « Pour tirer le meilleur parti possible du calorique disponible dans les mélanges tonnants, il importe donc d'opérer la détente des produits de la combustion, dans le temps le plus court, et de réduire le plus possible la surface de la paroi du cylindre, eu égard à son volume, c'est-à-dire de faire $\frac{S}{V}$ minimum. »

De là ressort l'avantage de la compression préalable ; une plus grande masse de gaz est renfermée dans un moindre espace, la température et la pression explosives se rapprochent de leur valeur théorique.

Quelques faits d'expérience journalière confirment ces vues sur l'action des parois. Les premières explosions, à la mise en marche d'un moteur encore froid, sont peu intenses ; il en est de même après quelques courses à vide qui ont refroidi le cylindre ; le moteur subitement mis en charge a d'abord quelque peine à prendre son allure normale.

Une machine qui donne seulement une fraction de sa puissance nominale dépense beaucoup plus par cheval-heure qu'en pleine charge ; c'est que le rapport $\frac{S}{V}$ de la surface des parois au volume des gaz augmente. Un cheval obtenu avec un moteur de 4 chevaux exigera facilement deux fois plus de gaz qu'un moteur de 1 cheval en charge, malgré le rendement inférieur des machines de faible puissance.

417. D'autres lois qui concordent avec les précédentes et les complètent ont été formulées par MM. Salanson et Debuchy. En voici l'énoncé :

1° *On doit employer dans les moteurs à gaz des mélanges au dosage le plus faible possible ; il n'y a de limite à cet égard que la limite même d'inflammabilité du mélange ;*

2° *On doit chercher une pression initiale au cylindre la plus élevée possible, à la température la plus basse possible ;*

3° *Une stratification bien comprise permet d'abaisser le dosage moyen : on arrive au même résultat par l'emploi de détonateurs plus actifs pour l'inflammation.*

Pour compléter et expliquer ces lois, nous dirons que, à la pression atmosphérique, est inflammable déjà un mélange de 1 volume de gaz et seulement 3 vol. 7 d'air.

Avec 13 volumes d'air, on dépasse la limite possible d'allumage par l'étincelle électrique, mais on peut encore allumer par transport de flamme. Le mélange de 16 volumes d'air pour 1 volume de gaz ne brûle pas à la pression atmosphérique. Avec une compression préalable, la combustibilité est poussée plus loin.

On facilite l'allumage en ménageant un mélange plus chargé de gaz près de l'appareil de mise en feu; le mélange avoisinant le piston est moins riche. De la sorte, on fait détoner les gaz dans une proportion moyenne, sous laquelle ils n'eussent pas brûlé mêlés uniformément.

Tel est le bref énoncé des lois connues, sur les conditions physiques de fonctionnement des moteurs à gaz. Ces lois expérimentales servent de guide pour montrer dans quel sens on doit marcher, si l'on veut rapprocher les conditions pratiques des conditions supposées réalisées dans la théorie.

§ 2. — Moteurs à gaz. — Descriptions

413. Organes spéciaux aux machines à gaz.

— Toutes les dispositions des machines à vapeur se rencontrent dans les machines à gaz : machines horizontales, pilon, verticales avec cylindre inférieur, à balancier, avec trois cylindres genre Brotherhood, etc.

Comme disposition classique pour les moteurs d'ateliers de 2 à 100 chevaux : machine horizontale, bâti à baïonnette avec cylindre en porte-à-faux. C'est la ma-

chine la plus solide, la plus élégante, la plus facile à surveiller.

Pour les petites forces au-dessous de 2 chevaux : machine verticale à cylindre inférieur. Ce type est peu encombrant, léger et suffisamment robuste.

La forme pilon est réservée pour les machines de bateaux, de tricycles, etc. Elle est, du reste, la moins usitée.

Ces machines sont à simple effet ; le type Lenoir primitif à double effet a été définitivement abandonné, malgré sa grande régularité de marche. Nous avons vu combien était élevée sa consommation.

On a construit à double effet quelques machines à quatre temps ; on y a également renoncé. L'échauffement du cylindre était trop considérable, il fallait trop d'eau de circulation, et on perdait plus de chaleur.

Quelle que soit l'économie générale du moteur, la forme des divers organes que nous allons décrire reste sensiblement la même.

419. Distribution. — Se fait par tiroirs ou par soupapes. Le tiroir plan est un bloc rectangulaire de fonte glissant entre deux glaces. Il porte des orifices pour l'admission de l'air et du gaz qui se mêlent intimement pendant l'aspiration, et des lumières pour l'allumage par transport de flamme.

Ce tiroir est abandonné : il lui fallait beaucoup d'huile de graissage et il grippait facilement.

Les tiroirs rotatifs coniques sont quelquefois employés encore aujourd'hui, avec artifices spéciaux pour empêcher le coïncement (moteur Niel).

Les *soupapes* d'admission et d'échappement sont en grande vogue. On fait le clapet en acier moulé avec

siège en fonte. Elles n'offrent rien de particulier. Le portage est conique et ne dépasse pas 3 à 4 millimètres de largeur.

Leur avantage est de ne pas exiger de graissage et de ne jamais gripper ; si elles viennent à perdre, le rodage peut en être repris aisément, sans grand démontage et sans outils spéciaux.

La conduite des soupapes est simple : un ressort les applique sur leur siège ; un doigt, ou une came, les soulève au moment voulu. Avec un profil bien étudié, on évite les chocs à la fermeture, et le fonctionnement est aussi silencieux que celui d'un tiroir.

On dispose une enveloppe d'eau froide autour de la soupape d'échappement, pour éviter un échauffement trop prononcé, d'où pourrait résulter une déformation du clapet nuisible à l'étanchéité.

Pour éviter le bruit, l'aspiration de l'air se fait dans une caisse ouverte à l'extérieur ; le gaz provient de la conduite avec interposition d'une valve régulatrice. L'air et le gaz arrivent par des séries de petits orifices juxtaposés, de sections proportionnées au volume respectif à débiter. Le mélange est rendu plus intime par le passage au travers de chicanes. Quant aux stratifications dont nous avons parlé, on les produit par divers moyens qu'on peut imaginer ; le point difficile est d'arriver à l'heureuse proportion qui donne le maximum d'effet.

420. Modérateurs de vitesse. — L'effort sur le piston doit, à chaque instant, correspondre à la puissance demandée au moteur. On emploie le régulateur à boules usité dans les machines à vapeur, mais son mode d'action est moins aisé et surtout moins gradué.

La composition du mélange tonnant ne peut varier

qu'entre des limites assez restreintes, sous peine de non-inflammation.

Voici les moyens de réglage usuels; le plus généralement sous l'action du régulateur à force centrifuge :

Suppression de l'évacuation. — Le cylindre reste plein de gaz inertes; on saute quelques courses motrices, et la vitesse reprend son allure normale.

Il en est encore de même par *suppression d'admission*; le cylindre reste vide pendant une ou plusieurs courses.

Ces résultats sont obtenus en mettant sous la dépendance du régulateur la came de la soupape d'échappement ou d'admission. Cette came glisse sur l'arbre qui la porte, et manque le doigt qui actionne la soupape.

On pourrait de même ne supprimer que l'admission du gaz. Tous ces procédés ont, du reste, été employés avec plus ou moins de succès; ils n'assurent qu'une marche peu régulière de la machine, et ne sauraient être acceptés pour un moteur de filature ou de lumière électrique.

Avec une came de profil variable, on fait *varier la quantité de gaz admis*; c'est le second mode de régulation usité, plus sensible, mais moins commode à obtenir que le précédent; on est exposé à des ratés.

Enfin, sans changer la composition du mélange tonnant, si on fait *varier la quantité de ce mélange admis*, on aura, ce semble, le moyen le plus rationnel d'établir l'équilibre entre le travail moteur et le travail résistant. Malheureusement, la chambre de combustion, d'un volume considérable, reste pleine de gaz inertes, et si le volume de gaz tonnant introduit est trop faible, le mélange ne peut s'enflammer. Charon est arrivé à résoudre le problème simplement. Il a fait sa chambre de combustion assez petite. et il admet toujours une

cylindrée complète de mélange tonnant. Mais, au lieu de faire détoner le volume total admis, il en rejette, avant la compression, une partie dans un réservoir extérieur où il est repris à la course suivante. Ce réservoir est constitué par un simple tuyau en forme de serpentín assez long et ouvert à l'air libre à l'autre extrémité. Grâce à la longueur et au faible diamètre du serpentín, le mélange air et gaz ne s'échappe pas dans l'atmosphère.

Quant à la *forme même du régulateur*, on a employé toutes les dispositions usitées sur les machines à vapeur : régulateurs à boules de tous les types ; régulateurs d'inertie par un pendule dont la durée d'oscillation est synchrone d'une double révolution ; régulateurs, genre Sims et Armington, par une masse dans le volant ; régulateurs électriques, à air comprimé, etc. etc.

Enfin, pour que le moteur ne fasse pas danser les becs de gaz du voisinage, on dispose sur l'arrivée une ou plusieurs poches en caoutchouc. Les brusques dépressions produites par l'aspiration du moteur ne se font pas sentir au-delà des poches qui fournissent vivement le gaz à chaque aspiration pour se remplir ensuite lentement.

421. Allumage du mélange explosif. — Cette fonction qui n'existe pas dans la machine à vapeur, où la combustion est continue au foyer de la chaudière, est une des plus délicates du moteur à gaz.

Parmi les innombrables procédés d'allumage proposés, nous n'en citerons que trois, également usités :

- 1° Allumage par transport ou injection de flamme ;
- 2° Allumage par tube incandescent ;
- 3° Allumage électrique.

Transport de flamme. — Ne peut convenir qu'à des vitesses relativement faibles, si on veut éviter les ratés. Procédé en grande vogue il y a dix ans, et qu'on abandonne peu à peu aujourd'hui. La figure 636 de principe en fera saisir le fonctionnement. C est la chambre de combustion, à l'extrémité du cylindre. Le tiroir T est animé d'un mouvement de va-et-vient, entre la culasse et la contre-plaque qui le maintient.

F est un bec veilleur brûlant à l'air libre, et G une arrivée de gaz hermétiquement close par le tiroir dans la position de la figure.

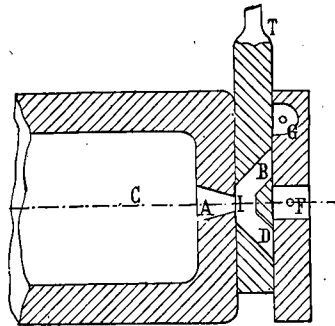


FIG. 636.

Déplaçons le tiroir pour amener l'orifice D en face de F, l'orifice B en face de G. Le troisième orifice I sera obturé par la culasse, et le gaz de G viendra s'allumer au bec F par le canal BID. Dans le retour du tiroir, le canal BID, plein de gaz en combustion, est mis en rapport avec l'orifice A de la chambre de combustion pleine de mélange combustible.

Au lieu d'un transport de flamme, on a parfois employé l'injection d'un dard de chalumeau. La disposition est plus compliquée, car il faut produire le jet de flamme à une pression supérieure à celle du mélange gazeux comprimé.

Allumage par tube incandescent. — Un tube en fer, en porcelaine ou en platine, de 8 à 10 millimètres de diamètre, débouche par un bout dans le cylindre, l'autre extrémité est fermée. Un bec Bunsen extérieur maintient en permanence ce tube au rouge. Lors de la com-

pression, les gaz combustibles occupent le tube incandescent, s'y enflamment et, après la détonation, le laissent plein de gaz inertes. Lorsque le mélange est aspiré, ces gaz inertes empêchent l'inflammation qui ne peut se produire qu'au moment de la compression. On règle l'instant précis de l'allumage en faisant varier la longueur du tube.

On a un inflammateur plus sûr en laissant le tube d'ignition débouché à l'air. Deux petites soupapes en ferment les extrémités alternativement ; le tube est toujours obturé, à l'un de ses bouts seulement. Au moment de l'inflammation, le clapet de communication avec le cylindre s'ouvre, le mélange tonnant se précipite dans le tube chauffé et s'y enflamme. Pour être plus sûr, le mécanisme est moins simple que celui précédemment décrit.

La dépense de gaz pour chauffer le tube est de 150 litres par heure environ.

Allumage électrique. — Le plus grand avantage de l'allumage électrique est de ne pas exiger de gaz, la consommation totale du moteur en est réduite d'autant, ce qui permet d'inscrire un chiffre plus faible sur les prospectus.

L'entretien des piles et la manipulation des liquides acides sont des plus assujétissants ; c'est le seul inconvénient, mais très sérieux, du système.

L'étincelle est due au courant secondaire d'une bobine de Rhumkorff excitée par deux éléments au bichromate de potasse de grand modèle. Il faut s'attacher à obtenir une étincelle chaude et bien nourrie ; la longueur de l'étincelle n'exécède pas 0^{mm},4 à 0^{mm},5, soit l'épaisseur d'une carte à jouer qu'on passe entre les pointes pour en vérifier l'écartement. Une bougie en porcelaine traverse la culasse et sert à isoler un des fils excitateurs.

Les pointes se couvrent parfois d'un dépôt de suie ou de projections d'huile, ce qui exige un nettoyage assez souvent renouvelé, si on veut éviter les ratés.

On fait valoir, en faveur de l'allumage électrique, l'absence de bec extérieur, d'où diminution des chances d'incendie. Il est à constater, d'autre part, que les piles, dont la durée normale est de quinze jours, ne s'usent guère moins au repos qu'en marche.

Parfois, l'étincelle est produite au moyen d'une petite dynamo mue par le moteur, ou encore au moyen d'une sorte de coup de poing de Bréguet, analogue à l'appareil de mise en feu pour mines ; mais le prix et la complication de ces appareils les ont empêchés de se répandre.

Tels sont les organes spéciaux aux moteurs à gaz tonnants. Quant aux autres pièces du mécanisme, elles ne diffèrent pas, comme construction, de celles d'une machine à vapeur. Le calcul des pièces sera le même, en tenant compte des efforts maximum, plus grands dans le moteur à gaz, à égalité de puissance nominale.

Les constructeurs, en vue d'obtenir un rendement organique supérieur, allègent, autant que possible, toutes les pièces mobiles de leurs moteurs. L'ajustage de ces derniers ne laisse d'ailleurs rien à désirer.

422. Description de quelques moteurs à gaz. — Le cadre de cet ouvrage ne nous permet que des aperçus généraux sur les moteurs à gaz ; aussi devons-nous nous borner à décrire un très petit nombre de machines parmi les plus connues.

423. PREMIER TYPE. — *Moteurs atmosphériques.* — Nous décrirons la machine atmosphérique d'Otto et Lan-

gen, à cause de son ingéniosité, et parce qu'elle a fait époque dans l'histoire des moteurs à gaz.

Le cylindre est vertical et très long (*fig. 637, 638*) ; le

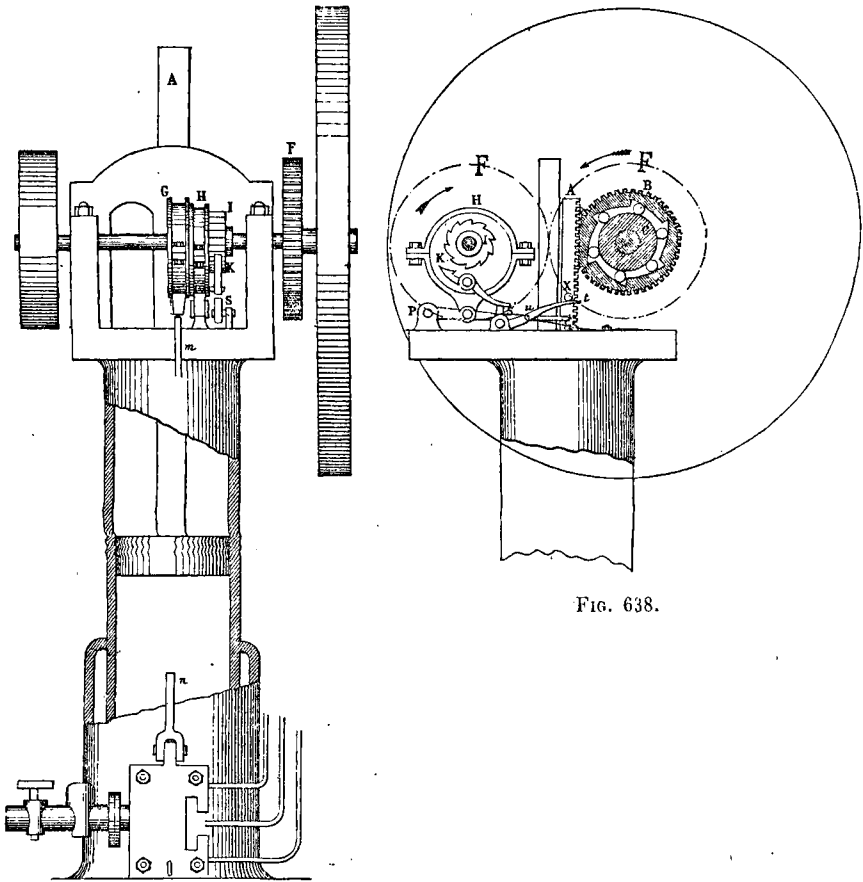


FIG. 637.

FIG. 638.

piston porte, en guise de tige, une crémaillère A vue de dos dans la figure 637. Cette crémaillère engrène avec une roue dentée B, alternativement solidaire de l'arbre de couche ou folle sur cet arbre. Quand le piston monte,

les petits cylindres compris entre le manchon C et la roue dentée B ne sont pas en prise : il n'y a pas entraînement. A la descente, au contraire, les rouleaux sont coïncés, et le piston transmet son mouvement à l'arbre de couche.

Voici comment fonctionne l'appareil. Le piston aspire le mélange tonnant pendant une faible fraction de sa course ; puis, le tiroir ferme à l'admission et produit en même temps l'inflammation par aspiration d'une flamme. Le piston, libre dans sa course, mais fort lourd, est chassé comme un projectile ; sa vitesse croît d'abord, puis décroît à mesure que s'accroît la différence de pression entre ses deux faces. Il s'arrête enfin, et aussitôt, chassé par son poids et par la pression atmosphérique, il redescend, entraînant l'arbre moteur.

Le piston étant à fond de course, il faut un mécanisme spécial pour le soulever et provoquer l'aspiration du mélange gazeux. Ce rôle est dévolu à l'excentrique H. Cet excentrique est monté sur un arbre parallèle à l'arbre moteur, dont il reçoit son mouvement au moyen d'une paire de roues dentées de mêmes diamètres F. Or, le chariot de l'excentrique H est fou sur son arbre, tandis que le rochet I est claveté, ils peuvent être rendus momentanément solidaires au moyen du linguet K porté par le chariot de l'excentrique. Le levier coudé *Sut* est tenu relevé par un ressort, et le piston descendant le rabat au moyen du bouton X. Dès lors, K est en prise : le chariot de l'excentrique tourne, et relève le piston par l'intermédiaire du levier P, dont l'extrémité vient agir sur le bouton X. L'aspiration a lieu, puis la détonation. En même temps que le piston, le tiroir est manœuvré par l'excentrique G et la tige *mn*. Les chariots des excentriques G et H font corps. Dès que le piston remonte, le

levier *Sut* se relève, et les chariots d'excentriques deviennent de nouveau indépendants.

Cette machine ne comportait aucun régulateur autre que le robinet d'arrivée de gaz manœuvré à la main. Elle n'a, d'ailleurs, été construite que pour de faibles puissances.

La consommation de gaz, 700 litres par cheval-heure, aurait été assurément moindre encore sans le faible rendement organique de la machine ; malgré cet avantage et la dépense très réduite en eau et huile, le moteur atmosphérique a été abandonné à cause de son allure irrégulière, de sa marche bruyante et de son encombrement.

DEUXIÈME TYPE. — *Moteurs à détonation sans compression.* — *Moteur Lenoir, type primitif.* — C'est à ce type qu'appartient la première machine à gaz ayant fonctionné : celle de Lenoir. Elle était à double effet et très semblable à une machine à vapeur horizontale.

Le mélange explosif était admis pendant la première moitié de la course, et enflammé au moyen d'une étincelle électrique.

Le fonctionnement du moteur Lenoir fut très remarquable comme douceur et régularité ; mais la dépense en eau, huile et gaz, fort élevée. La consommation atteignait 2 500 litres de gaz avec 120 litres d'eau de circulation par cheval-heure. Une dépense aussi exagérée fut le motif de l'abandon de cette remarquable machine.

424. Moteur de Bisschop. — Les machines sans compression ne se construisent plus guère. Nous citerons seulement le moteur de Bisschop, aux formes simples et robustes (*fig.* 639). Un tiroir cylindrique C règle l'admis-

sion du mélange et l'évacuation. L'allumage se fait en 0 à mi-course ; le piston, après l'admission des gaz, aspire la flamme de l'allumeur à travers une soupape, dont le clapet se referme sous l'effet de la détonation.

Le moteur Bisschop n'exige aucun graissage du piston ni du tiroir, l'eau de condensation lubrifie ces organes. La dépense en gaz est élevée : 1 900 litres par cheval-heure ; et pourtant on utilise, dans les premiers instants de la course de retour, l'effet de la pression atmosphérique, grâce au vide qui se produit sous le piston. Le refroidissement du cylindre est obtenu par des ailettes venues de fonte, qui présentent une grande surface conductrice à l'air.

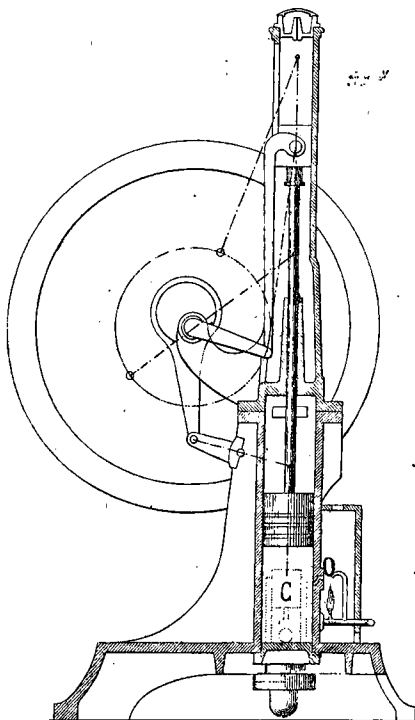


FIG. 639.

425. Moteurs Forest, Benier. — Les moteurs sans compression de ces deux inventeurs ne sont destinés qu'à de très faibles puissances ; ils se construisent à partir de 4 kilogrammètres par seconde et n'atteignent guère un cheval.

Le moteur Forest (*fig.* 640) est à cylindre horizontal avec bielle de retour ; le tiroir se déplace sous l'action

d'une came et d'un ressort. L'ensemble est compact et simple de mécanisme.

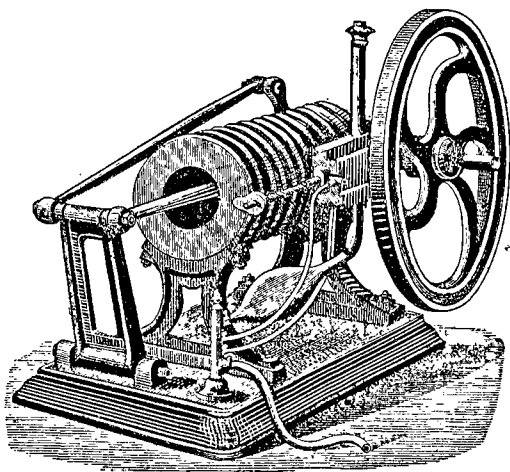


FIG. 640.

Le moteur Benier est à cylindre vertical ouvert à la partie inférieure, et comporte une manière de balancier.

426. TROISIÈME TYPE. — MOTEURS A COMPRESSION ET EXPLOSION. —

I. *Moteurs à quatre temps.* — *Moteur Otto.* — Le moteur Otto, premier de l'espèce, est encore le modèle des moteurs à quatre temps. Nous le décrirons en détail (fig. 642 à 646).

Le cylindre est horizontal, en porte-à-faux. La forme du piston D a été adoptée depuis pour les pistons de toutes les machines à gaz; la longueur est supérieure au diamètre, et il existe cinq segments en fonte à élasticité naturelle.

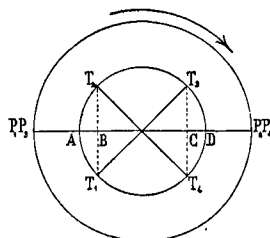


FIG. 641.

Le volant est d'un poids considérable, comparé à celui d'une machine à vapeur de même force; seule, une course du piston est motrice contre trois inertes, ou résistantes. Les trois quarts du temps, le volant seul est moteur; pendant le dernier quart, il est récepteur de puissance, et sa vitesse ne doit pourtant pas varier d'une

manière sensible. On peut estimer de 6 à 10 p. 0/0 de la puissance nominale de la machine les pertes par le frottement pour entretenir le mouvement du seul volant.

Le cycle du moteur s'accomplit en deux révolutions; les organes de la régulation ne passent qu'une fois par les mêmes phases pour deux tours de l'arbre; ce qui est obtenu au moyen d'une paire de pignons. Il porte un nombre de dents moitié du nombre des dents de H'.

Deux circonférences concentriques nous rendront compte des déplacements angulaires relatifs de l'arbre de couche et de l'arbre des tiroirs (*fig. 641*).

L'angle de calage est de 45°; le tiroir est en T₁ lorsque le piston est en P₁, les indices se correspondent.

MANIVELLE NOTRICE	MANIVELLE DU TIROIR	CHEMIN PARCOURU par le tiroir	PHASES
de P ₁ en P ₂ de P ₂ en P ₃ de P ₃ en P ₄ de P ₄ en P ₁	de T ₁ en T ₂ de T ₂ en T ₃ de T ₃ en T ₄ de T ₄ en T ₁	BAB BC CDC CB	Aspiration. Compression. Explosion-détente. Evacuation.

Connaissant les quatre phases du cycle d'Otto, il suffit d'énumérer les organes du moteur pour en faire saisir le mécanisme.

L'arrivée de gaz se fait par le tuyau O (*fig. 642 et 644*) qui porte un robinet de réglage à main O₁, puis une soupape dont la tige O' est actionnée par un levier coudé *mm'* et une came L' de l'arbre de distribution. Cette came L' est angulairement solidaire de l'arbre, mais peut se déplacer dans le sens de l'axe, sous la dépendance du régulateur à boules par l'intermédiaire du levier R. En

MOTEUR OTTO
Élévation

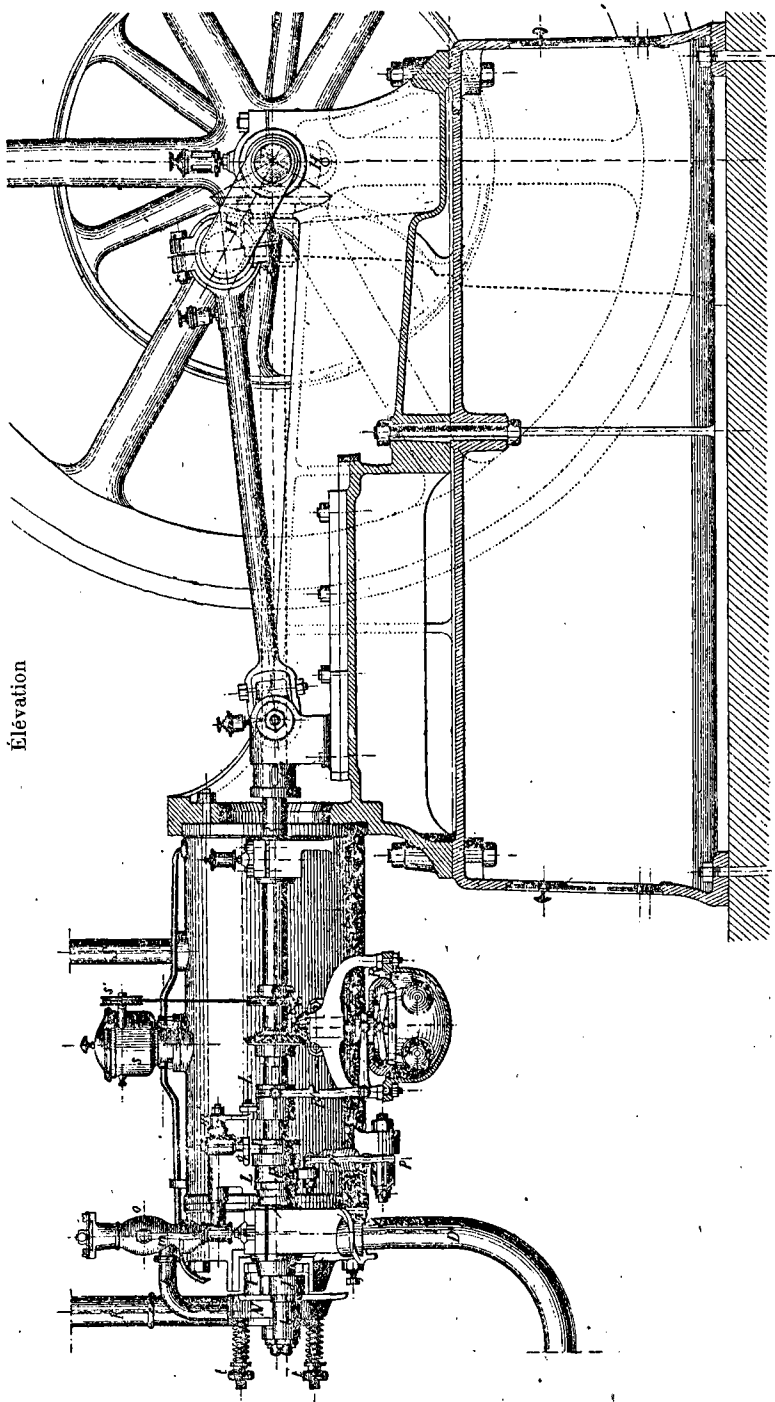
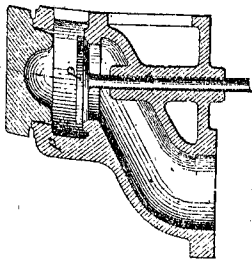
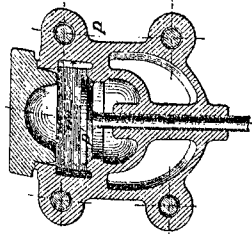


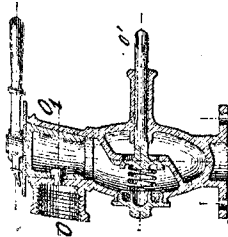
Fig. 642.

Fig. 643.

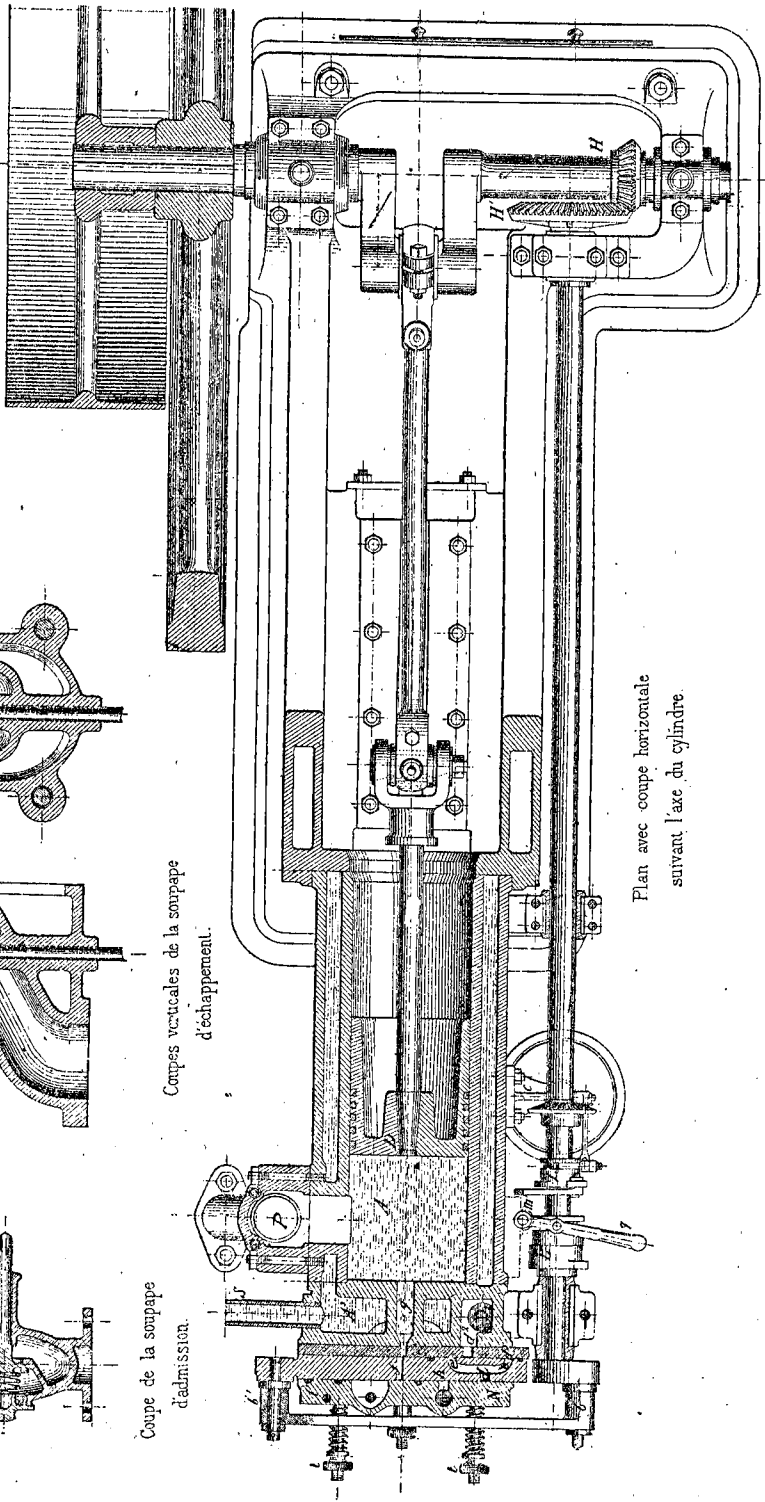


Coupes verticales de la soupape d'échappement.

Fig. 644.



Coupe de la soupape d'admission.



Plan avec coupe horizontale suivant l'axe du cylindre.

Fig. 643.

vitesse normale, à chaque aspiration du piston, la soupape O' s'ouvre et livre passage au gaz; si la vitesse s'accélère, le régulateur déplace la came, et l'admission de gaz est réduite jusqu'à devenir nulle, s'il y a lieu.

L'air arrive par D^2 et la chambre d^2 (fig. 642 et 643). Le mélange combustible s'introduit dans le cylindre

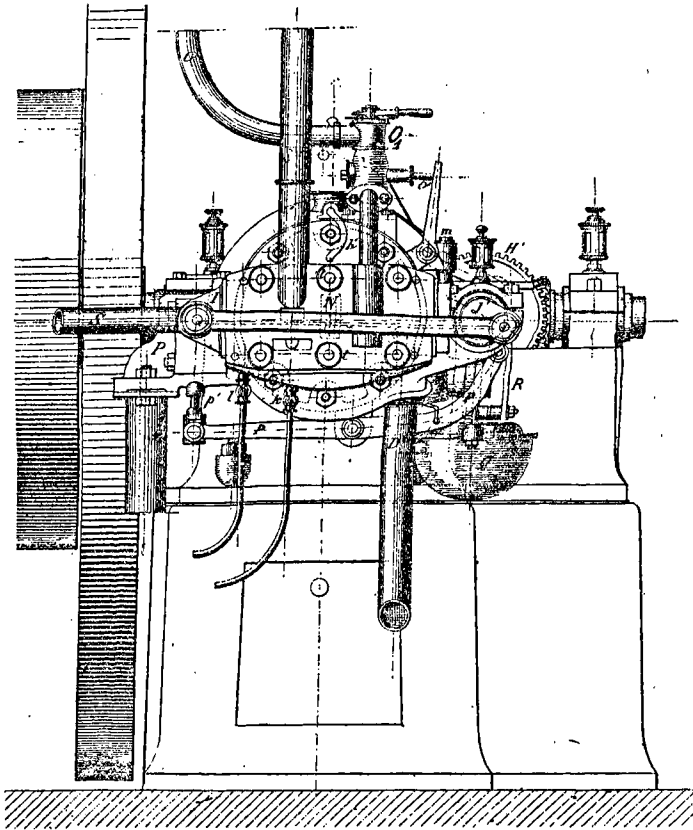


FIG. 646. — Vue en bout.

par le conduit g . A cet effet, le tiroir, conduit par la bielle bb' , se place de telle sorte que le conduit $d'e'$, pratiqué dans l'épaisseur du tiroir, présente l'orifice e' en g et l'orifice d' en face de d^2 . Pour cette position, l'orifice d

se présente en face de h , où aboutit, dans la contre-plaque du tiroir, le conduit de gaz. Air et gaz arrivent ainsi mêlés en g , et de là dans la chambre de combustion A pendant l'aspiration.

Après l'explosion et la détente, l'échappement des gaz a lieu par la soupape P, dont le clapet P' reçoit son mouvement de la tige p' et du levier p actionné par une came L. La poignée q permet de déplacer la came L qui, dès lors, ouvre à chaque tour, supprimant la compression, en vue de faciliter la mise en route.

Le tiroir sert aussi à l'inflammation par transport de flamme, suivant le mécanisme décrit plus haut [421]. K est le bec veilleur surmonté de la cheminée en fonte K' qui sert à l'abriter des courants d'air. Le gaz destiné à produire la flamme de transport arrive par le conduit l .

Le tiroir est maintenu appliqué contre la glace en bronze par la contre-plaque N; quatre écrous t , avec interposition de ressorts à boudin, permettent de donner un serrage modéré pour éviter les grippements. En cas d'explosion trop violente, le tiroir est décollé de la glace, et les ressorts jouent; ceci a lieu après quelques ratés, lorsque la chambre de combustion est pleine de mélange détonant sans dilution avec les gaz brûlés.

Le Dr Otto attribuait la faible consommation de son moteur à la dilution des gaz combustibles dans les gaz déjà brûlés. Le piston entraîne à sa suite les gaz inertes, tandis que le mélange riche reste près de la culasse et assure l'inflammation. De fait, la température d'explosion dans le moteur Otto est relativement peu élevée et la combustion lente. Mais le principal avantage de son cycle réside dans la compression préalable, et l'on obtient une consommation plus faible encore en augmentant cette compression, comme on le fait dans le

moteur Charon, par exemple. Dans le moteur Otto, la chambre de combustion est le tiers du volume total du cylindre, en sorte que la compression est de 3 atmosphères; 2 volumes de mélange combustible sont mêlés avec 1 volume de gaz brûlés. Charon pousse la compression à 5 atmosphères; sa chambre de combustion est le cinquième du volume total, et le mélange explosif est sensiblement plus riche. La consommation qu'il obtient est plus faible que celle d'Otto; ce n'est donc pas la lenteur de combustion qui fit la supériorité de ce dernier sur les moteurs qui l'avaient précédé. Ce point a été nettement mis en lumière par les expériences de M. A. Witz.

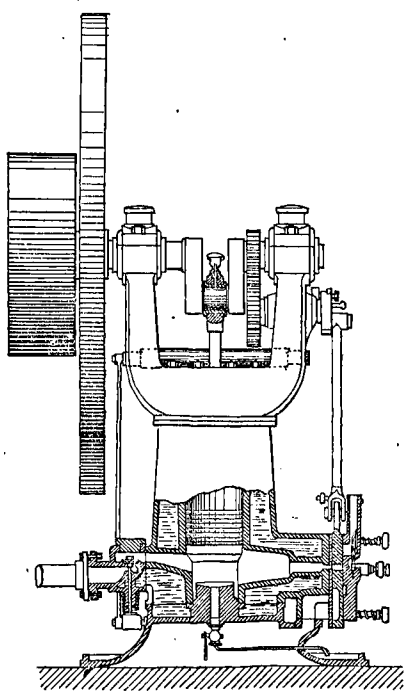


FIG. 647.

Le graissage est assuré par un réservoir à huile *s*, dans lequel une roue à godets, mue par une cordelette et la poulie *s'*, remonte sans cesse l'huile, qu'elle déverse dans des conduits disposés pour la conduire au tiroir, au cylindre, et aux autres pièces à lubrifier.

L'eau de circulation arrive par le conduit *S* en *A'* (*fig. 643*), et sort par la partie supérieure de l'enveloppe, d'où elle coule dans un entonnoir, ce qui permet d'en surveiller le débit. Elle doit s'échapper à 85° environ.

En vue d'obtenir une détente plus prolongée, le D^r Otto

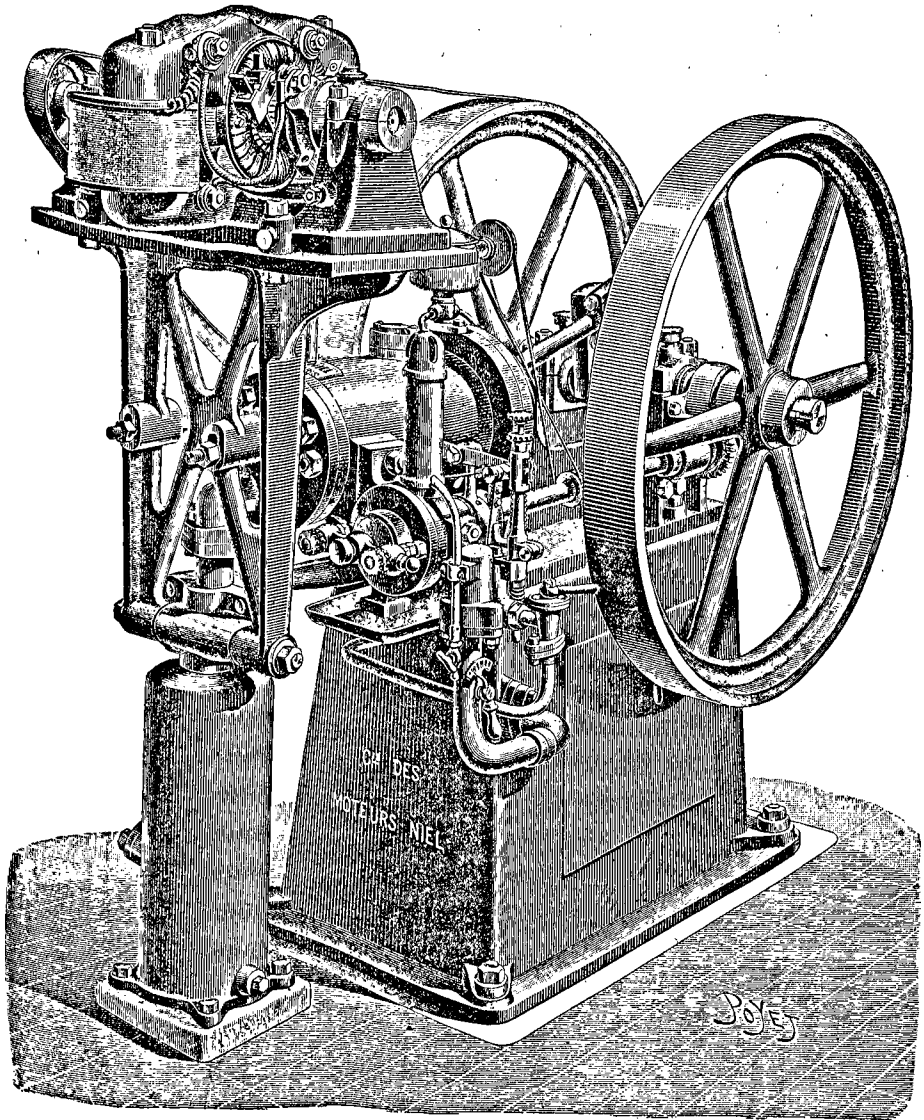


FIG. 648.

avait construit un moteur Compound. Le cylindre de

détente était juxtaposé au cylindre de combustion. Ce moteur ne s'est pas montré plus économique que la machine monocylindrique : la diminution du rendement mécanique de l'appareil compensait l'économie de gaz. Pour les petites forces, le moteur Otto se construit vertical, ce type étant moins coûteux à établir (*fig. 647*).

Le reproche le plus sérieux fait aux moteurs à quatre temps est leur irrégularité de marche. Irrégularité sensible au régulateur à boules, qui se soulève périodiquement à chaque explosion dans le cylindre. Il n'y a là rien de gênant pour la plupart des industries.

Seule, la conduite des dynamos pour incandescence est difficile avec un moteur à gaz monocylindrique ; on obtient pourtant de bons résultats au moyen d'accouplements Raffart, de forts volants sur la dynamo, et en provoquant un glissement modéré de la courroie sur les poulies. Ce glissement empêche le choc de l'explosion de se transmettre jusqu'à la dynamo ; on le produit en rapprochant d'une façon anormale la dynamo du moteur, comme, par exemple, dans l'ensemble Niel (*fig. 648*), ou en rendant la courroie glissante, soit avec un peu de blanc d'Espagne, soit avec du dégras.

Pour obtenir un éclairage régulier, sérieusement établi, il faut employer un moteur à deux cylindres accouplés, de façon à fournir une explosion à chaque tour. Avec de lourds volants, on produit ainsi une lumière parfaitement fixe.

427. Moteur Crossley (*fig. 649*). — *Brevet Otto*. — Diffère notablement du moteur Otto : compression à 5 kilogrammes, maximum compatible avec un bon fonctionnement des organes ; mélange riche ; combustion et détente rapides ; allumage par tube incandescent ;

distribution par soupapes. Consommation de 600 à 700 litres par cheval-heure pour moteur de 8 chevaux et au dessus.

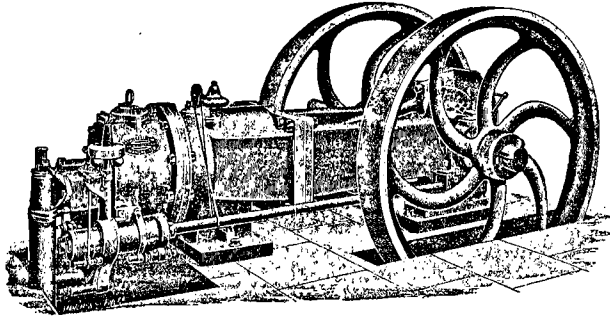


FIG. 649.

428. Moteur Simplex de MM. Delamarre-Debouteville et Malandin. — Ce moteur est à quatre temps et, comme tel, il ne s'écarte guère des données théoriques que nous venons de décrire. La bielle est articulée directement sur le piston, sans glissières (*fig.* 650, 651, 652). L'échappement, assuré par la came *j*, le levier *D* et la soupape *n*, n'offre rien de particulier; le tiroir plan *T* est conduit, comme à l'ordinaire, par un arbre *F* parallèle au cylindre tournant avec une vitesse réduite de moitié; il sert à l'admission et à l'inflammation. Le gaz arrive par le tuyau *g* et la soupape *G*, dont l'ouverture en temps opportun est sous la dépendance d'un régulateur pendule; il traverse l'orifice *a* du tiroir et arrive en *i* mêlé à l'air introduit en *A*.

L'inflammation se produit par le conduit oblique *e* qui met le cylindre en communication avec l'espace *o* où jaillit en permanence un flux d'étincelles électriques. L'explosion a lieu avec un léger retard, pour éviter le choc sur la bielle et ses articulations, en sorte que la

ligne d'explosion du diagramme est légèrement oblique sur la verticale (*fig. 653*). La détente, on le voit, est fort

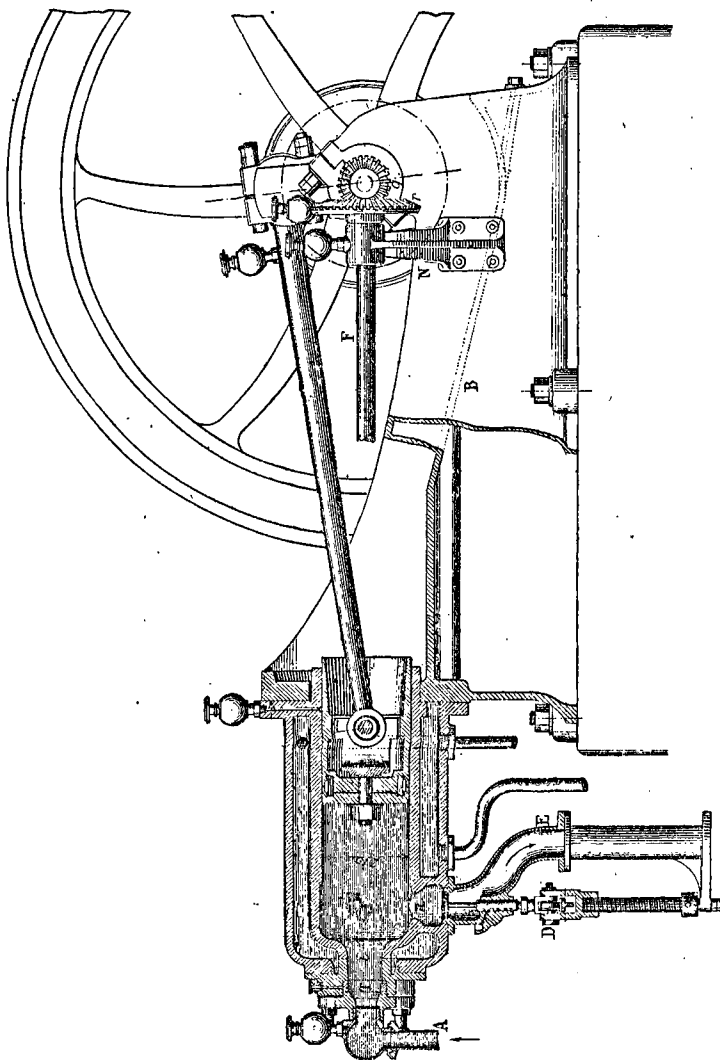


Fig. 650.

complète ; la pression initiale de 15 kilogrammes environ.
Un moteur Simplex au gaz pauvre Dowson figurait à

l'Exposition de 1889, lequel développait dans un seul

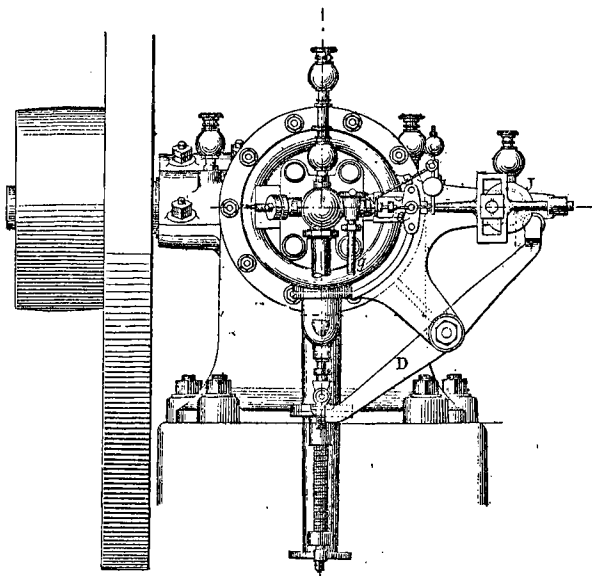


FIG. 651.

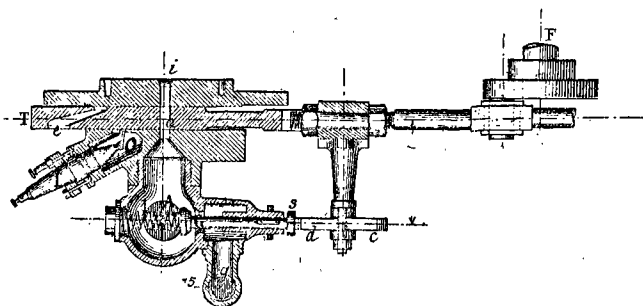


FIG. 652.

cylindre une puissance de 100 chevaux :

Diamètre du cylindre	0 ^m ,575
Course	0 ^m ,950
Nombre de tours par minute.....	107
Consommation d'anthracite et coke, par cheval-heure.....	612 grammes

A l'Exposition de Lyon 1894, un moteur à gaz de ce même type et de 150 chevaux commandait la génératrice alimentant les tramways électriques.

Nombreux sont les types de bons moteurs à gaz à quatre temps, qui se distinguent chacun par quelque particularité ingénieuse et intéressante; nous nous con-

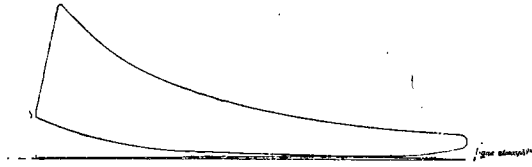


FIG. 653.

tenterons de citer les noms de leurs inventeurs : Lenoir, Kœrting-Lieckfeld, Adam, Charon, Daimler, Diederichs, Ragot, etc. etc. Tous ces moteurs fonctionnent à l'air carburé à défaut de gaz.

429. II. Moteurs à compression à deux temps. — Si nous faisons la compression du mélange combustible dans un cylindre annexe, sorte de pompe de compression, nous pourrons obtenir une explosion à chaque tour de volant, tout en conservant l'avantage de la compression préalable. Nous aurons une plus grande régularité de marche; mais la dépense de gaz est toujours plus forte qu'avec les moteurs à quatre temps.

Le type de ces moteurs a été créé par M. Dugald Clerk. Le cylindre de compression et le cylindre moteur sont couchés parallèlement sur le même bâti. Le piston du premier a une avance de 90° sur le piston moteur. Voici le fonctionnement. Le cylindre annexe se remplit d'abord de mélange combustible au $1/7$, puis d'une couche d'air pur; ces gaz sont refoulés dans le cylindre

moteur, un peu avant la fin de la course motrice, au moment où s'ouvre la soupape d'échappement qui a une avance notable. L'air pur arrive le premier et chasse les gaz brûlés en balayant le cylindre, où ne s'introduit le mélange combustible qu'après la fermeture à l'évacuation. Ce mélange combustible est comprimé pendant la fin de la course de retour, et l'appareil se trouve ainsi, à chaque tour, prêt à produire une nouvelle explosion.

