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

Titre général : Cours élémentaire de mécanique industrielle
Auteur : Gouard, E.
Titre du volume :

Mots-clés : Génie mécanique * France * 1870-1914
Description : 1 vol. (359-[4] p.) ; 21 cm
Adresse : Paris : H. Dunod et E. Pinat, 1910
Cote de l'exemplaire : 12 De 60.2

URL permanente : http://cnum.cnam.fr/redir?12DE60.2

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

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

PDF créé le 27/9/2012

COURS ÉLÉMENTAIRE

DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE

Tome II

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TOURS. — IMPRIMERIE DESLIS FRÈRES.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

BIBLIOTHÈQUE DE L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION DE

MM. Michel LAGRAVE, Inspecteur général honoraire de l'Enseignement technique
Emile PARIS, Inspecteur général de l'Enseignement technique
SECRÉTAIRE GÉNÉRAL : Georges BOURREY, Inspecteur de l'Enseignement technique

12 e De 60

COURS ÉLÉMENTAIRE

DE

MÉCANIQUE INDUSTRIELLE

COMPLÉMENTS DE CINÉMATIQUE, RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX, MOTEURS HYDRAULIQUES ET MACHINES A VAPEUR

PAR

E. GOUARD
Professeur à l'Ecole pratique d'industrie et des mécaniciens de marine de Boulogne-sur-Mer

G. HIERNAUX
Professeur à l'Ecole pratique d'industrie de Reims
Licencié ès sciences mathématiques

Anciens élèves de la section normale industrielle de Châlons-sur-Marne

PRÉFACE DE M. **FARJON**
Ancien élève de l'Ecole polytechnique, Inspecteur de l'Enseignement technique

A l'usage des Écoles pratiques de Commerce et d'Industrie (rédigé conformément aux programmes du 28 août 1909) des Écoles nationales professionnelles, des Écoles des mécaniciens de la marine, etc.

BIBLIOTHÈQUE
DU CONSERVATOIRE NATIONAL
des ARTS & MÉTIERS
N° du Catalogue 12 De 60.
Prix d'estimation : " "
Entrée le 3 Obre 1910.

TOME II

PARIS
H. DUNOD ET E. PINAT, ÉDITEURS
47 ET 49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS (VI^e ARR^t)

1910

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MÉCANIQUE

CINÉMATIQUE

I. — Courroie

1. Tensions des deux brins d'une courroie. — Si l'on considère une corde glissant sur un tambour fixe sollicitée à l'une de ses extrémités par une charge Q (*fig.* 1), pour faire équilibre à Q, il suffit de retenir la corde en A avec une force

$$P = \frac{Q}{e^{f\alpha}}.$$

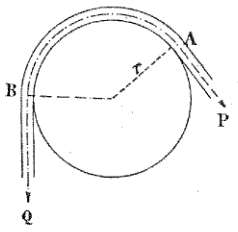


FIG. 1.

e, base des logarithmes népériens = 2,71828 ;
f, le coefficient de frottement de la corde sur le tambour ;
α, le rapport de l'arc embrassé par la corde à son rayon : $\alpha = \frac{\text{arc AB}}{r}$, c'est-à-dire la valeur de l'arc exprimée en radians.

Cela est dû au frottement de la corde sur le tambour. Ce frottement est égal à la différence des tensions extrêmes :

$$F = Q - P = Pe^{f\alpha} - P = P\,(e^{f\alpha} - 1).$$

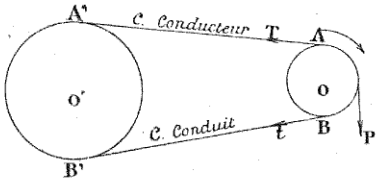


FIG. 2.

Soit maintenant une courroie chaussant deux poulies O et O′ (*fig.* 2).