Or, la juxtaposition d'une couche d'air à une couche de mélange explosif est assez illusoire, vu la grande rapidité de diffusion des gaz; il sort toujours du gaz avec l'air chargé de balayer le cylindre, d'où une perte. Nous donnons (*fig. 654*) un diagramme de moteur Clerk, qui montre

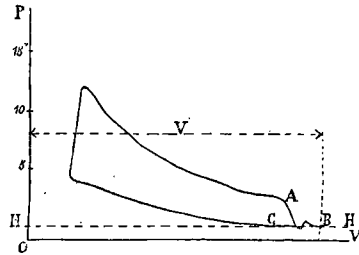


FIG. 654.

bien l'avance AB assez considérable à l'évacuation, période ABC aller et retour, pendant laquelle se fait le balayage du cylindre. La détente est incomplète, la compression peu inférieure à 5 kilogrammes.

L'allumage se fait par transport de flamme, le cylindre est refroidi par une enveloppe d'eau.

Dans la plupart des autres moteurs à deux temps, peu nombreux d'ailleurs, la partie avant du cylindre sert de pompe de compression; Ravel, par exemple, y comprime à 0 kil. 400 environ de l'air qui s'emmagasine dans le socle. Le gaz est comprimé à la même pression par une pompe spéciale. Pour le balayage du cylindre, on se sert d'air pur, sans aucune perte de gaz; puis, le gaz est introduit lorsque ferme l'évacuation, et le piston moteur comprime le mélange explosif dans la fin de sa course

de retour. La compression est faible, 2 kil. 5, mais la détente prolongée.

La vitesse normale de rotation est de 160 tours à la minute.

La mise en feu, électrique.

Ce moteur est d'allure très régulière, grand avantage pour les installations électriques, mais sa consommation dépasse celle des moteurs à quatre temps.

430. QUATRIÈME TYPE. — MOTEURS A COMPRESSION ET COMBUSTION SOUS PRESSION CONSTANTE. — Nous ne connaissons qu'un moteur de ce type, le Ready-motor de Brayton, qui fonctionne au pétrole. Ce moteur horizontal comporte deux cylindres de même diamètre, l'un moteur ; l'autre, dont le piston a une course moitié moindre, comprime l'air. Le pétrole est injecté par une petite pompe spéciale. Nous avons décrit plus haut le carburateur [405].

Le mélange combustible est admis et brûlé pendant un tiers de la course du piston, à une pression constante de 3 à 4 kilogrammes. Il se détend ensuite. Vitesse : 180 à 200 tours à la minute, comme la plupart des moteurs à gaz.

Il est à regretter que l'on n'ait point étudié davantage les moteurs de ce type. La combustion à pression constante évite le choc dû à l'explosion et assure une marche plus régulière. Si, d'autre part, la pression de régime est assez élevée, 8 à 10 kilogrammes, le rendement théorique n'est pas inférieur à celui des moteurs du troisième type. La difficulté consiste précisément à obtenir cette pression élevée, à laquelle on ne peut guère arriver que par deux pompes en cascade.

431. Comparaison du moteur à gaz avec les autres moteurs. — Avant de clore ce chapitre, donnons une idée des conditions du fonctionnement économique des machines à gaz comparativement aux autres moteurs usuels.

Voici le décompte, pour la machine à vapeur, fait par M. Hirsch, des pertes successives de chaleur, depuis le foyer de la chaudière jusqu'à l'arbre de couche où l'on récolte le travail utile :

	COEFFICIENTS PARTIELS d'utilisation	CALORIES RESTANT	CALORIES PERDUES
Chaleur du combustible	1,00	100°	0°
1° Chaudière	0,60	60	40
2° Coefficient économique	0,27	$60 \times 0,27 = 16,2$	43,80
3° Imperfection du cycle	0,60	$16,2 \times 0,60 = 9,72$	6,48
4° Rendement organique	0,77	$9,72 \times 0,77 = 7,50$	2,22
5° Rendement final en travail	0,075	7°,50	92°,50

Le coefficient économique des machines à vapeur est faible, d'où le rendement final si réduit de 7 1/2 p. 0/0. C'est la conséquence indirecte de l'énorme chute de chaleur (plus de 1 000°) n'entrant pas en ligne de compte, qui existe entre le foyer et l'eau de la chaudière.

Il n'en est pas de même pour les moteurs à gaz. Ici, plus de transmission de chaleur du corps combustible au corps évoluant. Ce dernier puise dans son

sein, grâce à une combinaison chimique intime, les calories qu'il rendra en travail. Aussi le coefficient économique peut-il atteindre 0,50 dans les conditions normales. La température initiale trop haute ne saurait être utilisée que moyennant une perte notable de chaleur; le cycle a un rendement théorique élevé, mais il est moins bien réalisé que dans la machine à vapeur.

Une bonne machine à gaz consomme $0^{\text{m}^3},6$ par cheval-heure effectif. Ce volume de gaz développe, en brûlant, $0,6 \times 6\,000$ calories, soit : 3 600 calories.

Or, un cheval-heure équivaut à $\frac{270\,000}{428} = 638$ calories, soit une utilisation nette de :

$$\frac{631}{3\,600} = 0,175,$$

ou 17 1/2 p. 0/0 environ pour le rendement final, plus du double de ce que donne la machine à vapeur.

Il ne faut pas perdre de vue que les calories utilisées dans le moteur à gaz coûtent plus cher que les calories dégagées par la houille dans un foyer. Supposons du gaz coûtant 0 fr. 20 le mètre cube, et de la houille à 20 francs la tonne ou 2 centimes le kilo :

Les 6 000 calories fournies par un mètre cube de gaz reviendront à 0 fr. 20, tandis que les 8 000 calories que dégage un kilogramme de houille coûteront 10 fois moins, 0 fr. 02.

Malgré ces grandes différences, le prix de revient du cheval-heure est peu différent, produit par un moteur à gaz ou dû à la vapeur d'eau. Voici un tableau comparatif dont les chiffres sont extraits du *Traité des Moteurs à gaz* de M. A. Witz :

Puissance du moteur :	COUT DU CHEVAL-HEURE				
	6 kilogr. PAR SECONDE	1 CHEVAL	2 CHEVAUX	25 CHEVAUX	75 CHEVAUX
Moteur à gaz d'éclairage.....	2,55	0,45	0,32	0,14	»
Moteur à gaz Dowson.	»	»	»	»	0,053
Machine à vapeur Corliss.....	»	»	»	»	0,064
Machine à vapeur locomobile 1/2 fixe....	»	»	0,34	0,09	»
Machine à air comprimé Popp.....	2,50	»	»	»	»
Machine à air raréfié Petit et Boudenoot.	1,90	0,50	»	»	»
Machine à air chaud Benier.....	»	»	0,38	»	»

Ces prix sont établis en supposant le gaz à 0 fr. 20 le mètre cube, et le charbon à 20 francs la tonne; ils comprennent tous les frais: consommation, graissage, surveillance, intérêt et amortissement du capital, etc., etc.

Pour les petites puissances jusqu'à 10 chevaux, le gaz d'éclairage est, de beaucoup, l'agent producteur de force motrice le plus économique, le plus propre, le moins encombrant. Seul, l'air comprimé ou raréfié, dans les secteurs où on le trouve, peut rivaliser d'économie et pour les très petites forces seulement.

A partir de 10 chevaux, et pour une *marche continue*, la vapeur donne des résultats équivalents. La chaudière et la cheminée sont une cause d'ennuis. Pour une marche intermittente, le moteur à gaz est de beaucoup préférable.

Au-delà de 20 chevaux, la machine à vapeur présente une supériorité économique sur le gaz d'éclairage.

Toutefois, pour les grandes puissances au-delà de

50 chevaux, pour lesquelles on peut faire l'installation d'un gazogène Dowson, le moteur à gaz pauvre reprend l'avantage sur la machine à vapeur. Le moteur à gaz pauvre ne s'accommode pas de tous les combustibles, défaut que l'on arrivera sans doute à corriger.

M. Benier construit un nouveau moteur avec gazogène pour les petites puissances.

La machine à vapeur a plus de souplesse, se prête mieux à tous les usages divers que le moteur à gaz ; ce dernier deviendra à coup sûr plus économique, lorsqu'il sera perfectionné, l'un et l'autre ont leur place marquée dans l'industrie avec des attributions différentes.

§ 3. — Moteurs à air chaud

432. Considérations générales. — Tandis que le développement des moteurs à gaz a pris un essor considérable, les moteurs à air chaud n'ont pu se faire admettre définitivement dans la pratique courante. Ce que nous en dirons sera court ; nous suivrons l'ordre historique.

Les moteurs à air chaud semblent, *a priori*, les plus simples des machines thermiques, celles avec lesquelles on se rapproche le plus des conditions théoriques du cycle de Carnot. L'eau évoluant dans la machine à vapeur, pour changer d'état absorbe une énorme quantité de chaleur transférée en pure perte au condenseur ; pour l'air, rien de semblable ; à toute chaleur absorbée, correspond un travail direct de dilatation ou d'augmentation de pression.

Une difficulté, insurmontable jusqu'à ce jour, surgit,

dans la construction de la machine à air chaud : *l'établissement de la pompe alimentaire*. Expliquons-nous :

Un moteur à vapeur ou à air chaud peut être, dans l'état actuel de nos conceptions, réduit à trois éléments :

1° Un piston et son cylindre A (*fig. 655*) servant à refouler le corps évoluant dans :

2° un espace clos chauffé B, où ce corps évoluant augmente de volume, sans variation de la pression qui règne dans l'enceinte par suite de l'écoulement continu

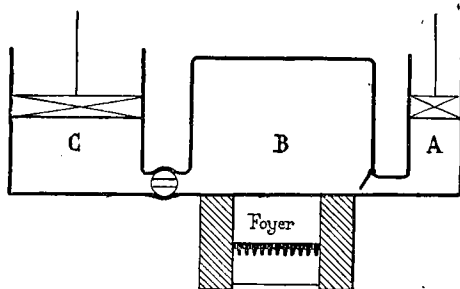


FIG. 655.

3° au cylindre moteur C, dont le volume est supérieur celui du cylindre A.

Le travail recueilli dans une pareille machine a pour expression la différence des travaux développés dans les deux cylindres C et A, travaux que l'on peut regarder en gros comme proportionnels aux volumes de ces cylindres.

Or, dans une machine à vapeur la pompe alimentaire A refoule de l'eau dont le volume est très petit, comparativement à celui de la vapeur que reçoit le cylindre moteur C. Le travail absorbé par la pompe alimentaire est de 1 p. 0/0 à 2 p. 0/0 du travail développé par la machine (t. I, [276]).

Dans le moteur à air chaud la pompe alimentaire aspirant de l'air à la pression atmosphérique est d'un

grand volume : 0,5 à 0,6 de celui du cylindre moteur, et les travaux dans les deux cylindres sont dans ce même rapport. Le travail résistant a une valeur relative considérable. A égalité de pression de régime, le cylindre d'une machine à air aura donc un volume au moins double de celui d'une machine à vapeur.

De plus, pour aborder les pressions de régime élevées, il faudrait disposer deux pompes alimentaires en cascade, la seconde aspirant au refoulement de la première, complication inacceptable en pratique; les machines à air ont une pression de régime basse, 1 kil. 5 à 2 kilogrammes au-dessus de l'atmosphère.

Du grand développement des organes moteurs résultent des frottements notables; le rendement organique des machines à air est très inférieur à celui des machines à vapeur.

433. Machine de Robert et James Stirling

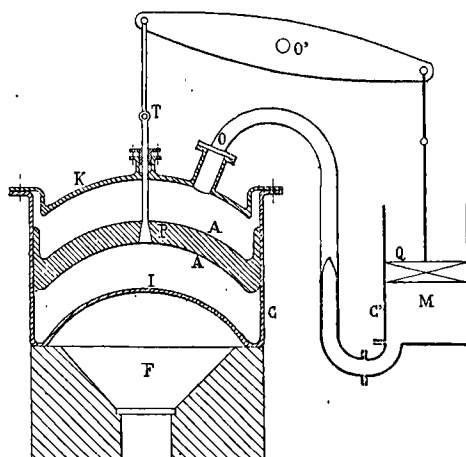


FIG. 656.

(1827). — Le fonctionnement de cette machine est

basé sur la découverte des *régénérateurs*, ou pistons déplaceurs, dont voici la disposition théorique :

Un cylindre en fonte C alésé intérieurement (*fig. 656*) repose sur la maçonnerie d'un foyer F. Le fond a la forme d'une calotte sphérique, en vue de développer la surface de chauffe ; le couvercle K est refroidi par son contact avec l'air ambiant. La tubulure O est en communication permanente avec une des extrémités M du cylindre moteur.

Le piston P est formé de deux tôles A épousant la forme des fonds à bout de course. Ces tôles, d'une épaisseur de 3 à 5 millimètres, sont percées de trous ; toute l'épaisseur du piston est garnie de tôles de 0^{mm},5 percées également de trous et légèrement gaufrées. L'air peut ainsi passer à travers le piston en léchant une surface métallique d'une étendue considérable.

Le piston moteur Q et le piston déplaceur P sont reliés au moyen d'un balancier, de telle sorte que l'un monte alors que l'autre descend ; un arbre de couche muni d'un volant rend continu le mouvement commencé. Supposons la machine en marche : le piston Q est au bas de sa course, le piston P au sommet, échauffé déjà par le fonctionnement antérieur ; l'air, chauffé par contact du fond I, se dilate ; sa pression augmente, il s'échauffe encore en passant au travers du déplaceur P qui descend et agit sous le piston moteur Q qu'il soulève. Dans ce mouvement, le déplaceur P s'est refroidi, cédant sa chaleur à l'air qui le traverse de bas en haut.

Quand le piston Q redescend, l'air traverse le déplaceur en sens inverse, en lui cédant sa chaleur. L'échauffement de l'air au contact du fond I étant moindre que son refroidissement à travers le piston P, son volume diminue, et le piston moteur Q descend. C'est

toujours le même air, tour à tour échauffé et refroidi qui évolue dans l'appareil.

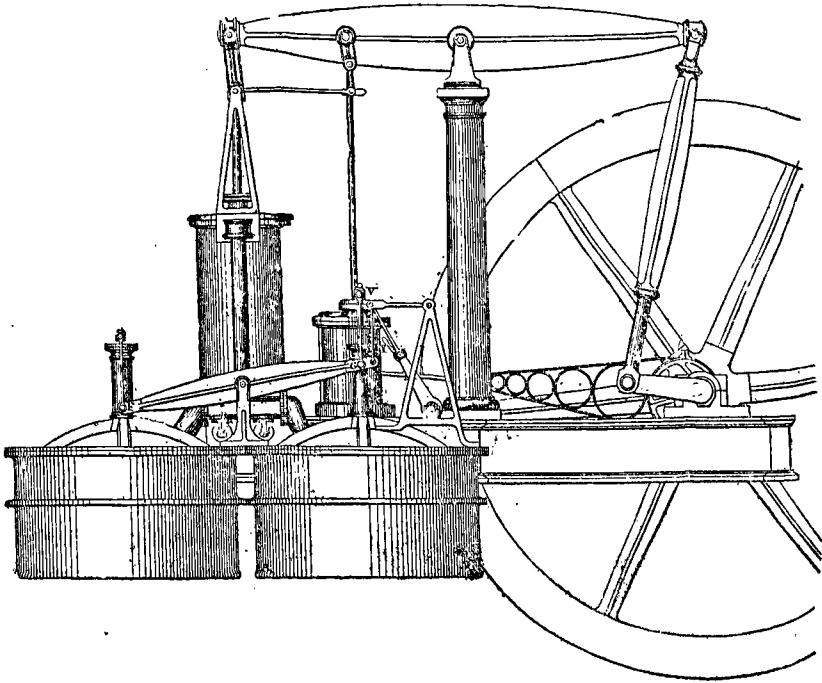


FIG. 657.

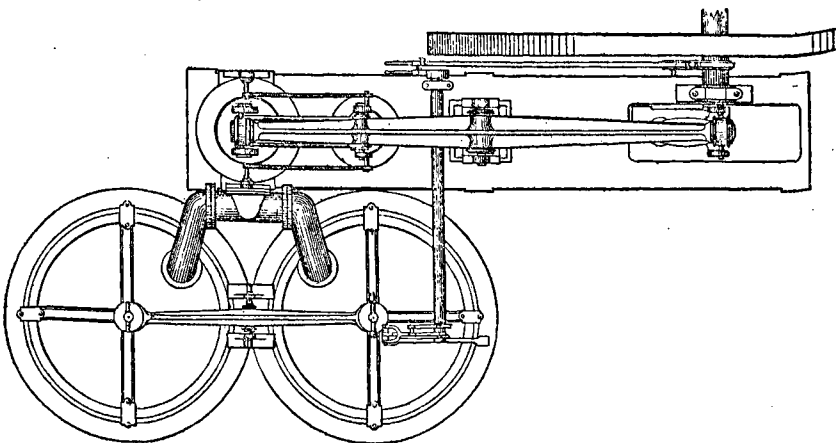


FIG. 658.

Tel est le principe du fonctionnement. Dans la machine construite (*fig. 657, 658*), il y a deux déplaceurs, l'un communiquant avec le bas, l'autre avec le haut du cylindre moteur qui est à double effet. Le balancier principal transmet le mouvement du piston moteur à l'arbre de couche, comme dans une machine à vapeur; un petit balancier, parallèle au premier dont il reçoit son mouvement, actionne les deux déplaceurs ou régénérateurs.

L'appareil peut fonctionner avec de l'air originairement à la pression atmosphérique, mais on obtient une puissance plus grande, en lui donnant une tension initiale de 1 ou 2 kilogrammes. A cet effet, et aussi pour réparer les pertes par les joints, il existe un corps de pompe entre le cylindre moteur et la colonne du balancier, lequel aspire l'air extérieur et le refoule alternativement dans celui des déplaceurs en cours de refroidissement.

Le cycle réalisé dans cette machine est celui connu sous le nom de son inventeur, Stirling. Il se compose (*fig. 659*) de deux isothermes et de deux parallèles à l'axe des pressions. En effet (*fig. 656*), lorsque le piston Q monte, l'air passant à travers le déplaceur s'échauffe et se dilate en restant à la température T, sensiblement du moins, puisque le déplaceur lui fournit toujours de la chaleur; pendant la descente, au contraire, cet air se contracte à la température t en cédant sa chaleur.

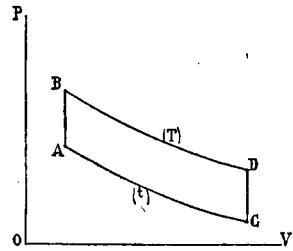


FIG. 659.

Si nous suivons M. L. Pochet dans ses calculs sur le

régénérateur à toiles métalliques, nous voyons que 52 kilogrammes de fil de fer de 1 millimètre de diamètre constituent une surface de 25 mètres carrés de métal

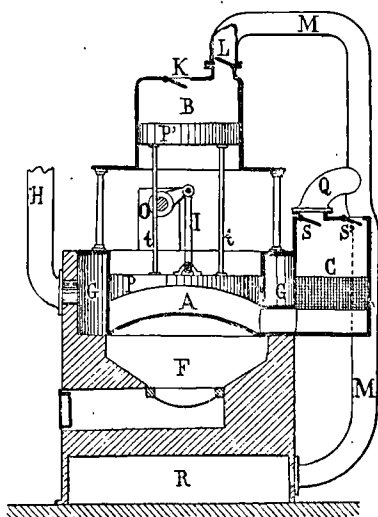


FIG. 660.

lêché par l'air qui circule. Ces 52 kilogrammes emmagasinent 1 713 calories pour une élévation de température de 300°.

Or, 1 700 calories peuvent élever de 300° la température de 24 kilogrammes d'air. Le poids d'air circulant dans une machine ne dépasse pas 0 kil. 500; la température du régénérateur ne doit donc pas sensiblement varier pendant le fonctionnement;

les couches de métal supérieures restent plus froides, les couches inférieures plus chaudes.

Le défaut du régénérateur est de s'oxyder, de s'effriter, d'être lourd et encombrant; aussi cet appareil, qui semble pourtant offrir de grandes ressources, est-il abandonné aujourd'hui. Peut-être trouvera-t-on le moyen de l'appliquer industriellement; ce jour-là, les machines à air chaud auront fait un grand progrès.

434. Machine d'Ericsson. — La première machine à air chaud ayant réellement fonctionné (vers 1850) est celle d'Ericsson. Il immobilisa le régénérateur, composé de toiles métalliques superposées en épaisseur convenable.

La machine se compose du cylindre moteur A (*fig. 660*) conjugué directement avec une pompe alimentaire B,

l'un et l'autre à simple effet et dépourvus de couvercles. La surface du piston de B est les $\frac{2}{3}$ de celle du piston A.

Une bielle I attaque la manivelle de l'arbre de couche. La pompe B refoule l'air dans le réservoir inférieur R par la conduite MM, et, lorsque la soupape S est ouverte, dans le régénérateur C. Cette soupape S et la soupape S', qui débouche dans l'atmosphère, sont commandées par des cames. Le foyer F chauffe le fond du cylindre moteur.

L'appareil fonctionne ainsi :

Le piston moteur P, étant au bas de sa course, va monter, la soupape S s'ouvre, et S' se ferme. L'air du réservoir R, dont la pression reste sensiblement constante, s'introduit dans le régénérateur, s'y chauffe et vient agir sous le piston moteur où le foyer continue à l'échauffer. La dilatation a lieu à pression et à température constantes, ou du moins approximativement. Aux $\frac{4}{5}$ de la course environ, la soupape S ferme, et la course s'achève sous l'effet de la détente. La soupape S' s'ouvre pour laisser échapper l'air chassé par le piston descendant, cet air sort à travers le régénérateur auquel il cède sa chaleur.

Ainsi le corps évoluant, l'air, traverse l'appareil, aspiré par la pompe B ; il est évacué à la sortie du régénérateur à une température peu supérieure à la température ambiante. Le cycle décrit se rapproche de celui représenté (fig. 661). AB et CD sont des parallèles à l'axe des volumes, BC et CD sont les isothermes aux températures T et t des couches inférieure et supérieure des toiles métalliques du régénérateur.

Cette machine a été expérimentée au Havre. Elle était

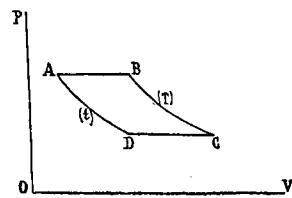


FIG. 661.

de la force de 10 chevaux indiqués. Nous donnons les résultats d'essais d'après M. L. Pochet :

La pression de régime était de 0 kil. 55 au réservoir ; la température des toiles métalliques variait de 280° au bas à 100° à la partie supérieure.

Nombre de tours	51
Diamètre du cylindre moteur . . .	1 ^m ,50
Diamètre de la pompe alimentaire. .	1 ^m ,25
Course commune	0 ^m ,22
Puissance indiquée	10 chevaux
Puissance au frein.	3 chevaux

Consommation, 2 à 3 kilogrammes de charbon par cheval au frein.

Le volume extérieur de l'appareil était de 25 mètres cubes environ.

Le mauvais rendement organique, 0,33, s'explique par les dimensions énormes des cylindres et la faible pression de régime.

Ericsson a construit d'autres moteurs d'un volume plus réduit, en abandonnant l'emploi du régénérateur. L'un d'eux, aux États-Unis, est d'un usage fréquent pour les petites puissances, sous le nom de moteur domestique.

435. Machine de M. Lemoine (1857). — Mentionnons, enfin, un curieux appareil, fondé encore sur le principe des régénérateurs à toiles métalliques : c'est un compresseur d'air sans piston étanche.

Le cylindre en fonte repose sur un foyer F (*fig. 662*). Le fond porte des petits cylindres pendants, dont l'ensemble forme une surface de chauffe développée. Un piston en toiles métalliques, analogue à ceux de Stirling,

glisse à frottement doux dans le cylindre, il porte une série d'appendices en tôles minces ou toiles métalliques, qui s'engagent dans les cylindres pendants. Le couvercle étanche du cylindre porte deux clapets : A s'ouvre de dehors en dedans pour l'aspiration ; B de dedans en dehors. Une circulation d'eau E refroidit la partie supérieure du cylindre.

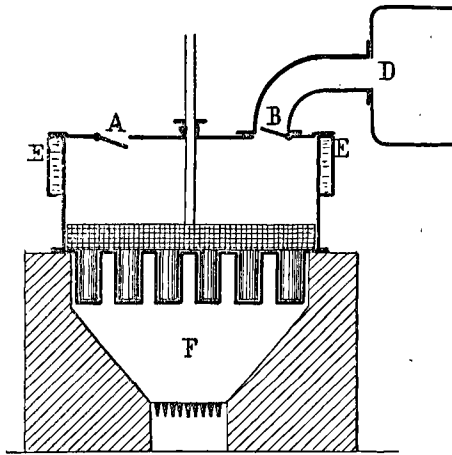


FIG. 662.

Supposons le piston au bas de course; sa partie inférieure est chaude, et les toiles supérieures froides; il monte, l'air le traverse en s'échauffant et continue à s'échauffer contre le fond; la pression s'élève, aussi bien celle de l'air froid supérieur que de l'air chaud du bas, puisqu'ils communiquent. A un certain point de la course, le clapet B se lève, et l'air froid est refoulé dans le réservoir D.

Quand le piston descend, l'air chaud le traverse en lui cédant sa chaleur, le refroidissement fait baisser la pression, le clapet B se ferme, puis A s'ouvre laissant pénétrer l'air extérieur aspiré.

L'air refoulé dans le réservoir D peut servir soit à souffler un four, soit à actionner un moteur ; dans ce dernier cas, il faudra le réchauffer avant de l'introduire au cylindre, si l'on veut faire utilement de la détente.

Nous venons d'indiquer à grands traits les principales tentatives d'applications pour utiliser le principe des régénérateurs, tentatives qui toutes ont été infructueuses jusqu'à présent. Examinons quelques types des machines à air chaud, construites actuellement sans régénérateurs.

436. Moteur Benier. — Dans cette machine l'air n'est plus échauffé à travers une paroi conductrice ; les gaz produits de la combustion se détendent dans le cylindre moteur.

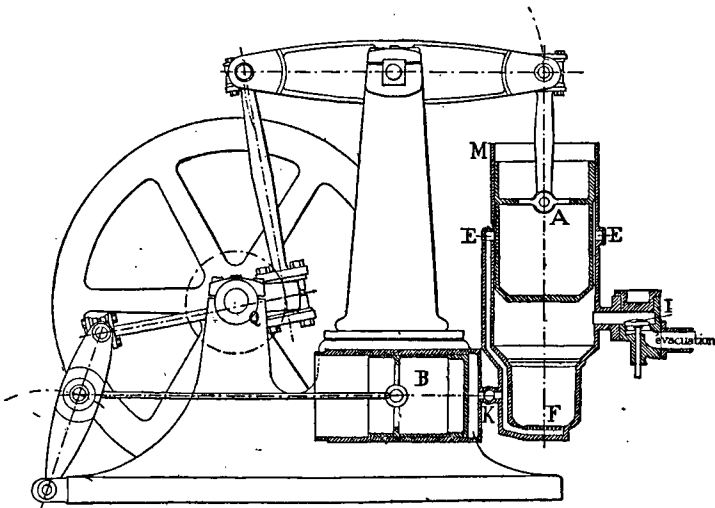


FIG. 663.

Le piston moteur A (*fig. 663*) agit par l'intermédiaire d'un balancier sur la manivelle motrice Q. Un second balancier vertical conduit la pompe alimentaire B. Le

foyer F est au bas du cylindre moteur et ne forme avec lui qu'une même capacité.

Pendant la course motrice, le cylindre B et le cylindre A communiquent librement, partie à travers le foyer F, partie au moyen du conduit en ceinture E. L'air chassé froid de B s'échauffe en F, augmente de volume et agit

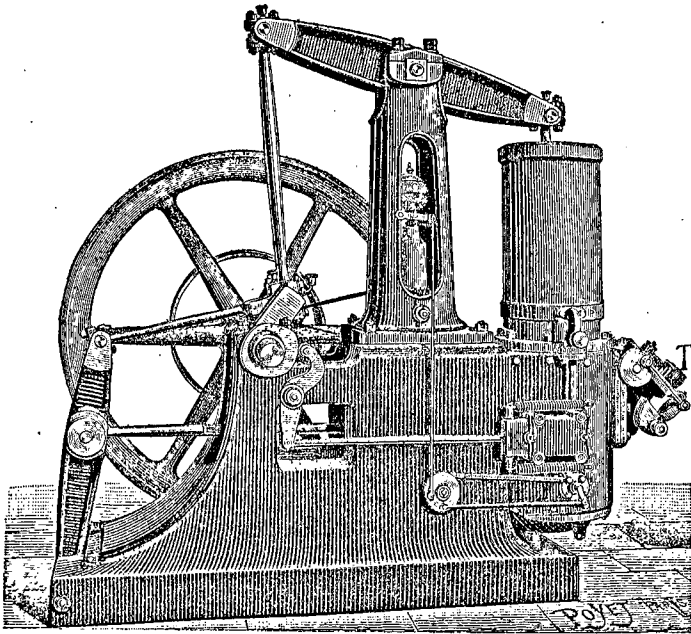


FIG. 664.

sur le piston moteur. L'ordonnée moyenne du diagramme relevé sur le cylindre A ou sur le cylindre B est la même ; et la puissance indiquée de la machine est égale à cette ordonnée multipliée par la différence des volumes engendrés par les pistons-moteur A et alimentaire B. Lorsque le piston A descend, le clapet I se lève sous l'action d'une came et laisse échapper dans l'atmosphère l'air qui a agi ; en même temps, l'organe K d'interruption ferme la com-

munication du cylindre B avec le foyer, et ouvre à l'extérieur pour permettre au piston B d'aspirer une cylindrée d'air frais.

Le cylindre moteur n'est alésé et ne subit le frottement du piston A que de M jusqu'en E. La chasse d'air frais qui a lieu en E rejette les cendres qui seraient entraînées du foyer et pourraient rayer le cylindre alésé. Une circulation d'eau (non indiquée sur la figure 663) dans la partie inférieure du cylindre moteur l'empêche de s'échauffer outre mesure.

L'organe d'interruption K n'est autre que le tiroir en coquille (*fig.* 664) placé sur le côté du foyer. Il reçoit son mouvement d'une came sur l'arbre moteur; deux ressorts à boudin le rappellent constamment.

Le régulateur à boules, placé dans la colonne support du balancier, agit par une série de leviers sur un papillon qui interrompt totalement, ou en partie, la communication entre la pompe alimentaire et le foyer.

Le combustible est du coke chargé mécaniquement au moyen d'un tiroir dans la trémie T.

Ce moteur est construit pour des puissances variant de 1 à 20 chevaux, donnant un nombre de tours de 140 à 90 à la minute. Le fonctionnement en est silencieux.

La dépense de coke varie de 1 kil. 200 à 1 kil. 700 par cheval-heure, selon la puissance du moteur. Voici, d'ailleurs, un tableau comparatif assez intéressant que donne le prospectus de M. Benier :

Exemple pris sur un moteur de force moyenne, celui de 9 chevaux. Les résultats, pour un travail de 10 heures, sont les suivants :

Moteur à air chaud	} Combustible.	Charbon de bois pour allu- mage..... Fr.	0 50	
		Coke : 1 kil. 500 par heure et par cheval, soit pour 9 chevaux 13 kil. 500 et pour 10 heures 135 kil. à 50 fr. 0/00 kil.. Fr.	6 75	
		(Prix de Paris.)		
		Huile pour le graissage du moteur..... Fr.	0 50	
		Surveillance : 5 heures à 0 fr. 50..... »	2 50	
		Total..... Fr.	10 25	

Si nous comparons ces résultats à ceux que donne un moteur à gaz de même force, voici ce que nous trouvons :

Moteur à gaz	} Combustible.	800 litres par heure et par cheval ⁽¹⁾ , soit pour 9 chevaux 7 200, et pour 10 heures 72 mètr. cubes à 0,30..... Fr.	21 60	
		(Prix de Paris.)		
		Huile pour le graissage du moteur..... Fr.	1 50	
		Surveillance : 2 heures à 0,60..... »	1 20	
				Total..... Fr.

Un moteur à vapeur de même force donnerait les résultats suivants :

Moteur à vapeur.	} Com- bustible.	Charbon pour la mise en pres- sion..... 40 kil.		
		Consommation: 3 kil. par heure et par cheval, soit 27 kil. par heure et pour 10 heures.... 270 »		
		Total..... 310 kil. à 30 fr. 0/0 k. Fr.	9 30	
		(Prix de Paris.)		
		Huile pour le graissage de la machine..... »	0 50	
Surveillance : un chauffeur, 11 heures à 0 fr. 50. »	5 50			
		Total..... Fr.	15 30	

(¹) Ce chiffre de 800 litres est, nous le savons, exagéré; il faudrait le ramener à 550 litres. Il est pris pour les besoins de la cause. Du reste, dans la plupart des villes, le gaz des moteurs se vend 0 fr. 20 à 0 fr. 25 seulement.

Les avantages que réclame l'inventeur pour son moteur sont les suivants : Pas de régénérateur délicat et encombrant ; pas de passage d'air chaud par l'organe de distribution ; pas de transmission de chaleur par des parois métalliques ; facilité d'utiliser l'air à une haute température (1000° à 1200°), toutes surfaces frottantes restant à des températures inférieures à 100°.

Dé fait, ce moteur donne des résultats assez satisfaisants. Il fournit un service régulier, sans exiger d'autre arrêt que celui nécessaire au nettoyage de la grille. Cette opération se fait une fois par jour et dure environ dix minutes.

Malgré ces avantages, il lutte difficilement contre le moteur à gaz, qui, lui, n'exige aucun entretien spécial, aucun allumage préalable fastidieux et salissant. De plus, les cendres rayent toujours le cylindre qui est vite hors d'usage, et la mise en route est très difficile et pénible.

437. Machine Brown. — La machine Brown présente, en somme, de grandes analogies avec le moteur Benier. Comme ce dernier, elle utilise les gaz produits de la combustion d'un foyer sous pression, qui reçoit l'air d'une pompe alimentaire.

Le foyer isolé du cylindre moteur reste sous une pression de régime uniforme de 1 kil. 200 à 1 kil. 800 au-dessus de l'atmosphère ; les gaz chauds sont distribués au cylindre moteur par un tiroir qui fonctionne en temps opportun.

A gauche (*fig. 665*), est la pompe alimentaire conjuguée, par un balancier, avec le piston moteur au centre ; à droite, est le foyer. La pompe à air maintient une pression d'air continue dans le long conduit inférieur aboutissant au foyer et formant réservoir. Le foyer, en terre réfrac-

taire, est compris dans une enveloppe extérieure métallique étanche. L'air s'introduit à la fois dans le foyer même et dans l'enveloppe extérieure; il s'échauffe, puis est admis, par un tiroir, au cylindre moteur, d'où il est évacué à l'extérieur.

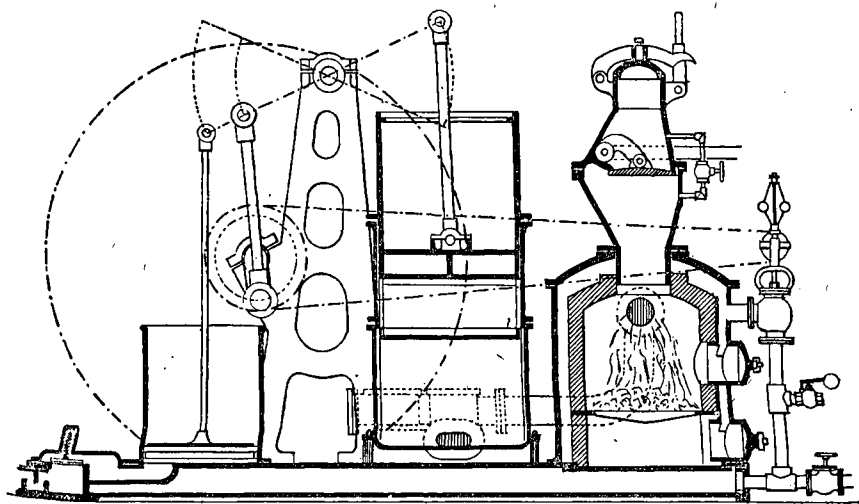


Fig. 665.

Le piston moteur a la forme d'un plongeur, l'étanche est fait par un presse-étoupes à la partie supérieure.

Le modérateur à boules laisse échapper une partie des gaz froids refoulés, lorsque la machine accélère son allure.

L'introduction d'air a lieu pendant la première moitié de la course; la détente, pendant la seconde moitié.

Ce moteur n'exige pas d'eau de circulation. Le refroidissement se fait par les surfaces exposées à l'air.

Voici quelques résultats moyens d'essais, relevés sur un moteur de 3 chevaux :

Rapport du volume du cylindre moteur au cylindre de

la pompe à air, 1,57; température des gaz à l'évacuation, 250°; consommation de coke par cheval-heure, 1 kil. 200.

Pour la mise en marche de ce moteur, de même que pour le moteur Benier, on allume le feu avec du charbon de bois; lorsque le feu est bien ardent, on tourne au volant jusqu'à ce que la machine parte.

438. Ces deux moteurs à air chaud sont ceux qui ont donné les résultats les plus pratiques, parmi l'innombrable collection de moteurs de l'espèce, contruits et expérimentés, mais qui ne se vendent pas.

Bornons-nous à citer la machine Buckett, très analogue au moteur Brown;

La machine Todt, marchant à une pression de régime très peu supérieure à l'atmosphère; un jet d'eau dans le cylindre moteur produit la contraction de l'air chaud qu'il renferme; le piston descend sous l'effet de la pression atmosphérique;

Le moteur Jenkin et Jameson basé sur le principe des régénérateurs de Stirling;

Enfin, la machine Holt également munie d'un régénérateur.

CHAPITRE XIII

GRAISSAGE JOINTS ET PRESSE-ÉTOUPES MONTAGE DES MACHINES ESSAIS DES MOTEURS

- § 1. — GRAISSAGE DES MACHINES
MATIÈRES GRASSES DIVERSES
- § 2. — JOINTS. — PRESSE-ÉTOUPES
- § 3. — EXÉCUTION ET MONTAGE DES MACHINES
- § 4. — ESSAIS DES MACHINES A VAPEUR
- § 5. — ESSAIS DES MOTEURS A GAZ

§ 1. — *Graissage des machines*

439. Avant de mettre sa machine en route, l'ouvrier mécanicien s'assure que la fonction capitale du graissage s'effectue normalement, que toute pièce frottante est lubrifiée autant qu'il est nécessaire.

Le moindre arrêt dans le graissage peut amener un échauffement toujours nuisible, souvent préjudiciable pour la pièce elle-même, en outre du dommage résultant de la réparation et de l'immobilisation du moteur. Il arrive parfois, dans les machines, qu'une tige de piston *rougit* sur une portion de 10 à 20 centi-

mètres de longueur, par suite d'un excès de serrage du presse-étoupes ou d'un déplacement du piston ; les grains du presse-étoupes sont le plus souvent alors arrachés ou fondus. Le démontage et la réparation s'élèvent à une somme respectable.

Si le défaut est nuisible, l'excès de graissage peut avoir des conséquences également fâcheuses : d'abord, la dépense de matière lubrifiante fort coûteuse ; dans les machines à condensation, on encrasse les clapets de la pompe à air ; dans les machines marines, les chaudières sont rapidement attaquées par les acides gras ; les huiles minérales également ne laissent pas d'avoir une influence pernicieuse. Dans les moteurs à gaz, l'huile brûlée se carbonise dans le cylindre en poussière fine, qui rode le piston et le cylindre, fait coller les segments du piston qui n'est plus étanche. Dans les pompes, les huiles minérales dissolvent les clapets en caoutchouc.

Les différents organes exigent des procédés de graissage et une matière grasse différents :

1° Les presse-étoupes, paliers d'arbre de couche, glissières, etc., toutes pièces fixes extérieures, reçoivent la matière lubrifiante qui coule goutte à goutte, soit d'un godet spécial à chaque pièce, soit d'un réservoir central aboutissant aux organes par le moyen de tuyaux en cuivre.

2° Pour les pièces en mouvement, tête et pied de bielle, excentriques de tiroirs, etc., on a des artifices de graissage spéciaux. L'huile, chassée par la force centrifuge, n'obéit plus à la simple loi de la pesanteur ; et, si une tête de bielle tournant à 80 ou 100 tours est bien raissée par gun lécheur et son godet, ce même lécheur serait insuffisant pour une machine tournant à 300 tours, vitesse usuelle maintenant.

3° Les tiroirs et cylindres ne sont pas assez lubrifiés par la vapeur, bien qu'humide, qui les baigne; l'adjonction d'une matière grasse est nécessaire. La pression à la boîte à tiroir et au cylindre étant le plus souvent fort supérieure à l'atmosphère, l'huile n'y saurait pénétrer que refoulée par une pompe, ou un piston plongeur, ou bien encore par écoulement direct sous la gravité, l'huile recevant à sa face supérieure la pression de la vapeur. Les graisseurs que nous examinerons sont basés sur ces principes divers.

Nous ne nous occuperons que des graisseurs les plus connus ; les variétés diverses en sont innombrables.

440. Graisseurs pour organes fixes. — Un vase graisseur en verre ou en bronze fermé par un couvercle, pour éviter l'introduction des corps étrangers, laisse couler l'huile goutte à goutte sur les pièces fixes à lubrifier.

La difficulté est d'obtenir un écoulement assez lent, tout en étant parfaitement sûr. Les orifices sont nécessairement étranglés; l'huile doit être bien limpide, puis le mécanisme très simple. Indiquons les deux dispositions les plus usitées. Le godet graisseur (*fig. 666*) est muni d'un tube central fileté dans le trou graisseur D qu'il obture; le liquide, pour arriver en D, à la pièce à lubrifier, s'écoule par la mèche E en coton qui forme siphon. Le brin de fil de fer tordu G sert à introduire la mèche dans le tube et à l'en retirer à chaque arrêt. Ce dispositif, élémentaire et peu coûteux, est d'un emploi général.

La surveillance est plus facile, lorsqu'on voit l'huile couler goutte à goutte par l'orifice J (*fig. 667*). F, F sont des petites glaces, et D l'arrivée de l'huile au palier.

L'écoulement qui se fait par les orifices obliques G est réglé au moyen de la tige T terminée en cône par le bas, et surmontée d'un levier S à tête excentrée. Ce levier S renversé arrête l'écoulement de l'huile.

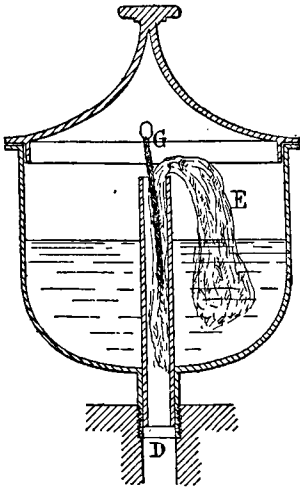


FIG. 666.

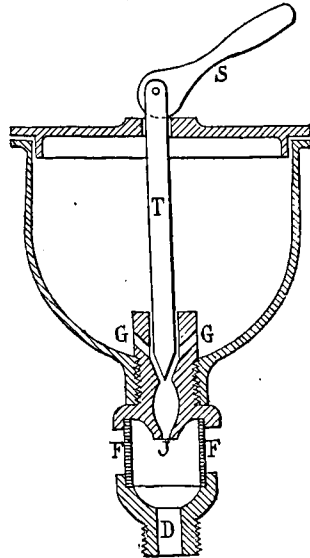


FIG. 667.

Les paliers graisseurs à bague sont d'un emploi sûr et économique en huile dépensée (fig. 668 et 669).

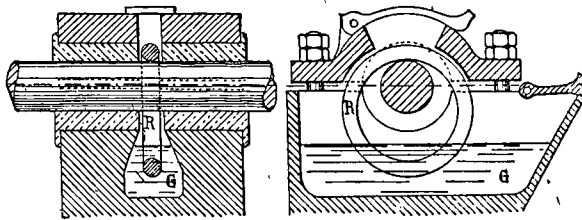


FIG. 668 et 669.

Au milieu du palier, quelquefois à l'extrémité, se trouve une coupure où repose sur l'arbre une bague métal-

lique R, d'un diamètre sensiblement plus grand que celui de l'arbre. La partie inférieure de cette bague baigne dans l'huile du godet G inférieur. L'arbre tourne, entraînant la bague d'une vitesse proportionnelle, l'huile se trouve remontée sans cesse grâce à sa viscosité; des pattes d'araignée convenables lui permettent de pénétrer dans les portages des coussinets.

Quelquefois on remplace l'anneau R par un disque, enfilé en serre sur l'arbre et qui remplit le même office, sorte de noria rudimentaire.

441. Pour les organes mobiles, en particulier les têtes de bielle, tant que le nombre de tours est modéré, les graisseurs à lécheurs fonctionnent bien. Ils se composent d'un des godets décrits précédemment (*fig. 666* ou *fig. 667*), muni à sa partie inférieure d'un large pinceau que l'écoulement de l'huile imbibe sans cesse. Le tout est placé sur la trajectoire de l'organe à lubrifier, lequel est muni d'un vase graisseur rectangulaire, terminé par une lèvre qui, en léchant le pinceau, en exprime à chaque tour l'huile contenue.

Le graissage des organes en mouvement, dans lesquels intervient comme obstacle la force centrifuge, n'a pas reçu de solution classique simple et pratique. Les Anglais (Westinghouse, Willans, etc.) n'hésitent pas à enfermer les manivelles et les paliers de l'arbre de couche (placé à la partie inférieure) dans une boîte en fonte à moitié remplie d'huile et d'eau où barbotent les manivelles et têtes de bielles. Cette solution serait bonne si elle ne dérobaît à l'œil du mécanicien les organes les plus délicats de sa machine : bielles et presse-étoupes de piston. Pour une fuite aux presse-étoupes, très supportable dans d'autres machines, on est la plupart du

temps obligé de stopper, la boîte à huile se vidant s'il y a de la pression, ou se remplissant trop si on ferme le trop-plein. Il faut tenir toujours la machine en parfait état.

Dans la Marine militaire on a graissé des têtes de bielle en envoyant l'huile par l'intérieur de l'arbre creux ; la force centrifuge devient un auxiliaire précieux. Cette manière de faire, fort ingénieuse, semble devoir se généraliser.

Les graisseurs à graisse consistante refoulée d'une manière permanente par un ressort supérieur donnent de bons résultats et à peu de frais.

La meilleure graisse consistante est du suif de mouton naturel, bien pur. Le modèle le plus simple (*fig. 670*) ne comporte pas de ressort ; la cuvette supérieure M, close de toutes parts, s'emboîte à

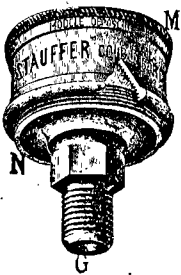


Fig. 670.

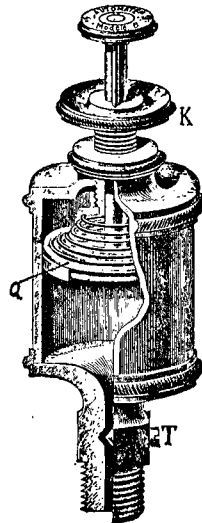


Fig. 671.

filetage sur le plateau N ; ce filetage existe sur toute la hauteur de M ; à chaque mise en marche, on donne un demi-tour ou un tour entier, et la graisse refoulée par l'orifice G s'écoule, fondue par le léger échauffement des pièces frottantes.

Le dispositif à ressort (*fig. 671*) assure un écoulement plus constant de la graisse. Le jeu de molettes K permet de fixer à une hauteur quelconque le plateau compresseur Q : le ressort bandé pousse la graisse d'un mouvement continu, modéré par la vis de réglage T obturatrice.

On place volontiers à l'extrémité d'un arbre à rotation rapide un de ces graisseurs, l'axe horizontal; la matière grasse arrive au coussinet par un trou axial, débouchant transversalement, aidée, outre la pression du ressort, par l'effet de la force centrifuge. Cette solution ingénieuse tend à se généraliser.

442. Graissage des cylindres et tiroirs. —

Pour graisser les cylindres et les tiroirs, on injecte l'huile minérale (huile de pétrole lourde) dans la vapeur à son arrivée à la boîte à tiroir; il faut vaincre une pression égale à celle de régime pour faire pénétrer l'huile.

Le graisseur le plus simple est le robinet Thiébaud, simple écluse entre la pression atmosphérique et la pression intérieure au cylindre (*fig. 672*).

Les robinets K et K' étant fermés, on verse l'huile dans l'entonnoir G; on ouvre K, un certain vide s'est produit en G' où l'huile se précipite vivement.

On referme K et on ouvre K', la vapeur arrive par la tubulure E, établissant dans l'écluse G' la même pression qu'au cylindre; en vertu de son poids, l'huile s'écoule par la tubulure F.

A la rigueur, comme cela se fait souvent, le robinet K' n'est muni que d'une lumière, la tubulure E n'existe pas et la vapeur remonte, en même temps que l'huile descend par le seul conduit F.

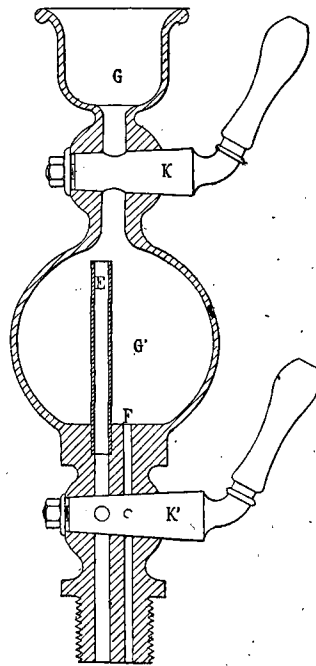


FIG. 672.

Ce graisseur, manœuvré à la main, ne sert que pour de petites machines à marche intermittente et discontinue : cabestans, grues, canots à vapeur, etc.

Pour machines à longue marche, aussi bien sur terre qu'à bord, le graisseur continu « Cousolin » et ses nom-

breux dérivés sont très répandus. Le principe en est ingénieux, mais le fonctionnement souvent capricieux (*fig. 673*).

A est le tuyau de vapeur à son arrivée sur la boîte à tiroir ; B et B', deux prises qui vont au graisseur. Le serpentín S est destiné à faciliter la condensation de la vapeur ; l'eau provenant de cette condensation agit par sa pression hydrostatique sur l'huile contenue dans le réservoir R ; l'huile est dé-

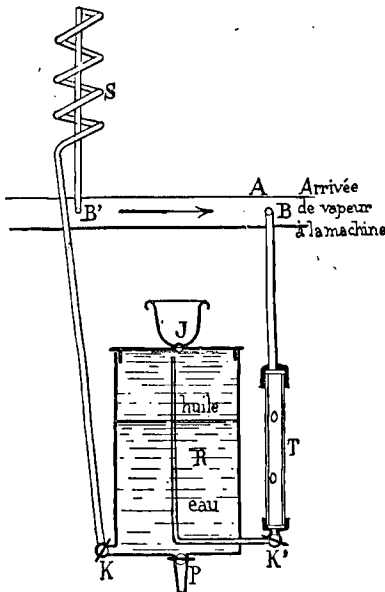


FIG. 673.

placée, remonte en gouttes par le tube T plein d'eau et vient en B se mêler à la vapeur affluente.

Le tube T est en verre et laisse apercevoir l'huile qui remonte. Les robinets K et K' servent à isoler l'appareil lorsqu'il est plein d'eau, et les robinets J et P à le vider et remplir d'huile. Un tube de niveau, non indiqué sur notre figure, montre à chaque instant la hauteur d'huile restant dans le récipient R. Quelle que soit la vitesse de marche de la machine, le débit de l'huile ne varie pas sensiblement ; c'est un défaut important.

Moins ingénieux, mais à coup sûr d'un fonctionnement plus certain, sont les graisseurs les plus usités aujourd'hui, et dans lesquels l'huile est refoulée au moyen

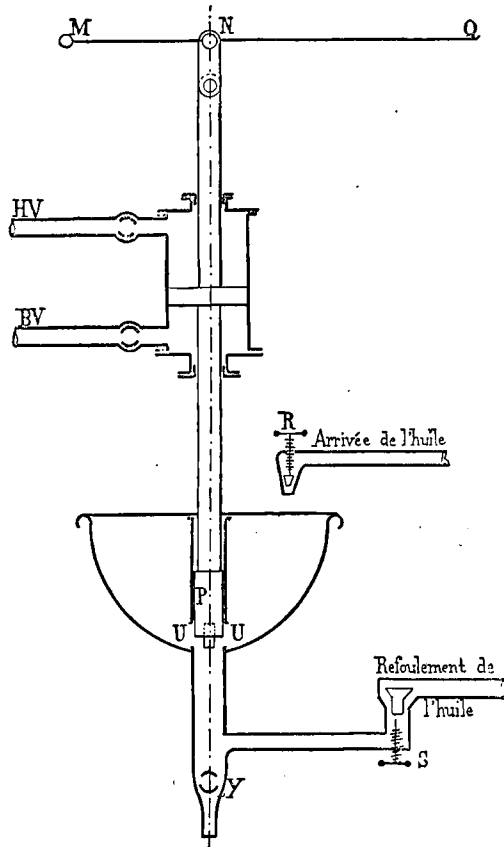


Fig. 674.

d'un plongeur, soit à mouvement alternatif, soit à mouvement continu.

A mouvement alternatif est le graisseur d'Indret, petite pompe à vapeur, dont le piston donne un nombre de coups précisément égal à celui de la machine, fournissant un débit d'huile variable suivant les besoins.

La figure de principe en fait saisir la disposition (*fig. 674*).

Chacune des deux extrémités du cylindre du graisseur communique en permanence avec une des extrémités du cylindre de la machine, en sorte que le piston moteur et le piston de la petite pompe donnent le même nombre de coups. P est un plongeur qui refoule à la descente l'huile introduite dans le corps de pompe par les orifices UU. Le robinet R règle le débit de l'huile à servir au plongeur ; la vis S, en soulevant le clapet de refoulement permet un retour de vapeur fraîche qui nettoie le tuyautage ; le robinet Y est une purge également de nettoyage.

La pompe se manœuvre à la main au moyen du levier MNQ.

Le fonctionnement de cet appareil est sûr et ne laisse pas à désirer, mais la construction en est coûteuse.

Dans la majorité des machines de construction récente, le graisseur, dérivé du précédent, ne comporte qu'un cylindre et son plongeur. Au lieu de tige, ce dernier porte une vis engagée dans un écrou à émerillon ; la tête de cet écrou est dentée et reçoit une impulsion d'un doigt qui la rencontre à chaque tour de la machine. Le plongeur descend ainsi peu à peu, refoulant l'huile dont est plein le cylindre ; une fois à bout de course, on remonte le piston et on regarnit d'huile le cylindre redevenu prêt pour une nouvelle période de marche. En cas d'obstruction des conduits graisseurs, la pression déterminée par le plongeur sera toujours suffisante pour chasser le corps étranger d'où vient l'engorgement.

443. Graissage des locomotives. — A la descente des fortes rampes, et en palier au moment des

arrêts, les locomotives tournent sans admission de vapeur aux cylindres, ou à contre-vapeur. Divers dispositifs tendent à empêcher l'aspiration des gaz brûlés du foyer, mêlés d'escarbilles : rentrée d'air frais par des clapets atmosphériques, envoi d'un jet de vapeur et d'eau de la chaudière à la boîte à tiroir, etc.

En fonctionnement normal, la vapeur arrive graissée, comme dans les autres machines à terre ou à bord, grâce à l'un des appareils décrits ci-dessus. On dispose, pour la marche à régulateur fermé, un autre graisseur dont l'huile, au moyen du cylindre transformé en pompe, est aspirée, soit directement, soit à travers la boîte à tiroir. Pour cet office, un godet à mèche de coton (*fig. 666*), ou un godet à deux robinets (*fig. 672*), convient parfaitement, mais exige une surveillance continue.

Nombre de graisseurs ont été imaginés et sont en service, qui entrent en fonctionnement dès le régulateur fermé, nous n'entreprendrons pas leur description détaillée ; aucun n'est basé sur un principe différent des graisseurs décrits plus haut.

441. Graissage par un liquide sous pression. — Sur quelques bâtiments de guerre, on a envoyé, sous les collets de butée de l'arbre d'hélice, de l'huile sous pression, refoulée par une petite pompe sous la dépendance de l'arbre de couche. Il y a là une idée fort ingénieuse, mais la réalisation n'est point sans quelques difficultés. On sait que le frottement, transmis par l'intermédiaire d'un liquide sous pression, se réduit à une valeur très minime : témoin le chemin de fer de l'Exposition de 1889 *glissant* sur des rails plats, soulevé légèrement par l'écoulement entre les patins et les rails d'une veine d'eau sous une forte pression.

On a tenté quelques essais de coussinets dans cet ordre d'idées ; le liquide sous pression maintenu par deux cuirs emboutis embrasse l'arbre aux deux extrémités du palier. Il n'a pas été, à notre connaissance, obtenu des résultats pratiques ; mais cette voie paraît féconde et ménage un champ fertile au travail des inventeurs.

445. Qualités des matières grasses. — Ces matières sont destinées à diminuer les frottements, et pour cela doivent présenter une certaine viscosité. Trop fluides, elles couleraient sans lubrifier les surfaces.

On conçoit, d'autre part, qu'il les faut neutres, n'attaquant pas les métaux et peu oxydables à l'air, l'oxydation les transformant en matières solides, comme il arrive pour les peintures.

Ces diverses qualités se vérifient au moyen d'essais chimiques et physiques.

Les essais chimiques reviennent presque tous à faire bouillir l'huile avec un acide : sulfurique ou azotique ; la coloration du liquide ou la forme du précipité permettent de reconnaître quelle huile on reçoit et les falsifications s'il y en a.

Les essais physiques s'exécutent au moyen de machines aussi ingénieuses que complexes, et dont les résultats ne sont nullement comparables d'une machine à une autre.

Deux plateaux sont superposés : la surface de contact recouverte de l'huile à essayer, le plateau inférieur est animé d'une vitesse de rotation déterminée, on mesure l'effort nécessaire pour s'opposer à la rotation du plateau supérieur entraîné par le frottement sur le plateau inférieur.

Ou bien on graisse l'axe de suspension d'un pendule

(axe de fort diamètre), et l'on compte le nombre d'oscillations avant l'arrêt du pendule, etc., etc.

Pour se rendre compte de la résistance d'une huile à l'élévation de température, on en met une certaine quantité dans un palier, et on fait tourner l'arbre par vitesses croissantes jusqu'à échauffement.

Dans les cylindres, l'huile est soumise à une haute température ; on vérifie qu'elle ne s'y carbonise pas en la répandant en couche mince sur une tôle portée à cette même température : elle doit rester fluide et limpide et s'évaporer presque complètement, sans laisser de résidu solide au bout de plusieurs heures.

On détermine le degré de viscosité des huiles au moyen de l'appareil nommé : *ixomètre*, qui permet de mesurer la quantité d'huile s'écoulant par l'extrémité d'une pipette en un temps donné.

Les conditions de pression et de température sont maintenues les mêmes dans toutes les expériences.

La densité suffit souvent à indiquer la nature d'une huile ; on la détermine au moyen du densimètre.

Nous nous bornons, on le voit, à une rapide nomenclature, renvoyant pour les développements aux ouvrages spéciaux, ces questions étant des plus complexes.

Disons un mot de quelques-uns des corps gras employés couramment.

Il y a quelques années encore, on ne se servait, pour le graissage, que de matières animales ou végétales : huile d'olive, de colza, de sésame, etc., suif, huiles de suif et de pied de bœuf, etc., tous corps qui lubrifient bien les surfaces, mais sont des composés oxygénés, complexes (acide et base), s'acidifiant facilement et attaquant les métaux, surtout les chaudières. L'usage des huiles minérales du pétrole se répand de plus en plus.

Suif. — On distingue le suif en rames, corps au naturel tel que le fournit la bête, et le suif fondu épuré, dont l'odeur est moins désagréable, débarrassé qu'il est, par la fusion, de toutes les pellicules et lambeaux de chair en putréfaction. Il convient au graissage des coussinets de toute espèce, au moyen de graisseurs à compression. Il fond entre 40° et 50°.

Quand une chaudière a des entraînements d'eau trop violents, quand elle *prime*, on recouvre parfois l'eau d'une couche de suif qui empêche les ébullitions tumultueuses. C'est là une pratique détestable et dangereuse dont il faut se garder.

Huile d'olive est la plus employée au graissage, surtout dans la Marine militaire pour tous les organes extérieurs des machines. Elle fige entre + 2° et + 5°; sa densité à 15° est de 0,9155; la rancidité augmente cette densité. L'huile de colza et l'huile de coton sont les plus généralement employées pour la falsifier.

Huile de colza, très employée également au graissage, surtout pour les locomotives. Densité, 0,915 à 15°; point de congélation, — 6°. On la falsifie avec des huiles de coton, de résine ou de poisson.

Huiles minérales. — Elles sont employées pour le graissage intérieur, tiroirs et cylindres. Composés non oxygénés des formules $C^{2n}H^{2n}$ (Bakou) et $C^{2n}H^{2n+2}$ (Américaines), elles ne se décomposent pas à chaud en acides corrosifs capables d'attaquer le condenseur et les chaudières. D'autre part, leur inaltérabilité, leur prix d'achat moindre, les font substituer peu à peu aux huiles organiques pour la lubrification de toutes les pièces. Ne s'oxydant pas à l'air, elles ne forment pas de cambouis; mais elles attaquent et dissolvent le caoutchouc, inconvénient grave dans bien des cas.

Pour le nettoyage des pièces de machines, pour arrêter un échauffement, on se sert du pétrole à brûler, de densité 0,790 à 0,800. C'est un dissolvant énergique de toutes les matières graisseuses et, par sa fluidité, il s'introduit où une huile plus visqueuse ne pénétrerait pas.

Les *valvolines*, huiles lourdes, d'une densité oscillant autour de 0,900, inflammables à des températures variables entre 140 et 300° C., sont les véritables huiles à graisser. Les provenances du Caucase, dites huiles russes, sont plus estimées que les huiles américaines.

Les différents distillateurs leur ont donné les noms les plus variés qui n'indiquent rien sur la nature de l'huile. Il faut s'en rapporter à quelques essais judicieux. Il ne doit pas se former de dépôt noir dans le cylindre à vapeur ; il y en a toujours un léger dans les moteurs à gaz ; mais, s'il était trop abondant, le cylindre pourrait être rayé ; pour ces derniers, on emploiera les huiles à plus haut point d'inflammation.

446. Échauffements, arrosage. — Dans les grandes machines à terre et dans toutes les machines marines, des tuyaux sont disposés pour amener une pluie d'eau froide sur les pièces exposées à chauffer : coussinets d'arbre de couche, têtes de bielle, paliers de butée, presse-étoupes de sortie d'arbre d'hélice, etc.

En marche normale, un léger filet d'eau est une bonne chose et permet d'économiser l'huile. Une pièce vient-elle à chauffer, on ralentit légèrement l'allure et on force le graissage ; si l'échauffement est déjà prononcé, on n'arrose que progressivement et d'abord avec de l'huile, pour éviter les changements brusques de température si funestes aux pièces. Parfois une circulation d'eau intérieure aux paliers est destinée à prévenir les échauffements.

§ 2. — *Joints. — Presse-étoupes*

447. Joints. — Bien des matières diverses s'emploient pour la confection des joints.

Les joints de tuyaux d'eau froide (pompes alimentaires et diverses) sont très solides en cuir ou en carton ordinaire imbibé d'huile de lin. La toile caoutchoutée résiste bien à des pressions modérées, mais serait crachée à l'extérieur pour des pressions de 12 à 15 kilogrammes, normales aujourd'hui.

Le plomb en feuilles, matière plastique non élastique, forme de bons joints, mais exige un serrage énergique : il est employé pour les conduites d'eau sous pressions élevées, 100 à 200 kilogrammes (presses hydrauliques).

Pour résister à une haute température : le carton d'amiante, parfois trempé dans l'huile de lin, parfois enduit seulement sur les deux faces de mine de plomb. L'amiante se comporte mal à l'humidité, l'eau la délite en bouillie ; pourtant des constructeurs, MM. de Dion, Bouton et C^{ie}, par exemple, font, avec succès, en carton d'amiante, le joint milieu de leur remarquable chaudière ; baigné par l'eau, ce joint tient bien. C'est un exemple que nous n'engageons pourtant pas à suivre.

Les joints de machine se font simplement au minium de plomb bien malaxé. On dispose, tout le tour du joint et autour de chaque boulon, de petits boudins de minium uniformément répartis, afin d'obtenir la même épaisseur partout. Souvent, pour retenir le joint en place, on découpe une couronne de toile métallique fine à la demande des brides ; on l'enduit d'abord de céruse, puis de minium. C'est un des joints les meilleurs et les plus

sûrs; autant que possible, ne le mettre en service qu'après quelques jours de séchage. La toile métallique peut être remplacée par une feuille de papier ou de carton mince ordinaire.

La tendance actuelle, avec les perfectionnements successifs de l'ajustage, est de supprimer toute matière interposée dans les joints, de faire porter les deux brides l'une sur l'autre. Il en est ainsi pour la boîte enveloppe du turbo-moteur [367], qui doit rester absolument circulaire et que tout joint ovaliserait.

On n'est pas encore arrivé à cette perfection pour les joints courants de machines; mais le joint à bague en bronze, ou cuivre rouge (*fig. 675*), commence à s'employer usuellement. La bague B porte des saillies au nombre de trois ou quatre qui s'engagent bien exactement dans les cannelures correspondantes des brides. On graisse la bague avec de l'huile de lin avant de la mettre

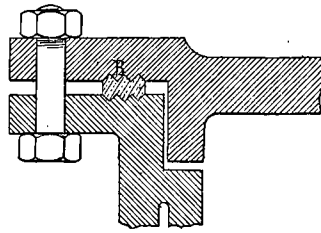


FIG. 675.

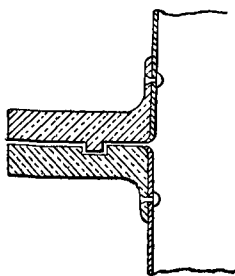


FIG. 676.

en place et, après serrage, on a un joint d'une sécurité absolue. Cette manière coûte évidemment plus cher de première installation, mais la dépense est vite compensée par l'économie ultérieure en matière et main-d'œuvre.

Un fil de plomb *bien calibré*, entre deux brides planes dressées au tour, comme elles le sont toujours, constitue un joint moins coûteux que le précédent et d'une bonne tenue aussi.

En tous cas, une utile précaution pour éviter qu'un joint ne soit craché à l'extérieur est d'en faire les brides à emboîtement.

Une bonne disposition est celle de la figure 676, usitée dans la Marine militaire, pour les brides en bronze des tuyaux de vapeur en cuivre rouge.

448. Presse-étoupes. — Nous avons vu les dimensions à donner aux boîtes à étoupes et le dispositif des bagues de vapeur et des garnitures métalliques (t. I, [137]). Disons un mot sur la manière de garnir un presse-étoupes.

On empile des couronnes formées de tresses carrées ayant pour côté l'épaisseur vide de la boîte à étoupes ; les joints de ces couronnes ou bagues sont décroisés. Après la mise en place, on serre le chapeau juste autant qu'il est nécessaire pour faire l'étanche ; au bout de quelque temps de fonctionnement, on ajoute de nouvelles tresses.

Le chanvre et le coton fortement suiffés sont les matières les plus employées pour faire les tresses garnitures ; ils se carbonisent, il est vrai, lorsqu'il y a un échauffement, mais n'usent pas les tiges et leur donnent un beau poli ; en outre, ils ne sont pas coûteux.

L'amiante mêlée de talc fournit de bonnes garnitures, n'exigeant pas de graissage, mais quelquefois capricieuses et rayant les tiges : sans doute, quelque silex égaré dans ces corps minéraux.

Une sorte de métal antifricition laminé et tréfilé en fil fin sert à confectionner des tresses métalliques pour presse-étoupes, qui donnent une bonne étanchéité. Les essais qu'on en a faits ont fourni des résultats inégaux ; on leur reproche surtout d'user beaucoup les tiges que, par contre, elles maintiennent dans un état de poli

parfait, réduisant ainsi la perte de travail par frottement.

Les garnitures des plongeurs pour pompe de service ou alimentaire se font en chanvre ou coton suifé, sans aucune particularité digne de remarque.

Il faut apporter un soin grand et minutieux à la confection des presse-étoupes ; de leur étanchéité dépend *le bon vide au condenseur*, et l'économie de charbon résultant.

§ 3. — *Montage et exécution des machines*

449. Montage des machines. — Les plans d'ensemble une fois arrêtés, on les reprend par le menu dans les bureaux de dessin, où l'on dresse le plan d'exécution de chaque pièce séparément. Ces plans d'exécution tirés en bleu vont dans les ateliers : fonderie, forges, ajustage, etc..., pour être mis en œuvre. Les plans d'ensemble sont dressés à l'échelle du 1/10^e par exemple ; les plans d'exécution, au 1/5^e, sauf pour les petits détails qui sont grandeur.

Ouvrons l'atlas de machine d'un croiseur rapide (*Léger et Lévrier*), commandé à l'un de nos grands ateliers de construction ; nous y trouvons tout d'abord :

Le tableau des dimensions principales de l'appareil moteur comprenant : un résumé complet en chiffres des machines motrices et des appareils de servitude : nombre de tours, puissances partielles et totales, poids prévus par cheval à chaque allure, etc...;

Un tableau *pour les machines principales* des dimensions, volumes, rapports des volumes entre eux des trois cylindres ; de toutes les particularités de la distribution,

courses, avances, angles divers, etc., etc.; des diagrammes prévus, poids de vapeur sensible, etc.; de toutes les particularités relatives à la construction des organes moteurs : pistons, bielles, patins et arbres de couche (poids, dimensions, charges, tarage des ressorts, etc., etc.);

Un troisième tableau contenant les mêmes renseignements relatifs aux *appareils auxiliaires*, moteurs, condenseurs, pompes à air, pompes de circulation, pompes alimentaires et de cale, compresseurs d'air pour activer les foyers ;

Un quatrième tableau relatif à *l'appareil évaporatoire* ; foyers, boîtes à feu, faisceau tubulaire, eau et vapeur, cheminée, soupapes de sûreté ;

Enfin, un état complet *des poids avec leurs moments*, par rapport à la PPA (1), donnant la position du centre de gravité.

Voici la nomenclature des planches composant l'atlas :

Pl. 1. — Coupe longitudinale par l'axe des cylindres. Coupes transversales par l'axe du grand et du moyen cylindre. Plan des cylindres.

Pl. 2. — Vue extérieure longitudinale de la machine. Coupe transversale par l'axe du petit cylindre. Vue extérieure transversale du côté du petit cylindre. Plan extérieur et coupe par l'axe du condenseur.

Pl. 3. — Épures de régulation.

Pl. 3 *bis*. — Tableaux de régulation.

Pl. 4. — Ensemble et détails de la ligne d'arbres.

Pl. 5. — Hélices.

Pl. 6. — Changement de marche à vapeur.

Pl. 7. — Pistons et tiroirs avec leurs détails.

Pl. 8. — Pompe de circulation, pompe à air.

Pl. 9. — Petit-cheval, compresseur d'air.

Pl. 10. — Ensemble d'un groupe de générateurs et de la cheminée (chaudières Belleville.)

(1) La perpendiculaire arrière (PPA) est la verticale qui passe par l'axe de la mèche du gouvernail.

- Pl. 11. — Bouilleur, pompe de cale, tôle de d'un générateur.
- Pl. 12. — Détendeur de vapeur, régulateur de pression, épurateur de vapeur.
- Pl. 13. — Accessoires de chaudières. Éléments, détails des éléments.
- Pl. 14. — Accessoires de chaudières. Collecteurs supérieur et inférieur.
- Pl. 15. — Accessoires de chaudières. Soupapes de sûreté et avertisseuse, outils de chauffe.
- Pl. 16. — Accessoires de chaudières. Robinet gradué et régulateur d'alimentation.
- Pl. 17. — Accessoires de chaudières. Diverses pièces pour petits-chevaux.
- Pl. 18. — Accessoires de chaudières. Outils divers pour chaudières.
- Pl. 19. — Tuyautage général. Coupe longitudinale par l'axe de la chambre des machines. Plan de la chambre des machines. Coupes transversales.
- Pl. 20. — Tuyautage général. Coupe longitudinale des chambres de chauffe. Plan des chambres de chauffe.
- Pl. 21. — Vannes d'eau, d'air et de vapeur.
- Pl. 22. — Rechange des machines principales.
- Pl. 23. — Rechange des pompes de circulation, pompes à air, compresseurs d'air.
- Pl. 24. — Rechange des générateurs, petits-chevaux.
- Pl. 25. — Rechange du boulonnage.

Cette nomenclature, très complète d'ailleurs, donne une idée du travail que comporte l'étude première d'un grand appareil à vapeur.

Les plans d'ensemble établis, il faut, nous l'avons dit, en déduire les dessins de détails pour l'exécution, dessins tels que les ouvriers puissent les suivre dans les ateliers sans hésitation, sans erreurs possibles; mieux vaut faire une coupe de plus que laisser un point obscur. Les apprentis dessinateurs seront capables de dresser ces plans d'exécution, alors qu'il faut, pour les plans d'ensemble, des dessinateurs consommés, sous les ordres de l'ingénieur qui conçoit et dirige l'étude.

Les plans ne seront mis à exécution qu'après une parfaite entente sur tous les points avec le propriétaire qui a fait la commande. Toute obscurité dans cette entente peut amener des contestations, chacune des deux parties ayant compris naturellement le sens le plus favorable à ses intérêts. La difficulté est moindre pour une petite machine, dont on peut montrer un exemplaire qui fixe nettement les conditions.

450. Exécution à l'atelier. — Les dessins pour les ateliers sont soigneusement cotés, afin d'éviter toute erreur. Aucune mesure ne doit être prise sur le papier ; au tirage, le papier des bleus, alternativement mouillé et séché, éprouve des variations notables de dimensions ; il arrive aussi qu'on corrige une cote, sans refaire le dessin à cet endroit, d'où nouvelle cause d'erreur.

On indique les parties qui restent brutes et les surfaces ajustées et polies ; les pièces arrivent de la forge et de la fonderie avec des surépaisseurs suffisantes, pour qu'il n'y ait aucun manque, une fois l'ajustage terminé. Un constructeur consciencieux sera rigoureux, en dehors du contrôle en usine du propriétaire, pour tous les défauts de matières rencontrés en cours de travail. Les fontes seront saines dans toutes leurs parties, exemptes de porosités et de soufflures ; les pièces de forge dans les surfaces polies n'auront ni fentes ni criques, ni aucun autre défaut superficiel. Toute pièce reconnue défectueuse sera rebutée impitoyablement, sa mise en service pouvant entraîner les plus graves accidents de matériel et de personnel.

La pièce brute, pour être tracée, est placée sur *le marbre*, plaque de fonte exactement dressée et nivelée

horizontale. Un dessin de la projection a été exécuté sur ce marbre; au dessus, on dispose la pièce peinte en blanc et invariablement calée, et on y trace à la pointe et au pointeau les contours exacts qu'elle affectera après ajustage.

Pour ce faire, on dispose de :

Un *compas d'épaisseur* pour les dimensions extérieures ;

Un *compas en maître de danse*, aux branches retournées, pour les diamètres intérieurs ;

Un *compas à verge*, pour les grandes circonférences, arcs de cercle, etc., compas formé de deux pointes portées par des coulisseaux mobiles le long d'une règle graduée ;

Un *compas droit ordinaire* ;

Un *trusquin*, petit socle massif en fonte, à base exactement dressée et rigoureusement perpendiculaire à la tige cylindrique qui le surmonte. Un coulisseau le long de cette tige porte une pointe qu'une vis fixe en un point quelconque de la hauteur. Le trusquin permet de reporter des hauteurs verticales, de tracer l'intersection d'une surface quelconque avec des plans horizontaux ou parallèles au marbre, si ce dernier a une autre direction ;

Des *équerres* en fer ordinaires, à T, ou à chapeau — ces dernières se tiennent debout sur le marbre pour lomber les perpendiculaires ;

Des *règles droites* de différentes dimensions, lisses ou graduées.

Ces instruments permettent de tracer les surfaces qui se rencontrent à exécuter, toutes, planes, ou de révolution.

On exécute *au tour* les surfaces planes quelquefois, le plan étant disposé perpendiculaire à l'axe du tour, et toutes les surfaces de révolution et analogues : cylindriques, cônes, hélicoïdales, etc.

Dans les *tours parallèles*, l'outil reçoit mécaniquement une vitesse variable, parallèlement à l'axe des pointes ; ils peuvent ainsi servir à fileter, ce que les *tours à chariot* ne sauraient faire, l'outil ne se déplaçant qu'à la main.

Les *tours en l'air* n'ont pas de contre-pointe ; ils servent pour les pièces de grand diamètre, fixées seulement sur le plateau.

Le tour devient à *banc rompu*, si, en face du plateau d'un tour en l'air, on dispose un banc, avec sa contre-pointe, mais une fosse subsiste entre le plateau et la seconde partie du banc. Il existe des tours spéciaux pour petites pièces : *tours révolvers*, *tours à décolleter*, etc.

Dès que les surfaces planes ont quelque importance, on les dresse à la *machine à raboter*, qui opère horizontalement, à la *machine à mortaiser*, dont l'outil se déplace dans un plan vertical, ou, pour de petites pièces, à l'*étai limeur*, sorte d'étai, au-dessus duquel l'outil reçoit un mouvement horizontal de va-et-vient, avec une faible course.

Les *fraises*, outils rotatifs et de formes diverses, sont également fort employées, pour dresser des surfaces de toutes dimensions, et même de toutes sortes. Elles se montent souvent sur une machine à percer.

Nous terminerons cette courte énumération, en citant encore les *machines à aléser*, sortes de tours où la pièce est fixe, l'outil mobile ; les nombreuses variétés de *machines à percer*, horizontales et verticales ; les *machines à tourillonner*, les *machines à tailler les engrenages*, etc., etc.

Nombre de pièces peuvent s'exécuter sur une machine ou sur une autre, et l'on répartit le travail, de manière à occuper tous les outils. On comprend quel intérêt

s'attache à ne pas laisser chômer une machine et son conducteur : on ne doit pas changer l'ouvrier d'une machine-outil autant que possible.

Chaque pièce sera exécutée suivant les cotes des dessins, et avec une exactitude aussi parfaite que possible.

Comme exemple, décrivons, d'après M. l'ingénieur de la Marine Trogneux, le travail d'un cylindre, tel qu'il s'exécute à Indret :

« 1° *Traçage*. — Le cylindre, ayant été ébarbé, est porté sur le marbre, la glace en haut ; puis, au moyen d'une traverse, on cherche le centre du contour extérieur de chaque extrémité, ce qui permet d'établir l'axe de la surface cylindrique extérieure, que l'on place ensuite horizontalement, en calant le cylindre et que l'on projette sur le marbre. On cherche de même l'axe des trous de passage de la tige du tiroir. Si ces opérations donnent des axes qui ne permettent pas d'enlever les quantités de matières nécessaires à l'ajustage, on les déplace légèrement.

« On trace ensuite, sur les deux bouts du cylindre, un trait vertical passant par l'axe.

« 2° *Alésage*. — On alèse d'abord les portées de la chemise et le fond suivant l'axe précédent, puis les trous d'homme.

« Quand il s'agit d'une machine à pilon, on dresse en même temps un petit anneau sur les portées, pour servir de guide dans le rabotage de celles-ci, et pour qu'elles soient bien perpendiculaires à l'axe.

« 3° *Rabotage*. — On porte alors le cylindre à la machine à raboter, qui dresse les faces planes.

« 4° *Préparation et emmanchement de la chemise*. — Les chemises sont alésées intérieurement et tournées extérieurement sur un tour, en laissant environ 1 milli-

mètre intérieurement de plus, pour l'alésage définitif. L'emmanchement se fait, le cylindre étant horizontal, en soutenant la chemise au moyen d'une grue, et agissant par des cordes sur des traverses, qui permettent de faire marcher cette chemise dans le sens de l'axe ; pour achever sa course, on emploie des tiges filetées et des boulons. On la ramène ensuite pour faire les joints et on la remet en position, comme précédemment.

« 5° *Second traçage.* — L'alésage précédent fournit une ligne d'axe, qu'on établit horizontalement, en plaçant cette fois la glace en dessous, et en rétablissant les traits des bouts verticaux ; on trace alors les lignes, suivant lesquelles il faudra enlever le métal sur les brides. On alèse ensuite les quelques trous de boulons, qui sont venus de fonte ; puis, on fait l'alésage définitif, et l'on dresse le bout de la chemise, qui est du côté du couvercle.

« On perce alors les trous de boulons, et l'on fait, à la main, le polissage de la chemise, des brides ; on lime la glace pour faire disparaître les stries de l'outil et le gauche, s'il y en a, et, enfin, on achève de polir à la gratte. »

451. Les pièces terminées isolément, il faut les assembler, c'est-à-dire *monter la machine à l'atelier*, et cela se fait pour toutes les machines, des plus petites aux plus grandes.

Pour les petits appareils moteurs, jusqu'à 100 chevaux environ, on ne se borne pas au montage ; on fait, à l'atelier, des essais sous vapeur, au frein ; on ne livre qu'après un fonctionnement satisfaisant à tous les points de vue.

Les grands appareils : machines marines, pilons,

machines soufflantes de Bessemer, etc., etc., se montent avec le plus grand soin, mais sans y admettre la vapeur ; puis, on tourne à bras. On étudie, dans chaque position, les mouvements des divers organes, surtout des tiroirs et détentés, pour y apporter les rectifications nécessaires.

Ces opérations s'exécutent dans de grandes halles de montage, munies de divers appareils de levage, soit fixes : ponts roulants ou grues, soit mobiles : chèvres, bigues, etc., qui donnent toute facilité pour la manœuvre des plus grosses pièces. Sous aucun motif, un organe de machine ne sera expédié sans avoir été monté, au préalable, quelque coûteux que le montage en puisse être ; c'est le seul moyen d'éviter de graves mécomptes et des contre-temps fâcheux.

Les axes, dans le montage, sont indiqués par de minces fils de laiton, d'acier ou de soie, tendus, par des poids connus. Pour les grandes longueurs d'arbres, comme sur les navires, par exemple, la tension du fil permet de calculer la flèche en chaque point.

La méthode optique donne plus d'exactitude encore. Une lumière aussi vive que possible (un bec Auer, par exemple ou, à défaut, une lampe à incandescence, selon le mode d'éclairage du chantier) est placée dans l'axe à l'extrémité de la ligne d'arbre. De distance en distance on dispose des montants rigides (*fig. 677*) ; la plaque de tôle A percée d'un trou K, assez grand, peut se déplacer horizontalement, au moyen des vis V, V, qui la retiennent ; la plaque B se déplace de haut en bas. Le trou I de la plaque B, de 1 millimètre à 2 millimètres de diamètre, vient exactement se placer sur le trajet du rayon lumineux. On fait de même pour chaque cloison, et l'on voit la lumière d'un bout à l'autre.

Du point I on trace, sur chaque cloison, une circonférence, dont on pointe trois points quelconques M, N, P, qui permettront ultérieurement de retrouver le centre sans recommencer l'opération. Sur un bateau, on utilise les cloisons étanches toujours montées lorsqu'on embarque la machine.

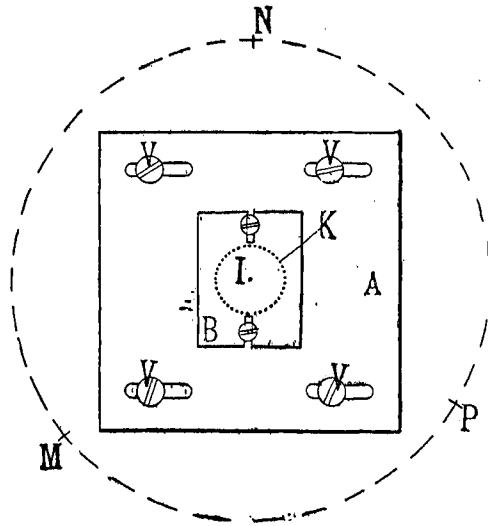


FIG. 677.

On possède ainsi une ligne rigoureusement droite sur une grande longueur ; entre les points de repère, un fil fin bien tendu donne, sans correction, une rectitude suffisante pour faire le montage.

L'axe des cylindres est déterminé de la même manière. A chaque extrémité, on coince diamétralement une traverse en bois, percée d'un trou et munie d'une plaquette mobile qui se centre au compas ; un fil tendu par les trous et prolongé rencontre l'axe de l'arbre.

Successivement, on détermine la position de chaque organe au moyen de la règle, du niveau, du compas et du fil à plomb.

Le montage d'une machine exige une grande habileté et une grande précision ; ce travail n'est confié qu'aux ouvriers les plus adroits et les plus intelligents. Une pièce de machine ne doit jamais être brutalisée ; dans le montage, l'usage du marteau est proscrit : on se sert de masses de cuivre, métal assez mou et ne laissant pas de trace de choc sur les objets. Si on frappe au marteau, on interpose une pièce épaisse en cuivre ou en bois, qui répartit le choc sur une plus large surface.

Parfois les soies de frottement des divers arbres, une fois finies, sont cémentées et trempées pour éviter l'usure ; après ces opérations, il sera toujours bon de passer les pièces au tour, avec une petite meule à émeri, pour redresser le voile qui a pu se produire à la trempe. Plus fréquemment, ces pièces frottantes sont construites en acier doux et mises en place telles.

Une fois montée, si les installations s'y prêtent, on fait tourner plusieurs jours de suite la machine pour bien faire les portages ; on admet directement la vapeur, si le tuyautage existe ; dans le cas contraire, la machine est entraînée par une transmission de l'atelier. On s'assure ainsi du bon fonctionnement ultérieur.

§ 4. — *Essais des machines*

Les essais ont un double but :

1° S'assurer que toutes les capacités destinées à recevoir de la vapeur sont capables de résister à la pression ; ces essais se font à l'eau, d'où leur nom *d'essais à froid* ;

2° Vérifier, du fournisseur à l'acheteur, que toutes les clauses du contrat passé sont bien remplies.

452. Essais à froid. — En cas de rupture de l'organe qui la contient, la vapeur par sa force expansive cause les plus graves accidents : fragments métalliques violemment projetés, invasion de la vapeur brûlante dans les capacités voisines, etc.

L'eau dépourvue d'élasticité, en cas de rupture de son réservoir sous l'influence de la pression, ne prend aucune vitesse ; il n'y a pas de projections d'éclats.

Avant d'être mis en service, chaque organe de machine est essayé à l'eau à une pression plus élevée qu'il n'aura à supporter. Et encore, cet excès de pression à froid ne donne-t-il pas une sécurité absolue ; à une température peu élevée (200 à 220°), la résistance de certains métaux, la fonte par exemple, est bien inférieure à ce qu'elle est à froid.

L'État exerce, par les Ingénieurs des Mines, des Ponts et Chaussées et de la Marine, un contrôle sur l'emploi de la vapeur ; il prescrit des épreuves à froid pour les chaudières (épreuve décennale à une pression double du timbre, la surcharge ne dépassant pas 6 kilogrammes), mais ne dit rien pour les machines et le tuyautage.

Il est indispensable, et cela se fait toujours, d'essayer le *tuyautage de vapeur*, à froid, à la pression d'essai des chaudières ; le *tuyautage d'alimentation* doit être à même de supporter une pression notablement plus élevée ; une surcharge de 15 kilogrammes n'est pas exagérée.

Des *pièces de machine*, celles qui reçoivent la vapeur fraîche des chaudières, seront également essayées à la pression réglementaire : boîtes à tiroir, cylindres à haute pression et leurs enveloppes, toutes boîtes de vapeur et conduits. Des accidents récents ont conduit dans la Marine à porter à 13 kilogrammes la surcharge d'essai des *pièces mécaniques attachées aux chaudières* : boîtes à

soupapes de prise de vapeur et de sûreté, colonnes de niveau d'eau, régulateur d'alimentation, boîtes de valves d'arrêt de vapeur, etc. C'est une bonne règle, et pour ces organes les épaisseurs sont telles que cette épreuve ne fatigue pas la pièce, mais révèle plus sûrement tout défaut du métal coulé.

On se contentera, à l'essai à froid, de la pression de régime de chaudières, pour les cylindres à basse pression et les réservoirs intermédiaires, entre le petit et le grand cylindre, organes recevant de la vapeur déjà détendue. Il sera utile d'ailleurs d'établir des soupapes de sûreté sur les réservoirs intermédiaires. Les enveloppes de vapeur des grands cylindres seront essayées selon la pression qui doit y régner.

Les condenseurs, bâches, pompes à air s'éprouvent à une pression de 1 kil. 1/2 à 2 kilogrammes. Pour les condenseurs, la pression d'essai s'exerce de l'intérieur à l'extérieur, tandis qu'en service la pression sera de l'extérieur à l'intérieur, condition impossible, dans la pratique, à réaliser avec une surcharge.

La pression de l'eau est maintenue pendant cinq minutes environ, temps nécessaire pour bien visiter la pièce et permettre à l'eau de venir suinter par quelque porosité, s'il s'en trouve dans le métal ou les joints. L'organe éprouvé sera isolé et placé sur des chantiers pour être bien accessible sur toutes ses faces.

Ces essais ont lieu en cours de construction, et nous devons ajouter que la plupart des constructeurs s'en dispensent, car ils sont, au demeurant, assez coûteux. On se borne à une inspection minutieuse de la fonte; on bouche les trous de soufflure, non sur des surfaces frottantes, avec des goujons taraudés et affleurés. Cette pratique est justifiée pour les petites machines, mais

non pour celles d'une puissance notable supérieure à 100 chevaux par exemple.

453. Essais à chaud. — Nous nous bornerons à des notions générales, la matière comportant de longs développements.

Tout contrat d'achat de machine contient une nomenclature précise des essais de recettes ; la livraison n'est effective qu'une fois ces essais terminés.

Les deux termes visés sont : la *puissance* et l'*économie*. La puissance se mesure soit dans les cylindres par les indicateurs, et c'est la seule méthode employée pour les machines marines ; soit au frein de Prony, méthode plus généralement adoptée sur terre ; soit encore par les deux méthodes simultanément, pour des essais très sérieux.

Le régime économique s'évalue en eau ou en charbon servis à la chaudière, d'où la dépense totale accusée du système chaudière et machine. Les chaudières n'entrant pas dans le cadre de cet ouvrage, nous ne nous étendrons pas sur les méthodes de jaugeage de l'eau d'alimentation, non plus que de mesurage du charbon et sur la perte par les gaz chauds de la cheminée.

Consommation de la machine en eau et en charbon.
— Bornons-nous à indiquer les quantités à mesurer :

1° *Quantité d'eau d'alimentation pendant tout l'essai* : au moyen d'un compteur d'eau gradué expérimentalement ou par deux réservoirs jaugés qu'on remplit, et où puise alternativement la pompe alimentaire. On doit ramener, à la fin de l'essai et *en marche*, l'eau de la chaudière au même niveau qu'au début. Les indications des tubes de niveau ne sont jamais les mêmes en marche ou à l'arrêt, par suite des mouvements dus à l'écoulement de vapeur ;

- 2° *Température de l'eau d'alimentation* ;
- 3° *Quantité d'eau condensée aux purges* et enveloppes de vapeur ;
- 4° *Quantité d'eau au condenseur* (s'il est tubulaire), ce qui permet d'évaluer les fuites par les joints et défauts du tuyautage ; se mesure comme l'eau d'alimentation ;
- 5° *Degré de siccité de la vapeur* : se mesure avec un calorimètre. D'après la quantité de chaleur cédée par un serpentin où se condense un poids mesuré de vapeur d'admission, on calcule la proportion de vapeur sèche ;
- 6° *La quantité de charbon brûlé* pendant l'essai. Les feux seront ramenés aussi exactement que possible à la même intensité au commencement et à la fin de l'essai ;
- 7° *Quantité de cendres*, les escarbilles étant repassées une seconde fois sur les grilles ;
- 8° *Température de gaz dans la cheminée et composition de ces gaz*, pour apprécier si la combustion est bien complète et sans excès d'air.

454. Évaluation de la puissance d'un moteur. — Remarquons d'abord cette expression de *puissance d'une machine*. *Force d'une machine* est une expression vicieuse à éviter. Le mot *force* indique seulement l'idée d'*effort* ; le mot *puissance* est synonyme de *le travail dans l'unité de temps*, et c'est un travail que fournit la machine.

L'*indicateur* de Watt et ses dérivés ont été étudiés déjà, et nous savons nous en servir. Un bon indicateur sera simple de construction et de mécanisme ; les pièces mobiles, d'une grande légèreté pour éviter les effets des forces d'inertie qui déforment les diagrammes ; le mouvement de va-et-vient du piston, transmis avec une proportionnalité exacte au tambour enregistreur ; la ficelle

en sera inextensible. Enfin, les tuyaux de communication avec le cylindre seront largement proportionnés et aussi courts que faire se peut, sans coudes brusques ni étranglements. Avant de relever chaque diagramme, on purge largement.

Moyennant ces précautions, qu'un observateur habitué accomplit machinalement, les diagrammes relevés ont bel aspect, une forme satisfaisante à l'œil et correspondent bien au travail développé sur les pistons.

Au moment de l'essai, il faut tarer à *chaud* les ressorts. On peut le faire simplement en suspendant des poids à la tige du piston, convenablement disposée pour cela, en même temps qu'on chauffe le ressort à la température de l'expérience en vue. Certains ateliers possèdent des manomètres à mercure à air libre, d'une grande hauteur pour étalonner les manomètres métalliques. On s'en sert également pour le tarage des indicateurs ; c'est la meilleure méthode, mais non applicable partout.

On mesure exactement les dimensions de la machine :

Diamètre du cylindre ;

Course du piston ;

Nombre de tours à la minute ;

Éléments nécessaires au calcul de la puissance.

Il est très utile de relever aussi les autres éléments :

Volume des espaces nuisibles (en centièmes du volume engendré par le piston) ;

Éléments de la régulation, surtout les avances et les admissions qui pourront renseigner sur diverses conditions du fonctionnement.

Ces mesures prises, et après le relevé de bonnes courbes d'indicateur, il reste à totaliser ces dernières, ce que nous savons faire. La puissance en chevaux de

75 kilogrammètres F, pour une machine à un cylindre, s'exprime par :

$$F = \frac{1}{75} \times \frac{1}{4} \pi D^2 \cdot p \times \frac{N}{60} \times 2C = \frac{\pi D^2 C}{9\,000} \cdot N \cdot p;$$

D, diamètre du cylindre ;

p , ordonnée moyenne du diagramme ;

C, course ;

Et N, nombre de tours à la minute.

Le terme $\frac{\pi D^2 C}{9\,000}$ est constant pour une machine et se calcule, une fois pour toutes ; à chaque diagramme correspond une valeur de N et de p .

Le nombre de tours moyens N_1 se détermine par un compteur automatique fixé sur l'arbre. On relève les chiffres à la fin et au commencement de l'expérience ; leur différence divisée par le nombre de minutes donne le nombre moyen de tours N_1 à la minute.

Or, il serait inexact, dans le calcul des diagrammes, de faire figurer N_1 au lieu de N, car le nombre de tours et la pression à la boîte à tiroir varient fatalement dans le cours d'un essai et, par suite, aussi le diagramme dont les ordonnées croissent avec la pression de la vapeur admise.

Il faut, *au moment* où on relève une courbe, compter le nombre de tours pendant une ou deux minutes ; ce sera le N relatif à ce diagramme, sur lequel on l'inscrira au crayon, avec aussi la pression aux chaudières et le vide du condenseur.

Généralement, le nombre N_1 différera de N. Pour calculer la puissance développée, il faut connaître la relation qui lie N et F. A terre, dans les petites installa-

tions, on admet la proportionnalité. La puissance moyenne F_1 est donc :

$$F_1 = F \times \frac{N_1}{N}$$

Sur les bateaux à vapeur nous avons vu que, soit pour des roues à aubes, soit pour des hélices : $\frac{N^3}{F} = C^{\text{te}}$. La puissance moyenne sera donc :

$$F_1 = F \times \frac{N_1^3}{N^3},$$

formule qui s'applique également aux ventilateurs, pompes centrifuges, etc., etc...

F est la moyenne des valeurs fournies par les diagrammes relevés.

455. Puissance disponible sur l'arbre. —

Elle se détermine au moyen du frein de Prony ou d'un dynamomètre de rotation (t. I, [125] à [130]). Soit F' la puissance disponible mesurée au frein ; la perte due aux frottements intérieurs de la machine est $1 - \frac{F'}{F}$, valeur intéressante pour comparer la perfection mécanique des moteurs. En pratique, cette perte varie de 0,10 à 0,30, suivant les machines.

Malheureusement sur les navires, ce rendement est impossible à calculer, par suite de la grandeur des efforts à transmettre, du peu de place dont on dispose, et du coût de pareils essais. On ne connaît que le rendement total de l'ensemble propulseur, carène frottant sur l'eau, machine motrice.

Pour les machines élévatoires d'eau, au contraire, la

détermination du rendement total et partiel est assez aisée par des mesures directes prises sur la machine en fonctionnement. Les éléments à mesurer sont d'abord les dimensions des organes de la machine, puis les consommations en eau et charbon, les pertes, comme il a été dit ci-dessus [453].

Pour les pompes on mesure :

Le diamètre et la course des pistons ;

Le nombre de tours total de l'essai ;

La différence exacte du niveau d'aspiration au niveau de refoulement, ou bien on relève la différence des indications des manomètres, si le refoulement a lieu dans un espace clos, sous un matelas d'air.

Ces éléments permettent de calculer le travail utile en eau élevée.

456. Conduite des essais. — Mentionnons quelques-unes des règles générales de la Marine, pour la conduite des essais des bâtiments de la flotte. Ces essais ont lieu sous le contrôle d'une Commission de huit membres des divers corps de la Marine. Voici les principales des prescriptions, auxquelles doit se conformer la Commission :

« Elle s'assurera que les chaudières sont bien confectionnées et peuvent supporter le régime de combustion prévu au marché ; que l'alimentation se fait en abondance, et que les organes des machines fonctionnent avec les moyens ordinaires de lubrification, à l'huile et à l'eau, régulièrement et sans échauffement assez intense pour exiger un arrosage continu, même à l'allure maximum.

« La Commission procédera, sur une ou plusieurs chaudières, à des essais de vaporisation à diverses allures, à moins que cet essai n'ait été fait chez le constructeur.

« Elle vérifiera que l'une quelconque des machines principales et de ses machines de servitude peut être alimentée par l'une quelconque des chaudières; que les freins sont suffisamment puissants pour maintenir les hélices immobiles pendant l'embrayage ou le débrayage des machines motrices.

« Au cours des divers essais, la Commission devra faire, sur les bases, des expériences de vitesse à toutes les allures, de manière à établir complètement la loi d'après laquelle varient les coefficients d'utilisation M et M' dans les formules :

$$V = M \sqrt[3]{\frac{F}{B^2}}, \quad V = M' \sqrt[3]{\frac{F}{D^3}}$$

quand les vitesses passent du minimum au maximum de celle que les machines permettent de donner au bâtiment.

« La Commission fera, s'il est nécessaire, des essais complémentaires, pour bien établir cette loi. Elle cherchera également à établir la loi des reculs de l'hélice en fonction des nombres de tours, et la loi des consommations de charbon en fonction des vitesses.

« On déterminera l'intersection des flancs du navire avec les ondes soulevées à toute vitesse et à vitesse moyenne (Circulaire du 22 novembre 1886). »

« *Mise en train.* — Elle s'assurera, par des épreuves répétées, qu'avec l'appareil de mise en train manœuvré à bras d'homme, les machines, étant balancées, peuvent être mises en marche en moins de quarante-cinq secondes, et que, sur l'ordre de marche en arrière, on peut, en moins de quatre-vingt-dix secondes, renverser la distribution de vapeur, lors même que les machines

seraient lancées à toute vitesse en avant, et réciproquement. Ces durées sont des maxima qui s'appliquent aux grandes machines; elles devront être moindres pour les machines de moyenne et de faible puissance.

« Avec le mécanisme de mise en train à vapeur, la manœuvre devra s'exécuter sans hésitation, par un seul homme, dans un temps trois fois moindre que pour la marche à bras, soit au plus quinze et trente secondes.

« La Commission, avant de faire ces manœuvres, dans un temps aussi court, s'assurera qu'il n'en résulte pas une fatigue exagérée pour l'arrière du navire.

« *Allure lente.* — Elle constatera qu'avec les valves suffisamment étranglées le vide normal régnant aux condenseurs, et la pression étant celle du timbre des chaudières, les machines peuvent se soutenir à une allure inférieure, comme nombre de tours, aux 0,2 de l'allure maxima.

« *Turbines de circulation.* — Elle s'assurera que chacune des turbines de circulation peut, en moins de soixante secondes, comptées à partir de l'ordre qui en serait donné, aspirer directement l'eau de la cale, et en refouler à la mer la quantité prévue au marché; que la manœuvre se fait sans hésitation possible, du parquet de manœuvre des machines principales, sans qu'il puisse y avoir jamais accès de l'eau de la mer dans la cale.

« *Appareils de servitude et appareils auxiliaires.* — La Commission fera fonctionner les ventilateurs, pompes de cale, etc., et s'assurera qu'ils atteignent bien le but auquel ils sont destinés.

« *Pression.* — Pendant le fonctionnement des machines, la pression de vapeur aux chaudières et après le détenteur, s'il y en a un, ne dépassera pas celle qui correspond à la charge des soupapes de sûreté.

« *Aération.* — Le fournisseur aura toujours la faculté d'assurer l'aération des chaufferies, à l'aide des ventilateurs, s'il y en a ; mais il ne pourra fermer celles-ci, ou les cendriers, pour faire du tirage activé proprement dit, que dans les cas prévus par les essais de recette, ou, après entente avec la Commission, pour les essais complémentaires qu'elle demandera.

« *Divers.* — Dans tous les essais de recette, les prises de vapeur, sur les chaudières, seront toujours ouvertes en grand ; tous les cylindres des machines fonctionneront normalement. Les introductions, admissions et passages de vapeur, seront réglés au début de l'essai par le fournisseur qui ne devra plus les modifier ensuite. Sauf, dans le cas de l'épreuve à outrance, il ne sera pas admis directement de vapeur dans les cylindres détenteurs. On ne s'écartera de ces prescriptions que pour les essais où il en est fait mention ou avec le consentement formel de la Commission.

« Le fonctionnement des divers appareils devra être régulier, et il ne devra se produire ni chocs, ni échauffement notable.

« *Dépenses d'eau et de vapeur.* — Lorsque toutes les chaudières contribueront à alimenter les machines principales, elles ne devront fournir de la vapeur qu'aux appareils auxiliaires dont le fonctionnement sera jugé indispensable. La dépense de vapeur de ces appareils sera, d'ailleurs, réduite au strict nécessaire, et il en sera tenu compte comme il est dit ci-après. Lorsque toutes les chaudières ne seront pas utilisées pour les grandes machines, une chaudière spéciale sera affectée au service des appareils auxiliaires dont la puissance n'entre pas dans l'évaluation de la puissance totale, et qui ne sont pas nécessaires au fonctionnement des chaudières.

« Les pertes d'eau douce ne devront pas dépasser 0 lit. 20 par cheval et par heure (Circ. du 10 mai 1890).

« Pour les essais où l'eau des bâches et des caisses de réserve ne suffirait pas pour l'alimentation, la vapeur et, par suite, le charbon dépensé pour le renouvellement de l'eau, ne donnera lieu à aucune défalcation pour l'évaluation du charbon dépensé par cheval. Dans aucun cas, on ne devra remplacer l'eau dépensée par l'eau de mer.

« *Visite des appareils.* — Au cours et à la suite des essais, la Commission fera visiter tout ou partie des appareils composant la fourniture.

« Les parties reconnues défectueuses devront être réparées ou remplacées dans un délai fixé par la Commission suivant l'importance des travaux à exécuter.

« *Constatations des résultats des essais.* — *Généralités.* — Pendant les essais, le navire devra, autant que possible, faire route en ligne droite, et on ne devra faire qu'un usage très modéré du gouvernail. Quand il sera nécessaire de changer de route, l'évolution devra se faire avec une courbure de grand rayon ⁽¹⁾.

« *Le nombre de tours moyen,* pendant la durée des épreuves, sera déduit des observations faites au compteur, au commencement et à la fin de chaque épreuve, en tenant compte, au besoin, des erreurs des horloges employées.

« *Courbes d'indicateur.* — Dans chacun des essais de puissance et de consommation, on relèvera régulièrement, de vingt minutes en vingt minutes, une courbe d'indicateur, à chacun des cylindres des machines principales et de servitude, et, au même instant, on notera

(1) On sait que, pendant les évolutions, la vitesse du navire se ralentit et, par suite, celle des hélices, d'où une diminution de puissance développée.

le nombre de tours de ces machines. La Commission pourra se dispenser de faire relever des courbes d'indicateur des divers moteurs auxiliaires; dans ce but, elle constatera, au préalable, le nombre de chevaux que chacune de ces machines auxiliaires développe à diverses allures, et elle admettra, pour le nombre de chevaux réalisés dans les essais, le chiffre qui correspond au nombre de tours moyen, donné pour chacune d'elles par le compteur qui la concerne pendant toute la durée de l'essai.

« *Puissance totale.* — Pour établir la puissance totale en chevaux indiqués de 75 kilogrammes, qui doit être prise en considération, on rapportera la moyenne des observations partielles en écartant celles qui seraient manifestement entachées d'erreur, aux nombres de tours moyens observés au compteur pendant l'épreuve, de la manière suivante :

« Pour chacune des machines principales, pour les ventilateurs et pour les pompes centrifuges, par la relation :

$$\frac{F}{N^3} = C^{te};$$

« Pour chacun des autres appareils, par la relation :

$$\frac{F}{N} = C^{te}.$$

« Le volume des cylindres qui entre dans l'évaluation de la puissance est le produit de la course par la surface du piston sans défalcation du volume des tiges.

« Le nombre des chevaux qui constituera la puissance totale sera égal à la somme des puissances développées par les appareils suivants :

« Les machines principales ;

« Les machines de servitude de la machine, c'est-à-dire les pompes à air et de circulation ;

« Les machines alimentaires employées pour alimenter les chaudières.

« La puissance développée par les ventilateurs d'aération, même ceux des chambres des machines, n'entrera pas en ligne de compte pour établir la puissance totale de l'appareil moteur, pas plus que la force développée par le servo-moteur du gouvernail, les pompes de cale, les treuils à escarbilles, les dynamos, etc. Lorsque ces différents appareils auxiliaires ne seront pas alimentés par une chaudière spéciale, la dépense de vapeur qu'ils occasionnent, et qui sera réduite au strict nécessaire, sera évaluée avec soin, soit par le calcul, soit à la suite d'un essai spécial, et on défalquera la dépense de combustible correspondante dans les calculs de consommation de charbon de l'appareil moteur.

« La puissance développée par les compresseurs d'air, les ventilateurs et autres appareils destinés à améliorer la combustion ou à activer le tirage, ne sera pas non plus comptée dans l'évaluation de la puissance réelle de l'appareil moteur. La vapeur dépensée par ces appareils, ou par les jets de vapeur qui pourront exister au-dessus des grilles, ou dans la cheminée, sera toujours fournie par les chaudières qui alimentent les machines principales et ne donnera lieu à aucune défalcation dans l'estimation de la consommation de charbon.

« *Mesure du charbon.* — Dans les essais de consommation, on mesurera avec tous les soins possibles, la quantité totale de charbon brûlé sur les grilles. Dans ce but, les constatations seront décomposées par période d'une heure au plus. On notera la quantité de charbon dépensée pendant chaque période.

« Dans le calcul des retenues et des primes pour essais ou défaut de puissance et de consommation de charbon, il ne sera pas tenu compte des fractions de cheval indiqué et de gramme de charbon.

« *Matières employées aux essais.* — Pour tous les essais, le charbon employé sera de la briquette d'Anzin de la meilleure qualité (Circulaire du 6 juin 1883).

« Pendant les essais, le graissage des tiroirs et des cylindres se fera avec l'oléonaphte en usage dans la Marine (Circulaires du 21 septembre et du 9 février 1885).

« L'emploi de l'huile végétale, pour les cylindres, sera proscrit absolument, et l'on devra s'attacher à réduire dans les plus étroites limites possibles le graissage à l'huile minérale par l'emploi des graisseurs continus (Circulaire du 13 janvier 1888).

« *Documents à remettre.* — Le fournisseur remettra, aux Commissions ou aux ingénieurs chargés de constater ses droits aux paiements d'acomptes, un état détaillé faisant connaître la nature, le nom, les principales dimensions, le poids et le degré d'avancement de chacun des objets qu'il leur présentera.

« Aussitôt après l'expédition des appareils, il établira, en quadruple expédition, un état détaillé des poids de l'appareil. Cet état sera vérifié et certifié par l'Ingénieur chargé du contrôle.