Au repos, la tension t_i est la même pour les deux brins. En marche, la poulie menante O enroule le brin conducteur AA′ qui tend à s'allonger, la tension augmente,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

elle devient $T = t_i + t'$; par contre, le brin conduit est moins tendu, la tension $t = t_i - t'$.

On a :

$$T + t = 2t_i.$$

Si on appelle P l'effort tangentiel à la jante de la poulie menante, pour l'équilibre des forces T, t, P autour de l'axe Q, on doit avoir :

$$(1)\quad T \times R - t \times R - P \times R = 0 \qquad \text{ou} \qquad P = T - t$$

En vertu de la considération précédente, les deux tensions T et t sur les deux brins de la courroie embrassant la poulie O d'un angle α sont liées par la relation :

$$(2)\qquad T = te^{f\alpha}.$$

$e = 2{,}71828$, f est le coefficient de frottement du cuir sur la jante de la poulie (sur la fonte, $f = 0{,}155$; sur l'acier laminé, $f = 0{,}28$; sur le bois, $f = 0{,}35$), $\alpha = \dfrac{\text{arc AB}}{R}$.

Pour que le glissement ne se produise pas, il faut que le frottement $T - t$ soit au moins égal à l'effort à transmettre P ou

$$P = T - t = t\,(e^{f\alpha} - 1),$$

d'où :

$$(3)\quad t = \frac{P}{(e^{f\alpha} - 1)} \qquad \text{et} \qquad T = P + t = P \times \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Dans le cas particulier où la courroie droite en cuir chausse deux poulies en fonte de même rayon,

$$f = 0{,}455, \qquad \alpha = \pi, \qquad e^{f\alpha} = 1{,}63, \qquad T = P \times \frac{1{,}63}{0{,}63}.$$

Si W désigne le nombre de chevaux à transmettre, D le diamètre des poulies, n le nombre de tours par minute :

$$P = \frac{1.432W}{Dn}; \qquad T = \frac{1{,}63}{0{,}63} \times \frac{1.432W}{Dn} = \frac{3.904W}{Dn},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ou

$$P = \frac{75W}{v}; \qquad T = \frac{1,63}{0,63} \times \frac{75W}{v} = \frac{194W}{v}.$$

Il convient en outre de tenir compte de la tension supplémentaire t_0 nécessaire pour annuler l'action de la force centrifuge et sensiblement égale à $t_0 = 0,0102v^2S^{(cm2)}$, S étant la section de la courroie en centimètres carrés.

Pratiquement on pourra donc prendre $T = \frac{200W}{v}$; plus exactement :

$$T = \frac{Pe^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + 0,0102v^2S.$$

2. Section de la courroie. — Elle doit être suffisante pour que sa résistance soit au moins égale à la tension maxima du brin conducteur.

Si R′ est la résistance pratique par millimètre carré de la courroie (R′ = 0,4 pour le cuir, 0,35 pour le caoutchouc, 0,3 pour le coton), la section S est donnée par la relation :

$$R' \times S \geq T \qquad \text{ou} \qquad S \geq \frac{T}{R'};$$

en supposant la courroie en cuir sur jante en fonte et $T = \frac{200W}{v}$:

$$S = \frac{200W}{0,4v} = \frac{500W}{v};$$

pour une épaisseur de 5^{mm}, la largeur

$$l^{mm} = \frac{S}{5} = \frac{100W}{v}.$$

3. Application. — *Calculer la ~~longueur~~ d'une courroie, en cuir, d'épaisseur* 6^{mm}, *reliant deux poulies en acier laminé devant transmettre un effort tangentiel de* 120^{kg}. *L'arc embrassé par la plus petite poulie est de* $150°$, *la vitesse de la courroie de* 20^{m} *à la seconde. On prendra* $f = 0,3$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On a :

$$T = P\,\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} + 0{,}0102v^2S\,;$$

$$\alpha = 150^\circ = \frac{150}{180}\,\pi = \frac{5}{6}\,\pi\,; \qquad f\alpha = 0{,}3 \times \frac{5}{6} \times 3{,}14 = 0{,}785\,;$$

$$\log e^{f\alpha} = 0{,}785 \log e = 0{,}785 \log 2{,}718 = 0{,}3409.$$

D'où $e^{f\alpha} = 2{,}19$; on tire par suite :

$$T = 120^{kg} \times \frac{2{,}19}{1{,}19} + 0{,}0102 \times 20^2 \times S,$$
$$= 221^{kg} + 4^{kg},08S.$$