« Aussitôt après l'achèvement du montage à bord, il dressera, en quatre expéditions, un second état indiquant le détail des poids qui auront pu être ajoutés au cours du montage. Cet état supplémentaire sera vérifié et certifié par l'Ingénieur chargé de la surveillance du montage.

« Un troisième état sera remis, s'il y a lieu, dans les mêmes conditions, à la suite des essais.

Ces états serviront à établir les pénalités à appliquer, si

les limites de poids spécifiées par les marchés sont dépassées.

« *Atlas conforme à l'exécution.* — Avant l'arrivée des grosses pièces des appareils, dans le port où doit se faire le montage, le fournisseur remettra au service de la surveillance, pour être expédiés à qui de droit, quatre atlas complets en héliographies sur fond blanc des plans d'exécution, ensemble et détails des appareils. Deux de ces atlas sont destinés, l'un au bâtiment (les dessins seront collés sur toile), l'autre à la Direction des Constructions navales du port où doit s'effectuer le montage ; les deux autres à la Direction du Matériel et à l'Inspection générale du Génie Maritime. Les échelles employées pour ces atlas seront les mêmes que celles de l'atlas dont il est question ci-après.

« Trois mois après la clôture des essais de recette, le fournisseur remettra à l'Administration centrale, à Paris, un atlas autographié en soixante-quinze exemplaires (Dépêche du 20 avril 1891), qui comprendra, à l'échelle de $1/10^e$, les plans d'ensemble et les plans de détail de toutes les parties de l'appareil et, à l'échelle de $1/20^e$, les plans des parquets et du tuyautage.

« Les plans de cet atlas seront conformes à l'exécution, y compris les retouches opérées au cours des essais, complets et convenablement cotés. En particulier, ces atlas devront comprendre des plans complets, détaillés et parfaitement cotés avec devis des poids et des échantillons de l'appareil évaporatoire : chaudières, boîtes à fumée, sécheurs, etc., de manière à permettre de faire ultérieurement la commande d'appareils de rechange. Ils donneront également les dessins complets des rechanges tels qu'ils sont prévus au règlement d'armement, la position, cotée sur les plans, du centre de gravité de chaque

groupe de l'appareil moteur, de l'ensemble de l'appareil évaporatoire, de son eau, des lignes d'arbres, y compris les propulseurs et le devis détaillé des poids des différentes pièces des appareils. »

457. Exemples de résultats d'essais. — Citons, d'après le traité remarquable de M. Thurston (trad. Demoulin), le tableau d'essais d'une machine à vapeur Compound de 20 chevaux, destinée à actionner une dynamo.

« Les deux cylindres avaient respectivement comme diamètres 127 et 228 millimètres ; la course commune était de 356 millimètres.

« La figure 678 est relative à la représentation graphique des résultats obtenus dans le second essai de cet appareil.

« *Machine.* — Le travail effectué, 21,25 chevaux indiqués, correspond à 14 037 calories, ce qui représente une utilisation de 12 p. 0/0 de la chaleur emmagasinée dans l'eau de la chaudière. Le rendement d'une machine thermique parfaite, fonctionnant entre les températures extrêmes de 195° et 100° C., serait 0,205. Ainsi cette machine, sur 115 996 calories dépensées par heure, en utilise 23 486. Le rendement de la machine est donc de 59 p. 0/0 par rapport à celui de la machine parfaite. La puissance au frein a été de 18,95 chevaux, ce qui correspond à un rendement mécanique de 87,9 p. 0/0, les frottements internes de la machine absorbant 2,61 chevaux.

« *Machine et chaudière.* — Le rendement total de l'appareil foyer, chaudière et machine, se monte à 9,6 p. 0/0 seulement. La consommation de charbon fut de 0 kil. 857 par cheval indiqué et de 0 kil. 975 par cheval effectif sur l'arbre.

« *Poids de vapeur dépensé d'après les diagrammes.* — Ce poids ressortait aux chiffres suivants :

	En p. 0/0 du poids total d'eau d'alimentation.
Quantité de vapeur contenue dans le cylindre HP à une pression de 10 kil. 53 effectifs aux 0,39 de la course, c'est-à-dire un peu au-delà de la période d'admission.....	65,0
Quantité de vapeur contenue dans le cylindre BP à une pression de 0 kil. 70 effectifs aux 0,67 de la course, c'est-à-dire en un point placé nettement avant l'avance à l'échappement dans tous les cas.	78,8

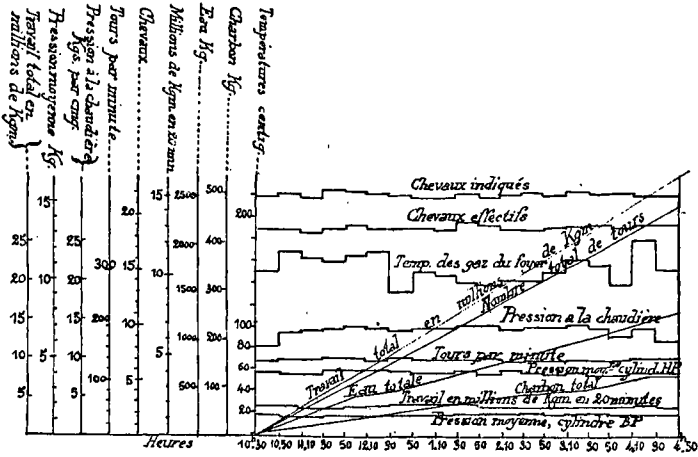


FIG. 678.

458. Le tableau ci-après (p. 402) est destiné, tout en indiquant des chiffres résultant d'essais, à montrer quelles sont les quantités à mesurer et l'ordre dans lequel il convient de présenter des résultats d'observations.

Dans le même ordre d'idées, nous donnons les tableaux d'essais d'un cuirassé de la Marine Nationale (p. 403). Ces tableaux sont complets et très clairs; ils donnent tous les renseignements désirables, tant sur la puissance aux diverses allures, que sur la consommation et l'utilisation à chacune des puissances.

Tableau des résultats d'essai sur une machine Compound

Date	26 sept.	28 sept.	1 ^{er} octob.	1 ^{er} oct.
Désignation de l'essai.....	A ₁	A ₂	B	C
Durée de l'essai.....	6 h. 43	6 h. 27	3 h. 12	1/2 h.
Allure.....	toute puissance	toute puissance	semi-puissance	à blanc
Nombre de tours par minute.....	140,48	137,35	138,10	144,20
Pression moyenné initiale par cm ² , cylindre HP, kg.....	12,41	12,42	7,95	»
Rapport moyen de détente.....	»	»	»	»
Pression moyenne effective par cm ² , cylindre HP, kg.....	3,72	3,87	2,34	0,79
Pression moyenne effective par cm ² , cylindre BP, kg.....	1,23	1,18	0,62	-0,01
Puissance indiquée, cylindre HP, chev.	11,14	11,30	6,85	+2,40
— — — BP, —	10,98	10,26	5,47	-0,12
— — — totale, —	22,12	21,56	12,32	2,28
Poids net du frein, kg.....	131,0	130,6	69,0	»
Puissance effective, chevaux.....	19,44	18,95	9,76	»
Rendement mécanique.....	0,879	0,879	0,792	»
Puissance indiquée, absorbée par les frottements, chevaux.....	2,68	2,61	2,56	2,28
<i>Chaudières</i>				
Pression moyenne effective au cours de l'essai, kg. par cm ²	13,45	13,22	8,44	»
Pression atmosphérique au cours de l'essai, kg. par cm ²	1,05	1,04	1,04	»
Pression absolue à la chaudière, kg. par cm ²	14,50	14,26	9,48	»
Température correspondante de la vapeur, dg. C.....	195,7	195,0	176,7	»
Alimentation totale par heure, kg....	203,5	202,8	177,9	»
Alimentation totale par heure et par cheval indiqué.....	9,20	9,41	12,12	»
Alimentation totale par heure et par cheval effectif.....	10,47	10,69	15,30	»
Température de l'eau d'alimentation dans la bêche, dg. C.....	17,2	17,2	21,0	»
Température de l'eau d'alimentation avant son entrée au réchauffeur....	46,5	17,2	»	»
Température des gaz perdus, dg. C..	180,0	151,0	187,0	»
Charbon brûlé par heure, kg.....	17,99	18,46	12,36	»
Charbon brûlé par heure et par cheval indiqué.....	0,812	0,857	1,002	»
Charbon brûlé par heure et par cheval effectif.....	0,925	0,975	1,265	»
Poids d'eau vaporisée par kg. de charb.	»	10,99	12,08	»
Poids d'eau vaporisée par kg. de char- bon, ramené de 100 à 100°.	»	11,71	11,76	»
<i>Distribution du calorique</i>				
			CALORIES	P. 100
Valeur calorifique de 1 kg. 46 de charbon.....			144 475	100
Chaleur dépensée à échauffer et vaporiser l'eau.....			125 075	79,65
— — — à élever la température des gaz de la combustion.....			10 175	7,05
Chaleur dépensée et perdue par rayonnement.....			12 767	8,85
— — — par combustion imparfaite..			3 862	2,68
— — — pour vaporiser l'eau contenue dans le charbon.....			143	0,10
Chaleur dépensée et perdue dans les cendres.....			2 454	1,67
			144 475	100,00

« Le Marceau », Cuirassé d'Escadre

ANNÉE 1891

TABLEAU annexé au rapport sur les essais des appareils moteurs et évaporatoires faits à Toulon

DONNÉES CARACTÉRISTIQUES

A pilon, à haute pression Deux machines à 3 cylindres		
A basse pression	A haute pression	A basse pression
N	M	AR
2 ^m ,020	1 ^m ,580	2 ^m ,000
1 ^m ,000	1 ^m ,000	1 ^m ,020
0,586 fixe	de 0,25 à 0,67	0,577 fixe
Coulisse Stephenson 90		
Pompe à air	Pompe de circulation	Pompe alimentaire
Actionnées par les machines principales au moyen de balanciers »	4 machines à 1 cylindre 0 ^m ,350 » 0 ^m ,250 » 210	Actionnées par les machines principales au moyen de balanciers »

Système des machines.....
Nombre de machines et de cylindres par machines.....

Diamètre des cylindres.....
Course des pistons.....
Limites entre lesquelles peut varier l'introduction aux cylindres.....

Système du mouvement des tiroirs.....
Nombre de tours maximum prévu par minute.....

Nombre de machines et de cylindres par machine.
Diamètre des cylindres... } d'admission.....
 } de détente.....
Course des pistons..... } d'admission.....
 } de détente.....
Nombre de tours maximum prévu par minute.....

MACHINES PRINCIPALES

Machines de Service

DONNÉES CARACTÉRISTIQUES (Suite)

Pompes de cale	Ventilateurs d'aération	Machinésélectriques	Servomoteur du gouvernail	Treuil à escarbilles	Ventilateurs des chaudières	Turbines des chaudières	Condenseur auxiliaire
4 à 3 cyl. égaux	2 à 1 cyl.	4 à 2 cyl.	1 à 2 cyl. égaux	4 à 2 cyl. égaux	8 à 2 cyl. égaux	»	1 à 2 cyl.
0 ^m , 295	0 ^m , 240	0 ^m , 206	0 ^m , 250	0 ^m , 110	0 ^m , 195	»	0 ^m , 180
		0 ^m , 310		0 ^m , 100		»	0 ^m , 300
0 ^m , 300	0 ^m , 127	0 ^m , 170	0 ^m , 240	0 ^m , 100	0 ^m , 160	»	0 ^m , 200
115	420	id.	75	210	420	»	id.
						»	120
2							

APPAREILS AUXILIAIRES

Nombre de machines et de cylindres par machine.
 Diamètre des cylindres... { d'admission.....
 { de détente.....
 Course des pistons..... { d'admission.....
 { de détente.....
 Nombre de tours maximum prévu par minute....
 Nombre de condenseurs par machine principale...

Puissance Indiquée Maximum prévu

Machines principales..... 11 600 chevaux
 Machines de servitude..... 430 chevaux
 Totale des machines..... 12 030 chevaux

CHAUDIÈRES

Type des chaudières.....
 Timbre des chaudières.....
 Nombre de corps..... 8
 Nombre de foyers par corps..... 3
 Surface de grille totale..... 53^{m2}, 024
 Surface de chauffe directe de tous les corps..... 215^{m2}, 616
 Surface de chauffe tubulaire de tous les corps..... 4.954^{m2}, 792
 Surface de chauffe totale..... 2.170^{m2}, 408
 Surface du sécheur.....
 Cylindrique à flamme directe
 6^k
 8
 3

PROPULSEURS		2 hélices
Nombre et nature des propulseurs.....		4 ailes simples
Nombre d'ailes par hélice.....		Bâbord
Diamètre extérieur des hélices ou des roues.....		5 ^m , 360
Nature du métal des hélices.....		Bronze manganésifère
Pas de l'hélice.....		6 ^m , 447
Fraction de pas de	{ à l'extrémité du rayon..... { aux $\frac{3}{4}$ du rayon..... { à la $\frac{1}{4}$ du rayon.....	0 ^m , 0222
chaque aile.....		0 ^m , 0596
Rapport du nombre de tours du moteur à celui du propulseur.....		0 ^m , 0947
Immersion du bord supérieur des ailes de l'hélice	} pour un tirant d'eau AR de 8 ^m , 300	1
		2 ^m , 454

OBSERVATIONS

Néant.

RÉSULTATS MOYENS

Date de l'essai	3 février	12 février	19 février	
Nature de l'essai.....	Puissance et consommation avec tous les feux.	Tirage forcé en vase clos avec tous les feux	Puissance et consommation avec 6 chaudières.	
Nature du tirage.....	naturel	forcé	naturel	
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m ,980	7 ^m ,988	7 ^m ,837	
Différence de tirant d'eau.....	0 ^m ,660	0 ^m ,664	0 ^m ,486	
Surface immergée du maître couple B ²	142 ^m ², 7838	142 ^m ², 7436	139 ^m ², 706	
Déplacement en tonneaux.....P	10389 ^{ix} , 326	10602 ^{ix} , 505	10353 ^{ix} , 748	
État de propreté de la carène	très propre	très propre	très propre	
Direction et intensité du vent	Est, 4 à 5	N. N. 0-0, 1 à 2	E-E S-E, 3 à 2	
Direction de la route et indication de la base parcourue.....	N 69° E et S 69° O Base des Mèdes	S 69° O et N 69° E Base des Mèdes	N 69° E et S 69° O Base des Mèdes	
Longueur de la base parcourue en mètres	12430 ^m	12430 ^m	12430 ^m	
Immersion du bord supérieur des ailes d'hélice.....	T 2 ^m ,464 B 2 ^m ,474	T 2 ^m ,474 B 2 ^m ,484	T 2 ^m ,234 B 2 ^m ,244	
Charge maximum des soupapes de sûreté des chaudières.....	6 ^k ,300	6 ^k ,300	6 ^k ,300	
Nombre de foyers allumés.....	24	24	18	
Surface de grille correspondante.....	53 ^m ², 024	53 ^m ², 024	39 ^m ², 768	
Ouverture	des boîtes d'arrêt en 10°	10	10	
	de la valve en 10°.....	4	10	
	des cendriers.....	à moitié	au quart	aux 3/4
Fraction de la course représentant la durée d'introduction aux cylindres	à basse pression N	0,586	0,586	0,586
	à haute pression M	0,250	0,673	0,250
	à basse pression AR	0,577	0,577	0,577
	à	»	»	»
Température de la chambre des machines	près de la mise en train.	30°	28°	29°
	sur le parquet supérieur	43°	41°	39°
	derrière les cylindres..	26°	25°	26°
Température de la chambre de chauffe.	36°	32°	39°	
Pression dans la chambre de chauffe en millimètres d'eau.....	»	27,5	»	
Tirage en millimètres d'eau.....	»	»	»	

DES ESSAIS

21 février			28 février	4 mars	5 et 6 mars	
Essai d'utilisation			Puissance et consommation avec 4 chaudières.	Tirage forcé par jet de vapeur avec tous les feux.	Essai de 24 h.	
naturel	forcé	naturel	naturel	forcé	forcé	naturel
8 ^m ,0023	7 ^m ,996	7 ^m ,990	8 ^m ,0465	7 ^m ,963	7 ^m ,9375	
0 ^m ,633	0 ^m ,648	0 ^m ,660	0 ^m ,567	0 ^m ,674	0 ^m ,925	
143 ^{m²} ,0353	142 ^{m²} ,9045	142 ^{m²} ,7838	143 ^{m²} ,9206	142 ^{m²} ,2406	141 ^{m²} ,7275	
10626 ^{ix} ,397	10615 ^{ix} ,684	10605 ^{ix} ,800	10699 ^{ix} ,115	10561 ^{ix} ,32	10519 ^{ix} ,3115	
très propre			très propre	tr. propre	très propre	
Est-S-E. — E.-S.-E. — De 2 à 3			Ouest, 0 à 2	diverses, 2	S.E.-S.O.-J.S.O., 1, 0 et 2	
N-69°-E et S-69°-O			diverses	S-69°0, N-69-E	diverses	
Base des Mèdes				Base des Mèdes	»	
2 ^m ,509			2 ^m ,519	2 ^m ,454	2 ^m ,589	
2 ^m ,519			2 ^m ,529	2 ^m ,464	2 ^m ,599	
6 ^k ,300			6 ^k ,300	6 ^k ,300	6 ^k ,300	
24			12	24	24	
53 ^{m²} ,024			26 ^{m²} ,512	53 ^{m²} ,024	53 ^{m²} ,024	
10			10	10	10	
T ^d 0,5	1,3	0,4	T ^d 0,35	1	1	0,55
B ^d 0,45	1,2	0,35	B ^d 0,25			
à moitié			à moitié	à moitié	au quart	à moitié
0,586			0,586	0,586	0,586	0,586
Tribord : 0,65. — Bâbord : 0,67			0,250	0,500	0,673	0,400
0,577			0,577	0,577	0,577	0,577
»			»	»	»	
de 25 à 30°			30°	30°	de 29 à 34°	
de 34 à 47°			39°	45°	de 43 à 46°	
de 24 à 28°			25°	28°	de 40 à 44°	
de 30 à 35°			32°	34°	de 55 à 60°	
»	14,4	»	»	15,8	12,2	»
»	»	»	»	15,2	»	»

RÉSULTATS MOYENS

		3 février	12 février	19 février	
ESSAI DE VITESSE	Date de l'essai.....	3 février	12 février	19 février	
	Nombre de parcours simples effectués.....	4	4	6	
	Pression moyenne en kilogrammes par centimètre carré	aux chaudières.....	5 ^k ,996	6 ^k ,100	5 ^k ,875
		à la sortie du détenteur.....	»	»	»
		à la boîte à tiroir du cylindre admetteur.....	5 ^k ,737	5 ^k ,600	5 ^k ,635
		aux réservoirs intermédiaires (N ^o)	0 ^k ,076	0 ^k ,909	— 0 ^k ,187
	Contre-pression moyenne aux condenseurs en kilo par cm ²	0 ^k ,081	0 ^k ,100	0 ^k ,089	
	Vide correspondant en centimètres de mercure.....	71,8	69,9	70,9	
	Effort moyen rapporté à la surface des pistons détenteurs.....	1 ^k ,3777	2 ^k ,2085	1 ^k ,0395	
	Nombre de tours moyen par minute (aux bases).....	73,3	87,845	65,385	
Vitesse du bâtiment en nœuds . . V	14 ⁿ ,174	16 ⁿ ,194	13 ⁿ ,103		
ESSAI DE CONSOMMATION	Avance correspondante par tour du propulseur, en mètres.....	5 ^m ,968	5 ^m ,690	6 ^m ,185	
	Coefficient de recul.....	0 ^m ,067	0,110	0,033	
	Puissance indiquée	machines principales Φ	5756 ^{chx} ,1	11058 ^{chx} ,53	3874 ^{chx} ,86
		machines de service aux batteries..... φ	40,5	110,44	93,67
		totale... $\Phi + \varphi = \Phi_1$	5796,6	11108,98	3968,53
	Coefficients d'utilisation dans les formules...	$V = M \sqrt[3]{\frac{\Phi_1}{B^2}} \dots M$	4,124	3,786	4,294
		$V = M' \sqrt[3]{\frac{\Phi_1}{P^{2/3}}} \dots M'$	6,187	5,683	6,458
	Durée de l'essai.....	6 ^h	4 ^h	6 ^h	
	Nature et qualité du charbon employé.....	Briquettes d'Anzin	Briquettes d'Anzin	Briquettes d'Anzin	
	Pression moyenne en kilogrammes par centimètre carré.....	aux chaudières à la sortie du détenteur...	5 ^k ,9495	6 ^k ,1045	5 ^k ,864
de la boîte à tiroir du cylindre admetteur.....		»	»	»	
aux réservoirs intermédiaires (N ^o)		5 ^k ,6915	5 ^k ,586	5 ^k ,628	
aux réservoirs terminés (N ^o)		0 ^k ,082	0 ^k ,899	— 0 ^k ,184	

DES ESSAIS (*Suite*)

21 février			28 février	4 mars	5 et 6 Mars	
2	2	2	»	4	»	»
6 ^k ,040	6 ^k ,010	6 ^k ,037	»	5 ^k ,828	»	»
»	»	»	»	»	»	»
5 ^k ,8185	5 ^k ,781	5 ^k ,909	»	5 ^k ,5685	»	»
— 0 ^k ,231	0 ^k ,462	— 0 ^k ,456	»	0 ^k ,214	»	»
»	»	»	»	»	»	»
»	»	»	»	»	»	»
0 ^k ,088	0 ^k ,089	0 ^k ,093	»	0,096	»	»
70,7	70,6	70,2	»	69,5	»	»
0 ^k ,8491	1 ^k ,7385	0 ^k ,6052	»	1 ^k ,5219	»	»
(1) 60,065	(1) 81,325	(1) 50,050	»	77,12	»	»
12 ⁿ ,202	15 ⁿ ,515	10 ⁿ ,141	»	14 ⁿ ,632	»	»
6 ^m ,270	5 ^m ,888	6 ^m ,255	»	5 ^m ,856	»	»
0,019	0,079	0,022	»	0,084	»	»
(2) 2904,4	(2) 8046,1	(2) 1727,1	»	6691,5	»	»
81,9	137,2	117,5	»	150,0	»	»
2986,3	8183,3	1844,4	»	6841,5	»	»
4,431	4,025	4,322	»	4,023	»	»
6,650	6,041	6,487	»	6,040	»	»
»	»	»	6 ^k	3 ^h ,45'	2 ^h	22 ^h
Briquettes d'Anzin			Briquettes d'Anzin	Briq. d'Anzin	Briquettes d'Anzin	
»			6 ^k ,007	5 ^k ,785	6 ^k ,0025	5 ^k ,9775
»			»	»	»	»
»			5 ^k ,850	5 ^k ,510	5 ^k ,600	5 ^k ,758
»			— 0 ^k ,602	0 ^k ,202	0 ^k ,311	— 0,153
»			»	»	»	»

RÉSULTATS MOYENS

		3 février	12 février	19 février	
ESSAI DE CONSOMMATION (SUITE)	Date de l'essai	3 février	12 février	19 février	
	Contre-pression moyenne aux condenseurs en kilogr. par cm ²	0 ^k ,085	0 ^k ,099	0 ^k ,088	
	Vide correspondant en centimètres de mercure	71,5	69,9	70,9	
	Effort moyen rapporté à la surface des pistons détenteurs.....	1 ^k ,3879	2 ^k ,2044	1 ^k ,0414	
	Nombre de tours moyen par minute (aux courbes).....N	73,22	87,71	65,585	
	Nombre de tours au compteur..N'	73,13	87,365	65,095	
	Puissance indiquée à l'essai de consommation.....	machines principales (aux courbes).....F machines principales (au compteur).....F machine de servitude.....f totale..... (F' + f) = F' ₁	5791 ^{ohx} ,3	11021 ^{ohx} .38	3889 ^{ohx} ,79
			5770,8	10891,4	3802,72
			44,9	109,47	92,15
			5815,7	11000,87	3894,87
	Valeur du rapport	$\frac{N^2}{F}$	67,8	61,2	72,5
	Quantité de charbon brûlé....	nette totale (C - c). par heure..... par heure et mètre carré de grille.... par heure et par cheval.....q par mille parcouru.. $= \left(\frac{\Phi_1 \times q}{V} \right)$	29046 ^k 4841 ^k	51024 ^k 12756 ^k	20346 ^k 3391 ^k
			91 ^k ,298	240 ^k ,57	85 ^k ,269
			0 ^k ,832	1 ^k ,159	0 ^k ,871
			340 ^k ,254	799 ^k ,36	263 ^k ,801
Distance franchissable avec l'approvisionnement normal de 695,6 tonneaux de charbon.....	$\frac{F}{V^3}$	milles 1456,5	milles 620,0	milles 1878,7	
		14,849	19,13	12,96	

DES ESSAIS (Suite)

21 février	28 février	4 mars	5 et 6 mars	
»	0 ^k ,097	0 ^k ,097	0 ^k ,106	0 ^k ,107
»	70	69,5	»	»
»	0 ^k ,4948	1 ^k ,5121	1 ^k ,606	1 ^k ,0054
»	44,9	76,81	79,12	65,87
»	44,77	76,31	79,34	65,75
»	1266 ^{chx} ,4	6623 ^{chx} ,2	7241 ^{chx} ,7	3777 ^{chx} ,0
»	1255,5	6427,5	7302 ^{chx} ,3	3753,8
»	106,9	148,2	106 ^{chx} ,1	104,7
»	1362,4	6575,7	7408,4	3858,5
»	71,5	68,4	68,4	75,7
»	7396 ^k	34969 ^k ,23	18137 ^k	69957 ^k
»	1232 ^k ,6	9325 ^k ,133	9068 ^k ,5	3179 ^k ,9
»	46 ^k ,492	175 ^k ,866	171 ^k ,026	59 ^k ,970
»	0 ^k ,904	1 ^k ,418	1 ^k ,224	0 ^k ,824
»	»	663 ^k ,015	»	»
»	»	milles	»	»
»	»	747,5	»	»
12,076	16,098	12,993	»	»
		»	16,045	»

Nous ne saurions, sans dépasser les limites de cet ouvrage, multiplier le nombre des essais cités. Ceux qui précèdent indiquent assez la marche à suivre et les diverses quantités à mesurer dans la pratique courante.

459. Essais Hirn. — Il est un autre genre d'essais, plutôt une analyse minutieuse de ce qui se passe dans la machine à vapeur, indiqués et pratiqués par M. Hirn et ses élèves, MM. Hallauer, Grosseteste, Develshauvers-Dery, et tous ceux qui font partie de l'École alsacienne. On suit pas à pas les transformations de la vapeur dans les diverses phases d'une évolution à travers les cylindres et le tuyautage. Les mesures s'effectuent sur les diagrammes, et, parallèlement, au moyen du calorimètre disposé pour donner en chaque point l'état de la vapeur, son degré d'humidité ou de surchauffe. En même temps, le frein mesure le travail effectif disponible sur l'arbre que l'on compare au travail indiqué.

« On est ainsi à même de retracer les modifications successives de l'énergie, à mesure qu'elle traverse la machine et s'y distribue sous les formes thermiques ou dynamiques, qu'elle soit utilisée ou dépensée en pure perte. On arrive également ainsi à définir son action et à l'analyser en détail, à établir les différences caractéristiques existant entre les divers types de machines ou se manifestant dans la même machine, suivant les modifications apportées aux conditions du fonctionnement.

« On trouvera ci-après, sous forme de tableau, les résultats d'essais de cette nature effectués sur une machine à tiroir ordinaire. On peut y suivre les modifications successives subies par la vapeur ou le calorique qu'elle renferme, et en déduire la portion d'énergie qui,

de l'entrée au cylindre, jusqu'à l'échappement au condenseur, a été utilisée d'une manière effective. »

Diamètre du cylindre, 152 ^{mm} , 5. Course, 203 ^{mm} . Dia-	
mètre des tiges de piston.....	26 mm.
Volume du cylindre. Côté du fond (m ³).....	0,003781
— — Côté de la manivelle (m ³).....	0,003659
Volume des espaces morts. Côté du fond (m ³)..	0,000493
— — Côté de la manivelle (m ³)..	0,000459
Pression à la boîte à tiroir.....	4 ^{kg} ,56
Espaces morts en pourcentage de la course HV.....	13,06 p. 0/0
— — — BV.....	12,51 p. 0/0
Pression barométrique.....	743 ^{mm} ,6
Pression absolue à la boîte à tiroir.....	5 ^{kg} ,655
Nombre de tours par heure.....	11 890,20
Siccité de la vapeur comprimé dans les espaces morts.	1,0205
Poids de vapeur condensé par heure (kg).....	117,90
Vapeur consommée au cours de l'essai (kg).....	324,96
Siccité de la vapeur dans la boîte à tiroir.....	0,9941
— — d'échappement.....	0,9021
Poids de vapeur humide par course (kg) :	
Côté du fond.....	0,0049763
Côté de la manivelle.....	0,004961
Température de la vapeur condensée (deg. C.).....	103°,47
— de l'eau de condensation, froide (deg. C.)	42°,75
— — — chaude (deg. C.)..	92°,219
Poids d'eau de condensation par heure (kg).....	2 288,82
— — — par course (kg.).	{ HV.. 0,096169
	{ BV.. 0,096286
Fermeture de l'admission en p. 0/0 de la course. HV..	20,544
— — — — BV..	18,963
Compression, HV, p. 0/0.....	53,341
— BV —	39,770
Puissance indiquée { HV..... 3,3152 }	} 6,6206
{ BV..... 3,3054 }	
Puissance au frein.....	4,710
Échappement, HV, p. 0/0.....	93,958
— BV —	94,971
Poids de vapeur consommé, par cheval indiqué (kg)..	17,850
— — — — effectif (kg)..	25,090

§ 5. — *Essais des moteurs à gaz*

460. En nombre de points, les essais des moteurs à gaz se conduisent comme ceux des machines à vapeur. Malgré la perfection de la construction, le rendement mécanique de ces moteurs est généralement un peu inférieur à celui des machines à vapeur ; le cylindre est d'un plus grand diamètre pour une même puissance et un nombre de tours égal : Une course seule est motrice sur quatre. Du rapport des puissances mesurées au frein et à l'indicateur, on déduit la valeur du rendement.

Pour le calcul de la puissance par l'indicateur, on introduit, non la moitié du nombre de tours, mais le nombre d'explosions, c'est-à-dire de courses utiles. On installe un compteur spécial qui enregistre le nombre d'ouvertures de la valve d'admission de gaz ; les organes d'inflammation sont en parfait état pour qu'il n'y ait pas de ratés.

On relève les dimensions du moteur :

- Course du piston ;
- Diamètre du cylindre moteur ;
- Diamètre du cylindre compresseur ;

(Le plus souvent la compression a lieu dans le cylindre moteur.)

— Volume de la chambre de combustion, y compris l'allumeur, ou bien espace nuisible.

Une fois le moteur mis en route et en fonctionnement normal, on mesure les quantités suivantes :

- Nombre de tours ;
- Consommation de gaz ;
- Consommation d'eau de refroidissement ;

- Température des gaz à l'évacuation ;
- Température de l'eau de circulation à l'entrée et à la sortie ;
- Nombre de calories que dégage la combustion complète d'un mètre cube de gaz ;
- Composition des gaz brûlés à l'évacuation.

Comme pour les machines à vapeur, le *nombre de tours* total pendant l'essai est relevé par un compteur attelé sur un organe quelconque : bielle, volant ou tiroir ; dans ce dernier cas, on multiplie par 2 le nombre trouvé. Au moment de chaque relevé on compte directement le nombre de tours d'une minute ou deux par un compteur à main ; le compteur Redier est très commode.

Le *gaz se mesure* avec un bon compteur que l'on vérifie avant l'essai. Un réservoir en tôle mince, de 1 à 2 mètres cubes, est exactement jaugé par le poids d'eau qu'il contient. Plein de gaz, il est mis en communication avec le compteur ; on le remplit d'eau qui chasse le gaz à travers le compteur. Au moyen de robinets comprenant le compteur, on règle l'écoulement du gaz sous la même pression que l'on aura à l'essai ; deux manomètres à eau sont nécessaires pour cela. La pression du gaz dans les conduites varie de 20 à 70 millimètres d'eau en sus de la pression atmosphérique. On prend également la température du gaz admis pendant l'essai, et on corrige le volume indiqué au compteur à 0° et 760 millimètres de mercure, pression dont l'atmosphère s'écarte beaucoup dans les villes à altitude élevée. Une ou deux poches en caoutchouc sont intercalées entre le compteur et le moteur pour obtenir au compteur un écoulement continu. Un compteur de dix becs est largement suffisant pour un moteur de 1 che-

val. Pour les forces supérieures où la consommation est moindre, cinq à six becs par cheval suffisent. Un compteur débite facilement la moitié en plus de son titre (*un bec* dépense 140 à 150 litres par heure).

Le *mesurage de l'eau de circulation* se fait par un compteur gradué expérimentalement, ou, plus simplement et plus exactement, au moyen de deux réservoirs de 25 ou 50 litres qu'on vide alternativement une fois pleins et que l'on compte. Les températures de cette eau se prennent dans le tuyau d'arrivée et, au sommet du cylindre, dans le conduit d'évacuation.

Les *gaz d'évacuation* sortent à une très haute température que l'on mesurera avec le couple thermo-électrique de M. l'Ingénieur au Corps des Mines Le Chatelier. A défaut, on emploiera un calorimètre : celui de Salleron est fort commode. Une boule de platine prend la température des gaz à l'échappement et fait monter l'eau du calorimètre de t° à θ° , d'où l'on déduit la température initiale du platine.

Le *pouvoir calorifique du gaz* se détermine au moyen de la bombe de M. le professeur A. Witz. Nous renvoyons à son traité pour les détails. Cette détermination ne se fait pas dans la pratique, à cause des appareils délicats qu'elle exige, et pourtant toutes les autres mesures n'ont pas grande portée, si on ne connaît le nombre de calories d'un mètre cube du gaz employé.

Composition des gaz brûlés à l'évacuation. — On la détermine au moyen d'un des appareils en usage pour l'analyse des gaz des foyers. On vérifie par ce moyen si les proportions de gaz et d'air à l'admission sont convenables. On arriverait au même résultat en mesurant la quantité d'air introduite pour la combustion. Installation nécessaire : un petit ventilateur soufflant dans

un gros compteur, avec interposition d'un gazomètre, faisant office de poche en caoutchouc pour régulariser le débit.

Tous les renseignements soigneusement relevés à chaque essai, se mettent en tableaux ou en courbes pour une comparaison aisée des divers types.

461. Exemples. — Citons quelques exemples :

Un essai fait par M. A. Witz sur un moteur à gaz d'éclairage Crossley (Lille, novembre 1893). Ce moteur était destiné à produire de la lumière électrique. Entre son volant et celui de la dynamo est interposé un arbre avec volant et joint élastique Raffart, pour supprimer les variations de vitesse.

« Le moteur occupe un emplacement de 3^m,66 sur 2^m,50, y compris deux volants de 1^m,761 de diamètre. Son cylindre a un diamètre de 335 millimètres. et le piston une course de 530 millimètres. L'alimentation se fait avec du gaz de ville, et la compression initiale est d'environ 5 kilogrammes.

« L'allumage est effectué par un tube incandescent ; le brûleur qui le maintient au rouge consomme 250 litres de gaz à l'heure.

« La mise en train s'opère mécaniquement.

« Un compteur de tours, actionné par une petite bielle articulée sur l'extrémité de l'arbre de couche, donne le nombre total de révolutions. Pour compter le nombre d'admissions de mélange tonnant, M. A. Witz a employé son appareil à contacts électriques, marquant à chaque levée de la soupape d'admission un trait sur la bande d'un récepteur de Morse.

« Le travail indiqué a été déterminé par l'observation

des pressions moyennes, basée sur un nombre de diagrammes suffisant pour réduire au minimum l'erreur commise du chef des incessantes variations de l'admission ; on prenait chaque fois trois tracés superposés sur le même papier. Le tarage du ressort a été fait suivant le procédé habituellement employé par M. Witz, en montant l'appareil sur un réservoir renfermant de l'air comprimé, dont la pression était mesurée par un manomètre à air libre d'abord, et ensuite, pour les tensions trop considérables, par un excellent manomètre Bourdon. La flexion moyenne du ressort employé était de $2^{\text{mm}},54$ par kilogramme de pression.

« Le travail effectif du moteur a été mesuré par un frein à cordes, qui pouvait être appliqué sans peine sur les deux volants. Ce frein était à deux brins embrassant toute la circonférence de la jante : l'extrémité supérieure était amarrée à un point fixe, par l'intermédiaire d'un petit dynamomètre à ressort, dont la charge p devait être décomptée de la valeur du poids P attaché à l'autre extrémité flottante des brins : la charge effective ω était donc égale à $P - p$. Comme le frein était double, on avait moins de 20 chevaux à faire sur chaque volant. La disposition des lieux et la forme des volants ne se prêtaient malheureusement pas à un refroidissement des jantes, et l'on a dû réduire la durée des expériences, de crainte de trop échauffer le métal. Par contre, on a déterminé avec le plus grand soin les valeurs de P et de p , et mesuré rigoureusement les diamètres des jantes qui étaient de $1^{\text{m}},761$ et $1^{\text{m}},762$; les brins avaient 15 millimètres de diamètre.

« La consommation de gaz était relevée par un compteur spécial, disposé dans une salle à température constante : cette température n'a pas varié sensiblement, et elle est

restée égale à 24°. Un essai préalable avait déterminé l'importance des fuites et des pertes de la canalisation et des poches de régulation. La pression atmosphérique moyenne a été notée par un baromètre de précision. Les volumes ont été ramenés à 0° et à 760 millimètres de pression.

« Des prises de gaz, prélevées au cours des essais, ont permis de mesurer, par le procédé de la bombe eudiométrique, le pouvoir calorifique exact du gaz consommé : il a peu varié. Il a été de 5 011 calories, le 26, et de 5 024 calories, le 27 octobre, les volumes étant réduits à 0° et 760 millimètres, et la combustion ayant lieu à volume constant.

« Sept essais ont été exécutés : le premier est un essai à vide ; le second est encore fait à blanc, mais avec la transmission.

« Dans les quatre essais suivants, 3, 4, 5 et 6, on a déterminé à la fois le travail indiqué et le travail effectif, de manière à établir la valeur exacte du rendement organique du moteur : le travail a augmenté de 35 à 43 chevaux indiqués.

« L'essai 3, de moindre puissance, a été effectué de manière à avoir une explosion tous les deux tours, sans aucun raté ; le robinet d'admission de gaz avait dû être réglé en conséquence. Dans les trois autres essais, au contraire, le robinet était entièrement ouvert, et, sous l'action du régulateur, la quantité de gaz admise par coup variait, ainsi que le nombre des admissions produisant une impulsion motrice.

« On voit que, dans ces divers essais, la vitesse moyenne de l'expérience a pris des valeurs différentes : ces différences ont servi à déterminer les valeurs du rendement organique à divers régimes de vitesse. La durée des essais

n'a pu dépasser trente minutes, par suite de l'échauffement excessif des jantes.

« Le septième essai est une expérience d'éclairage, qui a été prolongée trois heures durant ; en relevant un triple diagramme tous les quarts d'heure, on a pu déterminer rigoureusement le travail moyen indiqué, et passer de là, par le rendement organique de l'essai n° 3, au travail effectif correspondant ; il faut observer, en effet, que les essais nos 3 et 7 sont faits dans des conditions identiques.

« Le tableau ci-après résume synoptiquement les résultats obtenus.

NUMÉRO DE L'ESSAI	CONDITIONS de L'ESSAI	DURÉE	VITESSE MOYENNE	CHARGE	CHARGE AU FAIEN	TRAVAIL EFFECTIF	NOMBRE D'EXPLOSIONS	PRESSIION MOYENNE <i>m</i>	TRAVAIL INDIQUE	RENDEMENT ORGANIQUE	PRESSIION ATMOSPHERIQUE	TEMPÉRATURE DU COMPTEUR	POUVOIR CALORIFIQUE DU GAZ	GAZ CONSOMMÉ DANS L'ESSAI	CONSUMATION PAR HEURE	CONSUMATION RÉDUITE A 0 ET 760	CONSUMATION par cheval-heure indiqué	CONSUMATION par cheval-heure effectif	CONSUMATION par cheval-heure déduit
1	A vide	15 min.	168,8	—	—	—	15	4,77	7,42	—	759,4	24°	5024	4418	5672	5210	704	—	—
2	Avec transmission	30 min.	160,0	—	—	—	20	5,52	11,50	—	757,0	id.	3011	3385	6770	6198	539	—	—
3	Au frein	15 min.	142,8	163 k. 6	28,98	71,4	4,78	35,43	35,43	0 820	759,4	id.	5024	5042	20170	18526	523	639	632
4	id.	20 min.	152,5	189 k. 1	35,77	70,0	5,69	41,35	41,35	0 865	757,0	id.	5011	8198	24594	22472	543	628	622
5	id.	20 min.	161,3	181 k. 1	36,23	74,5	5,31	41,09	41,09	0 880	759,4	id.	5024	8173	24519	22522	548	622	616
6	id.	25 min.	163,36	187 k. 8	38,05	73,0	5,45	43,00	43,00	0 884	757,0	id.	5011	40354	25330	23190	539	609	603
7	En éclairage	3 h.	150,6	—	28,54	75,3	4,45	34,81	34,81	0 820	757,0	id.	5011	60660	20220	18511	532	648	641

« Les constantes des calculs sont les suivantes :

Travail indiqué: T_i

$$\frac{S.C}{4\ 500} = 0,10381 \left\{ \begin{array}{l} S = \text{surface du piston.} \\ C = \text{course.} \end{array} \right.$$

$$T_i = 0,10381 \times n \times p_m \left\{ \begin{array}{l} n = \text{nombre d'explosions.} \\ p_m = \text{pression moyenne.} \end{array} \right.$$

Travail effectif: T_e

Circonférence moyenne des volants: $5^m,5815$ (corde comprise).

$$T_e = \frac{5,5815}{4\ 500} \times N \times \varpi \left\{ \begin{array}{l} N = \text{nombre de tours.} \\ \varpi = P - p = \text{charge du frein} \\ \text{totale sur les deux volants.} \end{array} \right.$$

Diagramme A.

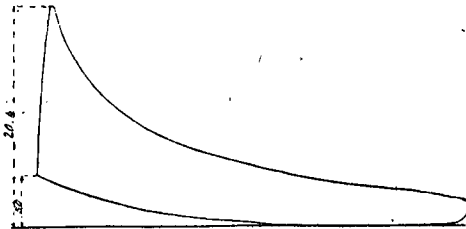


Diagramme B.



Fig. 679.

« Les diagrammes ci-joints (*fig. 679*) sont la reproduction, en A, du diagramme moyen du quatrième et, en B, du troisième essai ; pour A le robinet était pleinement ouvert, tandis que pour B le robinet étranglait l'admis-

sion du gaz, de manière à ce qu'il y eût autant d'explosions motrices que de compressions.

« Dans l'essai n° 6, le rapport du travail effectif réellement disponible au travail total qu'aurait pu fournir par sa transformation le calorique dégagé par le gaz est égal à :

$$\frac{75 \times 60 \times 60}{0,603 \times 5\,011 \times 425} = 0,21.$$

« Au point de vue de la régularité du moteur, les résultats sont satisfaisants ; la vitesse reste bien constante, et, grâce aux deux volants, l'impulsion du coup moteur ne se fait sentir que d'une manière imperceptible. La variation est de 1,9 tour environ sur 150.

« Constatons, en passant, qu'on obtient une intensité lumineuse de 4 922 bougies pour une consommation horaire de 18^{mc},5 de gaz réduits à 0° et 760 : l'utilisation directe du gaz par des becs Bengel donnerait moins de lumière pour une dépense triple (1).

« Comme la dynamo fournit 16 491 watts avec 110^{volts},9 et 148^{amp.},7 le watt-heure coûte, par suite, 1 lit. 1 de gaz. Il suffit d'énoncer ces résultats pour faire apprécier les bénéfices que procure l'emploi d'un bon moteur à gaz pour l'éclairage électrique des établissements industriels. »

462. Voici un autre exemple d'essais, c'est celui d'un moteur à gaz pauvre Simplex (Delamarre, Deboutville et Malandin), construit, à Rouen, dans les ateliers de

(1) Il n'en est plus ainsi avec les nouveaux becs à incandescence qui donnent la lumière d'une carcel pour une dépense de 20 litres de gaz à l'heure, alors que pour la même intensité lumineuse le bec Bengel exigeait 105 litres, soit plus de cinq fois plus.

MM. Matter et C^{ie} (essai fait par M. Ch. Bourdon, le distingué professeur de machines à vapeur à l'École Centrale des Arts et Manufactures).

« Les essais ont été effectués au moyen d'un frein à cordes, genre Prony, disposé comme il est indiqué sur la figure ci-contre (fig. 680).

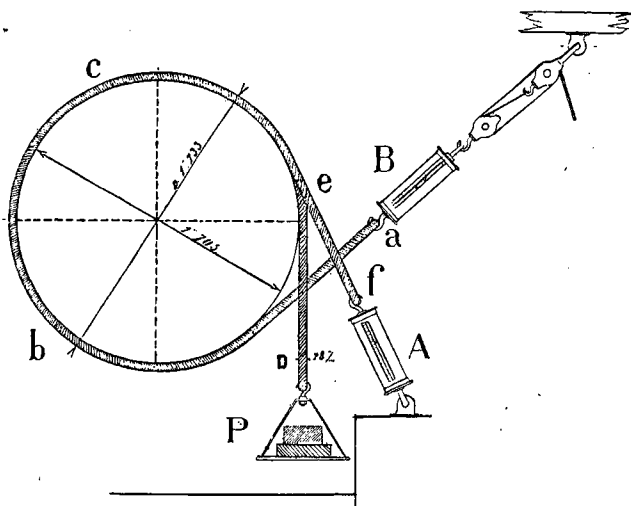


FIG. 680.

« Le frein se composait d'une série de quatre cordes, telles que *abcd*, enroulées sur la poulie de commande du moteur ; ces cordes étaient fixées, d'une part, au dynamomètre B et supportaient, d'autre part, à leur autre extrémité un plateau P, pouvant recevoir la charge. L'écartement régulier des brins de corde était maintenu au moyen d'un certain nombre de ligatures. La stabilité du frein en marche était obtenue par un deuxième dynamomètre A attaché à l'une des ligatures *e*.

« Les expériences ont duré quatre heures et demie ; elles ont été commencées à dix heures quarante-cinq, et

ont été terminées à trois heures quinze minutes de l'après-midi.

« Le moteur étant à son régime normal de marche, l'équilibre du frein a été obtenu en plaçant en P une masse de 312 kilogrammes et trois poids de 20 kilogrammes, soit en totalité 372 kilogrammes. A ce poids il faut ajouter d'abord le poids de la corde *ed*, soit 4 kilogrammes, puis la tension du dynamomètre A qui, pendant la durée des essais, a eu une valeur moyenne de 34 kilogrammes, ce qui donne une charge additionnelle de :

$$4 \text{ kil.} + 34 \text{ kil.} = 38 \text{ kil.}$$

« Pour avoir la charge réelle, il faut retrancher la tension du dynamomètre B en marche ; or, la tension initiale due au poids des cordes étant, lorsque le moteur se trouvait au repos, de 9 kilogrammes, et la tension totale en marche ayant été en moyenne de 46 kilogrammes, la tension réelle sur les brins résultant de la marche du moteur a donc été de :

$$46 \text{ kil.} - 9 \text{ kil.} = 37 \text{ kil.}$$

« L'effort total agissant sur la corde du frein était donc de :

$$P = 372 + 38 - 37 = 373 \text{ kil.}$$

« Pour calculer le travail absorbé par le frein, il nous suffit d'appliquer la formule :

$$\epsilon = \frac{\pi D n p}{75 \times 60} \text{ (en chevaux-vapeur),}$$

dans laquelle :

« D est le diamètre suivant l'axe de la corde formant frein ;

« n est le nombre de tours par minute ;

« P est l'effort sur la corde en kilogrammes.

« Le nombre de tours du moteur était enregistré par un compteur recevant son mouvement de l'arbre de commande de la distribution qui, en raison du rapport des engrenages, tourne moitié moins vite que l'arbre moteur. Au début de l'expérience, le compteur marquait 12 217 ; à la fin, le chiffre était de 30 937. Il résulte de ce qui précède que le nombre total de tours a été de :

$$2 (30\ 935 - 12\ 217) = 37\ 436.$$

« L'expérience ayant duré quatre heures et demie, soit deux cent soixante-dix minutes, le nombre moyen de tours par minute a été :

$$\frac{37\ 436}{270} = 138,6 \text{ tours.}$$

« On déduit de ces chiffres, pour la valeur du travail disponible sur l'arbre de la machine, le diamètre D étant égal à 1^m,733,

$$\epsilon = \frac{\pi \times 1^m,733 \times 138,6 \times 373}{75 \times 60} = 62^{\text{chev.}},55 \text{ au frein.}$$

« L'installation comprend comme accessoires : une pompe qui sert à élever l'eau destinée au refroidissement du cylindre, ainsi qu'à l'alimentation du gazogène, et un ventilateur Roots qui fournit l'air nécessaire au foyer. Nous n'avons pas à tenir compte du travail absorbé par ces appareils, car, par la disposition des expériences, il se trouve de lui-même déduit du travail total, et le tra-

vail disponible sur l'arbre du moteur est exactement celui qui est absorbé par le frein.

« Le nombre de chevaux effectifs disponibles sur l'arbre de la machine étant, comme nous venons de le voir, de 62^{chev.},55, et la consommation totale du gazogène pendant la durée de l'expérience ayant été de 170 kilogrammes. cela donne pour la consommation :

$$\frac{170}{62,55 \times 4,5} = 0 \text{ kil. } 6032 \text{ par chev. effectif et par heure.}$$

« *Considérations générales sur le moteur et l'installation.* — Pendant toute la durée de l'essai, le moteur a très bien fonctionné ; sa marche a été régulière ; aucun incident n'est survenu pouvant avoir une influence sur les résultats.

« Il a été relevé un certain nombre de diagrammes qui ont permis de vérifier le réglage de la distribution et de mesurer les pressions à l'intérieur du cylindre pendant les différentes périodes de la course du piston.

« Il aurait été intéressant de déduire de l'intégration de ces diagrammes la force développée sur le piston du moteur, afin de la comparer au travail disponible sur l'arbre mesuré par le frein de Prony ; mais, pour obtenir par ce calcul des résultats exacts, il faudrait connaître le nombre de courses pendant lesquelles il n'y a pas eu d'explosion ; or, il n'a pas été possible de relever ce chiffre. Le moteur ayant fonctionné à pleine charge pendant toute la durée des essais, le nombre de ces courses perdues a été fort restreint ; mais elles ne se produisaient pas à des intervalles suffisamment réguliers pour que l'on puisse établir une moyenne.

« Le moteur essayé donne à peu près la meilleure uti-

lisation qu'il soit possible d'obtenir dans l'état actuel de l'industrie mécanique, au point de vue de la dépense réduite de combustible par cheval-heure.

« Ma conclusion est donc qu'il y a lieu de prononcer la réception du moteur et de l'ensemble du matériel fourni, puisque la consommation de combustible est sensiblement inférieure à celle spécifiée au marché et qu'au point de vue du fonctionnement et de l'exécution ce moteur ne peut donner lieu à aucune critique.

« Je suis, en outre, d'avis que, pour la force que l'on a à produire, la solution qui a été adoptée, tout en présentant des garanties de bonne marche, aussi sérieuses que tout autre système, permet de produire le courant électrique dans les conditions économiques les plus favorables que l'on puisse présentement réaliser. »

CHAPITRE XIV

PASSATION DES MARCHÉS. PRIX DE REVIENT D'EXPLOITATION ET DE CONSTRUCTION

- § 1. — FORME DES MARCHÉS, LEUR PASSATION
§ 2. — PRIX DE REVIENT D'UNE INSTALLATION. — ENTRETIEN
ET AMORTISSEMENT. — § 3. — PRIX DE REVIENT DE
CONSTRUCTION ET D'EXÉCUTION DES MACHINES

§ 1. — *Forme des marchés, leur passation*

463. Considérations générales. — Le contrat de vente d'une machine se discute entre le constructeur et l'acheteur, ou l'ingénieur qui représente celui-ci; ou bien l'achat a lieu aux enchères; les conditions sont imposées. Il n'échappe point l'importance des termes nets et précis du marché; faute de clarté dans les spécifications, des contestations s'élèvent entre les deux parties, chacune, nous le disions plus haut, ayant entendu le sens le plus favorable à ses intérêts.

Un contrat de vente pour une terre, une propriété, n'est rédigé correctement que par un notaire; seuls,

les ingénieurs compétents sont capables d'entendre les termes d'un marché de machines, et l'on doit avoir recours à eux pour ces contrats. Il n'en est souvent point ainsi pour les machines de faible puissance ; l'acheteur, un industriel quelconque, agriculteur, confiseur, etc., exerçant l'une de ces petites professions qui exigent un moteur, gaz ou vapeur, évite les frais d'une consultation et, pensant comprendre, accepte les conditions qu'on lui fait. S'il s'est adressé à un vendeur honnête, il y a des ennuis de part et d'autre ; s'il s'est mis entre les mains de faiseurs d'affaires obscures, il est ce qu'on appelle en termes modernes *roulé*.

On ne met en *adjudication* que des fournitures de grosse importance pour un service public. Cette manière de procéder présente nombre d'inconvénients. L'adjudicataire est contraint aux prix les plus minimes, non en rapport avec l'aléa qu'il court et les capitaux mis en jeu ; il fournit le plus strict de ce qui figure au marché ; toute modification et tout contretemps administratifs donnent lieu à indemnité. Quelque bien rédigé que soit un marché, un homme de loi y trouve toujours matière à procès ; si l'entrepreneur est en déficit, il intente le procès ; de là, des lenteurs sans fin et un gros préjudice. La fourniture revient finalement à plus haut prix que dans un traité de gré à gré laissant un bénéfice raisonnable, et où, par suite, il n'y a pas de tiraillements pour l'exécution finie et le choix de matériaux excellents.

Le particulier qui traite fait rarement un marché par adjudication ; c'est, au contraire, la règle dans les services publics, en vue d'éviter les *pots-de-vin* et de ne pas tenter la moralité du personnel de l'État. Notre système de comptabilité nationale est basé sur une suspicion permanente de chaque individu. C'est là une des rai-

sons, dans le service courant, du rendement inférieur d'un ingénieur au service de l'État comparé au rendement de ce même ingénieur attaché à une Compagnie particulière.

N'oublions point, parallèlement, les services énormes que rendent les services publics ; en ce qui nous concerne, les progrès de la machine à vapeur pendant la seconde moitié de ce siècle, et les découvertes nouvelles de la métallurgie sont dus à la Marine militaire et à l'Artillerie. Les recherches incessantes des ingénieurs et officiers chargés de ces services visent à la perfection seule, en dehors de toute idée de bénéfice immédiat, seule considération en jeu dans les entreprises industrielles.

464. Rédaction d'un marché. — Marché ou adjudication exigent une rédaction également soignée, nette et précise. Qu'a-t-on à définir dans les multiples articles qui les composent ?

1° On doit énumérer qualités, titres et procurations des parties contractantes et leurs domiciles, renseignements importants pour la juridiction des tribunaux qui en connaîtront en cas de litiges ;

2° Préciser le lieu de construction de l'ensemble de la machine, indiquer les usines où seront prises les matières premières, forgés les arbres, coulées les pièces de fonte, etc... Ces déterminations ne sont point absolument définies ; on indique un certain nombre d'usines connues de l'acheteur et où celui-ci pourra exercer la surveillance nécessaire ;

3° Délimiter l'étendue de cette surveillance, désigner le personnel qui l'exercera. Des agences, des bureaux d'ingénieurs existent dans ce but ; tels, pour la Marine, le bureau *Veritas*, le *Lloyd*, etc.

L'État, dans ses divers services, a toute une organisation pour la surveillance dévolue aux ingénieurs ou officiers des corps dont ressortissent les travaux exécutés. Des agents subalternes accrédités auprès de chaque usine suivent journellement l'exécution : fonderie, forge, ajustage, montage, etc., et rendent compte à l'ingénieur de toute chose faite non conforme au traité. Ils fournissent les renseignements, indiquent les manières de procéder en usage dans les arsenaux de la Marine ou de la Guerre, servent en un mot d'intermédiaires pour toute question s'élevant entre le constructeur et l'État. L'usine met des bureaux à la disposition du service de la surveillance et lui fournit tous les renseignements nécessaires pour exercer le contrôle ;

4° Énumérer les plans fournis faisant foi et joints au marché. Ce sont seulement les plans d'ensemble définissant la fourniture ; les plans de détail [449] sont faits au bureau de dessin du chantier, selon les usages et la manière de faire ordinaires à ce chantier ;

5° Détailler les conditions techniques que nous avons développées dans les chapitres II et V, tome I.

Voici l'ordre où sont énumérées ces conditions techniques dans les marchés de la Marine :

Fers divers, tôles, profilés, rivets, tirants :

Pour les rivets, les essais de traction sur barreaux tournés de 13^{mm},5 de diamètre sur 200 millimètres entre pointeaux donnent :

Résistance : 34 à 36 kilogrammes, suivant les diamètres ;

Allongement : 24 p. 0/0 à 20 p. 0/0, suivant les diamètres ;

Aciers moulés pour pièces diverses :

Sur barrettes tournées de diamètre 13^{mm},5 et 100 millimètres de longueur entre pointeaux :

Résistance minima: 45 kilogrammes par millimètre carré de section primitive;

Allongement minimum : 10 p. 0/0 (Voir t. I, p. 53);

Aciers à rivets, tôles d'acier, aciers forgés, etc., avec les conditions de résistance et d'allongement et les méthodes de travail et recuit exigés;

Bronze et alliages analogues : nous en avons donné le tableau complet (t. I, p. 117);

Boulons, taraudages : la Marine exige l'emploi exclusif de sa série de filières et tarauds. Il est à regretter que, poursuivie depuis nombre d'années, l'unification des pas pour boulons, vis, etc., n'ait pu se faire en France, où chaque grande Compagnie a sa série. L'industrie y trouverait un notable soulagement et un abaissement du prix de revient des machines, pour lutter efficacement avec la concurrence étrangère.

Puis, on passe au détail des machines et de leurs organes :

Cylindres : leurs dispositions et celles des chemises de vapeur; jeu du piston aux extrémités du cylindre, glace du tiroir, etc. ;

Bâtis, qui seront plutôt en acier moulé qu'en fonte;

Pistons : leurs tiges et les bielles;

Ligne d'arbres, dont tous les coussinets sont en bronze garni d'antifriction ou métal blanc, bronze Bugnot, sauf le coussinet d'étambot garni de douelles en gaïac;

Mécanismes de distribution : tiroirs, coulisses, relevé de la régulation, détentés, mise en train à bras ou à vapeur, tuyautage permettant la mise en route de la machine dans toutes les positions ;

Condenseurs à surface : leurs tubes, dispositions des plaques de tête;

Pompes à air alternatives, *pompes de circulation* rota-

tives, toutes actionnées par le même moteur, pour éviter les emportements quand les pompes à air sont vides ;

Pompes de cale ;

Essais des pièces de machine : cylindres, boîtes à tiroir, tuyautage, condenseurs ;

Habillage des organes par des matières calorifuges ;

Purges, graissage et arrosage des pièces frottantes ;

6° Donner les dimensions des principaux organes reproduits d'après les plans. On spécifie si, en cas de non-conformité, ce sont les *plans* ou le *marché* qui font foi ;

Les données à indiquer sont :

Course ;

Diamètre du ou des cylindres ;

Nombre de tours ;

Pression de régime.

Quelquefois aussi :

Diamètres des pistons des pompes ;

Nombre de tours de la machine de circulation ;

7° Énumérer le détail des rechanges et de l'outillage qui font partie de la fourniture.

Les rechanges comprennent des bagues de piston, des coussinets divers, des clapets, etc. ; dans les machines marines on ajoute : une bielle de rechange, des modèles en fonte pour remplacer l'antifriction des coussinets, un ou deux couvercles de cylindres, quelquefois un coude complet d'arbre de couche, lorsqu'il est d'assemblage, etc. Le nombre des rechanges dépend du prix payé pour la machine et de la sécurité nécessaire, de l'éloignement où l'on se trouvera d'un atelier mécanique ; sur mer on emporte des rechanges très complets.

L'outillage pour les petites machines comprend une série de clefs s'adaptant à tous les écrous de la machine. Pour les gros appareils et les machines marines, il y a en plus : un compteur de tours totalisateur, une horloge, un établi, une forge avec les marteaux, limes, masses en cuivre, ciseaux et burins, cisailles, presses, etc., en somme, tout un petit atelier de ferblantier-forgeron-ajusteur. Sur les grands bateaux il y a un tour et une machine à percer que l'on attelle à une pompe à vapeur de service pour les actionner mécaniquement.

465. Exemple. — Marchés de la Marine. — Pour préciser la forme la plus nette d'un marché, citons les conditions générales de paiement, cautions, etc., de la Marine Nationale, marchés qui roulent sur les sommes les plus considérables en l'espèce, et dont nous avons donné déjà (p. 592 et suivantes) ce qui est relatif aux essais :

« Modifications éventuelles à la fourniture. — Si la fourniture ne satisfait pas aux conditions diverses stipulées au présent marché, les défauts reconnus pourront donner lieu soit à des modifications, soit au rebut de la machine, de la chaudière, ou d'une partie quelconque de la fourniture.

Les modifications seront exécutées à mes frais et par mes soins ⁽¹⁾, dans un délai qui sera fixé par la Commission de recette en raison de l'importance des travaux à exécuter.

Rebut. — Si la Commission de recette déclare qu'il n'y a pas lieu à modifications, mais bien à un rebut, le rebut ne pourra être définitivement prononcé par le

(1) C'est le fournisseur qui parle.

Ministre que sur l'avis d'une Commission spéciale nommée à cet effet.

En cas de rebut d'une partie de la fourniture, le Ministre se réserve le droit de garder le navire tel quel avec un rabais déterminé par lui. Ce rabais exclut toute autre pénalité pour insuffisance de résultats ; mais les pénalités pour retard resteront indépendantes et demeureront acquises à la Marine.

Délai de garantie. — Le délai de garantie pour la coque, comme pour l'appareil moteur, est fixé à ... mois, à partir de la date du procès-verbal de recette.

Toute avarie étrangère à des causes de force majeure qui serait survenue dans la coque ou dans l'appareil moteur pendant le délai de et ne provenant pas du fait de la Marine, sera réparée à mes frais, soit par les soins de la Marine, soit par mes soins, si l'Administration le juge convenable.

En cas d'avaries pendant la période de garantie, il est entendu que la durée de cette garantie ne pourra être prolongée si la Marine se charge d'exécuter à mon compte les réparations reconnues nécessaires ; mais, si la Marine préfère me laisser le soin d'exécuter les réparations, il demeure entendu, au contraire, que ce seul fait devra donner lieu à une prolongation de garantie dont la durée, proportionnelle à l'importance des avaries, sera fixée par le Ministre, sans pouvoir dépasser six mois.

Pendant toute la durée de la garantie, je pourrai placer un de mes agents à bord du bâtiment. Cet agent ne recevra de la Marine ni solde, ni indemnité d'aucune espèce : il aura droit seulement aux vivres et au logement, et sera traité, à cet égard, comme les mécaniciens du bord.

ART. 12. — *Paiement.* — Le paiement de la fourniture aura lieu à ... en quatre termes, savoir :

Premier terme : ... francs, lorsque les matériaux réunis dans mes chantiers et les travaux exécutés représenteront une valeur au moins égale au cinquième de celle de la fourniture ;

Deuxième terme : ..., francs, lorsqu'il aura été constaté que le bateau est prêt à être mis à l'eau et que la machine est montée à l'atelier ;

Troisième terme : ... francs, après l'admission en recette ;

Quatrième terme : le solde à l'expiration du délai de garantie fixé à ... mois, à partir de la date du procès-verbal de recette, comme il est dit à l'article 11.

ART. 13. — *Cautionnement.* — Il ne sera pas exigé de cautionnement pour la présente fourniture. (Plus souvent, le cautionnement est fixé à une quote-part de la valeur totale de la fourniture.)

ART. 14. — *Caution.* — A l'appui de mes factures, pour le paiement des acomptes mentionnés ci-dessus, je fournirai une caution solvable s'engageant solidairement avec moi à garantir le remboursement de tout ou partie des acomptes reçus par moi.

L'Administration de la Marine se réserve le droit de ne pas accepter la caution présentée, sans qu'elle soit tenue à donner le motif de cette non-acceptation.

Dans le cas de résiliation du marché pour retard, ou en cas de rejet de tout ou partie de la fourniture, par suite de la non-exécution des clauses stipulées ci-dessus, je serai constitué débiteur envers l'État de tout ou partie des acomptes reçus par moi.

Je remettrai aussi, en temps utile, une police d'assurance contre les risques de la mise à l'eau et de la traversée. Cette police stipulera que, en cas de sinistre, le

bénéfice en sera transporté au Ministre de la Marine jusqu'à concurrence des acomptes reçus par moi.

Enfin, je remettrai à la Commission chargée de constater mes droits au premier paiement un état détaillé des matières et objets que je lui présenterai.

Poursuites. — Le recouvrement de toutes les sommes dont je serai constitué débiteur envers le Trésor par arrêté du Ministre de la Marine, en vertu des stipulations du présent marché, sera poursuivi contre moi, à la requête de l'agent judiciaire du Trésor, suivant les formes usitées en matière de recouvrement des deniers publics.

ART. 15. — *Timbre, enregistrement, impression.* — Je serai chargé des frais de timbres et d'enregistrement des deux originaux du présent marché que l'Administration de la Marine fera imprimer, à mes frais, au nombre de 100 exemplaires.

ART. 16. — *Conditions générales du 10 juin 1870.* — Je déclare avoir une parfaite connaissance des conditions générales arrêtées par le Ministre, le 10 juin 1870, modifiées par la circulaire du 15 décembre 1890, et je prends l'engagement de m'y conformer en tout ce qui n'est pas contraire aux stipulations qui précèdent.

Fait double à Paris, le

Accepté par la Commission des machines et du grand outillage

Paris, le

466. Marchés entre particuliers. — Les marchés entre particuliers ne comportent pas des conditions si rigoureuses ; les cas les plus extrêmes de désaccord entre les parties y sont prévus, il est vrai, mais rarement il s'y trouve des clauses de pénalités ;

ceci à l'inverse des marchés publics, qui ne peuvent aller sans l'énumération des pénalités à encourir, pénalités peu applicables, il faut bien le dire, la plupart du temps. Entre particuliers ou Sociétés civiles, on ne traite que si l'on a une certaine confiance réciproque. On fuit les maisons habiles aux procès, et qui en intentent trop facilement. La publicité, considérable à notre époque, est une garantie : le constructeur a un intérêt majeur à livrer bien et dans les délais ; c'est pour lui la plus utile des réclames, l'assurance d'avoir des commandes d'autre part.

467. Achat des petites machines. — Dans la livraison des petites machines à vapeur ou à gaz les formalités sont plus simples. Les conditions de chaque maison sont spécifiées sur les prospectus répandus dans le public, conditions dont on ne s'écarte guère. Il s'agit de la *livraison*, du *montage*, des *essais* et du *payement*.

En général, la *livraison* a lieu en gare du lieu de construction et sur wagon ou sur bateau. A l'arrivée, le destinataire, avant de prendre livraison, s'assure si l'envoi est en bon état ; sinon, il actionne la Compagnie de transports en responsabilité des avaries.

Le *montage*, ou la mise en place (les petites machines arrivent toutes montées), a lieu sous la direction d'un ingénieur ou d'un monteur de l'usine de construction ; le personnel de manœuvres et les appareils de levage sont fournis par le preneur, ainsi que les matières nécessaires pour les *essais*. Ceux-ci sont faits par le monteur, qui livre ensuite la machine ; le délai de garantie est de six mois ou un an et porte sur l'absence de défauts préjudiciables dans les métaux employés : fonte, acier, etc., mais non sur le système de la machine.

Le *mode de paiement* est variable suivant le crédit de l'acheteur. Une grosse Compagnie solide paye en un seul bloc, après les essais, si la somme n'est pas trop considérable, ou bien en deux ou trois termes.

Un particulier paye un tiers à la commande, un tiers à la réception, un tiers après les essais. Pour de petits industriels qui se montent, on fait la vente à tempérament : soit une machine à gaz ou à vapeur de 3 000 francs avec 10 p. 0/0 d'escompte au comptant; on ne fait pas d'escompte, et le paiement s'effectue, par exemple, en vingt-quatre termes mensuels de 125 francs chaque. En vue de conserver une garantie, constituée par le moteur lui-même, le vendeur passe un contrat de *location* avec cette clause finale, que le preneur peut, au bout de vingt-trois mois, acheter la machine moyennant le paiement de 125 francs.

468. Exemple : Marché d'un remorqueur.

— Comme exemples pratiques résumant ce qui précède sur la passation des marchés, citons deux contrats passés ces dernières années, l'un par la Marine Nationale, l'autre par une Compagnie anonyme d'éclairage.

Marché d'un remorqueur à hélice de 700 chevaux.

— « Je, soussigné, Henri Satre, ingénieur-constructeur, demeurant à Lyon (Rhône), m'engage, envers le Ministre de la Marine, stipulant au nom de l'État, à exécuter les clauses et conditions du présent marché.

ARTICLE PREMIER. — *Importance de la fourniture.* — Elle comprend :

1° La coque emménagée, les accessoires fixes et mobiles, les objets d'attache et le matériel d'armement

§ 1. — FORME DES MARCHÉS, LEUR PASSATION 441

spécifié ci-après, au prix de 202 500 fr.

2° L'appareil moteur et évaporatoire, avec tous les accessoires nécessaires à son fonctionnement, ainsi que les rechanges et l'outillage, au prix de 148 000

3° Deux pompes à vapeur à deux fins, système Thirion, débitant chacune 400 tonneaux en épuisement et 145 tonneaux en incendie, avec les tuyautages d'eau et de vapeur, ainsi que le matériel et les accessoires prévus au marché souscrit le 12 juillet 1886 par M. Thirion pour les deux pompes du *Buffle*, au prix de 75 000

Valeur totale de la fourniture à forfait,
quatre cent vingt-cinq mille cinq cents francs 425 500 fr.

Ces prix comprennent les frais de livraison au port de Toulon, ainsi que les frais d'essais autres que ceux indiqués comme étant à la charge de la Marine.

Tous les travaux et fournitures s'effectueront conformément aux indications du présent marché, des devis et des plans qui l'accompagnent. Tous les détails de construction ou d'installation qui ne sont pas suffisamment définis par ces documents seront réglés en se conformant aux usages de la Marine et d'après les indications de l'Ingénieur Contrôleur.

Il est, d'ailleurs, bien entendu que le constructeur conservera la responsabilité de la solidité et du bon fonctionnement des diverses parties de la fourniture.

Le tout sera livré complet, en place et prêt à fonctionner de façon à ce que la Marine n'ait à pourvoir à aucune omission.

La fourniture ne comprend pas :

Les objets de matériel d'armement non spécifiés dans les différentes parties du présent marché et particulièrement :

Les chaînes et les ancres ;

Les objets de literie ;

Les aussières et les remorques ;

Les objets de timonerie et de pavillonnerie, ainsi que les lampes et fanaux autres que ceux qui sont indiqués ci-après ;

Le charbon et les autres matières consommables, sauf les quantités qui seront employées pour les essais à la charge du constructeur.

ART. 2. — *Plans.* — Le présent marché est accompagné de huit plans, savoir :

Plan d'ensemble ;

Plan des formes ;

Coupe au maître ;

Plan des emménagements ;

Plan des emménagements de la cale ;

Plan d'ensemble de la machine ;

Plan de la pompe de circulation ;

Plan de la chaudière.

Je remettrai au service de la surveillance :

1° Dans les quinze jours qui suivront la notification de l'approbation du présent marché, cinq reproductions héliographiques sur fond blanc de ces plans ; une de ces reproductions, certifiée conforme, sera jointe au second exemplaire du marché, qui reste entre mes mains ;

2° Dans le mois qui suivra la même date, deux copies sur toile de ces plans ;

3° Au moment de la recette, et en quadruple expédition, les devis et plans détaillés, et parfaitement cotés

de la coque, des emménagements, des machines et de la chaudière, ainsi qu'un état des poids de toutes les parties de la fourniture.

Ces plans et devis devront être assez complets pour servir à l'exécution d'autres bateaux du même modèle.

Les plans de l'appareil moteur et de l'appareil évaporatoire devront être aussi complets que possible, et permettre de faire la commande de pièces ou d'appareils de rechange.

L'état des poids sera vérifié et certifié par l'Ingénieur Contrôleur. Les plans seront soumis à son visa.

En cas de retard dans la remise de ces différents plans et documents, je serai passible d'une pénalité de deux francs (2 fr.) par plan ou document et par jour de retard, sans que cette pénalité puisse jamais être inférieure à dix francs (10 fr.) par jour de retard.

ART. 3. — *Description de la fourniture.* — Le remorqueur *l'Utile* sera construit conformément aux spécifications du présent marché et des plans qui l'accompagnent. Tous ces documents serviront de règle à mes engagements, et je ne pourrai m'en écarter sans y avoir été autorisé par l'Ingénieur Contrôleur.

En cas de désaccord entre les plans et les spécifications, ces dernières font foi.

1° *Dimensions principales :*

Les données et dimensions principales de *l'Utile* sont :

Longueur entre perpendiculaires de l'axe de la mèche du gouvernail au contour extérieur de l'étrave à la flottaison	47 ^m ,50
Largeur extrême de la carène, à la flottaison, hors bordé moyen	7 ^m ,216

Creux sur fond de carène au milieu à la ligne droite des baux du pont.	3 ^m ,75
Profondeur de carène, au milieu.	2 ^m ,15
Tableau de la quille et de la fausse quille au milieu	0 ^m ,12
Surface de la flottaison	253 ^m ²,95
Surface de la portion immergée du maître couple.	13 ^m ²,112
Tirant d'eau moyen en charge	2 ^m ,27
Différence.	1 ^m ,50
Déplacement total correspondant à ce tirant d'eau	402 tonnes
Déplacement pour 1 centimètre d'immersion à la flottaison en charge	2,605
Vitesse prévue.	12 nœuds
(Suit le détail de construction de la coque, détail qui sort de notre cadre.)	

8° *Appareil moteur et évaporatoire.* — La fourniture de l'appareil moteur comprend :

La machine proprement dite, complète dans toutes ses parties; la chaudière complètement garnie et sa cheminée; le propulseur; la tuyauterie générale; les parquets, garde-corps et les appareils auxiliaires, pour pompe de circulation et d'alimentation; un appareil de tirage forcé par jet de vapeur dans une cheminée intérieure, ainsi que les outils de chauffe, l'outillage et les rechanges spécifiées ci-après.

La machine, du système Compound, à pilon et à condensation par surface, sera à deux cylindres inégaux juxtaposés et à connexion directe;

Les tiroirs seront conduits par le moyen du système *Klug*;

§ 1. — FORME DES MARCHÉS, LEUR PASSATION 445

Les cylindres seront à double paroi avec circulation de vapeur ;

La table des tiroirs ne sera pas rapportée.

Les données principales de la machine sont les suivantes :

Diamètre du petit cylindre.	0 ^m ,65
— grand —	1 ^m ,08
Course commune des pistons.	0 ^m ,70

La machine principale devra développer la force de 650 chevaux, indiqués à l'allure de cent vingt tours environ, avec une introduction dans le petit cylindre, comprise entre les $\frac{40}{100}$ et les $\frac{50}{100}$ de la course du piston.

Dans cette estimation de la puissance n'est pas comprise la force en chevaux absorbée par l'appareil de circulation, laquelle est de 20 chevaux de 75 kilogrammètres environ ;

Les arbres, tiges de pistons et bielles seront en acier forgé plein. Le palier de butée sera en fonte garnie de bronze blanc ;

Le condenseur sera tubulaire, à circulation d'eau intérieure ; la surface intérieure des tubes sera de 93 mètres carrés ;

La pompe à air sera verticale, à mouvement direct et à simple effet ; les clapets seront en caoutchouc ;

La circulation d'eau dans le condenseur se fera à l'aide d'une machine auxiliaire, actionnant une pompe rotative qui devra débiter 250 mètres cubes par heure ;

Il y aura une pompe alimentaire, une pompe de cale et un petit cheval Thirion n° 4 (débit 10 000 litres à l'heure). Le petit cheval sera installé pour servir de pompe de lavage et d'incendie ;

Le tuyautage d'alimentation, pour le petit cheval, sera

indépendant de celui de la pompe alimentaire attenant à la machine ;

L'hélice sera à quatre ailes et en bronze ; diamètre, 2^m,80 ; pas, 3^m,45 ;

La machine sera pourvue d'un frein, d'un appareil à virer et d'un système de désembrayage ;

L'appareil évaporatoire sera composé d'un seul corps tubulaire, cylindrique, à trois foyers également cylindriques, surmonté d'un coffre à vapeur. Il sera timbré à 7 kilogrammes ;

Le diamètre intérieur moyen du corps sera de 3^m,842 ; celui de chaque foyer, de 1^m,050 ; la longueur du corps, hors tôles, sera de 3^m,373 ;

Tous les tubes seront en laiton sans soudure, système Serve, dont trente-trois formant tirants ; les autres auront 79 millimètres de diamètre intérieur et 3 millimètres d'épaisseur.

La surface totale de grille sera de 6^m²,55 ; la surface de chauffe mouillée totale sera de 189^m²,77.

Les épaisseurs des différentes parties de la chaudière sont fixées ainsi qu'il suit :

Enveloppe cylindrique tôle d'acier	22 millimètres
Façades avant et arrière	18 —
Plaques à tubes A/ et AR tôle d'acier.	20 —
Contours de la boîte à feu.	15 —
Foyers (système Purve)	12 ^{mm} ,5
Boîte à fumée.	7 millimètres
Cheminée.	4 —

La chaudière sera munie de tous les accessoires nécessaires ;

Les autels seront disposés de manière à permettre de réduire au besoin la surface de grille ;

Le poids total de l'appareil, y compris l'eau des chaudières, des bâches et du condenseur, l'outillage et les rechanges, ne devra pas dépasser 102 tonneaux.

Je me conformerai, pour l'exécution des appareils moteur et évaporatoire, et en tout ce qui n'est pas contraire aux stipulations du marché, aux conditions générales, applicables à toutes les fournitures d'appareils marins, commandés à l'Industrie privée, par le département de la Marine. Ces conditions forment la troisième partie du présent traité ⁽¹⁾.

Je livrerai, avec l'appareil moteur, l'outillage et les rechanges prévus aux conditions générales visées ci-dessus et, en outre, les objets de matériel ci-après :

- Un compteur, système *Deschiens* ;
- Une horloge du modèle Collin, nouveau modèle ;
- Un sifflet à vapeur ;
- Une forge volante ;
- Un établi ;
- Un étau ;
- Un étau à main ;
- Une scie à métaux ;
- Un double assortiment de clés à écrous ;
- Une clé anglaise ;
- Un marteau en fer ;
- Deux marteaux d'ajusteur ;
- Deux rivoirs ;
- Trois becs-d'âne ;
- Une masse en fer ;
- Deux masses en cuivre ;
- Deux mandrins et repoussoirs ;
- Six limes assorties ;

(1) T. II, p. 391 et suivantes ; p. 435 et suivantes.

- Deux pelles ;
- Fanal de niveau d'eau, suivant la disposition de l'appareil ;
- Quinquets d'applique, suivant la disposition de l'appareil ;
- Fanaux clairs verrines, suivant la disposition de l'appareil ;
- Lampes de mineur, suivant la disposition de l'appareil ;
- Deux becs-de-corbin ;
- Un compas d'épaisseur ;
- Deux équerres ;
- Un pèse-sel ;
- Une cisaille pour ferblantier ;
- Une presse à forer ;
- Deux pinces à sel ;
- Un compas droit ;
- Deux brosses à tubes, en laiton ;
- Une caisse à suif ;
- Un réservoir d'huile avec cuvette ;
- Une caisse à huile ;
- Un seau ;
- Un palan à moufle à rouets de bronze ;
- Quatre burettes ;
- Une bouilloire à suif, en cuivre ;
- Deux tourne-vis ;
- Un mandrin à tubes ;
- Une pointe à tracer ;
- Six burins ;
- Un racloir ;
- Deux crochets ;
- Deux grattoirs ;
- Un tisonnier ;

Un rouable ;

Une lance ;

Une filière avec coussinets et tarauds assortis pour tarauder jusqu'à 32 millimètres ;

Les mandrins pour couler le métal antifriction sur les pièces qui en sont garnies ;

Un capot de cheminée se manœuvrant du pont ;

Un col de cygne pour refoulement du petit cheval sur le pont.

Tous les objets nomenclaturés ci-dessus devront être livrés en place convenablement arrimés ou installés.

ART. 4. — *Exécution.* — La coque sera construite dans les chantiers de M. Bonnet-Spazin, à Lyon ; les travaux d'installation et d'emménagement seront exécutés dans mes chantiers d'Arles-sur-Rhône. L'appareil à vapeur sera construit dans mes ateliers de Lyon.

Tous les matériaux employés à la construction seront de provenance française ; ils ne laisseront rien à désirer sous le rapport de la qualité, qui sera convenablement appropriée aux travaux à exécuter. La mise en œuvre, l'ajustage et le montage seront faits avec le plus grand soin.

Les matériaux d'acier proviendront de coulées faites au four Siemens-Martin.

Les tôles et cornières d'acier seront soumises aux diverses épreuves spécifiées dans les circulaires du 9 février 1885 et du 2 septembre 1887.

Ces essais auront lieu soit dans nos ateliers, soit dans les forges où nous nous approvisionnerons, pourvu que ces dernières soient situées dans les localités où la Marine entretient des agents et où elle a des recettes à opérer, et que la totalité des tôles et cornières nécessaires à la présente fourniture soit présentée en un seul lot.

Je ne pourrai arguer des retards qui seraient apportés.

dans les opérations de recette à faire dans les foyers pour obtenir une prorogation des délais ou une exonération des pénalités dont il est question ci-après.

Les matériaux reçus dans les forges seront marqués au moyen d'un poinçon dont l'Ingénieur de la Marine est le dépositaire.

Nous nous engageons, du reste, à n'employer les tôles et les cornières ainsi reçues qu'à la construction du bâtiment faisant l'objet du présent marché.

Les commandes des matériaux devront être soumises au visa de l'Ingénieur Contrôleur et porter l'indication du poids des feuilles et des barres commandées.

Pour les tôles et cornières d'acier, nous prendrons toutes les précautions nécessaires pour les matériaux de cette espèce.

On devra éviter de marteler les pièces en acier après le recuit.

Le filetage des boulons et des écrous sera conforme aux prescriptions de la circulaire du 26 août 1885.

Les alliages des métaux entrant dans la composition des pièces de bronze devront être faits suivant les usages de la Marine.

ART. 5. — *Surveillance.* — Le Ministre aura la faculté de faire surveiller l'exécution des travaux par un Ingénieur et des Agents de la Marine, qui s'assureront que les clauses et conditions du présent marché sont strictement remplies.

La chaudière sera essayée, en présence du Service de la surveillance, à une pression de 13 kilogrammes, qu'elle devra supporter sans fuites ni déformations sensibles.

Les cylindres à vapeur, les boîtes à tiroir et le condenseur seront essayés conformément aux usages de la Marine.

Je ne pourrai faire recouvrir aucune pièce de peinture, vernis ou mastic qu'après y avoir été autorisé par l'Ingénieur Contrôleur.

Cet ingénieur aura le droit de rejeter, même après sa mise en place, toute pièce qu'il jugerait de mauvaise qualité ou de fabrication défectueuse. Il demeure entendu que, malgré l'exercice de ce droit, la Commission de recette conservera celui de rebuter toute pièce dont les essais auraient fait reconnaître les défauts, ou qui ne serait pas conforme aux stipulations du présent traité, sans que je puisse invoquer, en faveur de leur conservation, la surveillance exercée par la Marine au cours de l'exécution des travaux.

ART. 6. — *Livraison.* — Le navire sera livré à Toulon, prêt à faire ses essais officiels dans un délai de dix mois à dater de la notification de l'approbation du présent marché par le Ministre.

Si le délai fixé pour la présentation ou recette était dépassé sans raisons valables, je subirai une pénalité calculée comme suit :

Cent francs (100 francs) par jour, pendant le premier mois, deux cents francs (200 francs) par jour, pendant le deuxième mois; trois cents francs (300 francs), pendant le troisième mois; quatre cents francs (400 francs), pendant le quatrième mois.

Enfin, si le retard se prolongeait au-delà de quatre mois, le Ministre aurait le droit soit de continuer au-delà du quatrième mois la pénalité de quatre cents francs (400 francs) par jour, soit de faire achever les travaux à mes frais et risques par les moyens qu'il jugerait les plus convenables aux intérêts du service.

ART. 7. — *Recette.* — La recette sera faite à Toulon, par une Commission qui constatera que la fourniture est

exécutée conformément aux clauses et conditions du présent marché, et qu'elle ne laisse rien à désirer sous aucun rapport.

Cette Commission visitera en détail la coque, ses emménagements et accessoires, ainsi que le matériel d'armement livré par le constructeur, et s'assurera que la fourniture est complète et exécutée d'une manière satisfaisante à tous les points de vue. Elle vérifiera que le guindeau fonctionne convenablement à la vapeur et à bras; que les appareils de mouillage fonctionnent bien; que la voilure, le gréement et les appareils de remorque sont bien établis et ne laissent rien à désirer, ainsi que le gouvernail et les installations qui s'y rapportent.

Elle vérifiera également la bonne installation des pompes Thirion de 400 tonnes et le tuyautage.

Elle fera toutes les épreuves propres à démontrer qu'avec l'appareil de mise en train la machine, étant balancée, peut être mise en marche en moins de trente secondes, et que, sur l'ordre de marcher en arrière, on peut, en moins de soixante secondes, renverser la distribution de la vapeur, lors même que la machine serait lancée à toute vitesse en avant, et réciproquement.

Elle constatera qu'avec la valve suffisamment étranglée la machine peut maintenir une allure de moins de trente tours par minute, le vide normal régnant au condenseur, et la pression à la chaudière étant de 7 kilogrammes.

Elle vérifiera que l'outillage, les accessoires et rechanges livrés pour l'appareil moteur et les pompes Thirion de 400 tonnes sont conformes, comme dimensions, qualité et quantités, aux stipulations du marché.

Elle procédera ensuite aux expériences suivantes, pour lesquelles le bâtiment sera mis au départ, dans les lignes

d'eau du plan, autant qu'il sera possible de le faire; on choisira, pour ces essais des circonstances favorables de temps et de mer :

1° *Essai à toute vitesse.* — Pendant cette épreuve, dont la durée sera de huit heures consécutives, la machine sera lancée avec les valves ouvertes en grand; les feux poussés de manière à faire produire à la chaudière toute la vapeur qu'elle peut fournir, sans qu'il soit fait usage de l'appareil de tirage forcé par jet de vapeur; la pression sera, d'ailleurs, limitée par la levée effective de la soupape de sûreté, et l'introduction dans le petit cylindre sera réglée par l'appareil de détente au 40 p. 0/0 environ de la course du piston sans pouvoir dépasser les 50 p. 0/0.

On mesurera, à l'aide de l'indicateur de Watt, le nombre de chevaux de 75 kilogrammètres indiqués dans les cylindres (1).

Dans ces conditions, la puissance moyenne indiquée pendant l'essai de huit heures dans les cylindres de la machine principale ne devra pas être inférieure à six cent cinquante chevaux (650) de 75 kilogrammètres.

Si dans cette épreuve la puissance moyenne était inférieure à 650 chevaux, je subirais une retenue de cinq francs (5 francs) par chaque kilogrammètre en moins; si le déficit dépassait dix pour cent (10 p. 0/0), l'appareil pourrait être rebuté;

2° *Essai de consommation.* — Il sera fait, en outre, un essai de six heures, pour mesurer la consommation de combustible. Cette consommation en briquettes d'Anzin de bonne qualité, et rapportée à la force totale produite

(1) Les indicateurs seront fournis par la Marine.

Les tuyaux mettant en communication les indicateurs avec les cylindres seront fournis par nous, garnis de leurs robinets et prêts à recevoir les indicateurs; ils seront soigneusement enveloppés pour éviter les déperditions.

tant dans la machine principale que dans la machine auxiliaire de circulation, ne devra pas dépasser neuf cents grammes (0 kil. 900), par cheval et par heure, le nombre de chevaux indiqués, pour la réalisation duquel je serai libre de choisir le degré d'introduction qui me paraîtra le plus convenable, ne devant pas, d'ailleurs, être inférieur à six cent cinquante (650) dans les cylindres de la machine principale. Cet essai pourra, si je le désire, se confondre avec l'essai de puissance. Si le chiffre de 0 kil. 900 était dépassé, je subirais une retenue de cent francs (100 francs) pour chaque gramme en plus. Si la consommation de combustible par cheval dépassait le chiffre de un kilogramme (1 kil.), l'appareil serait rebuté.

Si, pour remplir les conditions des essais précédents, j'étais conduit à demander le changement de l'hélice, ce changement serait effectué entièrement à mes frais.

Pour les essais, on prendra au moins trois courbes par heure; aux mêmes instants, on relèvera le nombre de tours de la machine, lequel sera, en outre, constaté, pendant toute la durée des épreuves, par un compteur dont on notera les indications au commencement et à la fin de chaque épreuve.

La force en chevaux de l'appareil sera calculée, sur le nombre de tours moyen total relevé au compteur, d'après la relation $\frac{F}{N^3} = \text{constante}$.

Pour établir cette relation, on prendra la moyenne du nombre de tours et des forces en chevaux qui sont donnés à chaque observation partielle, en écartant celles qui sont manifestement entachées d'erreur.

Dans le calcul des pénalités, on ne tiendra pas compte des fractions de kilogrammètre et de gramme de charbon.

Outre les épreuves spécifiées ci-dessus, la Commission pourra faire toutes les épreuves complémentaires qu'elle jugera convenables, au tirage forcé ou au tirage naturel, afin de constater les résultats qu'il est possible d'atteindre dans chaque cas, sans que j'ai aucune réclamation à élever.

Pendant ces épreuves, je resterai responsable du bon fonctionnement des appareils, mais les résultats obtenus ne pourront donner lieu à l'application d'aucune pénalité.

Au cours des essais de recette la Commission devra faire, sur les bases, des expériences de vitesse ; les changements de route seront obtenus au moyen de courbes à grand rayon, en ne faisant qu'un usage très modéré du gouvernail.

Elle s'assurera, en outre, au cours des mêmes essais, que les chaudières sont bien confectionnées ; que les tôles se comportent bien au feu ; que l'alimentation se fait en abondance, que les organes de la machine fonctionnent avec les moyens ordinaires de lubrification, régulièrement et sans échauffements assez intenses pour exiger un arrosage exceptionnel, même à l'allure maximum ; enfin, que la machine, la chaudière et les appareils auxiliaires sont pourvus de toutes les installations et accessoires qui en assurent le bon service, de telle sorte que la Marine n'ait à pourvoir à aucune omission.

Un inventaire des objets entrant dans la fourniture sera dressé contradictoirement à la fin des essais et remis en double expédition à la Commission de recette.

ART. 8. — Le nombre des essais préliminaires sur place et à la mer n'est pas limité. J'aurai le droit de faire tous ceux que je jugerai convenables ; mais il est bien entendu que, si ces essais me conduisent à dépasser le délai assigné pour la présentation du bâtiment aux essais

officiels de recette, il me sera fait application des pénalités pour retard spécifiées à l'article 6.

Le nombre des essais pour lesquels la Marine me fournira gratuitement les matières consommables est fixé à six, savoir :

Trois pour l'ensemble des essais préliminaires sur place et à la mer ;

Trois pour les essais officiels de recette proprement dite, non compris les essais complémentaires que la Commission ordinaire des recettes jugerait nécessaires d'effectuer, conformément à l'article 7, et dont les frais seraient supportés par la Marine.

Les dépenses en matières consommables pour tous les essais en excédent sur les nombres fixés ci-dessus seront à ma charge, et j'en effectuerai le remboursement à la Marine, suivant les règles ordinaires. Il en sera de même pour tous les essais que ferait la Commission extraordinaire, si elle est appelée à fonctionner.

ART. 9. — *Pénalités pour excédent de poids.* — La Commission s'assurera que le devis des poids prévu pour la fourniture n'est pas dépassé. Dans ce but, elle mesurera les tirants d'eau avec toute la précision nécessaire, et elle en déduira le déplacement du navire. Puis, elle établira le devis des poids étrangers à la fourniture qui pourront se trouver à bord et de ceux qui, en faisant partie, ne seraient pas encore en place ; elle en déduira le poids réel de la fourniture.

Si le poids ainsi obtenu dépassait, sans justification valable, celui qui est inscrit à l'article 3 (374^t,500), je subirai une retenue de cinq cents francs (500 francs) par chaque tonneau d'excédent.

Si l'excédent de poids de la fourniture complète (coque, appareil à vapeur et matériel) dépassait 40 tonneaux, le

Ministre pourrait rebuter le navire, ou l'accepter avec un rabais qui serait déterminé par lui. »

Viennent ensuite les conditions générales de la Marine, citées et analysées plus haut (p. 391 et suivantes, p. 435 et suivantes).

469. Marché pour l'installation d'une station électrique. — Voici un second modèle de marché, celui-ci passé entre particuliers :

Entre les soussignés :

M. X..., agissant tant en son nom personnel que comme mandataire de MM...

Et MM. Y... et C^{ie}, ingénieurs électriciens à Lyon,

Il a été convenu et arrêté ce qui suit :

ARTICLE PREMIER. — MM. Y... et C^{ie} s'engagent à fournir et à installer dans la ville de..., pour le compte de M. X..., le matériel nécessaire à une station centrale de production d'énergie électrique aux conditions détaillées ci-après :

ART. 2. — La nature et l'importance des fournitures seront déterminées par le devis ci-dessous :

Conditions générales. — Les droits d'octroi ne sont pas comptés dans le présent devis.

Pour le montage en régie, MM. Y... et C^{ie} factureront à raison de vingt-cinq (25) francs par journée d'ingénieur et de quinze (15) francs par journée de monteur.

Les aides et les matériaux nécessaires pour le montage seront fournis par M. X..., et à ses frais.

Délai de garantie: Douze mois à partir de la mise en marche.

Les travaux de maçonnerie ou de charpente ne sont pas compris au devis, mais tous les dessins, y compris

ceux des fondations seront donnés gratuitement et à temps par MM. Y... et C^{ie}.

Matériel moteur. — Deux machines à vapeur Willans, type FFF, à trois manivelles, à double expansion de 96 chevaux indiqués, soit 82 chevaux effectifs, à la vitesse de 500 tours et 10 kilogrammes à la boîte de vapeur, type I, à base courte, complètes avec le volant, le régulateur, la vanne d'admission (bronze), la bouteille ou niveau du bâti, un jeu de clefs, une barre à virer, lubrificateur à goutte visible, sécheur de vapeur et toute la robinetterie, transport et montage (sauf les fondations), 12 400 francs, soit au total 24 800 fr.

Deux régulateurs spéciaux 500

Deux manchons Raffart, composés chacun d'un plateau tourné, alésé, fini, à fixer sur l'arbre de la dynamo, avec broches, cosses et bagues, le plateau entraîneur formé par le volant de la machine, 660 francs. 1 320

Deux chaudières multitubulaires Babcock et Wilcox, de 81 mètres carrés de surface de chauffe, timbrées à 12 kilogrammes par centimètre carré, munies de leurs robinetterie et accessoires, maçonnerie du fourneau, 11 500 francs l'une. 23 000

Une pompe alimentaire Worthington de 4 1/2" × 2 3/4" × 4", suffisante pour alimenter les deux générateurs de 81 mètres carrés. 825

Deux injecteurs correspondant chacun à un générateur de 81 mètres carrés, à 180 francs l'un. 360

Tuyauterie en fer et robinetterie en bronze pour relier la pompe alimentaire aux deux

générateurs et pour relier chaque injecteur à sa propre chaudière.	480 fr
Tuyauterie de prise de vapeur et d'échap- pement à air libre des deux machines à vapeur.	3 000
TOTAL.	<u>54 335 fr.</u>

— Non compris cheminée et carneaux,
fondation des machines, des chaudières.

Matériel électrique. — Deux dynamos
Zipernowski A⁵ à courant alternatif de
50 000 watts, faisant 500 tours par minute,
Compagnie du Creusot, à 13 100 francs l'une. 26 200 fr.

Deux excitatrices Gaiz Δ² du Creusot,
2 300 francs l'une. 4 600

Deux manchons Raffart entre A⁵ et Δ² ;
Un tableau de distribution pour les A⁵ comprenant :
Deux paratonnerres ;
Deux coupe-circuits ;
Un ampère-mètre pour la ligne ;
Deux ampère-mètres pour les A⁵ ;
Un voltmètre Carden ;
Un voltmètre ordinaire ;
Quatre interrupteurs doubles pour courants alternatifs ;
Deux interrupteurs doubles pour courants d'aimanta-
tion ;
Deux rhéostats d'aimantation ;
Panneau et connexions, supports de lampes
témoins 4 500 fr.

Un tableau de réglage des Δ² comprenant :
Deux voltmètres ;
Deux ampère-mètres ;

Deux interrupteurs doubles avec interrupteurs d'excitation ;	
Deux coupe-circuits doubles ;	
Deux rhéostats d'excitation ;	
Panneau avec connexions, supports de lampes témoins, etc.	1 200 fr.
Un rhéostat d'allumage pour une A ⁵ avec ampère-mètre, voltmètre pour courant alternatif, interrupteur, clavier indicateur de phases et son réducteur, divers.	5 000
Un rhéostat automatique à ossature métallique avec sa résistance additionnelle. . . .	780
Transformateur de 2 500 watts servant de réducteur aux voltmètres et à l'éclairage de la station.	400
Câbles, fils et appareils pour 15 lampes, éclairage de la station.	600
Câbles et fils reliant les appareils de la station.	600
Emballage, transport et montage de tout le matériel électrique.	2 800
TOTAL.	47 280 fr.

Récapitulation :

Matériel moteur.	54 335 fr.
Matériel électrique de la station.	47 280
TOTAL.	101 615 fr.

Tous les travaux précédents sont à forfait.

Transformateurs pour 50 000 watts.

— Dix transformateurs de 5 000 watts à 695 fr.	6 950 fr.
--	-----------

Plus-value par 100 watts pour transformateurs de 2 500 watts.	2 10
---	------

Moins-value par 100 watts pour transformateur de 10 000 watts	1 fr. 70
Emballage et transport	500
TOTAL.	<u>7 450 fr. 00</u>

Canalisation primaire. — 625 mètres de câble à deux conducteurs concentriques de 50 millimètres, 12 fr. 70 le mètre 7 937 fr. 50

800 mètres de câble à deux conducteurs concentriques de 20 millimètres, à 8 fr. 95 le mètre. 7 160

Cinq boîtes de dérivation, à 75 francs. 375

Trois boîtes de jonction, à 53 francs. 159

pour mémoire	{ 650 mètres de câble concentrique de 20 millimètres, 8 fr. 95 le mètre. Une boîte de jonction, à 53 francs l'une. Une boîte de dérivation à 75 francs. }	(éventuels)

4 000 mètres câble de cuivre nu de 45 millimètres carrés. — 1 800 kilogrammes, à 2 fr. 30 4 140

3 660 mètres fil cuivre nu de 5 millimètres de diamètre. — 650 kilogrammes, à 2 fr. 10 1 365

130 isolateurs et supports fer pour câble de 45 millimètres, avec tirefonds, à 3 fr. 50 l'un 455

100 isolateurs et supports fer pour fils de 5 millimètres, avec tirefonds, à 2 fr. 60. 260

Les poteaux ne font pas partie de la
fourniture.

Emballage, transport et montage . . . 9 253 fr. 50

TOTAL 31 105 fr. »

Récapitulation :

Matériel de la station. 101 615 fr.

Transformateurs. 7 450

Canalisation primaire 31 105

TOTAL 140 170 fr.

ART. 6. — Les deux générateurs Babcock et Wilcox de 81 mètres carrés de surface de chauffe pourront vaporiser en marche normale 1 120 kilogrammes de vapeur à l'heure, à 10 kilogrammes par centimètre carré, et auront été essayés à 18 kilogrammes.

Chaque générateur comprend un faisceau tubulaire en tubes d'acier soudé à recouvrement de 102 millimètres de diamètre, à joints mandrinés, et débouchant dans des collecteurs ondulés en fer forgé. Ces chaudières sont surmontées d'un réservoir cylindrique d'eau et de vapeur de 0^m,914 de diamètre et de 6^m,250 de longueur totale à double rivure longitudinale.

Elles porteront à l'AR des faisceaux tubulaires, un collecteur de dépôts avec joint autoclave et robinet de vidange.

Chaque chaudière sera munie de ses accessoires.

Ces chaudières vaporiseront 8 kilogrammes d'eau par kilogramme de Cardiff, eau d'alimentation à 25°.

Les moteurs Willans, sans condensation de 96 chevaux indiqués avec 10 kilogrammes dans la boîte à tiroir, ne dépenseront pas 10 kilogrammes de vapeur par cheval-heure indiqué.

La puissance de 96 chevaux indiqués pourra être dépassée de 5 à 6 p. 0/0 pendant trois heures consécutives sans que la consommation de vapeur augmente de plus de 10 p. 0/0, c'est-à-dire dépasse 11 kilogrammes par cheval-heure indiqué.

A mi-charge la consommation ne dépassera pas 11 kil. 4.

Les deux dynamos pourront donner pendant trois heures 60 000 watts sans échauffement anormal.

Toutes les pièces seront de première qualité.

Le rendement électrique de chaque dynamo sera de 90 p. 0/0 ou moins en pleine charge.

Les transformations de 5 000 watts auront un rendement de 95 p. 0/0 à pleine charge, et 93 p. 0/0 à demi-charge.

Pour le réseau primaire souterrain : isolement de 500 mégohms par kilomètre mesuré, sans branchements, à 12° C. — Cet isolement subsistera cinq ans garantis.

Le réseau doit alimenter 1 750 lampes de 55 watts, réparties comme aux plans annexés, sans qu'il puisse s'y produire de différence excédant 4 volts.

Garantie du matériel : un an.

Garantie de fonctionnement surveillé par un monteur du fournisseur : six mois.

Essais. — Deux mois après la mise en exploitation on fera un essai de puissance et consommation de dix heures consécutives.

Pendant dix heures les dynamos fourniront 50 000 watts.

Un essai d'isolement sera fait, avant et après, sur l'induit et l'inducteur, pour s'assurer que l'isolement est resté parfait.

Dans d'autres essais les dynamos devront être mises en quantité ou substituées alternativement l'une à l'autre sans variation sensible du courant.

A 50 000 watts la machine Willans développera 96 chevaux indiqués qui consommeront moins de :

$$93 \times 10 = 930 \text{ kilogrammes}$$

de vapeur à l'heure, soit 9 300 kilogrammes pour les dix heures, mesurée en eau d'alimentation avec un réservoir jaugé.

La quantité de charbon brûlé sera : $\frac{9\,300}{8} = 1\,163$ kil.

Pendant trois heures consécutives, et sans détérioration, une dynamo pourra fournir 60 000 watts ; l'essai en sera fait.

Tous essais faits aux frais de M. X...

Payements :

- 1° La moitié, à l'arrivée des chaudières, moteurs et dynamos, sur les lieux ;
- 2° Le quart, à la mise en marche ;
- 3° Le huitième, six mois après ;
- 4° Le solde (un huitième), à la fin de l'année de garantie.

ART. 11. — En cas de contestation : Tribunal de Commerce de Lyon.

Les frais d'enregistrement du présent traité à la charge de la partie qui succomberait devant l'instance y ayant donné lieu.

470. Marchés pour petits moteurs à gaz. — Voici, enfin, la forme du contrat que fait signer à l'acheteur l'une des grandes Compagnies de construction de moteurs à gaz :

Les clauses et conditions en sont nettement établies ;

il est rédigé sous forme de lettre adressée par l'acheteur au directeur de la Compagnie.

MONSIEUR LE DIRECTEUR,

J'ai l'honneur de vous accuser réception de votre lettre du _____, dont je reproduis ci-après les termes :

« Nous pouvons vous livrer une machine verticale nouveau type (système de la Compagnie), de la force d'un quart de cheval.

« Cette machine vous sera livrée pour la somme de huit cent francs, payable :

La moitié, à la commande, ci	400 fr.
Un quart, à la livraison dans nos ateliers . .	200
Un quart à trente jours, sous escompte de 2 p. 0/0, en notre traite acceptée lors de la livraison	200

« Tous les frais de transport et de pose de la machine
« seront à votre charge et payés par vous, sur facture,
« dans le mois qui suivra la livraison.

« Le prix de nos monteurs est, pour Paris, de 1 fr. 25
« l'heure; et, en dehors de Paris, de 1 fr. 50, plus les frais
« de voyage aller et retour en deuxième classe.

« En dehors de Paris, le temps se compte du jour du
« départ au jour du retour dans ladite ville.

« La machine sera essayée au frein, dans nos ateliers,
« devant vous ou votre représentant, et votre prise de
« livraison constituera votre acceptation de la machine,
« sans que vous puissiez, dans l'avenir, rechercher la
« Compagnie pour manque de force ou toute autre cause
« inhérente au système.

« Dans le cas où la machine choisie par vous ne serait
 « pas de force suffisante, vous auriez un délai d'un mois,
 « du jour de la livraison, pour l'échanger contre une
 « machine plus forte, sauf, bien entendu, à nous tenir
 « compte :

« 1° De la différence du prix entre les deux machines ;

« 2° De l'emballage ou transport, tant de la nouvelle
 machine que de celle rendue ;

« 3° Des frais de remise en état de la machine rendue,
 « qui seront de : cinquante francs, s'il n'y a pas de
 « pièces brisées ou détériorées.

« La machine vous sera garantie, pendant trois mois,
 « de toute avarie provenant de la mauvaise qualité des
 « matières employées dans la construction.

« Les droits de timbre et d'enregistrement, s'il y a lieu,
 « de la présente, seront à votre charge.

« En cas de difficultés, vous accepterez, d'un commun
 « accord avec nous, la juridiction du Tribunal de Com-
 « merce de la Seine, à Paris. »

J'ai pris soigneusement connaissance des conditions
 ci-dessus et vous confirme notre parfait accord sur tous
 les points.

Recevez, Monsieur le Directeur, mes salutations em-
 pressées.

§ 2. — *Prix de revient d'une installation*

471. Considérations générales. Entretien et amortissement. — Voici les points à considérer pour établir le prix d'une installation de force motrice :

1° Le prix d'achat brut des machines, l'emballage, le port, la mise en place, les fondations et les essais. Le

total forme la dépense à amortir en un certain nombre d'années déterminé; c'est le capital engagé ;

2° La dépense annuelle d'entretien ;

3° La dépense annuelle en combustible, charbon ou gaz, eau, matières lubrifiantes, etc. ;

4° La dépense de personnel et de main-d'œuvre ;

5° La dépense d'achat du terrain de construction du bâtiment, adduction et écoulement des eaux, etc.

Dans le projet d'installation, il doit être tenu un compte exact de ces cinq termes, avec une certaine marge pour parer aux variations éventuelles des cours. Avant de donner des exemples de devis, disons quelques mots de chacun de ces frais considéré isolément.

Le prix d'achat d'une machine est variable, pour une part, selon l'habileté et la réputation du constructeur qui la livre ; et, pour une part plus grande, selon le système de la machine.

La machine monocylindrique, avec tiroir en coquille, sans appareil de détente, est relativement bon marché; beaucoup plus chère sera une machine à triple expansion du système Corliss.

Ce sont les deux termes extrêmes de la série; la première de ces machines dévore la vapeur, 30 à 40 kilogrammes par cheval-heure; la seconde est la plus économique des machines actuelles, et n'absorbe que 6 à 7 kilogrammes de vapeur par cheval-heure.

L'emploi de l'une ou l'autre correspond à des cas bien déterminés. La première servira dans les appareils à action intermittente et de faible durée : treuils, grues locomobiles, petites machines de secours dans les usines, servo-moteurs sur les bâtiments de mer. Outre qu'elle est peu coûteuse, cette machine est robuste et d'un entretien économique.