Ecrivons que la tension égale la résistance pratique de la section :

$$221^{kg} + 4{,}08S = 40^{kg} \times S \quad \text{et} \quad S \times 35{,}92 = 221, \quad S = \frac{221}{35{,}92} = 6^{cm2},14\,;$$

la largeur de la courroie sera $\frac{614}{6} = 102^{mm}$.

II. — Engrenages cylindriques droits

4. Calcul des dimensions des engrenages. — Généralement, on donne :

1° *La distance des axes des arbres à réunir : d ;*

2° *Les nombres de tours n et n′ des deux arbres ;*

3° *La puissance en chevaux* T *transmise par l'engrenage.*

Il faut calculer successivement :

a) *Les diamètres des circonférences primitives des deux roues ;*

b) *Le pas, le module et les nombres de dents des deux engrenages ;*

c) *Les dimensions de la denture, de la jante, des bras et du moyeu.*

a) **Calcul des diamètres primitifs des engrenages.** — De la relation

$$\frac{D}{D'} = \frac{n'}{n},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

on tire :

$$\frac{D}{D+D'}=\frac{n'}{n+n'};\qquad D=2d\times\frac{n'}{n+n'};\qquad D'=2d\times\frac{n}{n+n'}.$$

b) **Calcul du pas ou du module.** — Pour déterminer le pas ou le module, il faut d'abord calculer l'épaisseur de la dent e pour qu'elle puisse résister en toute sécurité à la pression P qu'elle reçoit de l'engrenage menant ou à la réaction de l'engrenage mené.

Or :

$$P=\frac{75\times 60}{\pi}\frac{T}{Dn}=1.432\,\frac{T}{Dn}.$$

Cette pression P s'exerce tangentiellement à la circonférence primitive de contact; pratiquement, pour avoir un excès de sécurité, on compte qu'elle agit à l'extrémité de la dent qui travaille à la flexion : c'est le cas d'un *solide encastré*. La section étant rectangulaire, le module de flexion est $\frac{1}{6}\,le^2$, l étant la longueur de la denture. Si h désigne la hauteur de la dent, R la résistance pratique du métal à la flexion, on a la relation

$$Ph=\frac{Rle^2}{6},$$

de laquelle on tire :

$$e^2=\frac{6Ph}{Rl}.$$

Si on fait $h=2{,}2m$; $l=10m$:

$$e^2=\frac{1{,}32}{R}P;\qquad e^{mm}=\sqrt{\frac{1{,}32P}{R}};$$

en posant :

$$\sqrt{\frac{1{,}32}{R}}=k,\qquad e=k\sqrt{P}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On peut adopter :

	VALEURS DE R	VALEURS DE k
Pour la fonte ordinaire.....	De $1^{kg},0$ à $2^{kg},5$	1,35
— — extra-résistante...	2 ,0 à 3 ,5	1,05
— le bronze.....	2 ,0 à 4 ,5	1,35
— l'acier forgé et coulé.....	4 ,0 à 6 ,0	0,50
— le bois.....	0 ,6 à 1 ,0	1,45
— le cuir.....	0 ,9 à 1 ,4	1,40

Ces calculs sont applicables aux engrenages coniques en considérant le diamètre moyen des cônes primitifs, aux roues à vis sans fin à denture droite. Pour les roues à vis sans fin à denture creuse, la résistance est 1,6 fois celle des roues droites de même dimension.