Pour une marche journalière de longue durée, machine motrice fonctionnant dix à douze heures par jour, machine marine tournant sans interruption un grand nombre de jours, etc..., il y a un bénéfice marqué à prendre une machine coûteuse d'achat, mais économique en consommation.

Entre ces deux termes extrêmes, existe toute la chaîne intermédiaire; la machine qui convient le mieux est déterminée pour chaque cas; on la reconnaîtra dans un devis et un projet d'exploitation détaillés et documentés où l'on n'admettra aucun chiffre non vérifié, aucun coefficient pris dans un aide-mémoire sans l'avoir contrôlé par comparaison avec une installation existante.

Une machine achetée et établie a vraisemblablement une existence future assez limitée, soit par les perfectionnements ultérieurs qui en imposeront le changement, soit par le déplacement de l'industrie où elle est affectée, soit par toute cause pouvant dissoudre la Société qui l'installe, etc. Le capital qu'elle représente s'amortit en un nombre d'années, variable de dix à trente, que l'on fixe au sentiment, ou par toute considération financière.

Cet amortissement est compté comme dépense annuelle : 8 à 10 p. 0/0 des frais de premier établissement.

L'entretien d'une installation mécanique est une dépense annuelle variable aussi en raison inverse du prix d'achat. Une machine bien construite et chère est moins coûteuse d'entretien qu'une machine bon marché. Ici, comme plus haut, on cherche le minimum de la dépense combinée, comme on le fait aussi pour la consommation journalière en combustible, eau, matières lubrifiantes.

La dépense d'achat du terrain entre en ligne de compte, même si la machine est installée dans l'usine; elle y occupe un espace utilisable à un autre usage. La compa-

raison entre deux machines, l'une lourde et encombrante exigeant peu d'entretien, l'autre légère et rapide, mais demandant plus de soins et de dépenses journalières, ne sera exacte que si la valeur locative des emplacements respectifs est comptée à son taux marchand.

472. Prix de revient du cheval-heure pour les machines à vapeur. — M. P. Sauvage, Ingénieur au corps des Mines, a dressé des tableaux fort nets pour les puissances croissantes des machines de 1 à 500 chevaux. Il cherche dans chaque cas, en centimes, le prix de revient du cheval-heure calculé avec les données suivantes :

Charbon, prix de la tonne rendue devant les foyers :

Pour les grosses puissances.	20 fr.
— moyennes puissances	25 fr.
— petites puissances	30 fr.

Main-d'œuvre: chauffeurs et conducteurs, à 0 fr. 50 l'heure (ce prix est celui des grandes villes ; dans les centres industriels ordinaires, un chauffeur se paye 2 fr. 50, et un conducteur 3 francs par jour) ;

Huile minérale de graissage, 0 fr. 50 le kilogramme.

Prix de la puissance d'un moteur d'un cheval effectif.

— Une machine portative d'un cheval coûtera, installée avec ses accessoires, en y comprenant la petite fraction du local qu'elle occupe, 2 000 francs. Elle consommera 5 kilogrammes de charbon par heure, plus 10 kilogrammes par jour pour allumage, et 30 litres d'eau par heure, à 10 centimes le mètre cube. La dépense de main-d'œuvre peut être estimée à une, deux et quatre heures pour des marches quotidiennes de trois, dix et vingt

heures. Le prix de l'huile et des matières diverses sera de 1 cent. 2 par heure ; les frais de menues réparations, de 1 cent. 5 par heure. La dépense par cheval-heure s'établit alors comme il suit, en centimes :

NOMBRE D'HEURES DE TRAVAIL EN 300 JOURS PAR AN	1 000 h.	3 000 h.	6 000 h.
Intérêt et amortissement	16	5	3
Combustible à 30 francs la tonne.	24	18	16
Main-d'œuvre	15	10	10
Eau, huile, matières diverses et entretien.	3	3	3
TOTAUX	58	36	32

Moteurs de 5 et 10 chevaux effectifs. — Ces moteurs seront des locomobiles coûtant, installées, 4 000 francs et 5 500 francs, et occupant 10 mètres carrés, couverts par une construction de 500 francs. On brûlera par heure 3 kil. 5 et 3 kilogrammes de charbon par cheval, plus 30 et 40 kilogrammes pour l'allumage. On dépensera, par cheval-heure, 20 litres d'eau, à 10 centimes le mètre cube. Nous supposerons le conducteur présent pendant la moitié du temps de la marche, et pendant une heure en plus par jour, pour la locomobile de 5 chevaux, et occupé, au total, pendant une durée égale à la marche pour celle de 10 chevaux. Les dépenses de graissage et d'entretien par cheval-heure seront à peu près les mêmes que pour le moteur d'un cheval. La dépense par cheval-heure est alors, en centimes :

§ 2. — PRIX DE REVIENT D'UNE INSTALLATION 471

NOMBRE D'HEURES DE MARCHÉ PAR AN, EN 300 JOURS	LOCOMOBILES DE 5 CHEVAUX			LOCOMOBILES DE 10 CHEVAUX		
	1 000h.	3 000h.	6 000h.	1 000h.	3 000h.	6 000h.
Intérêt et amortissement.	7	2.5	1	5	1.5	1
Combustible à 25 francs la tonne.	13	10	9.5	10.5	8.5	8
Main-d'œuvre.	8	6	5.5	5	5	5
Eau, huiles, divers, en- retien	3	3	3	2.5	2.5	2.5
TOTAUX.	31	21.5	19	23	17.5	16.5

Moteurs de 50 chevaux effectifs. — Nous examinerons l'emploi d'une machine Corliss avec une chaudière séparée, et celui d'une machine demi-fixe Compound, avec et sans condensation. Les dépenses de l'établissement s'estiment comme il suit, pour la machine à chaudière séparée :

Machine seule	13 500 fr.	
Fondations	1 500	
Montage	700	
Transmission, câbles, etc.	1 800	
Tuyauterie, annexes.	2 300	
Divers	1 200	
TOTAL POUR LA MACHINE.		21 000 fr.
Chaudière complète installée	11 000	
Condenseur et prise d'eau.	3 000	
TOTAL		14 000 fr.
Bâtiments (60 ^{m²}), cheminée.		5 000
TOTAL		40 000 fr.

C'est donc une charge annuelle de 3 200 francs.

Les dépenses d'exploitation seront : 1 kil. 7 de charbon par cheval-heure, plus 120 kilogrammes par jour ; 100 grammes d'huile par heure, soit 5 centimes, et autant pour chiffons et matières diverses ; eau, 300 litres par cheval-heure, à 1 centime le mètre cube ; un chauffeur, en même temps conducteur de la machine, présent pendant tout le temps de la marche, plus deux heures par jour, à 50 centimes par heure ; entretien et réparation courante des appareils, 50 centimes par heure. La dépense par cheval-heure est alors, en centimes :

NOMBRE D'HEURES DE MARCHÉ EN 300 JOURS PAR AN	1 000 h.	3 000 h.	6 000 h.
Intérêt et amortissement	6.5	2.3	1
Combustible à 20 francs la tonne.	5	4	3.6
Huile et divers	0.2	0.2	0.2
Eau, à 1 centime le mètre cube.	0.3	0.3	0.3
Main-d'œuvre.	1.5	1.2	1.1
Entretien	1	1	1
TOTAUX.	14.5	9	7.2

Si l'on ne condensait pas, on ferait une économie annuelle de 240 francs pour intérêt et amortissement du condenseur ; on dépenserait, par cheval-heure, 14 litres d'eau, à 10 centimes le mètre cube, au lieu de 300 litres à 1 centime, mais on brûlerait 2 kil. 2 au lieu de 1 kil. 7 par cheval-heure. Les prix du cheval-heure seraient alors de 15, 10 et 8 centimes.

Une machine demi-fixe installée, avec bâtiments, transmission, etc., coûterait 12 000 francs en moins ; les frais

d'exploitation resteraient à peu près les mêmes; le prix du cheval-heure serait alors, en centimes :

CHEVAL-HEURE	1 000 h.	3 000 h.	6 000 h.
Avec condensation	12.5	8	7
Sans condensation	13	9	7.8

Moteurs de 100 et 500 chevaux effectifs. — Pour 100 chevaux, nous supposerons encore une machine Corliss horizontale, à condensation, alimentée par une chaudière unique, semi-tubulaire; offrant une surface de chauffe d'environ 120 mètres carrés; nous ne prévoyons pas un générateur de rechange; la consommation de houille sera de 1 kil. 5 par cheval-heure, plus 200 kilogrammes par jour; les dépenses d'huile, d'eau et diverses, seront les mêmes par cheval que pour le moteur de 50 chevaux; comme il faudra, par instants, adjoindre un aide au chauffeur conducteur de la machine, nous compterons un supplément de quatre heures de main-d'œuvre par jour; l'entretien et les réparations s'élèveront à 80 centimes par heure.

Pour produire 500 chevaux, on emploiera une machine Compound horizontale, à deux cylindres, avec quatre chaudières, dont une de rechange (chacune de 200 mètres carrés environ); il faudra trois hommes pour le service, plus quelques heures d'aide par jour, soit à peu près la main-d'œuvre de quatre hommes par heure de marche. La consommation sera de 1 kilogramme par cheval-heure, plus les allumages. Les dépenses s'estimeront comme il suit :

FRAIS DE PREMIER ÉTABLISSEMENT	100 CHEVAUX		500 CHEVAUX	
Machine seule	20 000 fr.		70 000 fr.	
Fondations	2 300		8 000	
Montage	1 200		4 000	
Transmissions, câbles	2 500		6 000	
Tuyauteries, annexes	3 500		9 000	
Divers	2 500		3 500	
Condenseur et prise d'eau	4 000		10 000	
Chaudières complètes	15 000		75 000	
Bâtiments (90 et 230 ^{m2}), cheminée	9 000		20 500	
TOTAUX	60 000 fr.		206 000 fr.	

Dépenses par cheval-heure, en centimes :

NOMBRE D'HEURES DE MARCHÉ PAR AN, EN 300 JOURS	100 CHEVAUX			500 CHEVAUX		
	1 000	3 000	6 000	1 000	3 000	6 000
Intérêt et amortissement.	4.8	1.6	0.8	3.3	1.1	0.6
Combustible à 20 francs la tonne	4.2	3.4	3.2	2.8	2.3	2.2
Huiles et divers	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Eau, à 1 centime le mètre cube	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Main-d'œuvre	1	0.7	0.6	0.5	0.4	0.4
Entretien	0.8	0.8	0.8	0.7	0.7	0.7
TOTAUX	11.3	7	5.9	7.8	5	4.4

473. Coût du cheval-heure par moteur à gaz. — Pour les moteurs à gaz on établit les devis de consommation totale de la même façon.

Soit le gaz à 0 fr. 20, prix qui tend actuellement à se généraliser pour la force motrice;

L'eau à 0 fr. 30, prix ordinaire dans les villes.

Nous supposerons une durée de fonctionnement de trois heures à quatre heures par jour. Les moteurs à gaz s'emploient pour un fonctionnement journalier intermittent, cas où ils sont très économiques.

La dépense en graissage varie de 0 fr. 007 à 0 fr. 008, des gros aux petits moteurs, par cheval-heure de fonctionnement.

L'entretien et les réparations peuvent s'évaluer à 0 fr. 01 pour les petits, et 0 fr. 007 pour les gros moteurs par cheval-heure.

Moteur de 1 cheval. — Trois heures par jour ou mille heures par an.

Prix du moteur installé : 1 200 francs.

Amortissement en dix ans.

Dépense de gaz : 900 litres par heure.

Dépense d'eau : 20 litres.

Voici les dépenses par an, soit pour mille heures :

Dépense en gaz: $0^{\text{m}3},9 \times 1\ 000 = 900^{\text{m}3}$, à 0 ^{fr.} ,20	180 fr.
— en eau: $0^{\text{m}3},02 \times 1\ 000 = 20^{\text{m}3}$, à 0 ^{fr.} ,30	6
Entretien et réparations: $0,01 \times 1\ 000$	10
Amortissement en dix ans et intérêt à 5 p. 0/0.	150
Graissage: $0,007 \times 1\ 000$:	7
	353 fr.

Soit une dépense de: $\frac{353}{1\ 000} = 0$ fr. 353 par cheval-heure. Pour la machine à vapeur, nous avons trouvé 0 fr. 58 dans les mêmes conditions.

Moteur de 10 chevaux. — Soit un fonctionnement de quatre heures par jour.

Un moteur de 10 chevaux coûte environ 5 500 francs, rendu sur les lieux, en place.

Le tuyautage d'amenée de gaz et eau, et d'échappement revient à 500 francs environ.

Soit un capital de 6 000 francs, à amortir en vingt ans, par exemple.

L'intérêt de 6 000 francs à 2 1/2 p. 0/0 est de 150 francs. Nous comptons 2 1/2, car, au bout de dix ans, le capital sera à moitié amorti, et ira toujours en décroissant ; nous évaluons donc, en réalité, l'intérêt de l'argent engagé à 5 0/0.

Cet intérêt de 150 francs par an fait, pendant vingt ans, un capital de 3 000 francs.

Le capital total à amortir est :

$$6\ 000 + 3\ 000 = 9\ 000 \text{ francs}$$

en vingt ans, donc par an :

$$\frac{9\ 000}{20} = 450 \text{ francs.}$$

La dépense en gaz, pour un bon moteur de 10 chevaux, est de 600 litres par cheval-heure. Soit : 6 mètres cubes à l'heure, à 0 fr. 20 le mètre cube.

La dépense en eau : 20 litres par cheval-heure. Soit : 200 litres par heure, à 0 fr. 30 le mètre cube.

Le graissage et l'entretien, comme ci-dessus.

Le devis d'exploitation est pour une marche de six heures par jour, soit deux mille deux cents heures par an.

§ 2. — PRIX DE REVIENT D'UNE INSTALLATION 477

Dépense en gaz: $6^{\text{m}3} \times 2\,200^{\text{h}} \times 0^{\text{fr.}},20$	2 640 fr.
— en eau: $0^{\text{m}3},2 \times 2\,200^{\text{h}} \times 0^{\text{fr.}},30$	132
Entretien et réparations: $0,01 \times 2\,200^{\text{h}} \times 10^{\text{chx}}$	220
Graissage: $0,007 \times 2\,200^{\text{h}} \times 10^{\text{chx}}$	154
Amortissement et intérêts annuels	450
	3 596 fr.

Soit par cheval-heure: $\frac{3\,596}{10 \times 2\,200} = 0 \text{ fr. } 163$.

La machine à vapeur de même puissance (p. 471) revient plus cher que le moteur à gaz. Nous avons trouvé 0 fr. 175 par cheval-heure, pour une marche de trois mille heures par an.

Le moteur à gaz n'exige aucuns soins gênants et peu propres, nécessaires à la machine à vapeur, comme arrivée du charbon, enlèvement des cendres, vidange de la chaudière tous les quinze jours environ, et piquage des sels tous les ans, lequel nécessite un grand espace disponible, pour le démontage du foyer et du faisceau tubulaire.

L'usage du moteur à gaz se répand de plus en plus; un emploi général éviterait les torrents de fumée noire qui empestent l'atmosphère des villes; on devrait, du moins exiger que les chaudières soient chauffées au coke. Il en est ainsi déjà pour bien des endroits, notamment dans les grands magasins du Louvre, à Paris (chaudières Belleville, qui n'en souffrent nullement).

474. Devis d'une installation électrique avec moteur à gaz. — Terminons par le devis d'une usine électrique, par exemple pour un grand magasin de nouveautés exigeant 40 lampes à arc de 6 ampères et 150 lampes de 16 bougies à incandescence, soit un cou-

rant de 250 ampères sous 110 volts. Les arcs sont associés par deux en tension, ainsi qu'il est d'usage.

Pour produire un courant de 250 ampères sous 110 volts, il faut une puissance totale de :

$$\frac{250 \times 110}{736} = 37^{\text{chev.}},5 \text{ aux bornes des dynamos.}$$

Dans les conditions où nous sommes placés, le rendement de la courroie est faible, et son produit par celui de la dynamo ne dépasse pas 0,75, chiffre que la pratique nous a indiqué.

La puissance au frein sur le volant du moteur sera :

$$\frac{37,5}{0,75} = 50 \text{ chevaux.}$$

Il sera bon de prévoir deux moteurs de 25 chevaux et les lampes alternant réparties sur deux réseaux. L'arrêt d'un moteur ne produit qu'une diminution d'éclairage et non une extinction totale. D'autre part, on évite la double installation qui grèverait considérablement le budget de l'usine électrique. Cette solution moyenne prévaut le plus souvent.

Nous prévoyons deux moteurs de 25 chevaux chacun, deux dynamos de $125^{\text{a}} \times 110^{\text{v}}$ l'une.

Le devis s'établit comme suit, pour les *frais de premier établissement* :

Deux moteurs à gaz de 25 chevaux chaque.	20 000 fr.
Montage et essais, 40 journées à 10 francs.	400
20 mètres cubes de maçonnerie, à 500 fr.	
le mètre cube	1 000

§ 2. — PRIX DE REVIENT D'UNE INSTALLATION 479

Antipulsateur, poches, etc... Tuyauterie gaz et eau, échappement	2 000
Deux courroies	600
Un compteur à gaz de 300 bus	1 500
TOTAL de la partie mécanique . . .	25 500 fr.

Deux dynamos Compound avec rhéostat d'excitation, glissières et volant-poulie, le tout à 2500 fr. l'une	5 000 fr.
Un compteur électrique	800
Tableau et ses connexions	1 050
TOTAL du matériel électrique. . . .	6 850 fr.

La salle des machines est, le plus souvent, un moyen de réclame, elle est décorée avec une certaine recherche; comptons de ce chef une dépense de 2 000 fr.

Récapitulation:

Matériel mécanique.	25 500 fr.
— électrique	6 850
Décoration de la salle.	2 000
TOTAL GÉNÉRAL.	34 350 fr.
Soit, en chiffres ronds.	35 000 fr.
L'intérêt à 2 1/2 p. 0/0 pendant quinze ans est de 875×15	13 125
Le capital total à amortir en quinze ans est.	48 125 fr.

L'annuité en sera le quinzième, soit : 3 208 francs.

Passons maintenant *aux frais d'exploitation*.

La durée d'éclairage moyenne, pour un établissement qui ferme à neuf heures le soir, est de trois heures par jour, mille heures par an.

Pour être large, nous compterons une dépense de gaz de 700 litres par cheval-heure, à 0 fr. 20 le mètre cube.

L'eau, graissage, etc., comme pour le moteur de 10 chevaux [473].

Nous arrivons à :

<i>Gaz</i> : $50^{\text{chx}} \times 1\,000^{\text{h}} \times 0^{\text{m}^3},7 \times 0^{\text{fr.}},20 \dots$	7 000 fr.
<i>Eau</i> : $50^{\text{chx}} \times 1\,000^{\text{h}} \times 0^{\text{m}^3},025 \times 0^{\text{fr.}},30 \dots$	375
<i>Graissage</i> : $50^{\text{chx}} \times 1\,000^{\text{h}} \times 0^{\text{fr.}},007 \dots$	350
<i>Entretien</i> : $50^{\text{chx}} \times 1\,000^{\text{h}} \times 0^{\text{fr.}},01 \dots$	500
<i>Personnel</i> : Un chef mécanicien et un aide.	3 000 fr.
	<hr/>
TOTAL	11 225 fr.
Annuité d'amortissement	3 208
	<hr/>
TOTAL GÉNÉRAL	14 433 fr.

Cette dépense totale annuelle de 14 433 francs pour produire une quantité d'énergie de :

$$250^{\text{a}} \times 110^{\text{v}} = 27\,500 \text{ watts,}$$

pendant mille heures, soit 27 500 kilowatt-heure.

Le coût du kilowatt-heure ressort à :

$$\frac{14\,433}{27\,500} = 0 \text{ fr. } 525.$$

Nous n'avons pas compté le coût de la location du local : l'usine est supposée installée en sous-sol des magasins, comme cela a lieu partout, et la location n'en est pas une somme à déboursier immédiatement.

Le kilowatt-heure se vend 1 franc à 1 fr. 50 dans les villes pourvues d'un réseau électrique. On voit l'économie réalisée par une installation comme celle ci-dessus, que nous avons évaluée *très largement*.

475. REMARQUE. — Le coût d'une usine électrique avec moteurs à gaz ressort, d'après le devis précédent, non compris le local, à:

$\frac{35\,000}{50} = 750$ fr., le cheval au frein sur les volants des moteurs;

$\frac{35\,000}{37,5} = 930$ fr., le cheval électrique aux bornes des dynamos;

$\frac{35\,000}{27,5} = 1\,270$ fr., le kilowatt aux bornes des dynamos.

Ces chiffres sont utiles à retenir dans la pratique; ils augmentent naturellement, quand diminue l'importance de la station, et inversement quand le nombre de chevaux à produire augmente.

Quant à la consommation de gaz par cheval au frein, elle est minima pour un moteur de 8 à 10 chevaux et ne décroît pas lorsque la puissance augmente, comme cela a lieu pour la machine à vapeur; elle reste stationnaire.

Nous avons suivi diverses installations bien faites, sur des moteurs à gaz de 10 à 15 chevaux, et avons trouvé comme *résultat pratique* de la marche moyenne d'une année que, pour produire 1 kilowatt aux bornes de la dynamo, il fallait brûler dans le moteur à gaz 1 230 litres de gaz. Le cheval électrique aux bornes coûte en gaz consommé: $1\,230 \times 0,736 = 900$ litres.

Dans ces installations, le moteur à gaz tourne à 180 tours environ; la dynamo, à 1 800 ou 2 000 tours, attaquée directement par une courroie [comme, par exemple (*fig.* 648)]; mais la dynamo perchée en l'air constitue une disposition peu satisfaisante et peu solide. On la fixe plutôt dans un massif de béton avec glissières, pour régler la tension de la courroie.

§ 3. — *Prix de revient de construction des machines*

476. Considérations générales. — Il est difficile de dire ce que coûte la construction d'une machine. On tient une comptabilité exacte des frais de l'atelier, et l'on sait bien à combien revient la *matière ouvrée* entrant dans la machine. Ce qu'il est malaisé de répartir, ce sont les frais généraux : machine motrice de l'atelier, machines-outils, entretien de l'atelier, des toitures, eau, gaz d'éclairage, frais de publicité, frais d'études au bureau de dessin, direction, Ingénieurs, comptabilité, voyageurs, etc. etc. Tout cela se répartit sur l'ensemble des produits de l'usine soit au sentiment, soit proportionnellement aux poids, méthodes l'une et l'autre peu exactes. La comptabilité matières et main-d'œuvre est, en tout cas, tenue avec un soin méticuleux, si l'on veut se rendre compte de la marche de l'usine.

477. Prix de vente de quelques machines à vapeur. — Donnons les prix de vente de quelques machines, pour fixer les idées. Voici un extrait de catalogue de la maison Boulet et C^{ie}, successeurs de l'ancienne maison bien connue Hermann-Lachapelle. Il s'agit de locomobiles demi-fixes Compound, dont la vignette ci-jointe (*fig.* 681) indique la disposition d'ensemble. Ces machines sont munies d'enveloppes aux deux cylindres, le tiroir du petit avec détente variable par régulateur Andrade [320]. Il y a un condenseur, avec pompe à air et pompe alimentaire.

Ce sont de bonnes machines, complètes et bien finies.

Tableau synoptique de la force, du prix, de la consommation et du poids des machines

FORCE NOMINALE en CHEVAUX-VAPEUR	FORCE MAXIMA	PRIX	PISTONS		VITESSE — Nombre DE TOURS	DIAMÈTRE des VOLANTS	CONSUMMATION		POIDS	PRIX de L'EMBALLAGE lorsqu'il y a lieu
			DIAMÈTRE petit	DIAMÈTRE grand			CHARBON selon la qualité	EAU pour la condensa- tion		
		francs	millim.	millim.	par minute	mètres	1 kil. 200	De	kilogr.	francs
10	14	8 000	0.140	0.220	150	1.150	De	23 litres	3 800	70
15-18	22	11 000	0.160	0.265	140	1.350	1 kil. 200	à	5 700	85
20-25	30	14 000	0.180	0.300	125	1.550	à	à	7 500	100
35-40	45	18 500	0.210	0.360	115	1.700	1 kilogr.	20 litres	10 000	120
50	70	23 000	0.250	0.420	105	1.800	par	par	14 000	150
70	90	27 000	0.280	0.490	95	1.950	cheval	cheval	16 000	200
100	140	33 000	0.330	0.590	85	2.200	et	et	18 500	250
140	200	40 000	0.380	0.620	80	2.500	par heure	par heure	26 000	350

Garantie, vente, expédition. — « Ces machines sont garanties de tout vice de construction; toutes ont fonctionné et ont été essayées au frein, avant d'être livrées. — Ces essais sont faits dans les ateliers, en présence de l'acheteur, s'il le demande. — Elles sont vendues, prises

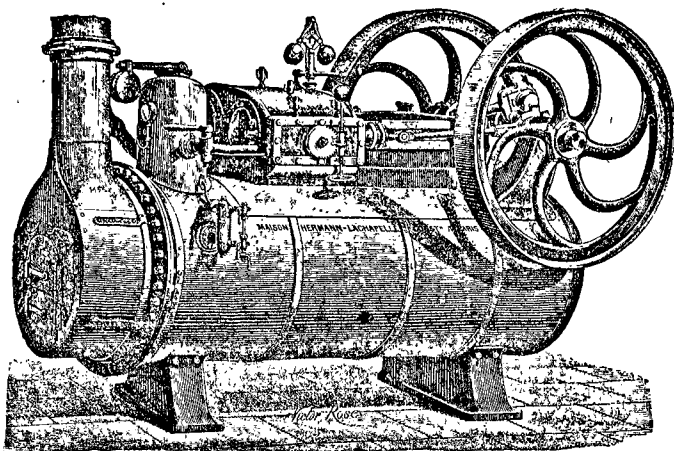


FIG. 681.

en magasin, aux prix portés ci-dessus, sans diminution, escompte ou remise. — L'emballage et le transport sont à la charge de l'acquéreur. Nous comprenons dans le prix de nos machines les prix des régulateurs, des détentes variables, de l'appareil réchauffeur, de la brosse à tubes, du manomètre, des tubes de rechange pour niveau d'eau, des clefs, d'une burette à huile, de la pelle et des ringards, que nous livrons avec les machines et qu'on fait ordinairement payer à part sous le nom d'extra ou d'accessoires. »

478. Prix de vente des moteurs à gaz. — Le prix des moteurs à gaz est un peu moindre que celui des machines à vapeur. Voici des prix relevés sur un cata-

§ 3. — PRIX DE REVIENT DE CONSTR. DES MACHINES 485

logues de la maison Niel pour des moteurs à un volant :

PUISSANCE effective au frein EN CHEVAUX	NOMBRE de tours A LA MINUTE	EMPLACEMENT y compris LE VOLANT	PRIX
1	200	1 ^m , 35 × 0 ^m , 82	1 400
3	190	1 90 × 1 01	2 600
6	180	2 15 × 1 16	4 100
12	170	2 70 × 1 50	5 700
18	170	2 95 × 1 77	7 000
40	160	3 65 × 2 40	13 200
75	150	4 90 × 2 80	19 500

Les moteurs Niel ont un piston à fourreau, ne comportant pas de glissières pour guider la tête de bielle (*fig.* 648) ; le piston est dépourvu de tige. Allumage par tube incandescent.

Voici quelques prix de moteurs à gaz Charo avec glissières pour guider la tige du piston, disposition plus favorable, ainsi que le nombre de tours un peu moindre ; par contre, les prix sont plus élevés, allumage électrique :

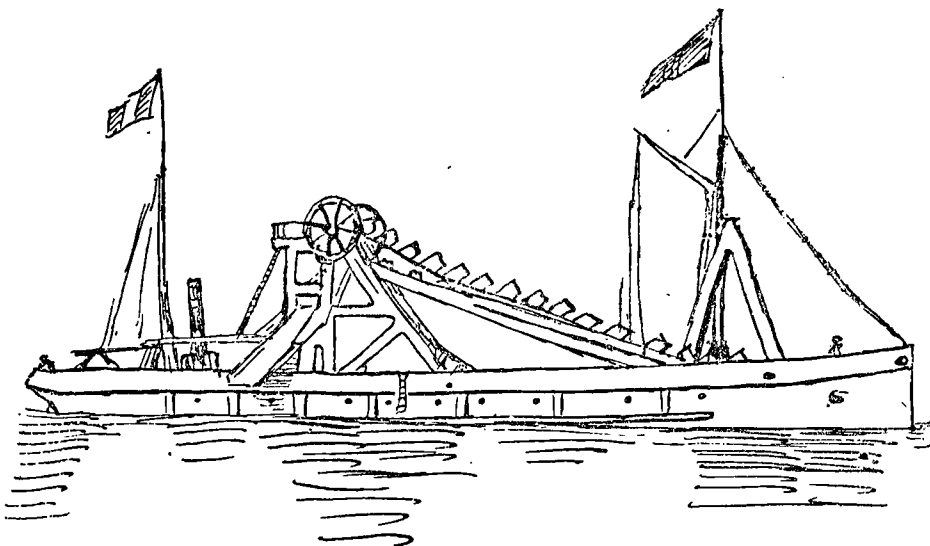
PUISSANCE effective au frein EN CHEVAUX	NOMBRE de tours A LA MINUTE	POIDS sans LE SOCLE	PRIX
1	180	900	2 400
5	160	2 500	4 600
10	170	3 500	7 600
18	160	6 000	11 500
30	150	7 000	15 000

479. Détail du prix de revient d'une machine de 300 chevaux. — Pour des appareils de plus grande puissance, nous donnons les prix de détail ci-dessous, que nous devons à l'obligeance de M. H. Satre, constructeur à Lyon et à Arles, et dont les grands ateliers sont tenus avec un ordre parfait,

§ 3. — PRIX DE REVIENT DE CONSTR. DES MACHINES 487

480. Le tableau suivant détaille le coût de construction d'une drague de 200 chevaux, représentée figure 682, pour donner une idée de ses proportions.

La figure 683 et le tableau compris au n° [481] sont relatifs à un remorqueur à hélice de 200 chevaux. Ces deux bâtiments ont été construits dans les ateliers de MM. H. Satre et fils, les machines à Lyon, et les coques à Arles.

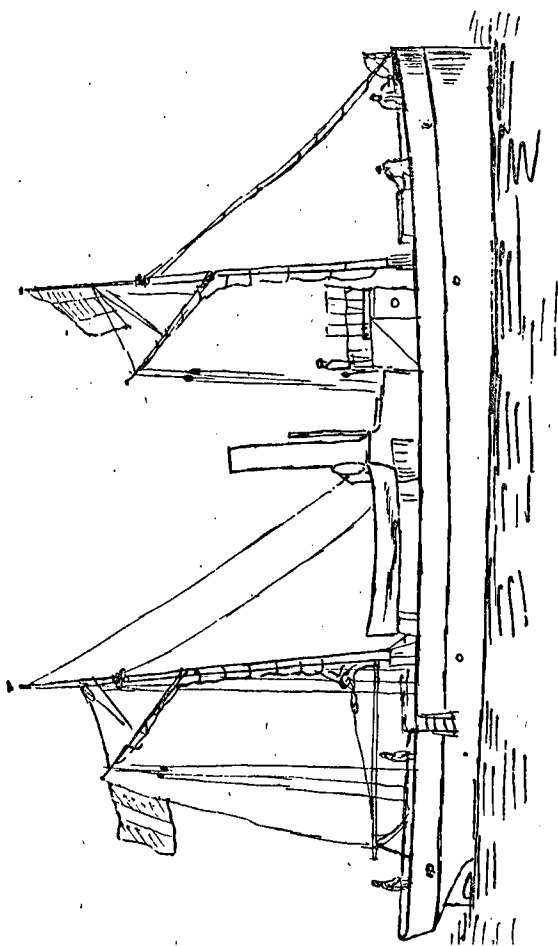


Dantander
Drague marine de 200 chevaux

FIG. 682.

Drague marine à hélice de 200 chevaux (Santander, Junte des travaux du Port)

FOURNISSEURS	DÉSIGNATION	POIDS	PRIX TOTAUX	PRIX du kilogramme	Main-d'œuvre
Atelier Lyon...	Machine, robinets, tuyaux, hélice et transmission.....	17 436	29 140 fr. 90	1 fr. 67	Montage à bord..... 11 570 francs Poids total fini..... 349 869 kilos
Imbert frères, atelier Lyon..	Chaudière de 35 mètres carrés, outillage et pièces de rechange...	22 165	11 905 »	0 54	<i>Récapitulation</i>
Atelier Lyon...	Mécanisme dragueur et treuils.....	104 126	80 423 80	0 77	
Atelier d'Arles.	Coque, charpente, étude et armement...	206 142	172 836 15	0 84	
	TOTAL..		294 305 fr. 85		Prix de revient..... 307 470 fr. 35
	Essais et cérémonie religieuse.....		1 594 50		Prix du kilogramme de la drague finie: 307 470 = 0 fr. 88 349 869



*Boinquen
Remorqueur de 200 chevaux.*

FIG. 683.

481. Remorqueur à hélice de 200 chevaux (Borinquer, Junte des travaux du port de Porto-Rico)

FOURNISSEURS	DÉSIGNATION	POIDS	PRIX TOTALS	PRIX du kilogramme	
Atelier Lyon...	Machine avec transmission, tuyaux, robinets, etc.....	48 806	31 472 fr. 30	1 fr. 70	<i>Main-d'œuvre</i>
Divers.....	Chaudière, outillage, articles divers.....	44 000	15 002 35	1 07	Montage à bord..... 1 838 francs Poids total fini..... 102 450 kilos
Chantiers Arles	Coque et armement ..	69 944	63 696 80	0 92	<i>Récapitulation</i>
		TOTAL..	110 171 fr. 45		Appareil moteur et propulseur..... } 110 171 fr. 45 Coque complète et armement..... } Montage à bord 1 838 » Frais divers 4 011 »
	Essais, pilotage, etc...		4 011		Prix de revient..... 146 020 fr. 45
					Prix du kilogramme du bateau fini : $\frac{116\ 020}{102\ 450} = 1\ \text{fr.}\ 14$

482. Prix de vente de diverses machines. —

La valeur des locomotives est de 2 francs environ le kilogramme.

Les torpilleurs à grande vitesse atteignent 6 fr. 25 le kilogramme pour un poids de coque et machine de 100 à 120 tonneaux. Le poids de la machine est de 55 à 60 p. 0/0 du poids total. Un torpilleur coûte 670 000 francs pour un déplacement, *armé*, de 131 tonneaux.

Voici les prix d'achat d'un de nos derniers cuirassés commandé à un chantier d'industrie privée.

La *coque emménagée* : ses accessoires, ses appareils auxiliaires et objets divers, la mâture militaire, le matériel relatif aux torpilles, les embarcations, les objets de voilerie, ainsi que le boulonnage et la mise en place du blindage, la mise en place du matériel d'artillerie et de ses appareils électriques; le tout pesant 8 146 900 kilogrammes, au prix total de 9 401 740 francs, soit 1 fr. 15 le kilogramme.

Le *cuirassement* : ceinture épaisse et mince, pont principal, surbaux et entourages, tourelles fixes et mobiles, abris du commandant, des munitions et des drosses, au kilo, d'après le poids des plaques percées et ajustées qui sera constaté à leur arrivée dans le chantier de construction par les agents de la Marine, et aux prix indiqués ci-après :

Poids approximatif	3 929 000 kilogrammes
Valeur	7 826 000 francs.

d'où le prix unitaire de 2 francs le kilogramme.

Le *matériel d'artillerie* : plaques tournantes formant tourelles, avec leurs pivots, affûts, appareils mécaniques et appareils de service des canons de 30 centimètres, 27 centimètres et 14 centimètres; le tout pesant 535 600 ki-

logrammes, au prix de 1 726 000 francs, soit 3 fr. 20 le kilogramme.

Les chaudières du système Lagrafel et d'Allest, leurs conduits de fumée, leurs accessoires, ainsi que l'outillage et les rechanges, le tout pesant 421 150 kilogrammes, au prix de 735 000 francs, soit 1 fr. 74 le kilogramme.

Les machines principales, les lignes d'arbres, les propulseurs, les machines de servitude et leur tuyautage, les parquets, l'outillage et les rechanges, le tout pesant 977 250 kilogrammes, au prix de 2 907 000 francs; d'où ressort la valeur de 3 fr. 75 le kilogramme.

La valeur totale approximative de la fourniture du cuirassé (moins les canons et le matériel d'armement) est de 22 596 600 francs, pour un poids total livré de 9 581 350 kilogrammes.

Soit 2 fr. 35 le kilogramme.

Remarquons que ce poids de 9 581 350 kilogrammes ne comprend pas les canons, le matériel d'armement, le charbon, l'eau des chaudières, des condenseurs, d'approvisionnement, les vivres, etc. etc. Le poids du cuirassé en ordre de marche serait 11 800 tonneaux, avec une machine de 13 000 chevaux, pour une vitesse prévue de 17ⁿ,5.

483. REMARQUE. — Les quelques prix que nous venons d'indiquer sont pour donner un aperçu de ce que coûte une machine. La comparaison, rapportée au prix du kilo, est exacte lorsqu'il s'agit de machines du même type construites avec le même soin. Ce mode d'évaluation est utile dans bien des cas pour faire un inventaire, par exemple, ou pour se rendre compte d'une valeur d'ensemble, mais non point assez pour dresser le projet définitif d'une installation.

C'est d'après leurs poids que sont imposées les machines au passage des douanes dans les pays protégés, et ceci faute de plus exacte évaluation possible. On est conduit à des taxes qui croissent en raison inverse de la valeur des objets. Une locomotive, une embarcation, une bicyclette, etc., sont d'autant plus chères qu'elles sont plus légères pour la même puissance ou la même charge à supporter; les droits d'entrée s'élèvent à mesure que décroît leur valeur vénale. Pour bien des types de machines, seules celles de premier ordre peuvent être exportées et supporter de certains droits.

484. Les **frais d'essais et de recherches** sont une des grosses charges du budget d'une usine. Une sage administration qui veut prospérer est sobre d'essais; il est légendaire, et malheureusement trop vrai, que les inventeurs se ruinent. Plus sage est d'acheter un brevet dont on a pesé la valeur, et, quelque prix qu'on le paye, il sera moins coûteux que les recherches elles-mêmes auxquelles il donnerait lieu.

485. La **gestion commerciale** de l'usine n'importe pas moins à sa réussite financière. Connaître et prévoir les cours des métaux, pour l'achat et la vente; s'abstenir dans la hausse, ou même l'entraver lorsqu'elle est factice; avoir des approvisionnements suffisants et jamais excessifs, etc., tout cela constitue une science capable à elle seule d'assurer la prospérité d'une usine et sans laquelle aucune entreprise ne saurait réussir. Dans le même ordre d'idées, les moyens de transport peu onéreux sont une ressource précieuse et de premier ordre: fonder une usine dans le voisinage d'un canal, pour les transports de houille, et d'une voie ferrée, pour les matières à déplacer rapidement.

Pour l'écoulement des produits manufacturés, et en particulier des machines, on se préoccupe beaucoup de l'exportation vers les pays où l'industrie productrice ne subvient pas aux besoins de la consommation ; de là, le grand mouvement d'expansion coloniale qui se développe chaque jour, et où les puissances européennes luttent avec ardeur. Chacun cherche à absorber les débouchés créés par la colonisation en Afrique, en Amérique, en Australie. De là aussi, la nécessité de faire mieux et meilleur marché que les nations concurrentes.

486. *Frais de construction comparés en France, Angleterre, Allemagne.* — Empruntons à un ouvrage instructif ⁽¹⁾ un aperçu comparatif du prix de revient des machines en France, en Angleterre et en Allemagne.

Les éléments prépondérants dans le taux du prix de revient sont la *houille*, la *main-d'œuvre* et les *transports*.

Houille. — Pour produire une tonne de *fer* il faut en charbon :

En France, 5 tonnes à 11 fr. 50, soit . . .	57 fr. 50
En Angleterre et en Allemagne, 5 tonnes	
à 5 fr. 50	27 50
	<hr/>
Différence	30 fr. 00

Pour produire une tonne d'*acier* :

En France, 4 tonnes à 11 fr. 50, soit . . .	46 fr. 00
En Angleterre et en Allemagne, 4 tonnes	
à 5 fr. 50	22 00
	<hr/>
Différence	24 fr. 00

⁽¹⁾ *Du prix de revient des machines en France, en Angleterre, en Allemagne*, par M. S. PÉRISSÉ. — J. Baudry, éditeur.

§ 3. — PRIX DE REVIENT DE CONSTR. DES MACHINES 495

Pour les *bronzes*, la surcharge en France est, du fait de la houille, de 40 francs par tonne.

En détaillant le prix de revient de diverses machines, on trouve que, du fait de la houille, les prix français sont surchargés de 4,8 p. 0/0 en moyenne de la valeur marchande de la machine, et cette surcharge atteint 7,5 p. 0/0 pour les grosses machines.

Main-d'œuvre. — La main-d'œuvre est plus élevée en France et en Angleterre que dans les pays industriels voisins, la Belgique et l'Allemagne.

Voici une moyenne des prix en France, hors de Paris :

Un mécanicien par heure.	0 fr. 600
Un aide —	0 450
Un second aide —	0 375
	<hr/>
Pour l'équipe.	1 fr. 425

Moyenne de salaire d'un homme par journée de dix heures, 4 fr. 75.

La moyenne analogue pour l'Allemagne est, hors Berlin :

Un mécanicien par jour.	3 ^m ,25
Deux aides —	4 25
	<hr/>
Moyenne.	7 ^m ,50

Moyenne d'un homme par journée de dix heures, 2 marcs 500, soit : 3 fr. 15.

En Angleterre la main-d'œuvre est légèrement supérieure à ce qu'elle est en France.

En se reportant au prix de revient détaillé de diverses machines, on trouve de ce chef pour la France une sur-

charge de près de 8 p. 0/0 sur les mêmes prix en Allemagne.

Transports. — En France, les distances semblent plus longues des lieux d'extraction aux usines manufacturières qu'en Angleterre, en Belgique et même en Allemagne.

L'Angleterre surtout est favorisée par son peu de largeur continentale, les vastes baies qui en découpent les côtes et les profondes rivières navigables fort avant dans les terres. Le Cleveland et le Cumberland sont riches en minerais que les cargo-boats chargent à peu de frais. Les houilles en Écosse sont abondantes, et les usines avoisinent les mines, reliées par de nombreuses voies ferrées.

En Allemagne, l'industrie métallurgique et houillère est concentrée dans le bassin de la Ruhr (Westphalie). Une partie des minerais provient de Bilbao et de l'Algérie, et arrive à bon compte par bateaux sur le Rhin.

Les centres métallurgiques sont : en France, le Nord d'abord, qui prend une importance prépondérante depuis le traitement des minerais en déphosphoration ; l'Est avec le Creusot ; et, enfin, Saint-Étienne et le bassin de la Loire pour les produits métallurgiques de premier ordre. L'industrie du fer ainsi disséminée est grevée d'un excès de frais de transports.

Cet excès se chiffre, pour les machines finies, par 3 p. 0/0 du prix de revient comparativement à l'Angleterre, et 1 1/2 p. 0/0 comparativement à l'Allemagne.

On trouve, en résumé, que des trois chefs considérés les produits mécaniques français sont surchargés de 13 p. 0/0 par rapport aux produits anglais, et de 16 1/2 p. 0/0 par rapport à l'Allemagne.

Les douanes protègent les produits français contre l'importation étrangère de 6 à 10 p. 0/0 seulement ; il reste une marge notable pour la concurrence.

§ 3. — PRIX DE REVIENT DE CONSTR. DES MACHINES 497

Le fini du travail, l'exactitude de l'ajustage, l'ingéniosité des dispositions sont les moyens les plus sûrs de réussite pour les constructeurs français dans la lutte avec l'Étranger sur les marchés exotiques, lutte qui est chaude.

FIN

NOTE SUR LES SERVO-MOTEURS

I. — Dans l'emploi quotidien que nous faisons de la vapeur, de l'air comprimé, de l'eau sous pression, souvent la force en jeu est considérable et veut être employée avec la *plus grande précision*. D'où la nécessité des *servo-moteurs* ou *moteurs asservis*, qui n'exigent, pour leur mise en action, qu'un effort léger, insignifiant en regard de celui qu'ils exerceront eux-mêmes. En outre, ces moteurs accomplissent exactement un travail déterminé, en d'autres termes restent en équilibre dans une position quelconque où on les a amenés.

Supposons une machine à vapeur ordinaire en mouvement; nous voulons l'arrêter en un point précis de sa course, malgré une résistance antagoniste qui cherche à l'entraîner en sens inverse; cela nous sera impossible à réaliser.

En effet, par la mise en train, fermons l'admission de vapeur, par exemple. La vapeur motrice contenue en ce moment dans le cylindre n'en continue pas moins à agir par expansion, et le mouvement se prolonge pendant un certain temps. Même, si l'amplitude de ce mouvement n'est pas considérable, lorsque l'effort antagoniste continue à agir, la vapeur par refroidissement perd peu à peu sa force d'expansion et le mouvement se produit en sens inverse. Il en serait de même encore si, comme

dans beaucoup de machines, le seul moyen d'arrêt est la fermeture de la valve d'arrivée de vapeur. Il faut, en outre, dans ce cas, avant d'arrêter, épuiser la vapeur de la boîte à tiroir, ce qui peut faire plus d'un tour.

Dans la manœuvre du gouvernail d'un navire par le moyen de la vapeur le choc des lames dans un sens ou dans l'autre transforme en force accélératrice du mouvement l'effort qui, un instant auparavant, s'opposait au mouvement ; la force antagoniste agit successivement dans deux sens opposés, ce qui complique le problème. La barre placée en un certain point ne doit s'en écarter que de quantités très petites et du même ordre de grandeur que celles provenant du mou ou de l'élasticité des drosses. Or, on ne peut obtenir ce résultat avec une machine à vapeur ordinaire, et pendant longtemps on a continué, malgré les difficultés par gros temps et le nombre d'hommes employés, à actionner les gouvernails à bras d'hommes. On se servait de roues disposées à proximité de la passerelle de commandement et sur les rayons desquelles on agit pour orienter le gouvernail. Ces difficultés sont surmontées aujourd'hui par l'emploi du servo-moteur.

Cet appareil supprime instantanément, au moment voulu, l'action de la vapeur. Ce point ne sera acquis qu'à la condition de laisser échapper, à cet instant, une partie de la vapeur et de mettre la force motrice en équilibre avec la force résistante. Mais, si cette force résistante est constante, par exemple, il ne faut pas non plus qu'elle puisse l'emporter sur la force motrice, ou, tout au moins, si elle l'emporte un instant, la force motrice lui reviendra immédiatement égale, ou même légèrement supérieure. Autrement dit, si par le jeu des organes en mouvement nous avons laissé échap-

per une trop grande quantité de vapeur, il faut qu'une nouvelle quantité vienne remplacer celle qui manque.

Le même phénomène doit également se passer si, par suite de condensation, la force résistante tend à l'emporter. Enfin, il faut que, même dans le cas où, comme nous l'avons vu pour les gouvernails, la force résistante tend à devenir motrice, le jeu de la machine s'oppose également au mouvement.

De ce qui précède, concluons que l'organe *récepteur* doit être relié à l'arbre moteur par un mécanisme approprié connexe au *manipulateur*.

Ce mécanisme constitue l'*asservissement*, d'où le nom de moteurs asservis, ou servo-moteurs.

Les diverses considérations précédentes montrent également, d'une manière moins explicite, que l'*organe manipulateur* doit, à chaque instant de la course du récepteur, se retrouver dans la même position. Le manipulateur doit toujours se trouver prêt à arrêter le récepteur dans les mêmes conditions, et il ne peut le faire que si la condition précédente est remplie. Ce point sera précisé dans ce qui suit.

II. — Étudions le servo-moteur de Stapfer de Duclos installé sur le *Tourville*, pour la manœuvre de la mise en train.

Un piston W (*fig. 684*), venu de fonte avec la tige creuse L, peut se déplacer dans le cylindre C. Ce piston est creux et constitue le récepteur. Une cavité A, dans laquelle la vapeur afflue constamment par l'intermédiaire du tuyau B et du manchon D, contient un tiroir M qui forme le manipulateur. La tige T de ce tiroir sort du cylindre dans une enveloppe N fermée par le presse-étoupes X, de façon à éviter toute fuite de vapeur.

La capacité A peut communiquer alternativement par

les conduits K et K' avec les deux côtés du piston, de même que ceux-ci peuvent être mis en relation avec l'évacuation par l'espace E et les conduits F et G.

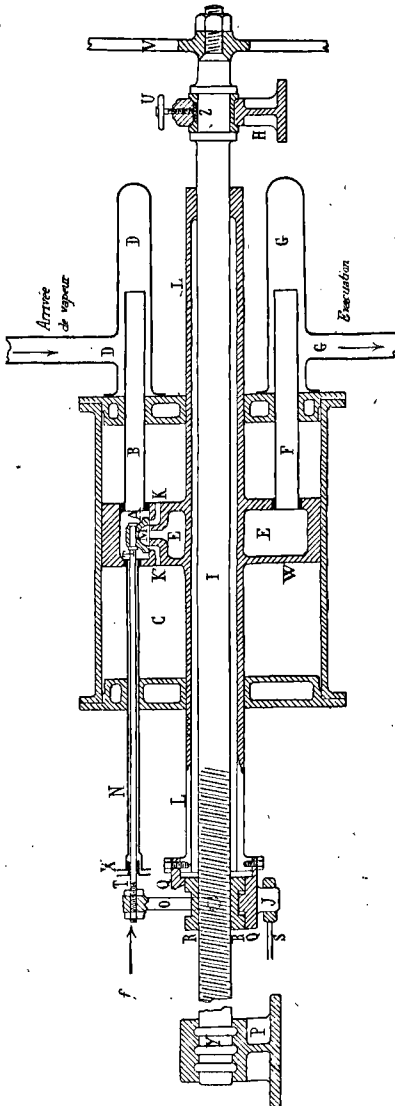


FIG. 684.

Un arbre I traverse la tige creuse L. Cet arbre est fixé invariablement dans le sens longitudinal par les collets de butée Y; il est fileté à son extrémité de gauche et peut recevoir un mouvement de rotation du volant V.

Sur la partie filetée de l'arbre se déplace l'écrou R portant une gorge. La tige T est reliée à cet écrou par la traverse O qui la fait participer à tous ses mouvements. D'un autre côté, deux semelles Q, fixées par des prisonniers à la tige L, portent des talons qui s'engagent avec un certain jeu dans la gorge de l'écrou R. C'est sur les semelles Q dont, pour

la clarté de la figure, une seule est représentée, que

viennent se fixer les bielles S qui actionnent la mise en train.

Pour simplifier, nous n'avons pas non plus représenté les presse-étoupes dans lesquels les tiges B, F et L, traversent les fonds de cylindres.

Rendons-nous compte du fonctionnement de l'appareil ; faisons tourner le volant V de façon à entraîner l'écrou R dans le sens de la flèche *f*. La tige T suit le mouvement ainsi que le tiroir M. Par suite du jeu laissé entre les talons des semelles Q et la gorge de l'écrou R, le piston n'est pas entraîné par ce mouvement. L'orifice K' se démasque (*fig. 685*), et la vapeur s'introduit à gauche du piston dans le cylindre C. Le piston se met seulement alors en mouvement dans le même sens que le tiroir. Si, à ce moment, on arrête la rotation du volant, l'inertie, d'une part, la détente de la vapeur, de l'autre, conti-

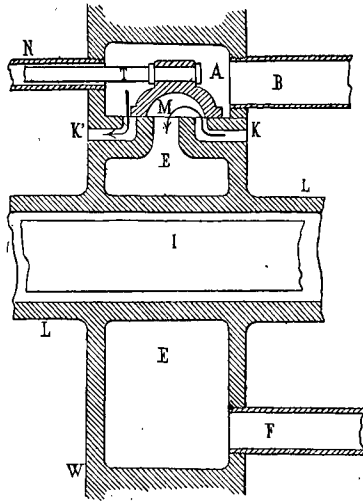


FIG. 685.

nent à pousser le piston en avant ; mais, dès que celui-ci est arrivé à une position telle que le tiroir ait repris la position moyenne sur sa glace, pour le moindre déplacement du piston, K' met le côté gauche du cylindre en communication avec l'évacuation et la vapeur s'écoule. Si même le mouvement en avant est plus rapide, le tiroir étant toujours immobile, l'orifice K est démasqué, et la vapeur peut pénétrer à droite du piston (*fig. 686*), arrêtant ainsi ce dernier et le forçant, au besoin, à rebrous-

ser chemin. Après quelques légères oscillations, le piston reste en équilibre dans la position représentée (*fig. 684*),

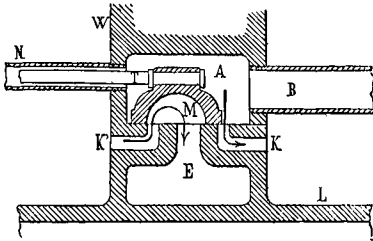


FIG. 686.

où les deux orifices K et K' sont fermés.

Au premier abord, il semble que, pour avoir une rapidité plus grande dans l'admission ou l'évacuation de la vapeur, le tiroir employé ne devrait

avoir aucun recouvrement à l'admission, ni à l'évacuation, et que ses barrettes devraient se trouver arêtes pour arêtes, dans leur position moyenne, avec les lumières de la glace.

Pour éviter les fuites constantes qui se produiraient avec cette disposition, et l'instabilité qui en résulterait, le tiroir n'a pas de recouvrements à l'évacuation, mais a de légers recouvrements positifs à l'admission. Dans le servo-moteur que nous venons de décrire, le recouvrement à l'admission est de 2 millimètres, à l'évacuation il est nul.

Dans le cas où le servo-moteur ne fonctionnerait pas, la manœuvre du volant produirait l'effet attendu de la vapeur, mais il faudrait un effort considérable pour déplacer sans vapeur la mise en train et entraîner le piston, sa tige et le tiroir.

Dans son mouvement d'oscillation, le piston ne vient pas heurter le tiroir, car le jeu entre Q et R est plus petit que le jeu laissé à l'excursion du tiroir dans sa boîte A.

Le chapeau du palier H (*fig. 684*) porte une vis de pression U qui, par l'intermédiaire d'une plaque mobile Z, sert à immobiliser l'arbre I en une position donnée.

Une disposition analogue à celle que nous venons de

décrire nous est fournie par le servo-moteur du gouvernail horizontal des torpilles Whitehead. Le problème consistait à n'employer, pour la manœuvre de ce gouvernail, que de très petits efforts, tels que ceux du piston hydrostatique et du pendule, tout en disposant, en fin de compte, de la force assez considérable nécessaire pour mouvoir le gouvernail dans le sens convenable.

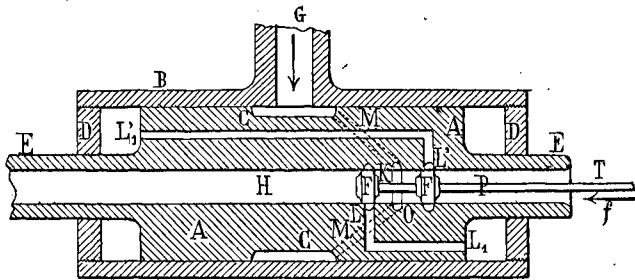


FIG. 687.

Un cylindre B (*fig.* 687) renferme un piston A évidé intérieurement et creusé d'une gorge extérieure C et de trois petites gorges intérieures L, O et L'. Les gorges C et O sont en communication par une série de canaux tels que MM disposés symétriquement autour de l'axe du piston. La gorge L' communique par le conduit L'L₁ avec la partie gauche du piston, tandis que L est en communication par LL₁ avec la partie de droite. Le cylindre est fermé par les bouchons filetés DD, que traverse la tige du piston venu de fonte avec ce dernier. Pour simplifier, nous n'avons pas représenté les presse-étoupes qui assurent l'étanchéité au passage de la tige.

Un tiroir cylindrique FF manœuvré par la tige T occupe l'intérieur du piston, et ferme dans sa position moyenne les orifices L et L'.

La couronne annulaire C du piston est en communica-

tion par le conduit G avec le réservoir d'air comprimé. L'espace K compris entre les deux barrettes du tiroir est donc constamment rempli d'air comprimé.

Ceci posé, si nous déplaçons le tiroir dans le sens de la flèche f avec un effort très faible, puisque ce tiroir est équilibré, l'orifice L sera découvert et se trouvera compris entre les deux pistons F_1F ; l'air comprimé, passant par le conduit LL_1 , viendra agir sur la face de droite du piston et poussera celui-ci dans le même sens que le tiroir, provoquant la fermeture de ce dernier et l'arrêt du piston. Si celui-ci dépasse sa position d'équilibre, L se trouvera mis en communication avec H, côté gauche du tiroir, et l'air s'échappera par le conduit LL_1 .

Le même raisonnement s'appliquerait au mouvement en sens inverse du tiroir.

L'effort à faire pour déplacer le tiroir est faible ; et, par l'intermédiaire du piston, on exerce un effort considérable, dont la valeur est le produit de la section du piston, diminuée de celle de sa tige par la pression de l'air comprimé du réservoir.

III. — Le dispositif, comme dans ces deux servo-moteurs, du tiroir à l'intérieur même du piston, est assez complexe. On arrive au même but en disposant le tiroir dans une boîte sur les flancs du cylindre à la manière ordinaire (*fig. 688*), comme dans la mise en train d'un certain nombre de bateaux : *Shamrock, Tonquin, Naiade*, etc.

Dans un cylindre A se meut un piston B muni d'une tige creuse C, à l'extrémité de laquelle est fixée la tige Q qui actionne la mise en train. Le corps du piston taraudé en son centre est traversé par la vis à filets carrés D qui ne peut se déplacer dans le sens de son axe. Cette vis, recevant un mouvement de rotation du volant V, entraînera les tiges C et Q et assurera les déplacements de la

mise en train. La partie E de la vis D est filetée, et le moyeu du volant est transformé en écrou.

Le volant, avant d'entraîner la vis dans son mouvement de rotation, se déplace suivant l'axe de DE et vient buter

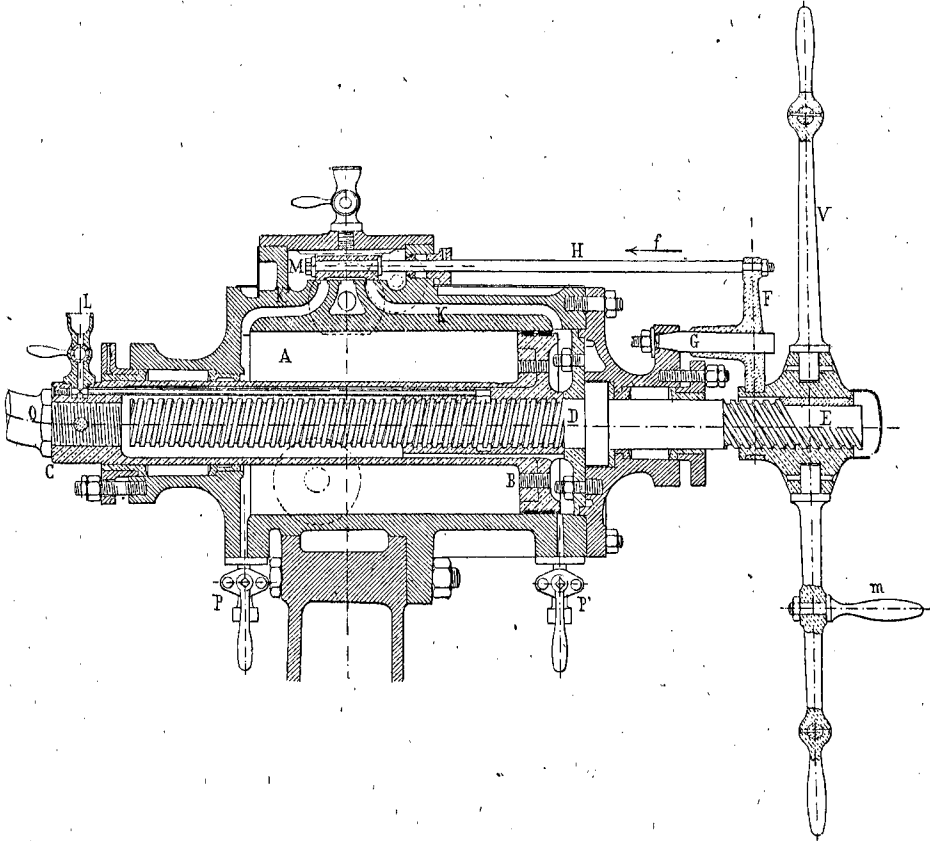


FIG. 688.

contre la partie non filetée de cette pièce. Dans ce mouvement longitudinal, le volant entraîne la traverse F, par suite la tige H et le tiroir M qui lui est relié.

Supposons que le volant tourne de telle sorte que H se déplace dans le sens de la flèche *f*; le tiroir démasquera

le conduit K, et la vapeur viendra agir sur la face de droite du piston, aidant au déplacement de ce piston.

Si la vis qui traverse le piston était réciproque, ce dernier, une fois la vapeur introduite par le conduit K, se déplacerait de lui-même en faisant tourner la vis D. Ce mouvement ne pourrait pas se continuer longtemps; en effet, par la manette *m*, tenons le volant immobile, la rotation de D fera revenir le volant en arrière et fermer le tiroir même, le conduit K' sera démasqué et recevra la vapeur.

Avec l'hypothèse que la vis traversant le piston soit réciproque, nous aurions un véritable servo-moteur analogue à ceux décrits plus haut, mais plus simple.

Dans la pratique, cette vis n'est pas réversible, et ce, en prévision de la manœuvre à bras, en cas d'avaries des organes à vapeur. Avec une vis réversible, la manœuvre du volant à bras serait pénible, peut-être impossible à cause du grand pas nécessaire. On s'est contenté de faire le pas aussi grand que possible pour se rapprocher de la réciprocité, mais sans l'atteindre. On n'a pas un véritable servo-moteur, puisque, si le manipulateur commande toujours au récepteur, celui-ci n'agit plus sur le premier.

Cet appareil a conservé le nom de servo-moteur, car, à part la dimension du pas de la vis D, toutes les autres conditions des servo-moteurs y existent. Le graissage de la vis D est assuré avec un soin tout particulier par le robinet graisseur L et le tube qui pénètre entre la partie filetée D et la tige creuse C.

Ce dernier servo-moteur est un des meilleurs et des plus répandus. Nous avons déjà étudié un appareil analogue t. I [190].

IV. — Les appareils décrits jusqu'ici résolvent le pro-

blème de l'asservissement, dans le cas d'un mouvement rectiligne du récepteur. Voyons la solution dans le cas d'un mouvement circulaire, comme celui qu'exige la manœuvre du gouvernail ou des tourelles cuirassées.

Imaginons une machine à deux cylindres calés à angle droit, de façon qu'elle soit toujours en position de partir dans un sens ou dans l'autre, suivant le sens d'introduction de la vapeur.

Chaque cylindre est muni d'un tiroir avec des recouvrements nuls à l'évacuation, et de quelques millimètres seulement à l'admission.

Avec une telle disposition, en décalant légèrement les excentriques dans un sens ou dans l'autre, la machine partira en avant ou en arrière.

Voici comment on réalise l'asservissement :

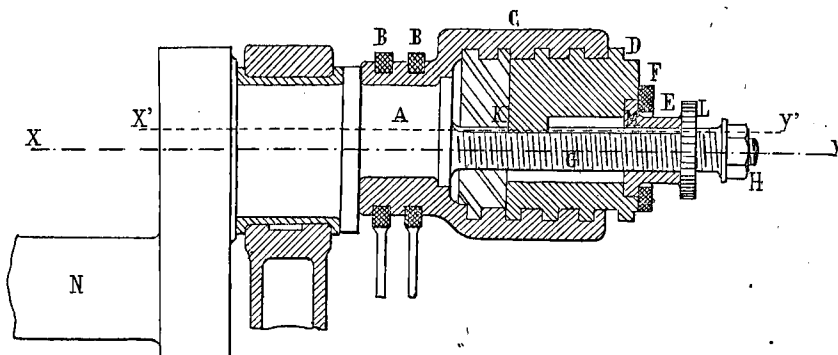


FIG. 689.

Soient (*fig. 689*): XY, l'axe de l'arbre de la machine ; et X'Y', l'axe de la manivelle des excentriques dont A est le tourillon. Le chariot C sur lequel sont montés les colliers BB est taraudé à son intérieur d'une vis à filets carrés à très grand pas. X'Y' est l'axe de cette vis.

Le tourillon A est prolongé par un bout d'arbre G fileté

sur toute sa longueur, mais ayant pour axe XY. Cet arbre G porte, en outre, une rainure longitudinale dans laquelle s'engage le talon K de la vis D. Si l'arbre G est immobile, le seul mouvement que peut recevoir D est un déplacement longitudinal ; ce déplacement aura forcément pour conséquence une rotation du chariot C et un décalage des excentriques.

Le déplacement dans un sens ou dans l'autre de D est obtenu par le jeu de l'écrou E enfilé sur l'arbre G. Le talon M de cet écrou, maintenu par la couronne F, permet l'entraînement de D quand on communique à E un mouvement de rotation par le jeu de la roue dentée L.

Ainsi la rotation de E, produite par L, entraîne D dans un sens ou dans l'autre, fait tourner C et décale les excentriques, par conséquent, fait tourner la machine et l'arbre G dans un sens ou dans l'autre.

On dispose les choses de telle sorte que cette rotation de G déplace, à chaque instant, l'écrou E, en sens inverse, du chemin que celui-ci vient de parcourir sous l'action de L. Cet écrou se trouvera toujours dans la même position sur l'arbre, et on aura produit l'asservissement, puisque, si le mouvement de G tendait à repousser E en sens contraire et plus loin que sa position moyenne, le tiroir fermerait, et même pourrait s'ouvrir en sens contraire. On a bien ainsi construit un servo-moteur pour l'entraînement des gouvernails. Dans le cas où le servo-moteur ne marcherait pas, on dispose sur l'arbre de la machine un certain nombre de roues pour la manœuvre à bras.

V. — On peut encore réaliser l'asservissement par le décalage d'un seul tiroir (*fig.* 690).

Supposons toujours une machine à deux cylindres avec pistons calés à 90° l'un de l'autre. Les tiroirs A sont

cylindriques sans aucun recouvrement. L'arrivée de

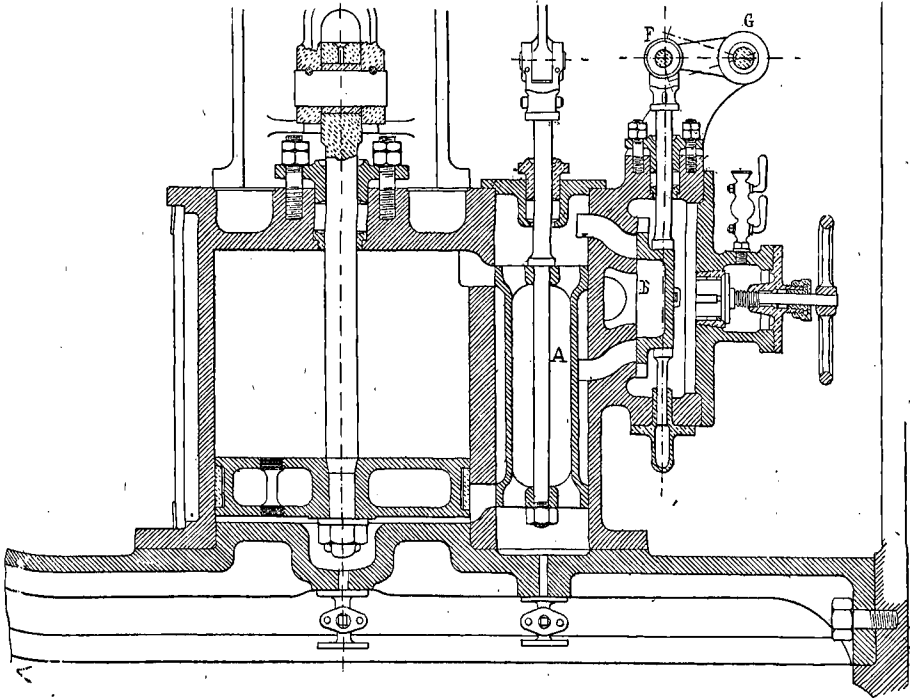


FIG. 690.

vapeur à ces tiroirs est réglée par un tiroir à coquille B, disposé comme on le voit sur la figure, c'est-à-dire que le déplacement de B dans un sens ou dans l'autre transforme le tiroir A en tiroir à coquille ou en tiroir à D. Sous un léger déplacement de B, la machine part dans un sens ou dans l'autre.

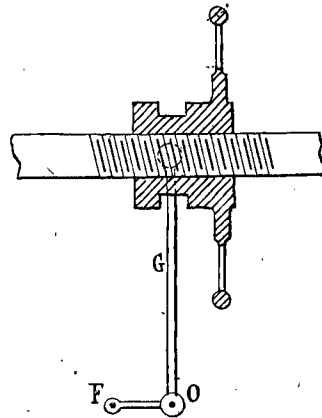


FIG. 691.

Pour produire l'asservissement, on relie le levier GF

qui sert à la manœuvre du tiroir B, à un manchon se déplaçant sur une partie filetée de l'arbre de la machine, et tel que la rotation même de cet arbre déplace le manchon en sens inverse du mouvement qui lui a été communiqué. C'est ce que nous avons représenté schématiquement (*fig. 691*).

Le principe des servo-moteurs limité aux moteurs à vapeur est maintenant universellement appliqué, en particulier aux machines hydrauliques, pour tourelles à canons, grues, monte-charges divers et ascenseurs. On l'applique également à la manœuvre de ces divers appareils par moteurs électriques.

TABLES A

VAPEUR D'EAU

- t température en degrés centigrades ;
 T température absolue, $T = 273 + t$;
 p force élastique de la vapeur en kilogrammes par centimètre carré ;
 q nombre de calories nécessaires pour porter 1 kilogramme d'eau de 0 à t° ;
 r nombre de calories nécessaires pour faire passer 1 kilogramme d'eau à t° à l'état de vapeur à la même température sous la pression correspondant à cette température ;
 $\rho = r - \frac{1}{E} p \delta$;
 γ poids en kilogrammes de 1 mètre cube de vapeur ;
 E équivalent mécanique de la chaleur (cette quantité a été prise égale à 428) ;
 $\int_0^{t^\circ} \frac{dQ}{T}$ entropie de 1 kilogramme d'eau à t° , si $t^\circ = (T - 273)$;
 $\frac{dp}{dt}$ coefficient angulaire de la tangente à la courbe des pressions en fonction de la température.

Les chiffres de la table ont été relevés en grande partie dans l'excellent ouvrage de M. Madamet, ancien directeur de l'École d'application du Génie maritime, actuellement directeur des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille (1).

Nous nous sommes contentés de supprimer une décimale dans la colonne des valeurs de p à partir de 100° , et nous avons calculé les valeurs de ρ en prenant pour E la valeur 428, au lieu de 424, adoptée dans les tables de l'ouvrage cité plus haut.

(1) *La Thermodynamique et ses applications aux machines à vapeur*, par A. MADAMET, directeur de l'École d'application du Génie maritime:

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
0	273	0.0063	0.00	0.000	606.50	575.70	0.005	0.00040
1	4	0.0067	1.00	0.004	5.81	4.93	0.005	0.00045
2	5	0.0072	2.00	0.007	5.11	4.15	0.005	0.00050
3	6	0.0077	3.00	0.011	4.42	3.38	0.006	0.00055
4	7	0.0083	4.00	0.015	3.72	2.60	0.006	0.00055
5	8	0.0089	5.00	0.018	3.02	1.83	0.007	0.00060
6	9	0.0095	6.00	0.022	2.33	1.05	0.007	0.00065
7	280	0.0102	7.00	0.025	1.63	0.28	0.008	0.00070
8	1	0.0109	8.00	0.029	0.94	569.50	0.008	0.00075
9	2	0.0117	9.00	0.032	0.24	8.72	0.009	0.00080
10	3	0.0125	10.00	0.036	599.55	7.94	0.009	0.00085
11	4	0.0133	11.00	0.040	8.45	7.16	0.010	0.00090
12	5	0.0142	12.00	0.043	8.16	6.38	0.010	0.00095
13	6	0.0152	13.00	0.047	7.46	5.68	0.011	0.00100
14	7	0.0162	14.01	0.050	6.77	4.82	0.012	0.00105
15	8	0.0173	15.01	0.054	6.07	4.04	0.013	0.00110
16	9	0.0184	16.01	0.057	5.37	3.26	0.013	0.00115
17	290	0.0196	17.01	0.060	4.68	2.48	0.014	0.00125
18	1	0.0209	18.01	0.064	3.98	1.70	0.015	0.00130
19	2	0.0222	19.01	0.067	3.29	0.91	0.016	0.00135
20	3	0.0236	20.01	0.071	2.59	0.13	0.017	0.00145
21	4	0.0251	21.01	0.074	1.89	559.34	0.018	0.00155
22	5	0.0267	22.01	0.078	1.20	8.56	0.019	0.00165
23	6	0.0284	23.01	0.081	0.50	7.77	0.020	0.00175
24	7	0.0302	24.02	0.084	589.80	6.99	0.021	0.00180
25	8	0.0320	25.02	0.088	9.11	6.20	0.023	0.00190
26	9	0.0340	26.02	0.091	8.41	5.41	0.024	0.00200
27	300	0.0360	27.02	0.094	7.72	4.63	0.025	0.00210
28	1	0.0382	28.02	0.098	7.02	3.84	0.027	0.00225
29	2	0.0405	29.02	0.101	6.32	3.05	0.028	0.00235
30	3	0.0429	30.03	0.104	5.62	2.26	0.030	0.00245
31	4	0.0454	31.03	0.108	4.93	1.47	0.032	0.00260
32	5	0.0481	32.03	0.111	4.23	0.68	0.033	0.00275
33	6	0.0509	33.03	0.114	3.53	549.89	0.035	0.00285
34	7	0.0538	34.04	0.118	2.84	9.10	0.037	0.00300
35	8	0.0569	35.04	0.121	2.14	8.32	0.039	0.00315
36	9	0.0601	36.04	0.124	1.44	7.53	0.041	0.00330
37	310	0.0635	37.04	0.127	0.74	6.74	0.044	0.00345
38	1	0.0670	38.05	0.131	0.05	5.95	0.046	0.00365
39	2	0.0708	39.05	0.134	579.35	5.16	0.048	0.00385
40	3	0.0747	40.05	0.137	8.65	4.36	0.051	0.00395
41	4	0.0787	41.05	0.140	7.95	3.57	0.054	0.00415
42	5	0.0830	42.06	0.143	7.25	2.78	0.056	0.00440
43	6	0.0875	43.06	0.147	6.55	1.99	0.059	0.00460
44	7	0.0922	44.06	0.150	5.86	1.19	0.062	0.00480

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
45	318	0.0971	45.07	0.153	575.16	540.41	0.065	0.00500
46	9	0.1022	46.07	0.156	4.46	539.60	0.069	0.00520
47	320	0.1075	47.08	0.159	3.76	538.72	0.072	0.00545
48	1	0.1131	48.08	0.162	3.06	537.82	0.075	0.00575
49	2	0.1190	49.08	0.165	2.36	537.23	0.079	0.0060
50	3	0.1251	50.09	0.169	1.66	536.43	0.083	0.0062
50.5		0.1282	50.59	0.170	1.31	536.04	0.085	0.0063
51.0	4	0.1314	51.09	0.172	570.96	535.64	0.087	0.0065
51.5		0.1347	51.59	0.173	61	535.24	0.089	0.0067
52.0	5	0.1381	52.10	0.175	26	534.84	0.091	0.0068
52.5		0.1415	52.60	0.176	569.91	534.44	0.093	0.0069
53.0	6	0.1450	53.10	0.178	56	534.05	0.095	0.0071
53.5		0.1486	53.60	0.179	21	533.65	0.098	0.0072
54.0	7	0.1522	54.11	0.181	568.86	533.25	0.100	0.0073
54.5		0.1559	54.61	0.182	52	532.85	0.102	0.0075
55.0	8	0.1597	55.11	0.184	17	532.46	0.105	0.0077
55.5		0.1636	55.61	0.186	567.82	532.06	0.107	0.0079
56.0	9	0.1676	56.12	0.187	47	531.67	0.109	0.0080
56.5		0.1716	56.62	0.189	12	531.27	0.112	0.0081
57.0	330	0.1757	57.12	0.190	566.76	530.87	0.114	0.0084
57.5		0.1800	57.62	0.192	41	530.47	0.117	0.0085
58.0	331	0.1842	58.13	0.193	06	530.07	0.120	0.0086
58.5		0.1886	58.63	0.195	565.71	529.67	0.122	0.0089
59.0	332	0.1931	59.13	0.196	36	529.27	0.125	0.0091
59.5		0.1977	59.63	0.198	01	528.87	0.128	0.0092
60.0	333	0.2023	60.14	0.199	564.66	528.48	0.131	0.0094
60.5		0.2071	60.64	0.201	31	528.08	0.134	0.0096
61.0	334	0.2119	61.14	0.202	563.96	527.68	0.136	0.0097
61.5		0.2168	61.65	0.204	61	527.28	0.139	0.0100
62.0	335	0.2219	62.15	0.205	26	526.88	0.143	0.0102
62.5		0.2270	62.65	0.207	562.91	526.48	0.146	0.0103
63.0	336	0.2322	63.15	0.208	56	526.08	0.149	0.0106
63.5		0.2376	63.66	0.210	21	525.68	0.152	0.0108
64.0	337	0.2430	64.16	0.211	561.86	525.28	0.155	0.0109
64.5		0.2485	64.66	0.213	51	524.89	0.159	0.0112
65.0	338	0.2542	65.17	0.214	16	524.50	0.162	0.0114
65.5		0.2599	65.67	0.216	560.81	524.10	0.165	0.0116
66.0	339	0.2658	66.17	0.217	46	523.70	0.169	0.0119
66.5		0.2718	66.68	0.219	11	523.30	0.173	0.0121
67.0	340	0.2779	67.18	0.220	559.76	522.90	0.176	0.0123
67.5		0.2841	67.68	0.222	40	522.50	0.180	0.0125
68.0	341	0.2904	68.19	0.223	05	522.10	0.184	0.0128
68.5		0.2969	68.69	0.225	558.70	521.70	0.187	0.0130
69.0	342	0.3034	69.19	0.226	35	521.30	0.191	0.0132
69.5		0.3101	69.70	0.228	00	520.90	0.195	0.0135

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
70.0	343	0.3169	70.20	0.229	557.65	520.51	0.199	0.0138
70.5		0.3239	70.71	0.230	30	11	0.203	0.0140
71.0	344	0.3309	71.21	0.232	556.95	519.71	0.208	0.0142
71.5		0.3381	71.71	0.233	60	31	0.212	0.0146
72.0	345	0.3455	72.22	0.235	24	518.91	0.216	0.0148
72.5		0.3529	72.72	0.236	555.89	51	0.221	0.0150
73.0	346	0.3603	73.22	0.238	54	11	0.225	0.0153
73.5		0.3682	73.73	0.239	19	517.71	0.230	0.0156
74.0	347	0.3761	74.23	0.241	554.84	31	0.234	0.0159
74.5		0.3841	74.74	0.242	49	516.91	0.239	0.0162
75.0	348	0.3923	75.24	0.244	14	52	0.244	0.0165
75.5		0.4006	75.74	0.245	553.78	13	0.248	0.0167
76.0	349	0.4090	76.25	0.246	43	515.73	0.253	0.0170
76.5		0.4176	76.75	0.248	08	33	0.258	0.0174
77.0	350	0.4264	77.26	0.249	552.73	514.93	0.264	0.0177
77.5		0.4353	77.76	0.251	38	53	0.269	0.0179
78.0	351	0.4443	78.26	0.252	03	13	0.274	0.0183
78.5		0.4536	78.77	0.254	551.67	513.73	0.279	0.0186
79.0	352	0.4629	79.27	0.255	32	33	0.285	0.0189
79.5		0.4725	79.78	0.257	550.97	512.94	0.290	0.0192
80.0	353	0.4822	80.28	0.258	62	54	0.296	0.0196
80.5		0.4921	80.79	0.259	27	14	0.301	0.0199
81.0	354	0.5021	81.29	0.261	549.91	511.74	0.307	0.0202
81.5		0.5123	81.80	0.262	56	34	0.313	0.0206
82.0	355	0.5227	82.30	0.264	21	510.94	0.319	0.0209
82.5		0.5332	82.81	0.265	548.86	55	0.325	0.0213
83.0	356	0.5440	83.31	0.267	51	15	0.331	0.0217
83.5		0.5549	83.81	0.268	13	509.75	0.338	0.0220
84.0	357	0.5660	84.32	0.269	547.80	35	0.344	0.0224
84.5		0.5773	84.82	0.271	45	508.95	0.350	0.0228
85.0	358	0.5888	85.33	0.272	10	56	0.357	0.0231
85.5		0.6004	85.83	0.274	546.74	17	0.364	0.0235
86.0	359	0.6123	86.34	0.275	39	507.77	0.370	0.0239
86.5		0.6243	86.84	0.276	04	37	0.377	0.0243
87.0	360	0.6366	87.35	0.278	545.69	506.97	0.384	0.0247
87.5		0.6490	87.85	0.279	33	58	0.391	0.0251
88.0	361	0.6617	88.36	0.281	544.98	18	0.398	0.0256
88.5		0.6746	88.87	0.282	63	505.78	0.406	0.0259
89.0	362	0.6876	89.37	0.283	27	39	0.413	0.0263
89.5		0.7009	89.88	0.285	543.92	504.99	0.420	0.0268
90.0	363	0.7144	90.38	0.286	57	59	0.428	0.0272
90.5		0.7281	90.89	0.288	22	19	0.436	0.0276
91.0	364	0.7420	91.39	0.289	542.86	503.80	0.444	0.0281
91.5		0.7562	91.90	0.290	51	40	0.452	0.0285
92.0	365	0.7705	92.40	0.292	16	00	0.460	0.0289

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
92.5		0.7851	92.91	0.293	541.80	502.61	0.468	0.0295
93.0	366	0.8000	93.41	0.295	45	21	0.476	0.0299
93.5		0.8150	93.92	0.296	10	501.82	0.485	0.0303
94.0	367	0.8303	94.43	0.297	540.74	42	0.493	0.0309
94.5		0.8459	94.93	0.299	39	03	0.502	0.0314
95.0	368	0.8617	95.44	0.300	04	500.63	0.511	0.0318
95.5		0.8777	95.94	0.301	539.68	23	0.520	0.0322
96.0	369	0.8939	96.45	0.303	33	499.84	0.529	0.0328
96.5		0.9105	96.96	0.304	538.98	44	0.538	0.0333
97.0	370	0.9272	97.46	0.306	62	05	0.547	0.0338
97.5		0.9443	97.97	0.307	27	498.65	0.557	0.0344
98.0	371	0.9616	98.47	0.308	537.92	26	0.566	0.0348
98.5		0.9791	98.98	0.310	56	497.87	0.576	0.0353
99.0	372	0.9969	99.49	0.311	21	47	0.586	0.0358
99.5		1.0150	99.99	0.312	536.85	08	0.596	0.0366
100.0	373	1.033	100.50	0.314	50	496.68	0.606	0.0375
2		1.041	70	»	36	51	0.610	»
4		1.048	91	0.315	22	34	0.614	»
6		1.056	101.11	»	08	17	0.618	»
8		1.063	31	0.316	535.93	01	0.622	»
101.0	374	1.071	51	»	79	495.86	0.626	»
2		1.078	72	0.317	65	70	0.630	»
4		1.086	92	0.318	51	54	0.635	»
6		1.093	102.12	»	37	38	0.639	0.0400
8		1.102	32	0.319	22	22	0.643	»
102.0	375	1.109	53	»	08	06	0.647	»
2		1.118	73	0.320	534.94	494.90	0.652	»
4		1.125	93	»	80	74	0.656	»
6		1.134	103.14	0.321	66	58	0.661	»
8		1.141	34	»	52	43	0.665	»
103.0	376	1.150	54	0.322	38	27	0.669	»
2		1.157	74	»	23	11	0.674	»
4		1.166	95	0.323	09	493.95	0.678	»
6		1.173	104.15	»	533.95	79	0.683	»
8		1.182	35	0.324	81	63	0.687	0.0425
104.0	377	1.190	55	0.325	67	47	0.692	»
2		1.199	76	»	52	32	0.696	»
4		1.207	96	0.326	38	16	0.701	»
6		1.216	105.16	»	24	00	0.705	»
8		1.224	37	0.327	10	492.84	0.710	»
105.0	378	1.233	57	»	532.96	69	0.715	»
2		1.241	77	0.328	82	53	0.719	»
4		1.250	97	»	67	37	0.724	»
6		1.258	106.18	0.329	53	22	0.729	»
8		1.267	38	»	39	06	0.734	»

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
106.0	379	1.275	106.58	0.330	532.25	491.90	0.738	0.0425
2		1.284	79	»	11	74	0.743	0.0450
4		1.293	99	0.331	531.96	58	0.748	»
6		1.302	107.19	»	82	42	0.753	»
8		1.311	39	0.332	68	26	0.758	»
107.0	380	1.320	60	0.333	54	10	0.762	»
2		1.329	80	»	40	490.95	0.767	»
4		1.338	108.00	0.334	26	79	0.772	»
6		1.347	21	»	11	63	0.777	»
8		1.356	41	0.335	530.97	47	0.782	0.0475
108.0	381	1.366	108.61	»	83	31	0.787	»
2		1.375	81	0.336	69	15	0.792	»
4		1.385	109.02	»	55	499.99	0.797	»
6		1.394	22	0.337	40	83	0.803	»
8		1.404	42	»	26	68	0.808	»
109.0	382	1.413	63	0.338	12	52	0.813	»
2		1.423	83	»	529.98	36	0.818	»
4		1.432	110.03	0.339	84	20	0.823	»
6		1.442	24	»	69	04	0.828	0.0500
8		1.452	44	0.340	55	488.88	0.834	»
110.0	383	1.462	64	0.341	41	72	0.839	»
2		1.472	84	»	27	57	0.844	»
4		1.482	111.05	0.342	13	41	0.850	»
6		1.492	25	»	528.98	25	0.855	»
8		1.502	45	0.343	84	09	0.861	»
111.0	384	1.512	66	»	70	487.93	0.866	»
2		1.522	86	0.344	56	77	0.871	»
4		1.532	112.06	»	41	61	0.877	»
6		1.542	27	0.345	27	46	0.882	0.0525
8		1.553	47	»	13	30	0.888	»
112.0	385	1.563	67	0.346	527.99	14	0.893	»
2		1.574	87	»	84	486.98	0.899	»
4		1.584	113.08	0.347	70	82	0.905	»
6		1.595	28	»	56	66	0.910	»
8		1.605	48	0.348	42	50	0.916	»
113.0	386	1.616	69	»	28	35	0.922	»
2		1.626	89	0.349	14	19	0.928	»
4		1.637	114.10	0.350	526.99	03	0.933	0.0550
6		1.648	30	»	85	485.87	0.939	»
8		1.659	50	0.351	71	71	0.945	»
114.0	387	1.670	70	»	57	55	8.951	»
2		1.681	91	0.352	42	39	0.957	»
4		1.692	115.11	»	28	24	0.963	»
6		1.703	31	0.353	14	08	0.969	»
8		1.714	52	»	00	484.92	0.975	0.0575

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
115.0	388	1.726	72	0.354	525.85	484.77	0.981	0.0575
2		1.737	92	"	71	61	0.987	"
4		1.749	116.13	0.355	57	45	0.993	"
6		1.760	33	"	43	29	0.999	"
8		1.772	53	0.356	29	14	1.005	"
116.0	389	1.783	74	"	14	483.98	1.011	"
2		1.795	94	0.357	00	82	1.017	"
4		1.806	117.14	"	524.86	66	1.023	"
6		1.818	35	0.358	72	50	1.030	0.0600
8		1.830	55	"	57	35	1.036	"
117.0	390	1.842	75	0.359	43	19	1.042	"
2		1.854	96	"	29	03	1.049	"
4		1.866	118.16	0.360	15	482.87	1.055	"
6		1.878	37	0.361	00	71	1.061	"
8		1.890	57	"	523.86	56	1.068	"
118.0	391	1.902	77	0.362	72	39	1.074	"
2		1.914	98	"	58	24	1.081	0.0625
4		1.927	119.18	0.363	43	08	1.087	"
6		1.939	38	"	29	481.92	1.094	"
8		1.952	59	0.364	15	76	1.101	"
119.0	392	1.964	79	"	01	60	1.107	"
2		1.977	99	0.365	522.86	44	1.114	"
4		1.989	120.20	"	72	28	1.120	"
6		2.002	40	0.366	58	13	1.127	0.0650
8		2.015	60	"	44	480.97	1.134	"
120.0	393	2.028	81	0.367	29	81	1.141	"
2		2.041	121.01	"	15	65	1.148	"
4		2.054	21	0.368	01	49	1.154	"
6		2.067	42	"	521.87	33	1.161	"
8		2.080	62	0.369	72	18	1.168	"
121.0	394	2.093	82	"	58	02	1.175	"
2		2.106	122.03	0.370	44	479.86	1.182	"
4		2.119	23	"	30	70	1.189	"
6		2.132	44	0.371	15	54	1.196	0.0675
8		2.146	64	"	01	38	1.203	"
122.0	395	2.159	84	0.372	520.87	23	1.210	"
2		2.173	123.05	"	73	07	1.218	"
4		2.186	25	0.373	58	478.91	1.225	0.0700
6		2.200	45	"	44	75	1.232	"
8		2.214	66	0.374	30	59	1.239	"
123.0	396	2.228	86	0.375	15	43	1.247	"
2		2.242	124.06	"	01	28	1.254	"
4		2.256	27	0.376	519.87	12	1.261	"
6		2.270	47	"	73	477.96	1.269	"
8		2.284	68	0.377	58	80	1.276	"

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
124.0	397	2.298	124.88	0.377	519.44	477.64	1.284	0.0700
2		2.313	125.08	0.378	30	48	1.291	0.0725
4		2.327	29	»	16	33	1.299	»
6		2.342	49	0.379	01	17	1.306	»
8		2.356	70	»	518.87	01	1.314	»
125.0	398	2.371	90	0.380	73	476.86	1.321	»
2		2.385	126.10	»	58	70	1.329	»
4		2.400	31	0.381	44	54	1.337	»
6		2.415	51	»	30	39	1.344	0.0750
8		2.430	70	0.382	16	23	1.352	»
126.0	399	2.445	92	»	01	07	1.360	»
2		2.460	127.12	0.383	517.87	475.91	1.368	»
4		2.475	33	»	73	75	1.376	»
6		2.490	53	0.384	58	59	1.384	»
8		2.506	73	»	44	44	1.392	0.0775
127.0	400	2.521	94	0.385	30	28	1.400	»
2		2.537	128.14	»	15	12	1.408	»
4		2.552	35	0.386	01	474.96	1.416	»
6		2.568	55	»	516.87	80	1.424	»
8		2.583	75	0.387	73	64	1.432	»
128.0	401	2.599	96	»	58	49	1.440	»
2		2.615	129.16	0.388	44	33	1.449	0.0800
4		2.631	37	»	30	17	1.457	»
6		2.647	57	0.389	15	01	1.465	»
8		2.663	77	»	01	473.85	1.473	»
129.0	402	2.679	98	0.390	515.87	69	1.482	»
2		2.695	130.18	»	73	54	1.490	»
4		2.711	39	0.391	58	38	1.499	»
6		2.727	59	»	44	22	1.507	0.0825
8		2.744	79	0.392	30	06	1.516	»
130.0	403	2.760	131.00	»	15	472.90	1.524	»
2		2.777	20	0.393	01	74	1.533	»
4		2.793	41	»	514.87	59	1.542	»
6		2.810	61	0.394	72	43	1.550	0.0850
8		2.827	81	»	58	27	1.559	»
131.0	404	2.844	132.02	0.395	44	11	1.568	»
2		2.861	22	»	29	471.95	1.576	»
4		2.878	43	0.396	15	80	1.585	»
6		2.895	63	»	01	64	1.594	»
8		2.912	83	0.397	513.87	48	1.603	0.0875
132.0	405	2.930	133.04	»	72	32	1.612	»
2		2.947	24	0.398	58	16	1.621	»
4		2.965	45	»	44	00	1.630	»
6		2.982	65	0.399	29	470.84	1.639	»
8		3.000	85	»	15	69	1.648	0.0900

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
133.0	406	3.018	134.06	0.400	513.01	470.53	1.657	0.0900
2		3.036	26	»	512.86	37	1.667	»
4		3.054	47	0.401	72	21	1.676	»
6		3.072	67	»	58	05	1.685	»
8		3.090	88	0.402	43	469.89	1.695	»
134.0	407	3.108	135.08	»	29	74	1.704	»
2		3.126	29	0.403	15	58	1.713	0.0925
4		3.145	49	»	00	42	1.723	»
6		3.163	69	0.404	511.86	26	1.732	»
8		3.182	90	»	72	11	1.742	»
135.0	408	3.200	136.10	0.405	57	468.95	1.751	»
2		3.219	31	»	43	79	1.761	0.0950
4		3.238	51	0.406	29	63	1.771	»
6		3.257	72	»	14	47	1.780	»
8		3.276	92	0.407	00	31	1.790	»
136.0	409	3.295	137.12	»	510.86	16	1.800	»
2		3.314	33	0.408	71	00	1.810	»
4		3.333	53	»	57	467.84	1.819	»
6		3.352	74	0.409	43	68	1.829	0.0975
8		3.372	94	»	28	52	1.839	»
137.0	410	3.391	138.15	0.410	14	36	1.849	»
2		3.411	35	»	00	21	1.859	»
4		3.430	56	0.411	509.85	05	1.869	»
6		3.450	76	»	71	466.89	1.880	0.1000
8		3.470	97	0.412	56	73	1.890	»
138.0	411	3.490	139.17	»	42	57	1.900	»
2		3.510	37	0.413	28	42	1.910	»
4		3.530	58	»	13	26	1.920	»
6		3.550	78	0.414	508.99	10	1.931	0.1025
8		3.571	99	»	85	465.94	1.941	»
139.0	412	3.591	140.19	0.415	70	78	1.952	»
2		3.612	40	»	56	62	1.962	»
4		3.632	60	0.416	42	47	1.973	»
6		3.653	81	»	27	31	1.983	0.1050
8		3.674	141.01	0.417	13	15	1.994	»
140.0	413	3.695	21	»	507.99	464.99	2.004	»
2		3.716	41	0.418	84	83	2.015	»
4		3.737	62	»	70	68	2.026	»
6		3.758	83	0.419	55	52	2.037	»
8		3.779	142.03	»	41	36	2.048	0.1075
141.0	414	3.801	24	0.420	27	20	2.058	»
2		3.822	44	»	12	04	2.069	»
4		3.844	65	0.421	506.98	463.89	2.080	»
6		3.865	85	»	84	73	2.091	»
8		3.887	143.06	0.422	69	57	2.102	0.1100

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
142.0	415	3.909	143.26	0.422	506.50	463.41	2.113	0.1100
2		3.931	47	0.423	40	25	2.125	»
4		3.953	67	»	26	09	2.136	»
6		3.975	88	0.424	12	462.94	2.147	0.1125
8		3.998	144.08	»	505.97	78	2.158	»
143.0	416	4.020	29	0.425	83	62	2.170	»
2		4.043	49	»	69	46	2.181	»
4		4.065	70	0.426	54	30	2.192	»
6		4.088	90	»	40	15	2.204	0.1150
8		4.111	145.11	0.427	25	461.99	2.216	»
144.0	417	4.134	31	»	11	83	2.227	»
2		4.157	52	0.428	504.97	67	2.239	»
4		4.180	72	»	82	51	2.250	»
6		4.203	93	0.429	68	36	2.262	0.1175
8		4.226	146.13	»	53	20	2.274	»
145.0	418	4.250	34	0.430	39	05	2.286	»
2		4.273	54	»	25	460.89	2.298	»
4		4.297	75	0.431	10	73	2.310	»
6		4.320	95	»	503.96	57	2.322	0.1200
8		4.344	147.16	0.432	81	42	2.334	»
146.0	419	4.368	36	»	67	26	2.346	»
2		4.392	57	0.433	53	10	2.358	»
4		4.416	77	»	38	459.94	2.370	0.1225
6		4.440	98	0.434	24	78	2.382	»
8		4.465	158.18	»	09	63	2.394	»
147.0	420	4.489	39	0.435	502.95	47	2.407	»
2		4.514	59	»	81	31	2.419	»
4		4.538	79	0.436	66	15	2.431	0.1250
6		4.563	149.00	»	52	458.99	2.444	»
8		4.588	20	0.437	37	84	2.456	»
148.0	421	4.613	41	»	23	68	2.469	»
2		4.638	62	0.438	09	52	2.482	»
4		4.663	82	»	501.94	36	2.494	0.1275
6		4.689	150.03	0.439	80	20	2.507	»
8		4.714	23	»	65	04	2.520	»
149.0	422	4.740	44	0.440	51	457.89	2.533	»
2		4.765	64	»	36	73	2.545	»
4		4.791	85	0.441	22	57	2.558	0.1300
6		4.817	151.05	»	08	41	2.571	»
8		4.843	26	»	500.93	25	2.584	»
150.0	423	4.869	46	0.442	79	10	2.597	»
2		4.895	67	»	64	456.94	2.611	0.1325
4		4.922	87	0.443	50	78	2.624	»
6		4.948	152.08	»	36	62	2.637	»
8		4.975	28	0.444	21	46	2.650	»

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
151.0	424	5.001	152.49	0.444	500.07	456.31	2.664	0.1325
2		5.028	69	0.445	499.92	45	2.677	0.1350
4		5.055	90	»	78	455.99	2.690	»
6		5.082	153.11	0.446	63	83	2.704	»
8		5.109	34	»	49	67	2.717	»
152.0	425	5.136	52	0.447	34	52	2.731	0.1375
2		5.164	72	»	20	36	2.745	»
4		5.191	93	0.448	06	20	2.758	»
6		5.219	154.13	»	498.91	04	2.772	»
8		5.246	34	0.449	77	454.88	2.786	»
153.0	426	5.274	54	»	62	73	2.800	0.1400
2		5.302	75	0.450	48	57	2.814	»
4		5.330	95	»	33	41	2.828	»
6		5.358	155.16	0.451	19	25	2.842	0.1425
8		5.387	37	»	04	09	2.856	»
154.0	427	5.415	57	0.452	497.90	453.93	2.870	»
2		5.444	78	»	76	78	2.884	»
4		5.472	98	0.453	61	62	2.898	»
6		5.501	156.19	»	47	46	2.913	0.1450
8		5.530	39	0.454	32	30	2.927	»
155.0	428	5.559	60	»	18	25	2.942	»
2		5.588	80	0.455	03	00	2.956	»
4		5.617	157.01	»	496.89	452.84	2.971	0.1475
6		5.647	21	»	74	68	2.985	»
8		5.676	42	0.456	60	52	3.000	»
156.0	429	5.706	63	»	45	36	3.015	»
2		5.735	83	0.457	31	21	3.029	»
4		5.765	158.04	»	17	05	3.044	0.1500
6		5.795	24	0.458	02	451.89	3.059	0.1525
8		5.826	45	»	495.88	73	3.074	»
157.0	430	5.856	65	0.459	73	57	3.089	»
2		5.887	86	»	59	42	3.104	»
4		5.917	159.07	0.460	44	26	3.119	»
6		5.947	27	»	30	10	3.134	»
8		5.978	48	0.461	15	450.94	3.149	0.1550
158.0	431	6.009	68	»	01	78	3.165	»
2		6.040	89	0.462	494.86	63	3.180	»
4		6.071	160.09	»	72	47	3.195	»
6		6.102	30	0.463	57	31	3.211	0.1575
8		6.134	51	»	43	15	3.226	»
159.0	432	6.165	71	0.464	28	449.99	3.242	»
2		6.197	92	»	14	84	3.257	»
4		6.228	161.12	0.465	493.99	68	3.273	»
6		6.260	33	»	85	52	3.289	0.1600
8		6.292	54	0.466	70	36	3.305	»

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
160.0	433	6.324	161.74	0.466	493.56	449.20	3.320	0.1625
2		6.357	95	"	41	04	3.336	"
4		6.389	162.15	0.467	27	448.89	3.352	"
6		6.422	36	"	42	73	3.368	"
8		6.454	56	0.468	492.98	57	3.384	"
161.0	434	6.487	77	"	84	41	3.401	0.1650
2		6.520	98	0.469	69	25	3.417	"
4		6.553	163.18	"	55	10	3.433	"
6		6.586	39	0.470	40	447.94	3.449	0.1675
8		6.620	59	"	26	78	3.466	"
162.0	435	6.653	80	0.471	11	62	3.482	"
2		6.687	164.01	"	491.97	46	3.499	"
4		6.720	21	0.472	82	31	3.515	"
6		6.754	42	"	68	15	3.532	0.1700
8		6.788	63	0.473	53	446.99	3.549	"
163.0	436	6.822	83	"	38	83	3.565	0.1725
2		6.857	165.04	0.474	24	65	3.582	"
4		6.891	24	"	09	52	3.599	"
6		6.926	45	0.475	490.95	36	3.616	"
8		6.960	66	"	80	20	3.633	"
164.0	437	6.995	86	"	66	04	3.650	0.1750
2		7.030	166.07	0.476	51	445.88	3.667	"
4		7.065	27	"	37	73	3.684	"
6		7.100	48	0.477	22	57	3.702	0.1775
8		7.136	69	"	08	44	3.719	"
165.0	438	7.171	89	0.478	489.93	25	3.736	"
2		7.207	167.10	"	79	09	3.754	0.1800
4		7.243	31	0.479	64	444.94	3.771	"
6		7.279	51	"	50	78	3.789	"
8		7.315	72	0.480	35	62	3.807	"
166.0	439	7.351	92	"	21	46	3.824	"
2		7.387	168.13	0.481	06	30	3.842	0.1825
4		7.424	34	"	488.92	15	3.860	"
6		7.460	54	0.482	77	443.99	3.878	"
8		7.497	75	"	63	83	3.896	0.1850
167.0	440	7.534	96	0.483	48	67	3.914	"
2		7.571	169.16	"	34	51	3.932	"
4		7.608	37	"	19	35	3.950	0.1875
6		7.646	57	0.484	04	20	3.968	"
8		7.683	78	"	487.90	04	3.986	"
168.0	441	7.721	99	0.485	75	442.88	4.005	0.1900
2		7.759	170.19	"	61	72	4.023	"
4		7.797	40	0.486	46	56	4.042	"
6		7.835	61	"	32	41	4.060	"
8		7.873	81	0.487	17	25	4.079	"

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
169.0	442	7.911	171.02	0.487	487.03	442.09	4.097	0.1925
2		7.950	23	0.488	486.88	441.93	4.116	0.1950
4		7.989	43	»	74	77	4.135	»
6		8.028	64	0.489	59	62	4.134	»
8		8.067	85	»	44	46	4.173	»
170.0	443	8.106	172.05	0.490	30	30	4.192	»
2		8.145	26	»	15	14	4.211	»
4		8.184	47	»	01	440.98	4.230	0.1975
6		8.224	67	0.491	485.86	83	4.249	0.2000
8		8.264	88	»	72	67	4.268	»
171.0	444	8.304	173.08	0.492	57	51	4.288	»
2		8.344	29	»	42	35	4.307	»
4		8.384	50	0.493	28	19	4.327	»
6		8.424	70	»	13	03	4.346	»
8		8.464	91	0.494	484.99	439.88	4.366	0.2025
172.0	445	8.505	174.12	»	84	72	4.385	0.2050
2		8.546	32	0.495	70	56	4.405	»
4		8.587	53	»	55	40	4.425	»
6		8.628	74	0.496	40	24	4.445	»
8		8.669	94	»	26	09	4.465	»
173.0	446	8.710	175.15	0.497	11	438.93	4.485	0.2075
2		8.752	36	»	483.97	77	4.505	0.2100
4		8.794	56	»	82	61	4.525	»
6		8.836	77	0.498	68	45	4.545	»
8		8.878	98	»	53	30	4.566	»
174.0	447	8.920	176.19	0.499	38	14	4.586	»
2		8.962	39	»	24	437.98	4.606	0.2125
4		9.005	60	0.500	09	82	4.627	»
6		9.047	81	»	482.95	66	4.648	»
8		9.090	177.01	0.501	80	51	4.668	0.2150
175.0	448	9.133	22	»	65	36	4.689	»
2		9.176	43	0.502	51	20	4.710	0.2175
4		9.220	63	»	36	04	4.731	»
6		9.263	84	0.503	22	436.88	4.751	»
8		9.307	178.05	»	07	72	4.772	»
176.0	449	9.350	25	»	481.92	57	4.794	»
2		9.394	46	0.504	78	41	4.815	0.2200
4		9.438	67	»	63	25	4.836	0.2225
6		9.483	88	0.505	49	09	4.857	»
8		9.527	179.08	»	34	435.93	4.879	»
177.0	450	9.572	29	0.506	19	78	4.900	»
2		9.616	50	»	05	62	4.922	»
4		9.661	70	0.507	480.90	46	4.943	0.2250
6		9.706	91	»	76	30	4.965	0.2275
8		9.752	180.12	0.508	61	14	4.986	»

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
178.0	451	9.797	180.33	0.508	480.46	434.99	5.008	0.2275
2		9.843	53	0.509	32	83	5.030	»
4		9.888	74	»	17	67	5.052	»
6		9.934	95	»	03	51	5.074	0.2300
8		9.980	181.15	0.510	479.88	35	5.096	»
179.0	452	10.026	36	»	73	20	5.118	0.2325
2		10.073	57	0.511	59	04	5.141	»
4		10.119	78	»	44	433.88	5.163	»
6		10.166	98	0.512	29	72	5.185	0.2350
8		10.213	182.19	»	15	56	5.208	»
180.0	453	10.260	40	0.513	00	40	5.230	»
2		10.307	60	»	478.86	25	5.253	0.2375
4		10.355	81	0.514	71	09	5.276	»
6		10.402	183.02	»	56	432.93	5.299	»
8		10.450	23	»	42	77	5.321	0.2400
181.0	454	10.498	43	0.515	27	61	5.344	»
2		10.546	64	»	13	46	5.367	»
4		10.594	85	0.516	477.98	30	5.390	0.2425
6		10.643	184.06	»	83	14	5.413	»
8		10.691	26	0.517	68	431.98	5.437	»
182.0	455	10.740	47	»	54	82	5.460	0.2450
2		10.789	68	0.518	39	67	5.483	»
4		10.838	89	»	25	51	5.507	0.2475
6		10.888	185.09	0.519	10	35	5.530	»
8		10.937	30	»	476.95	19	5.554	»
183.0	456	10.987	51	»	81	03	5.577	0.2500
2		11.037	72	0.520	66	430.87	5.601	»
4		11.087	92	»	51	72	5.625	»
6		11.137	186.13	0.521	37	56	5.649	0.2525
8		11.187	34	»	22	40	5.673	»
184.0	457	11.238	55	0.522	07	24	5.697	»
2		11.288	75	»	475.93	08	5.721	0.2550
4		11.339	96	0.523	78	429.93	5.745	0.2575
6		11.390	187.17	»	63	77	5.770	»
8		11.442	38	0.524	49	61	5.794	»
185.0	458	11.493	58	»	34	45	5.818	0.2600
2		11.545	79	»	19	29	5.843	»
4		11.597	188.00	0.525	05	13	5.868	»
6		11.649	21	»	474.90	428.98	5.892	»
8		11.701	41	0.526	75	82	5.917	0.2625
186.0	459	11.753	62	»	61	66	5.942	»
2		11.806	83	0.527	46	50	5.967	»
4		11.858	189.04	»	31	34	5.992	0.2650
6		11.911	25	0.528	17	19	6.017	»
8		11.964	45	»	02	03	6.042	»

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{d\rho}{dt}$
187.0	460	12.017	189.66	0.529	473.87	427.87	6.067	0.2675
2		12.071	87	"	73	71	6.093	"
4		12.124	190.08	"	58	55	6.118	"
6		12.178	28	0.530	43	39	6.144	0.2700
8		12.232	49	"	29	24	6.169	"
188.0	461	12.286	70	0.531	14	08	6.195	0.2725
2		12.341	91	"	472.99	426.92	6.221	"
4		12.395	191.12	0.532	85	76	6.246	"
6		12.450	32	"	70	60	6.272	0.2750
8		12.505	53	0.533	55	45	6.298	"
189.0	462	12.560	74	"	40	29	6.324	"
2		12.615	95	0.534	26	13	6.350	0.2775
4		12.671	192.16	"	11	425.97	6.377	"
6		12.726	36	"	471.96	81	6.403	"
8		12.782	57	0.535	82	65	6.429	0.2800
190.0	463	12.838	78	"	67	50	6.456	0.2825
2		12.895	99	0.536	52	34	6.482	"
4		12.951	193.20	"	38	18	6.509	"
6		13.008	40	0.537	23	02	6.536	"
8		13.064	61	"	08	424.86	6.562	"
191.0	464	13.121	82	0.538	470.93	70	6.589	0.2875
2		13.179	194.02	"	79	52	6.616	"
4		13.236	24	"	64	39	6.643	"
6		13.294	44	0.539	49	23	6.670	"
8		13.351	65	"	35	07	6.698	"
192.0	465	13.409	86	0.540	20	423.91	6.725	0.2900
2		13.467	195.07	"	05	76	6.752	0.2925
4		13.526	28	0.541	469.90	60	6.780	"
6		13.584	48	"	76	44	6.807	"
8		13.643	69	0.542	61	28	6.835	0.2950
193.0	466	13.702	90	"	46	12	6.863	"
2		13.761	196.11	"	32	422.96	6.891	0.2975
4		13.821	32	0.543	17	81	6.918	"
6		13.880	53	"	02	65	6.946	"
8		13.940	73	0.544	468.87	49	6.975	0.3000
194.0	467	14.000	94	"	73	33	7.003	"
2		14.060	197.15	0.545	58	17	7.031	"
4		14.120	36	"	43	01	7.059	0.3025
6		14.181	57	0.546	28	421.86	7.088	"
8		14.241	78	"	14	70	7.116	"
195.0	468	14.302	98	"	467.99	55	7.145	0.3075
2		14.364	198.19	0.547	84	39	7.173	"
4		14.425	40	"	69	23	7.202	"
6		14.487	61	0.548	55	07	7.231	"
8		14.548	82	"	40	420.92	7.260	"

t	T	p	q	$\int_0^t \frac{dQ}{T}$	r	ρ	γ	$\frac{dp}{dt}$
196.0	469	14.610	199.03	0.549	467.25	420.76	7.289	0.3100
2		14.672	24	»	10	60	7.318	0.3125
4		14.735	44	0.550	466.96	44	7.347	»
6		14.797	65	»	81	28	7.377	»
8		14.860	86	»	66	13	7.406	0.3150
197.0	470	14.923	200.07	0.551	51	419.97	7.435	»
2		14.986	28	»	37	81	7.465	0.3175
4		15.050	49	0.552	22	65	7.494	»
6		15.113	70	»	07	49	7.524	»
8		15.177	90	0.553	465.92	33	7.554	0.3200
198.0	471	15.241	201.11	»	78	18	7.584	»
2		15.305	32	0.554	63	02	7.614	0.3225
4		15.370	53	»	48	418.86	7.644	»
6		15.434	74	»	33	70	7.674	»
8		15.499	95	0.555	19	54	7.704	0.3250
199.0	472	15.564	202.16	»	04	38	7.735	»
2		15.629	36	0.556	464.89	22	7.765	0.3275
4		15.695	57	»	74	07	7.796	»
6		15.760	78	0.557	60	417.91	7.826	»
8		15.826	99	»	45	75	7.857	0.3300
200.0	473	15.892	203.20	0.558	30	59	7.888	»

Tableau des pressions de diverses vapeurs à des températures croissantes (d'après Regnault) (fig. 692)

TEMPÉRATURES		VAPEUR d'éther	VAPEUR de chloroforme	VAPEUR de benzine	VAPEUR d'alcool	VAPEUR d'eau
t	T					
0	273	kilogr. par cm ² 0.251	kilogr. par cm ² 0.081	kilogr. par cm ² 0.036	kilogr. par cm ² 0.017	kilogr. par cm ² 0.006
10	283	0.390	0.137	0.063	0.033	0.013
20	293	0.588	0.218	0.104	0.060	0.024
30	303	0.863	0.337	0.163	0.107	0.043
40	313	1.233	0.502	0.248	0.182	0.075
50	323	1.720	0.727	0.366	0.299	0.125
60	333	2.345	1.027	0.528	0.476	0.202
70	343	3.134	1.417	0.744	0.736	0.317
80	353	4.110	1.914	1.025	1.106	0.482
90	363	5.300	2.536	1.387	1.617	0.714
100	373	6.735	3.302	1.840	2.308	1.033
110	383	8.449	4.230	2.398	3.219	1.462
120	393	10.495	5.337	3.075	4.394	2.028
130	403	»	6.642	3.883	5.878	2.760
140	413	»	8.158	4.835	7.715	3.695
150	423	»	9.899	5.937	9.950	4.869
160	433	»	11.875	7.199	»	6.324
170	443	»	»	8.627	»	8.106
180	453	»	»	10.221	»	10.260
185	458	»	»	11.083	»	11.493
190	463	»	»	»	»	12.838
195	468	»	»	»	»	14.302
200	473	»	»	»	»	15.892

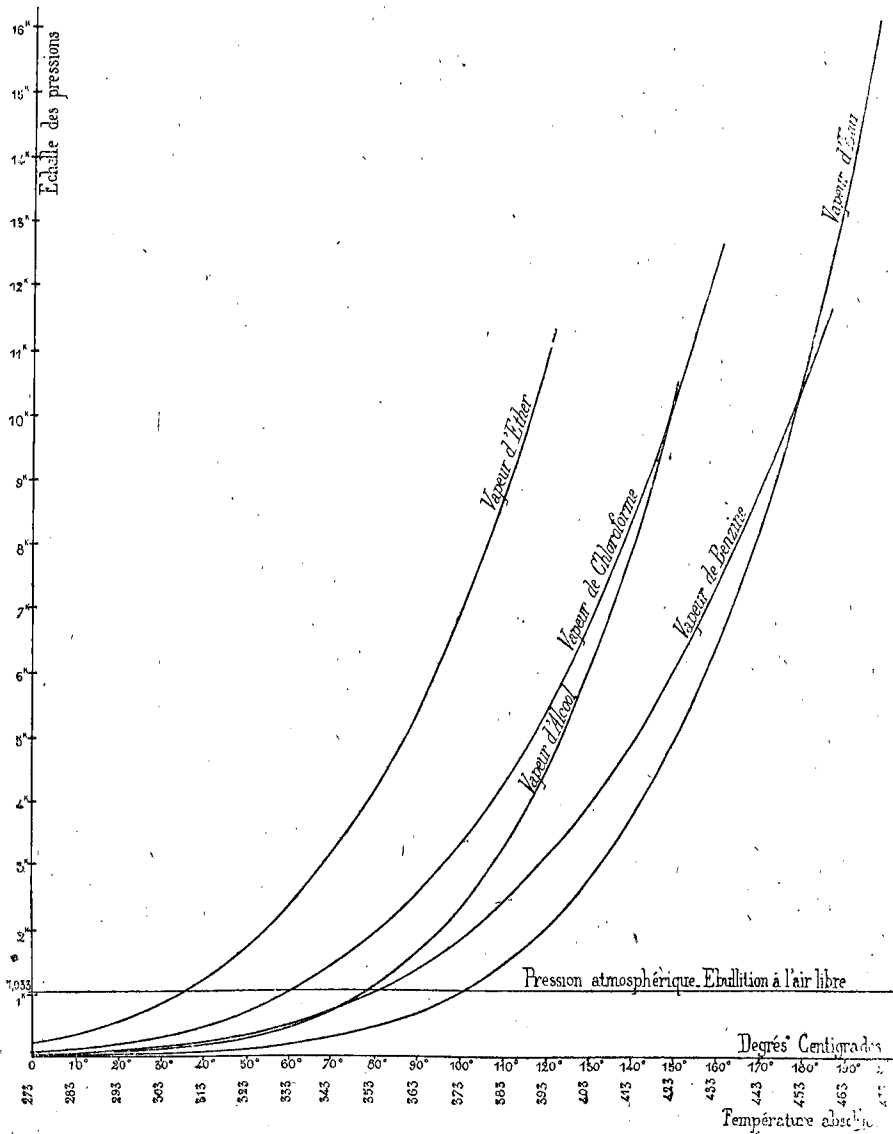


Fig. 692.