Les *demi-joues* encastrant la denture jusqu'à mi-hauteur augmentent la résistance dans le rapport 1,7. La résistance des engrenages *à chevrons* est 1,3 fois celle des roues droites; s'ils sont encastrés par des demi-joues, leur résistance est encore multipliée par 1,7.

L'épaisseur de la dent étant déterminée approximativement, si l'on n'adopte pas la notation diamétrale, on calcule le pas approximatif : $p_a = 2{,}1e$ si la denture est brute, $p = 2e$ si les dents sont taillées.

En divisant la longueur de la circonférence primitive par le pas, on a le nombre de dents approximatif. On arrondit ce nombre pour obtenir le rapport de vitesse donné ou celui qui s'en rapproche le plus et on rectifie le pas.

Si on adopte la notation diamétrale, ce qui est préférable, $m = \frac{p}{\pi} = \frac{2e}{\pi}$, on choisit comme **module** le module courant, nombre entier de millimètres (ou de quarts de millimètre pour les faibles modules) immédiatement supérieur à $\frac{2e}{\pi}$ et qui soit contenu un nombre exact de fois dans les deux diamètres primitifs. C'est donc le diviseur commun à ces deux diamètres le plus proche par excès de $\frac{2e}{\pi}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les nombres de dents s'obtiennent en divisant les diamètres primitifs par le module.

c) **Calcul des dimensions de la denture, de la jante, des bras et du moyeu.** — Dans les séries d'engrenages au pas diamétral, l'épaisseur $e = 0{,}5p = 0{,}5\pi m = 1{,}57m$, la longueur $l = 10\ m$, la hauteur de la tête $h' = m$, celle du pied $h'' = m + 0{,}05p$ ($0{,}05\,p$ pour le jeu diamétral), $h'' = m + 0{,}157m = 1{,}157m$; la hauteur de la dent est par suite $2{,}157m$.

Dans le cas où on n'adopte pas la notation diamétrale, $e = 0{,}48p$ pour les engrenages bruts, $e = 0{,}5p$ pour les engrenages taillés ; la hauteur de la tête de la dent dépend de la *conduite* que l'on désire avoir comme nous le verrons à propos du tracé des profils.

La longueur de la dent varie de 4 à $6e$ pour les vitesses ordinaires, de 6 à $10e$ pour les grandes vitesses.

L'épaisseur de la jante est égale à celle de la dent. Les bras sont à hautes nervures pour les grandes puissances, leur largeur $= 4e$ vers la jante, $5e$ vers le moyeu ; le nombre est variable : 4 pour des diamètres plus petits que $1^m,20$, 6 pour des diamètres compris entre $1^m,20$ et $2^m,50$, 8 entre $2^m,50$ et 4^m. Le moyeu a pour diamètre d_1' les $1{,}8$ du diamètre de l'arbre d_1.

La longueur du moyeu $= 1{,}25l = 12{,}5m$.

Application. — I. *On veut relier deux arbres dont les axes sont distants de* 315^{mm} *par deux engrenages cylindriques pour réduire la vitesse de l'arbre menant de* 200 *à* 100 *tours. La puissance transmise étant de* 6 *chevaux, quelles sont les dimensions à donner aux engrenages supposés taillés en fonte, et de module exact ?*

a) *Calcul des diamètres :*

$$D = 2d \times \frac{n'}{n + n'} = 630^{mm} \times \frac{100}{300} = 210^{mm}.$$

$$D' = 2d \times \frac{n}{n + n'} = 630^{mm} \times \frac{200}{300} = 420^{mm}.$$

b) *Calcul du module.* — La pression sur les dents des engrenages est :

$$P = 1.432^{kg} \frac{T}{Dn} = 1.432^{kg} \times \frac{6}{0{,}21 \times 200} = 205^{kg} \text{ environ.}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'épaisseur de la dent,

$$e = 0{,}105\ \sqrt{205} = 1^{cm},5067.$$

Le module approximatif est :

$$m = \frac{2e}{\pi} = \frac{30^{mm},434}{3{,}14} = 9{,}6.$$

Le module courant le plus rapproché de 9,6 qui soit diviseur de $210 = 2 \times 3 \times 5 \times 7$ et de $420 = 2^2 \times 3 \times 5 \times 7 \times$ est 10. Nous obtiendrons alors comme nombres de dents repectifs du pignon et de la roue :

$$210 : 10 = 21 \qquad \text{et} \qquad 420 : 10 = 42.$$

Le pas rectifié, $p = \pi \cdot m = 31^{mm},416$.

L'épaisseur de la dent, $e = 0{,}5p = 15^{mm},708$.

La hauteur de la tête, $h' = m = 10^{mm}$.

La hauteur du pied, $h'' = m + 0{,}05p = 11^{mm},57$.

La hauteur totale, $h = 21^{mm},57$.

La longueur de la dent est : $10m = 100$.

L'épaisseur de la jante, $e = 15^{mm}$.

La largeur des bras est $4e = 62^{mm}$ vers la jante, $5e = 78^{mm}$ vers le moyeu.

La largeur du moyeu est : $1{,}25l = 125^{mm}$.

II. *On demande d'établir, entre deux arbres parallèles tournant respectivement à* 60 *et* 180 *tours par minute, un couple d'engrenages devant transmettre un travail régulier de* 80 *chevaux, la distance entre les deux arbres étant de* $1^m,20$.

a) *Calcul des diamètres.* — En opérant comme précédemment, on trouverait pour le pignon $D = 600^{mm}$, pour la roue $D' = 1.800^{mm}$.

b) *Détermination du module.* — L'effort tangentiel commun transmis aux engrenages :

$$P = 1.432\ \frac{80}{0{,}60 \times 180} = 1.062^{kg}.$$

En prenant comme résistance pratique du métal 2^{kg} par millimètre carré, ce que l'on nomme encore le *coefficient de fatigue* du métal,

$$m = \frac{2e}{\pi} = \frac{2\sqrt{(1{,}32 : 2) \times 1.062}}{\pi} = 16{,}9.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Comme $600 = 2^3 \times 3 \times 5^2$ et $1.800 = 2^3 \times 3^2 \times 5^2$, les diviseurs communs les plus voisins de 16,9 sont 15 et 20.

Avec le module 15, le pignon aurait $\frac{600}{15} = 40$ dents, la roue $\frac{1.800}{15} = 120$ dents, les dents seraient plutôt faibles ainsi; en les faisant à chevrons de résistance relative plus forte, on peut adopter ce module 15.

Avec le module 20, le pignon aurait $\frac{600}{20} = 30$ dents et la roue 90 dents ; les dents seraient trop fortes, le poids des engrenages (pignons, 220^{kg} ; roue, 821^{kg}, 1.041^{kg}, est trop grand, leur prix serait trop élevé. Il est préférable de chercher une autre combinaison en choisissant des modules courants plus proches de 16,9.

En prenant le module 18, le pignon aura $600 : 18 = 33{,}3$ dents, soit pratiquement 33 dents, et la roue $1.800 : 18 = 100$ dents. Le diamètre primitif du pignon sera :

$$18 \times 33 = 594^{mm},$$

celui de la roue :

$$18 \times 100 = 1.800^{mm};$$

la distance des centres égale :

$$(1.800 + 594) : 2 = 1.197^{mm},$$

soit 3^{mm} de moins que la distance donnée des axes, ce qui est presque toujours admissible; le rapport de vitesse est 0,33 au lieu de $\frac{1}{3}$.

En adoptant le module 16, le pignon aura $\frac{600}{16} = 37{,}5$ dents, soit 37 pratiquement, la roue 113, les diamètres primitifs seront :

$$16 \times 37 = 592^{mm} \quad \text{et} \quad 16 \times 113 = 1.808^{mm},$$

la distance des centres $1^m{,}20$, celle qui est demandée; la roue ne fera plus que :

$$180 \times \frac{37}{113} = 58^t{,}9$$

au lieu de 60 fixé.