NUANCE de L'ACIER	COMPOSITION du MÉTAL						CARACTÉRISTIQUE DU MÉTAL							
	C p. 0/0	Mn p. 0/0	Si p. 0/0	S p. 0/0	Ph p. 0/0	ÉLASTIQUE	CHARGE de rupture par millimètre carré		ALONGEMENT p. 0/0 mesuré sur 200 millimètres		CONTRACTION $\frac{S-S'}{S} \times 100$		COEFFI- CIENT D'ÉLAS- TICITÉ E	
							avant trempé	après trempé	avant trempé	après trempé	avant trempé	après trempé		
Extra-doux...	0.050	0.250	0.020	Traces	Traces	19.0	22.0	36.0	38.0	29.0	28.0	68.0	65.0	21.000
Très doux...	0.080	0.300	0.032	—	—	20.0	25.0	38.0	41.5	28.0	26.0	67.0	62.0	—
Doux.....	0.130	0.350	0.052	—	—	22.0	31.0	41.0	47.0	26.5	23.0	65.0	58.0	—
Demi-doux...	0.200	0.400	0.080	—	—	25.0	38.5	45.5	55.0	24.0	19.5	61.0	51.0	—
Demi-dur....	0.290	0.430	0.116	—	—	28.5	49.0	51.5	67.0	21.0	15.0	56.0	43.0	—
Dur.....	0.400	0.450	0.160	—	—	33.0	64.0	60.0	83.0	18.0	11.0	49.0	33.0	—
Très dur....	0.530	0.460	0.212	—	—	39.0	83.0	70.0	105.0	13.5	6.5	40.0	23.0	—
Extra-dur....	0.680	0.460	0.272	—	—	46.0	110.0	83.0	140.0	9.0	3.0	27.0	13.0	—

Tableau des caractéristiques des aciers

La qualité de l'acier varie avec les proportions de carbone, de manganèse et de silicium qui entrent dans sa composition ; le tableau ci-dessus permet de comparer entre elles les diverses qualités d'acier d'après leurs propriétés caractéristiques.

Les chiffres qui figurent au titre *Composition* n'ont rien d'absolu ; les diverses usines productrices n'admettent pas rigoureusement les mêmes proportions relatives de C, de Mn et de Si pour une même nuance d'acier.

Les chiffres de ce tableau sont des moyennes dont on cherche à se rapprocher dans les grands établissements métallurgiques.

Les chiffres caractéristiques du métal ont été obtenus par des essais sur des barrettes forgées de 20 millimètres de diamètre et de 200 millimètres de longueur, ou sur des barrettes de tôles de plus de 10 millimètres d'épaisseur.

Ces barrettes ont été essayées partie à l'état naturel, partie après une trempe dans l'eau au rouge cerise, suivie d'un recuit au rouge sombre naissant.

L'allongement p. 0/0 a été relevé sur 200 millimètres de longueur primitive entre repères.

La contraction est le rapport $\frac{S - S'}{S}$, dans lequel S représente la section primitive de la barrette, et S' la section de striction.

La classification adoptée pour les diverses nuances d'acier répond à tous les besoins.

La figure 693 résume le tableau C.

Les diverses valeurs du tableau sont représentées sous forme de courbes en fonction du carbone considéré comme l'élément principal entrant dans la composition de l'acier.

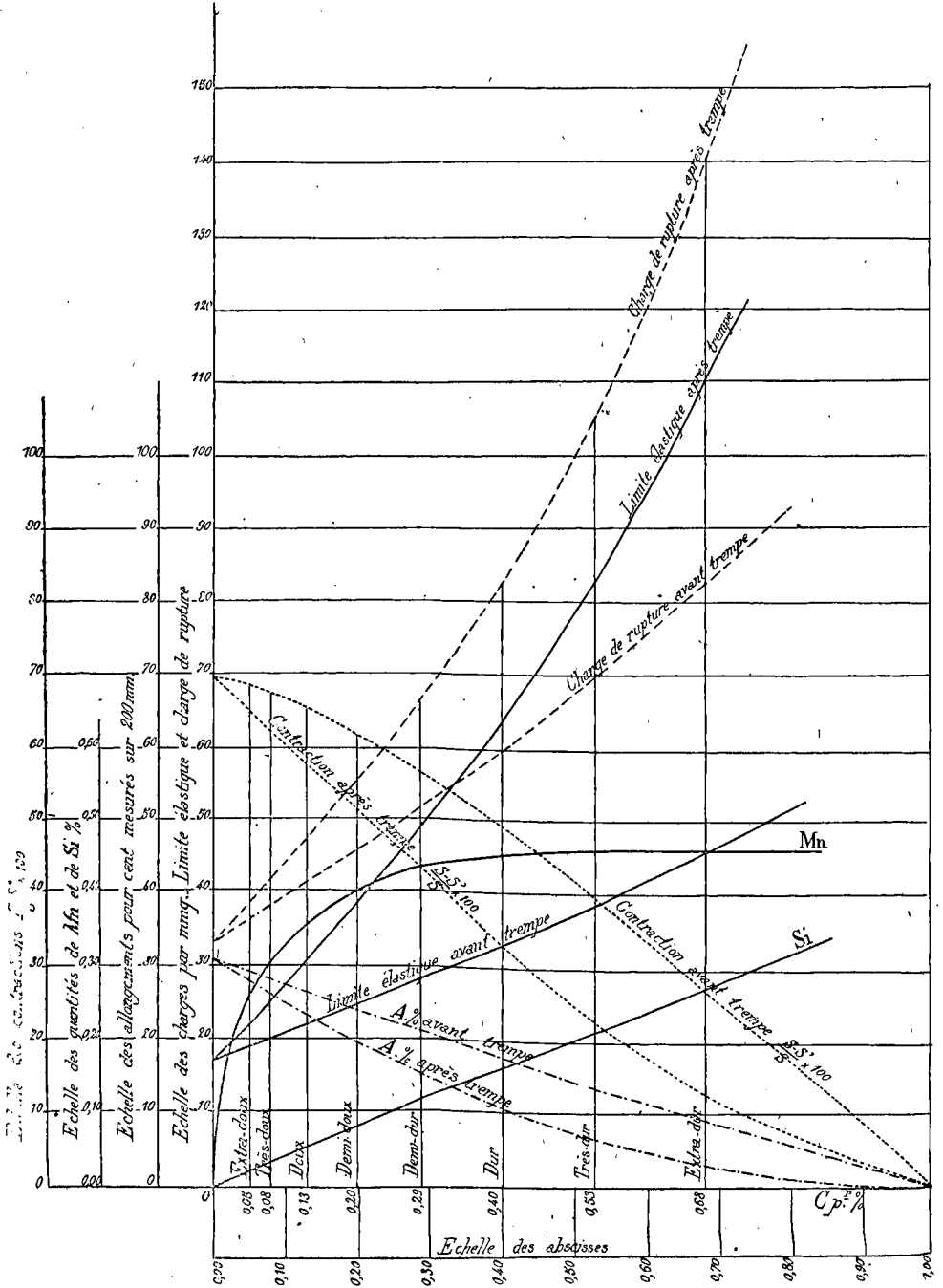


FIG. 693.

Table des vitesses angulaires $\omega = \frac{2\pi N}{60}$ pour des nombres de tours par minute variant depuis $N = 100$ jusqu'à $N = 1\ 000$

NOTA. — Cette table servira pour les nombres de-tours compris entre 0 et 100 en divisant par 10 la vitesse angulaire trouvée pour un nombre de tours 10 fois plus grand.

NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$
100	10.472	134	14.032	168	17.593	202	21.153
1	577	5	137	9	697	3	258
2	681	6	241	170	802	4	363
3	786	7	346	1	907	5	467
4	891	8	451	2	18.011	6	572
5	996	9	556	3	116	7	677
6	11.100	140	661	4	221	8	781
7	205	1	766	5	325	9	886
8	310	2	870	6	430	210	991
9	414	3	975	7	535	1	22.095
110	519	4	15.080	8	640	2	200
1	624	5	184	9	745	3	305
2	728	6	289	180	850	4	410
3	833	7	394	1	954	5	515
4	938	8	498	2	19.059	6	620
5	12.042	9	603	3	164	7	724
6	147	150	708	4	268	8	829
7	252	1	812	5	373	9	934
8	356	2	917	6	478	220	23.038
9	461	3	16.022	7	582	1	143
120	566	4	126	8	687	2	248
1	671	5	231	9	792	3	353
2	776	6	336	190	896	4	458
3	881	7	440	1	20.001	5	562
4	985	8	545	2	106	6	666
5	13.090	9	650	3	210	7	771
6	195	160	755	4	315	8	876
7	299	1	860	5	420	9	980
8	404	2	965	6	525	230	24.085
9	509	3	17.069	7	630	1	190
130	613	4	174	8	735	2	294
1	718	5	279	9	839	3	399
2	823	6	383	200	944	4	504
3	927	7	488	1	21.049	5	609

NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$
236	24.714	284	29.740	332	34.767	380	39.793
7	819	5	845	3	872	1	898
8	923	6	949	4	976	2	40.002
9	25.028	7	30.054	5	35.081	3	407
240	133	8	159	6	186	4	212
1	237	9	264	7	290	5	317
2	342	290	369	8	395	6	422
3	447	1	474	9	500	7	527
4	551	2	578	340	604	8	631
5	656	3	683	1	709	9	736
6	761	4	788	2	814	390	841
7	865	5	892	3	918	1	945
8	970	6	997	4	36.023	2	41.050
9	26.075	7	31.102	5	128	3	155
250	179	8	206	6	233	4	259
1	284	9	311	7	338	5	364
2	389	300	416	8	443	6	469
3	494	1	520	9	547	7	573
4	599	2	625	350	652	8	678
5	704	3	730	1	757	9	783
6	808	4	834	2	861	400	887
7	913	5	939	3	966	1	992
8	27.018	6	32.044	4	37.071	2	42.097
9	122	7	148	5	175	3	202
260	227	8	253	6	280	4	307
1	332	9	358	7	385	5	412
2	436	310	463	8	489	6	516
3	541	1	568	9	594	7	621
4	646	2	673	360	699	8	726
5	750	3	777	1	803	9	830
6	855	4	882	2	908	410	935
7	960	5	987	3	38.013	1	43.040
8	28.064	6	33.091	4	118	2	144
9	169	7	196	5	223	3	249
270	274	8	301	6	328	4	354
1	379	9	405	7	432	5	458
2	484	320	510	8	537	6	563
3	589	1	615	9	642	7	668
4	693	2	719	370	746	8	772
5	798	3	824	1	851	9	877
6	903	4	929	2	956	420	982
7	29.007	5	34.033	3	39.060	1	44.087
8	112	6	138	4	165	2	192
9	217	7	243	5	270	3	297
280	321	8	348	6	374	4	401
1	426	9	453	7	479	5	506
2	531	330	558	8	584	6	611
3	635	1	662	9	688	7	715

NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$
428	44.820	476	49.846	524	54.873	572	59.900
9	925	7	951	5	978	3	60.005
430	45.029	8	50.056	6	55.082	4	109
1	134	9	161	7	187	5	214
2	239	480	266	8	292	6	319
3	343	1	370	9	396	7	423
4	448	2	475	530	501	8	528
5	553	3	580	1	606	9	633
6	657	4	684	2	710	580	737
7	762	5	789	3	815	1	842
8	867	6	894	4	920	2	947
9	972	7	998	5	56.025	3	61.051
440	46.077	8	51.103	6	130	4	156
1	182	9	208	7	235	5	261
2	286	490	312	8	339	6	365
3	391	1	417	9	444	7	470
4	496	2	522	540	549	8	575
5	600	3	626	1	653	9	680
6	705	4	731	2	758	590	785
7	810	5	836	3	863	1	890
8	914	6	941	4	967	2	994
9	47.019	7	52.046	5	57.072	3	62.099
450	124	8	151	6	177	4	204
1	228	9	255	7	281	5	308
2	333	500	360	8	386	6	413
3	438	1	465	9	491	7	518
4	542	2	569	550	595	8	622
5	647	3	674	1	700	9	727
6	752	4	779	2	805	600	832
7	857	5	883	3	910	1	936
8	962	6	988	4	58.015	2	63.041
9	48.067	7	53.093	5	120	3	146
460	171	8	197	6	224	4	250
1	276	9	302	7	329	5	355
2	381	510	407	8	434	6	460
3	485	1	511	9	538	7	565
4	590	2	616	560	643	8	670
5	695	3	721	1	748	9	775
6	799	4	826	2	852	660	879
7	904	5	931	3	957	1	984
8	49.009	6	54.036	4	59.062	2	64.089
9	113	7	140	5	166	3	193
470	218	8	245	6	271	4	298
1	323	9	350	7	376	5	403
2	427	520	454	8	480	6	507
3	532	1	559	9	585	7	611
4	637	2	664	570	690	8	717
5	741	3	768	1	795	9	821

NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$
620	64.926	668	953	716	74.979	764	80.006
1	65.031	9	70.058	7	75.084	5	111
2	135	670	162	8	188	6	215
3	240	1	267	9	293	7	320
4	345	2	372	720	398	8	425
5	449	3	476	1	503	9	529
6	554	4	581	2	608	770	634
7	659	5	686	3	713	1	739
8	764	6	790	4	817	2	843
9	869	7	895	5	922	3	948
630	974	8	71.000	6	76.027	4	81.053
1	66.078	9	104	7	131	5	157
2	183	680	209	8	236	6	262
3	288	1	314	9	341	7	367
4	392	2	418	730	445	8	472
5	497	3	523	1	550	9	577
6	602	4	628	2	655	780	682
7	706	5	733	3	759	1	786
8	811	6	838	4	864	2	891
9	916	7	943	5	969	3	996
640	67.020	8	72.047	6	77.073	4	82.100
1	125	9	152	7	178	5	205
2	230	690	257	8	283	6	310
3	334	1	361	9	388	7	414
4	439	2	466	740	493	8	519
5	544	3	571	1	598	9	624
6	649	4	675	2	702	790	728
7	754	5	780	3	807	1	833
8	859	6	885	4	912	2	938
9	963	7	989	5	78.016	3	83.042
650	68.068	8	73.094	6	121	4	147
1	173	9	199	7	226	5	252
2	277	700	303	8	330	6	357
3	382	1	408	9	435	7	462
4	487	2	513	750	540	8	567
5	591	3	618	1	644	9	671
6	696	4	723	2	749	800	776
7	801	5	828	3	854	1	881
8	905	6	932	4	958	2	985
9	69.010	7	74.037	5	79.063	3	84.090
660	115	8	142	6	168	4	195
1	219	9	246	7	272	5	299
2	324	710	351	8	377	6	404
3	429	1	456	9	482	7	509
4	534	2	560	760	587	8	613
5	639	3	665	1	692	9	718
6	744	4	770	2	797	810	823
7	848	5	874	3	901	1	927

NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$	NOMBRE de TOURS N	VITESSE ANGULAIRE $\omega = \frac{2\pi N}{60}$
812	85.032	859	89.954	906	94.876	953	99.798
3	137	860	90.059	7	980	4	903
4	241	1	164	8	95.085	5	100.007
5	346	2	268	9	190	6	112
6	451	3	373	910	295	7	217
7	556	4	478	1	400	8	321
8	661	5	582	2	505	9	426
9	766	6	687	3	609	960	531
820	870	7	792	4	714	1	635
1	975	8	896	5	819	2	740
2	86.080	9	91.001	6	923	3	845
3	184	870	106	7	96.028	4	950
4	289	1	211	8	133	5	101.055
5	394	2	316	9	237	6	160
6	498	3	421	920	342	7	264
7	603	4	525	1	447	8	369
8	708	5	630	2	551	9	474
9	812	6	735	3	656	970	578
830	917	7	839	4	761	1	683
1	87.022	8	944	5	865	2	788
2	126	9	92.049	6	970	3	892
3	231	880	153	7	97.075	4	997
4	336	1	258	8	180	5	102.102
5	441	2	363	9	285	6	206
6	546	3	467	930	390	2	311
7	651	4	572	1	494	8	416
8	755	5	677	2	599	9	520
9	860	6	781	3	704	980	625
840	965	7	886	4	808	1	730
1	88.069	8	991	5	913	2	834
2	174	9	93.096	6	98.018	3	939
3	279	890	201	7	122	4	103.044
4	383	1	306	8	227	5	149
5	488	2	410	9	332	6	254
6	593	3	515	940	436	7	359
7	697	4	620	1	541	8	463
8	802	5	724	2	646	9	568
9	907	6	829	3	750	990	673
850	89.011	7	934	4	855	1	777
1	116	8	94.038	5	960	2	882
2	221	9	143	6	99.065	3	987
3	326	900	248	7	170	4	104.091
4	431	1	352	8	275	5	196
5	536	2	457	9	379	6	301
6	640	3	562	950	484	7	405
7	745	4	666	1	589	8	510
8	850	5	771	2	693	9	615

TABLE E

*Boulons et écrous réglementaires pour machines dans
la Marine Militaire (Circulaire du 14 mai 1861)*

PAR <i>p</i>	DIAMÈTRE des BOULONS hors des filets <i>d</i>	DIAGONALE de L'HEXAGONE des écrous D	NUMÉROS N	VALEUR de D EN FONCTION de <i>d</i> et de N	OBSERVATIONS
millimètres	millimètres	millimètres			
	100	189	20		La hauteur des écrous n'est pas réglementaire. En général, on prend $H = \frac{D}{2}$.
	96	173	19		
	92	166	18		
6	88	159	17		
	84	152	16		
	80	145	15		
	76	138	14		
	72	131	13		
	68	124	12		
	64	117	11		
5	60	110	10	$D = 2d - N$	La section de chaque filet est un triangle équilatéral ayant pour côté le pas <i>p</i> et dont le sommet est tronqué de $\frac{1}{8}$ du pas.
	56	103	9		
	52	96	8		
	48	89	7		
	44	82	6		
4	40	75	5		
	36	68	4		
	32	61	3		
3,5	28	54	2		
3	24	47	1		
2,5	20	40	»	$D = 2d$	
2	18	36	»		
	16	32	»	$D = 2d + 3^{mm}$	
1,5	14	31	»		
	12	27	»		
	10	23	»		
1	8	19	»		
	6	15	»		

RÈGLES DU « SYSTÈME FRANÇAIS ».

DE PAS MÉCANIQUE POUR BOULONS DE MACHINES ⁽¹⁾

(Règles proposées par la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale)

NOTA. — Les règles formulées ci-après ne s'appliquent qu'aux seules *vis mécaniques*, c'est-à-dire aux vis métalliques, de diamètre égal ou supérieur à 6 millimètres, destinées à l'assemblage des pièces de machines et aux constructions mécaniques. Ces règles ne s'appliquent pas aux très petites vis dites *vis horlogères*; aux vis découpées sur des *tubes*; aux vis spéciales, qui servent soit aux transmissions de mouvement dans les tours et autres machines, soit aux mesures micrométriques, soit à des usages particuliers exigeant certaines dispositions qui ne peuvent rentrer dans un système uniforme de filetage : enfin, elles ne s'appliquent pas aux vis à bois, qui pratiquent elles-mêmes leur logement dans une matière relativement tendre.

Nature du filet. — Le tracé des vis mécaniques est déterminé par l'enroulement en hélice à droite d'un filet simple, obtenu par la troncature d'un triangle primitif dont la base, placée parallèlement à l'axe de la vis, est égale au pas de la vis.

Jeux entre les vis pleines et les vis creuses. — Les vis pleines et les vis creuses ou *écrous* qui se correspondent, ont, en principe, mêmes filets; mais, afin de tenir

(1) Rendu réglementaire dans la Marine nationale à partir du 1^{er} janvier 1896.

compte des tolérances d'exécution indispensables dans la pratique, tolérances variables suivant les circonstances, le profil fixé est un *profil limite*, pour la vis pleine comme pour la vis creuse; cette limite est prévue *par excès* pour la vis pleine, et *par défaut* pour la vis creuse; en d'autres termes, la vis pleine doit toujours rester à l'*intérieur* du profil limite, et la vis creuse à l'*extérieur* de ce même profil.

Les écarts entre la surface théorique commune et les surfaces réalisées sur la vis pleine et son écrou déterminent le *jeu* que présenteront les deux pièces montées l'une sur l'autre. Aucune valeur n'est fixée pour ce jeu, chaque constructeur restant juge des tolérances admissibles, suivant la destination des vis et suivant l'outillage employé pour leur fabrication.

Forme du filet. — Le triangle primitif du filet est un *triangle équilatéral*, dont le côté égale le pas (même pas que celui de la Marine). Ce triangle est tronqué par deux parallèles à la base chacune menée à $\frac{1}{8}$ du sommet.

La *hauteur* du filet, mesurée entre les troncutures, est, par suite, égale aux trois quarts de la hauteur du triangle équilatéral primitif. C'est approximativement le pas multiplié par 0,65, soit un peu moins des deux tiers du pas.

Arrondis que peuvent présenter les angles dans l'exécution. — Dans la pratique, et suivant le degré de fini dans l'exécution, les angles vifs saillants et rentrants du profil se trouveront arrondis, plus ou moins légèrement, mais de telle sorte que ni la vis pleine, ni la vis creuse ne dépassent leur surface limite commune, fixé suivant la règle indiquée plus haut.

Diamètre des vis. — Le diamètre des vis se mesure sur l'*extérieur des filets après troncuture*.

Série normale des diamètres principaux. — Le système proposé pour les vis mécaniques comprend une *série normale de vis principales*, de diamètres pairs, dont les pas croissent de demi en demi-millimètre à partir de 1 millimètre. Au pas de 1 millimètre correspond le diamètre de 6 millimètres (vis également de la série horlogère); chacun des pas suivants correspond à un diamètre croissant suivant la progression indiquée ci-après.

Diamètres intermédiaires. — Entre les vis principales, on peut intercaler, suivant les besoins, des *vis intermédiaires*, dont le pas reste celui de la vis principale immédiatement inférieure. Les diamètres de ces vis intermédiaires doivent toujours être exprimés par un nombre entier de millimètres et, de préférence, par un nombre pair.

Tableau des vis principales. — La composition de la série normale est donnée par le tableau ci-après, qui indique, pour chaque vis principale, le pas, le diamètre et un numéro d'ordre :

PAS	DIAMÈTRE	NUMÉRO	PAS	DIAMÈTRE	NUMÉRO
millimètres	millimètres		millimètres	millimètres	
1	6	0	6	64	10
1,5	10	1	6,5	72	11
2	14	2	7	80	12
2,5	18	3	7,5	88	13
3	24	4	8	96	14
3,5	30	5	8,5	106	15
4	36	6	9	116	16
4,5	42	7	9,5	126	17
5	48	8	10	136	18
5,5	56	9	10,5	148	19

Les diamètres D, exprimés en nombres entiers de

millimètres, peuvent se déduire du pas p , par la formule :

$$D = \frac{p(p + 8)}{1,3} - 1,5,$$

où l'on prend pour p les diverses valeurs adoptées, c'est-à-dire la série des nombres

1, 1,5, 2, etc.,

croissant par demi-millimètre. Le résultat du calcul doit être arrondi, par excès ou par défaut, de manière à donner le nombre pair le plus voisin. On opère par excès s'il y a incertitude, comme cela se présente pour le pas de 6^{mm},5.

Le pas p d'une vis, dont on se donne le numéro d'ordre n , est égal à $\frac{n}{2} + 1$; le diamètre correspondant peut se calculer par la formule :

$$D = \frac{n(n + 20)}{5,2} + 5,45,$$

en arrondissant le résultat jusqu'au nombre pair le plus voisin.

Si l'on désire, dans certains cas, des vis plus grosses que celles du tableau, il suffit, pour étendre la série, d'appliquer la même formule, qui donne, pour les cas de 11 millimètres, 11^{mm},5, 12 millimètres, 12^{mm},5, les diamètres 160, 172, 184, 196 millimètres.

Règles accessoires. — *Diamètre du corps des boulons.* Le corps des boulons et des vis peut avoir un diamètre un peu supérieur à celui de la partie fileté. L'excès de diamètre du corps ne devra pas dépasser 0^{mm},5 pour

les vis de 6 à 14 millimètres; 1 millimètre, pour les vis de 15 à 18 millimètres; enfin, 2 millimètres, pour les diamètres de plus de 48 millimètres. Les diamètres des trous destinés à recevoir les boulons seront fixés en conséquence, de manière à toujours rester au-dessus de ces limites.

Têtes de boulons et écrous. — Les têtes de boulons et les écrous des formes usuelles, hexagonales et carrées, s'inscrivent dans un cercle dont le rayon est égal au diamètre de la vis. Pour les vis de diamètre impair, qu'on peut être appelé à employer occasionnellement, il sera bon de conserver la tête correspondant au diamètre pair immédiatement inférieur.

L'inclinaison des têtes coniques sera de 9 de base sur 10 de hauteur (comptée parallèlement à l'axe de la vis), ce qui correspond, pour le cône, à un angle au sommet de 84° environ.

La hauteur des têtes et des écrous ne paraît pas susceptible d'être fixée d'une manière générale; on peut toutefois considérer comme valeur normale de cette hauteur le diamètre de la vis.

De même, les dimensions des trous de goupilles, des ergots, des fentes pour recevoir les tournevis, peuvent varier beaucoup: on recommande toutefois de fixer à deux fois le pas, la largeur de ces fentes et le diamètre des trous de goupilles, et de prendre, pour les dimensions des ergots, des multiples entiers du pas.

La longueur des boulons ne peut être fixée à l'avance d'une manière générale, puisqu'elle dépend de l'épaisseur des assemblages auxquels ils sont destinés.

Toutefois, pour les boulons de types courants, on peut se proposer l'établissement de séries commerciales, permettant d'obtenir facilement la plupart des longueurs

utiles. A cet effet, il suffirait de faire varier la longueur des boulons d'une série par quantités constantes, choisies dans un rapport convenable avec la longueur filetée.

On pourra, par exemple, commencer la série par un boulon dont la tige aura pour longueur totale cinq fois le diamètre et sera filetée sur une longueur égale à quatre fois le diamètre; on continuera la série en augmentant la longueur par quantités égales à 3 diamètres et en conservant la même longueur de filetage.

De telles séries permettraient d'obtenir une longueur quelconque utile, en tronçonnant au besoin la partie filetée; la longueur de la partie ainsi sacrifiée n'atteindrait jamais 3 diamètres.

Désignation du système. — La Société d'encouragement propose le nom de *Système français* pour désigner le système de filetage établi suivant les règles qui viennent d'être exposées; elle recommande, pour distinguer les vis fabriquées d'après ces règles, de les marquer des lettres S F, initiales du Système Français.

ERRATA DU TOME II

- Page 28, ligne 1, *mettre les deux mots de pose après plan* (ligne 2).
— 36, dans la formule, *au lieu de* $\cos(\alpha + 120^\circ)\cos +$, *lire* $\cos(\alpha + 120^\circ) + \cos$.
— 43, avant-dernière ligne, *au lieu de* alimentaire, *lire* élémentaire.
— 77, fig. 451, *mettre* la lettre δ entre F' et F.
— 82, dans la formule, *au lieu de* $P = 892 \frac{\delta S}{R^2 n^2}$, *lire* $P = 894,5 \frac{\delta S}{R^2 n^2}$.
— 135, ligne 12, *au lieu de* forment l'introduction, *lire* ferment l'introduction.
— 139, ligne 1, — rinflard, — reniflard.
— 176, ligne 23, — d'avertissement — d'asservissement.
— 182, ligne 3, — Lemanchez — Lencachez.
— 228 et 229, les deux figures 593 et 594 devraient être à la même échelle.
— 262, ligne 17, *au lieu de* Gay, *lire* Jay.
— 292, dernière ligne, — 0 — ρ .
— 362, ligne 5, — Cousolin, *lire* Consolin.
— 377, ligne 24, — lomber, — tomber.
— 403, *lire* : Diamètre des cylindres R — 2,020, *au lieu de* 2,000.
Course des pistons R — 1,000, — 1,020.

INDEX ALPHABÉTIQUE

NOTA. — Les chiffres en caractères ordinaires se rapportent au premier volume, ceux en caractères gras au second

A

Adiabatiques, 6, 33.
Acier moulé, 111.
Acier, 114.
Arbres de couche, 324, 327.
Angle d'avance, 364.
Allan, 342, 462.
Alimentation, 540.
Audemar-Guyon, 589.
Accélération, 9.
Andrade, 67.
Alma, 234.
Amiante, 372.
Alésage, 379.
Adjudication, 430.

B

Bronze, 119.
Bronze manganésé, 121.
Bronze phosphoré, 121.
Bronze d'aluminium, 121.
Bourgeois, 193, 262.
Brides, 267.
Bague de piston, 295, 301.
Bielles, 315, 381.
Bâtis, 329.
Balanciers, 329, 95.
Biéatrix, 349.

Boivin, 561.
Belleville, 585, 251.
Bouteille, 591.
Buss, 70.
Brown, 123, 184, 352.
Brotterhood, 128, 163.
Bessemer, 161.
Bonnesfond, 179;
Bramah, 183.
Behrens, 186.
Berthollet, 234.
Barham, 242.
Bourgogne, 248.
Bienaymé, 254.
Brayton, 279, 334.
Brooks, 305.
Bisschop, 318.
Benier, 320, 338, 348.
Bouton, 370.
Bourdon, 423.
Bonnet-Spazin, 449.
Boulet et C^{ie}, 484.

C

Chaleur interne, 4.
Cycles, 5.
Cycle de Carnot, 7.
Chaleurs spécifiques, 13.

Chaleur latente, 39.
 Condensation, 69.
 Cuivre, 115.
 Cristallisation des métaux, 125.
 Courbes d'indicateur, 147.
 Carnot, 7.
 Clausius, 23.
 Clapeyron, 44.
 Crosby, 213.
 Cody, 245.
 Cylindre, 255.
 Chemise, 260.
 Couvercle, 268.
 Compensateur, 280.
 Corliss, 287, 98.
 Contre-tiges, 310.
 Crosse, 311.
 Coussinets de bielle, 320.
 Chapeaux de bielle, 322.
 Coulisses, 338, 495.
 Calage, 364.
 Condensation, 497.
 Condenseur, 503.
 Circulation, 510.
 Clapets, 516.
 Condenseur-éjecteur, 570.
 Cameron, 590.
 Cataracte, 59.
 Creusot, 108, 117, 126, 169, 170, 459.
 Chaligny, 141.
 Cornouailles, 153.
 Compresseurs, 161.
 Cassini, 234.
 Chasseur, 234.
 Cecille, 234.
 Charles-Martel, 234.
 City of Paris, 247.
 Le Chatellier, 125, 273, 416.
 Crossby, 280, 328, 417.
 Clerk, 332.
 Consolin, 362.
 Chanvre, 372.
 Coton, 372.
 Charo, 485.

D

Diagramme, 129, 149.
 Diagramme totalisé, 159, 186.

Dupuy de Lôme, 196.
 Darke, 210.
 Deprez, 211.
 Dynamomètres, 247.
 Détente, 415.
 Dwelshauvers-Dery, 46, 412.
 Denys, 76.
 Delcourt, 138.
 Durand, 182.
 Dow, 199.
 Dowson, 283.
 Debuchy, 307.
 Delamarre-Deboutville, 329, 422.
 de Dion, 370.

E

Equivalence, 2.
 Energie interne, 4.
 Entropie, 24, 52, 78.
 Energie, 77.
 Evans (Olivier), 333.
 Excentrique, 336, 434.
 Ejecteurs, 569, 573.
 Ericsson, 235, 344.

F

Fonte de fer, 108.
 Fragilité, 126.
 Fissilité, 127.
 Frein, 241, 242.
 Fonds de cylindres, 268.
 Fourreau, 298.
 Farcot, 347, 49, 67, 105.
 Fauveau, 396.
 Frickart, 104.
 Flandre, 234.
 Faucon, 234.
 Foudre, 234.
 Forest, 319.

G

Grain des métaux, 125.
 Garnier, 201, 212.
 Glace de tiroir, 277.
 Grandemange, 286.
 Glissières, 311.

Gooch, 341, 457.
 Giffard, 547.
 Gresham, 561.
 Galop, 27.
 Grafton, 131.
 Guide, 262.
 Grappins, 268.

H

Heusinger de Waldeeg, 342.
 Hall, 575.
 Haton de la Goupillière, 51.
 Hélice, 218.
 Hirsch, 335.
 Huiles d'olives, de colza et minérales, 368.
 Hirn, 412.

I

Isothermes, 6, 53.
 Introduction, 168.
 Indicateur, 199, 220.
 Injecteur, 547.
 Inertie, 1.
 Iris, 262.
 Indret, 363.
 Ixomètre, 367.

J

Joule, 3.
 Joy, 479, 148.
 Jeanne d'Arc, 234.

K

Kenyon, 216.
 Kœrting, 562, 579.

L

Laiton, 118.
 Lacet (mouv. de), 33.
 Lecouteux et Garnier, 109, 119.
 Locomobiles, 140.
 Locomotives, 176.
 Lencauchez, 182.
 De Laval, 199.
 La Pérouse, 234.

Léger, Levrier, 234, 373.
 Langen, 290, 315.
 Lemoine, 346.

M

Meyer, 2, 343, 421.
 Moll, 193.
 Martin, 208, 218.
 De Maupeou, 238.
 Mise en train, 355.
 Muller, 394.
 Marshall, 469.
 Mourraille, 165.
 Mésange, 224.
 De Montchoisy, 230.
 Moll, 262.
 Mallart, 273.
 Malandin, 329, 422.
 Montage, 380.
 Marceau, 403.
 Matter, 423.

N

Newald, 130.
 Nive, 208.
 Napoléon, 234.
 Normand, 245, 262.
 Niel, 309, 327, 484.

O

Ordonnée moyenne, 145.
 Olry, 286.
 Otto, 290, 297, 315, 320.

P

Puissance d'une machine, 129.
 Pression, 133.
 Prony, 241.
 Presse-étoupes, 274.
 Pistons, 291.
 Patins, 311.
 Paliers moteurs, 328.
 Parallélogramme de Watt, 331.
 Peaucellier, 334.
 Points morts, 360.
 Pius Finck, 342, 464.
 Pompes, 503, 504, 516, 535, 581.

- Pulsomètres, 575.
 Porter, 66.
 Proell, 69.
 Peyrusson, 101.
 Parsons, 192.
 Pomone, 234.
 Portugal, 248.
 Pelican, 268.
 Pochet, 343.
 Perissé, 494.
- Q
- Queruel, 145.
- R
- Reversibilité, 8.
 Régénérateur, 32.
 Rowland, 3.
 Reech, 193, 366, 396.
 Richard, 205.
 Rider, 345
 Recouvrements, 413.
 Régulateurs, 36.
 Ricour, 179.
 Redoutable, 234.
 Recul, 261.
 Remorquage, 266.
 Rouart, 277.
 Rabotage, 379.
- S
- Segments, 295, 301.
 Soupapes, 352.
 Sinusoïdale (Epure), 401.
 Stephenson, 340, 440.
 Savery, 577.
 Sautter-Harlé, 73, 123.
 Sims et Armington, 74, 117.
 Straight-Line, 115.
 Sweet, 115.
 Société alsacienne, 145.
 Stapfer de Duclos, 147.
 Sellers, 174.
 Sosnowski, 199.
 Suffren, 234.
 Smith, 262.
 Simplex, 278, 329, 422.
 Simon, 302.
 Stewart, 305.
- Salanson, 307.
 Stirling, 340.
 Stauffer, 360.
 Suif, 368.
 Satre et fils, 518, 440, 485.
 Sauvage, 92, 469.
- T
- Tiroirs, 277, 361, 23.
 Trick, 285.
 Tiges de piston, 304.
 Traverses, 310.
 Thirion, 582, 13, 162, 441.
 Travail virtuel, 3.
 Tangage, 27.
 Tower, 189.
 Torpilleurs-vedette, 234.
 Torpilleurs, 243.
 Touraine, 247.
 Touage, 266.
 Traçage, 379.
- U
- Ulrich, 579.
 Utile, 443.
- V
- Vaporisation, 63.
 Volants, 80.
 Valvoline, 369.
- W
- Watt, 189, 199, 331, 37, 45, 61.
 Walschaert, 342.
 Weild, 563.
 Worthington, 588, 159, 458.
 Weyher et Richemond, 111.
 West, 129.
 Willans, 133, 458.
 Westinghouse, 136.
 Widmann, 23, 216, 232.
 Witz, 270, 272, 303, 306, 336, 417.
- Y
- Yarrow, 262.
- Z
- Zeuner, 391.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE IX

FORCES D'INERTIE. — MOMENTS MOTEURS VOLANTS. — RÉGULATEURS

§ 1. — *Forces d'inertie*

	Pages.
294. Forces d'inertie.	1
295. Généralités sur les forces d'inertie.	4
296. Calcul des forces développées par l'inertie des organes en mouvement	5
296 <i>bis</i> . Pièces à mouvement rectiligne.	7
297. Organes à mouvement circulaire. — Manivelle et son bouton.	14
298. Bielle	14
299. Machines à une seule manivelle.	17
300. Forces d'inertie dans les tiroirs.	23
301. Effets extérieurs.	26
302. Compensation des effets des forces d'inertie.	28
303. Machines à plusieurs manivelles. — Effets extérieurs.	30
304. Mise en route des machines.	31
305. Effets extérieurs	33

§ 2. — *Régulateurs*

306. Généralité sur les régulateurs	36
307. Pendule conique.	37
308. Régulateurs à boules de Watt.	39

	Pages.
309. Régulateurs statiques et isochrones.	45
310. Méthode graphique de représentation.	46
311. Régulateur isochrone.	48
312. Régulateur Farcot ou à bras croisés.	48
313. Méthode générale de calcul d'un régulateur.	50
314. Puissance, sensibilité, stabilité du régulateur.	55
315. Sensibilité. — Régularité.	57
316. Cataracte	59
317. Régulateur de Watt.	61
318. Régulateur de Porter.	66
319. Régulateur de Farcot.	67
320. Régulateur Andrade	67
321. Régulateur Proell	69
322. Régulateur de Buss	70
323. Régulateur Sautter-Harlé	73
324. Régulateur Sims et Armington.	74
325. Compensateur Denys	76
326. Connexion.	77

§ 3. — *Volants*

327. Généralités	80
328. Forme des volants. — Calculs de résistance.	84
329. Bras.	87
330. Moyeu	89

CHAPITRE X

DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES MACHINES A VAPEUR

331. Classification choisie	64
332. Machines à balancier.	95
333. Machines d'atelier.	96
334. Moteurs à moyennes vitesses.	109
335. Moteurs à grande vitesse.	114
336. Machines à pilon	119
337. Machine Lecouteux et Garnier.	119

TABLE DES MATIÈRES

555

	Pages
337 bis. Machine Sautter, Harlé et C ^{ie}	122
338. Machine Brown.	123
339. Machines tournant à plus de 400 tours.	126
340. Machine Newald.	130
341. Moteur Grafton.	131
342. Moteur Willans.	133
343. Machine Westinghouse	136
344. Machine Delcourt	138
345. Locomobiles et machines demi-fixes.	140
346. Locomobiles	140
347. Machines demi-fixes	143
348. Machines de petite puissance.	146
349. Moteurs de treuils, de grues, etc.	146
350. Considérations générales.	150
351. Machines pour applications spéciales.	152
352. Machines d'extraction.	152
353. Machines d'épuisement	153
354. Machines souterraines.	156
355. Machines élévatoires d'eau.	160
356. Machines soufflantes. — Compresseurs.	161
357. Compresseurs d'air.	161
358. Appareils frigorifiques.	164
359. Machines de laminoirs.	167
360. Marteaux-pilons.	170
361. Locomotives	176
362. Construction des locomotives.	182
363. Machines rotatives.	183
364. Machine Behrens	186
365. Moteur rotatif à joint universel.	189
366. Moteurs à réaction.	192
367. Description du turbo-moteur	194
368. Turbine Dow.	199
369. Turbine de Laval.	199

CHAPITRE XI

MACHINES MARINES

	Pages.
370. Considérations générales.	205
§ 1. — <i>Ligne d'arbres d'hélice et accessoires</i>	
371. Description	207
372. Vireur	210
373. Appareil d'embrayage. — Frein.	212
374. Palier de butée.	214
375. Arbre porte-hélice.	216
376. Bâtimens à deux hélices.	218
377. Construction des hélices.	218
§ 2. — <i>Roues à aubes fixes ou articulées</i>	
378. Roues à aubes.	223
379. Roues à aubes fixes.	225
380. Roues à aubes articulées.	227
§ 3. — <i>Principaux types de machines marines</i>	
381. Types de machines.	230
382. Marine de guerre.	231
383. Machines à balancier.	233
384. Machines à hélice à engrenage et à connexion directe.	235
385. Machines à triple expansion.	237
386. Remarques	243
387. Torpilleurs	243
388. Marine de commerce.	246
389. Machines du <i>Portugal</i> et du <i>Barham</i>	248
§ 4. — <i>Propulsion</i>	
390. Théorie de la propulsion, au moyen de roues à aubes, au moyen de l'hélice.	254
391. Propulsion par roues à aubes.	254
392. Calcul d'une roue à aubes	258
393. Hélices.	259
394. Recul	261
395. Calcul d'une hélice.	262
396. Forme de l'hélice	264
397. Autres modes de propulsion sur les cours d'eau	266

CHAPITRE XII

MOTEURS A GAZ, A PÉTROLE ET A AIR CHAUD

	Pages.
398. Remarque générale.	269
§ 1. — <i>Moteurs à gaz. — Théorie</i>	
399. Généralités	269
400. Gaz d'éclairage	270
401. Combustion du gaz d'éclairage.	271
402. Chaleur d'explosion	274
403. Air carburé. — Pétroles.	276
404. Carburateurs à gazoline	277
405. Alimentation au pétrole	278
406. Moteur Crossley.	280
407. Gaz à l'eau et gaz pauvre.	282
408. L'appareil Dowson	283
409. Cycles décrits dans les moteurs à gaz	284
410. Première classe.	285
411. Deuxième classe.	291
412. Troisième classe.	294
413. Quatrième classe	299
414. Résumé	302
415. Répartition de la chaleur fournie par l'explosion.	305
416. Lois expérimentales de la détente de gaz	306
417. Autres lois sur les moteurs à gaz.	307
§ 2. — <i>Moteurs à gaz. — Descriptions</i>	
418. Organes spéciaux aux machines à gaz	308
419. Distribution	309
420. Modérateurs de vitesse	310
421. Allumage du mélange explosif.	312
422. Description de quelques moteurs à gaz.	315
423. Premier type.	315
424. Moteur de Bisschop	318
425. Moteurs Forest, Benier	319
426. Troisième type. — Moteurs à compression et explosion.	320

	Pages.
427. Moteur Crossley.	328
428. Moteur Simplex de MM. Delamarre-Debouteville et Malandin.	329
429. Moteurs à compression à deux temps	332
430. Quatrième type	334
431. Comparaison du moteur à gaz avec les autres moteurs . .	335

§ 3. — *Moteurs à air chaud*

432. Considérations générales.	338
433. Machine de Robert et James Stirling (1827)	340
434. Machine d'Ericson	344
435. Machine de M. Lemoine	346
436. Moteur Benier	348
437. Machine Brown	352
438. Autres types de machines.	354

CHAPITRE XIII

GRAISSAGE. — JOINTS ET PRESSE-ÉTOUPES
MONTAGE DES MACHINES. — ESSAIS DES MOTEURS

§ 1. — *Graissage des machines*

439. Graissage	355
440. Graisseurs pour organes fixes	357
441. Graisseurs pour organes mobiles	359
442. Graissage des cylindres et tiroirs	361
443. Graissage des locomotives	364
444. Graissage par un liquide sous pression	365
445. Qualités des matières grasses.	366
446. Échauffement, arrosage	369

§ 2. — *Jointts. — Presse-étoupes*

447. Jointts	370
448. Presse-étoupes	372

§ 3. — *Montage et exécution des machines*

	Pages.
449. Montage des machines	373
450. Exécution à l'atelier	376
451. Montage	380

§ 4. — *Essais des machines*

452. Essais à froid.	384
453. Essais à chaud.	386
454. Évaluation de la puissance d'un moteur.	387
455. Puissance disponible sur l'arbre.	390
456. Conduite des essais.	391
457-458. Exemples de résultats d'essais.	400
459. Essais Hirn	412

§ 5. — *Essais des moteurs à gaz*

460. Considérations générales	414
461. Exemple: Moteur à gaz d'éclairage.	417
462. Autre exemple: Moteur à gaz pauvre	422

CHAPITRE XIV

PASSATION DES MARCHÉS. — PRIX DE REVIENT
D'EXPLOITATION ET DE CONSTRUCTION§ 1. — *Forme des marchés, leur passation*

463. Considérations générales.	429
464. Rédaction d'un marché	431
465. Exemple: Marchés de la Marine	435
466. Marchés entre particuliers.	438
467. Achat des petites machines.	439
468. Exemple: Marché d'un remorqueur.	440
469. Exemple: Marché pour une station électrique.	457
470. Marché pour petits moteurs à gaz.	464

§ 2. — *Prix de revient d'une installation. — Entretien et amortissement*

	Pages.
471. Considérations générales.	466
472. Prix de revient du cheval-heure pour les machines à vapeur.	469
473. Coût du cheval-heure par moteur à gaz.	474
474. Devis d'une installation électrique avec moteur à gaz.	477
475. Remarques	481

§ 3. — *Prix de revient de construction des machines*

476. Considérations générales	482
477. Prix de vente de quelques machines à vapeur.	482
478. Prix de vente des moteurs à gaz.	484
479. Détail des prix de revient d'une machine de 300 chevaux.	485
480. Drague à hélice de 200 chevaux.	487
481. Remorqueur à hélice <i>Borinquen</i>	490
482. Prix de vente de diverses machines.	491
483. Remarque.	492
484. Frais d'essais et de recherches.	493
485. Gestion commerciale.	493
486. Frais de construction comparés en France, en Angleterre et en Allemagne.	494

Note sur les servo-moteurs.	499
TABLE A. — Vapeur d'eau	513
— B. — Vapeurs d'éther, de chloroforme, de benzine et d'alcool	530
— C. — Caractéristiques des divers aciers.	532
— D. — Tableau des vitesses angulaires pour tous les nombres de tours entre 0 et 1 000.	535
— E. — Tableau des diamètres et des pas de la Marine pour les boulons et écrous de machines.	540
Règles du « Système français » de pas mécanique.	541
Errata du tome II	547
Index alphabétique	549