Cette différence insignifiante permet d'adopter cette combinaison.

Ces deux dernières combinaisons sont plus avantageuses que le module 20.

Avec le module 18, la transmission pèserait (poids des engrenages de M. Piat) :

Pignon.....	173^{kg}	897^{kg}.
Roue.....	724^{kg}	

Avec le module 16 :

Pignon.....	140^{kg}	950^{kg}.
Roue.....	810^{kg}	

Le module étant arrêté, les autres dimensions des engrenages se calculeraient comme précédemment.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5. Tracé des profils. — Conditions qu'ils doivent remplir. — 1° Les dents doivent généralement porter le *même profil* des deux côtés pour pouvoir tourner dans les deux sens. Dans certains métiers à tisser (Northrop par exemple), la rotation étant toujours de même sens, comme il n'y a qu'un profil agissant, la dent n'est pas symétrique;

2° Les profils de deux dents en contact doivent être *tangents*, sans quoi l'une tendrait à pénétrer dans l'autre; elles s'useraient toutes deux jusqu'à la tangence obtenue. C'est pourquoi on les rode en les faisant tourner avant de les livrer;

3° Le roulement étant une série de *rotations instantanées* autour du point de contact des deux corps, pour que les profils assurent le roulement exact des circonférences primitives l'une sur l'autre, il faut que *la normale commune des profils* (perpendiculaire à la tangente commune du contact) *passe par le point de contact des circonférences primitives.*

Les courbes choisies pour les profils devront satisfaire à cette condition. Ce sont la développante de cercle, les cycloïde, épicycloïde et hypocycloïde, les courbes enveloppes.

6. Tracé à développante. — *a*) **Définition de la développante de cercle.** — C'est la courbe engendrée (*fig.* 3) par un point A d'une droite $x'x$ qui roule sur un cercle en lui restant constamment tangente. En enroulant une ficelle sur un cylindre, la déroulant ensuite et la tendant fortement, son extrémité A décrit une développante de cercle.

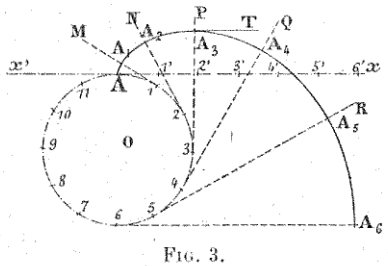


FIG. 3.

b) **Construction.** — Après avoir partagé la circonférence O en un certain nombre de parties égales, par les points de division A, 1, 2, 3, 4, ..., on lui mène des tangentes Ax, 1M, 2N, 3P, ...

Puis, à partir de A, on porte successivement des longueurs

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A.1′, 1′.2′, 2′.3′, ..., égales à la longueur des arcs A.1, 1.2, 2.3, ... Du point 1 comme centre avec 1′A comme rayon, on décrit un arc qui coupe 1M en A_1 ; de 2 comme centre avec 2′A comme rayon, on décrit un autre arc qui coupe 2N en A_2, etc. On joint d'un trait continu les points A, A_1, A_2, ...

c) **Propriété.** — La tangente à la courbe en un point quelconque A_3 est la perpendiculaire A_3T à la tangente A_33 à la circonférence qui est la normale de la courbe. Toutes les normales sont tangentes à la circonférence développée.

d) **Tracé du profil d'une dent.** — Avec ce profil on adopte généralement la notation diamétrale, la hauteur de la tête $h' = m$, celle du pied de la dent $h'' = m + \frac{p}{20} = 1{,}15m$. On décrit la circonférence primitive de centre O et de rayon R (*fig.* 4), la circonférence d'échanfrinement de même centre, de rayon $R_1 = R + m$ et celle d'évidement de rayon $R_2 = R - 1{,}15m$.

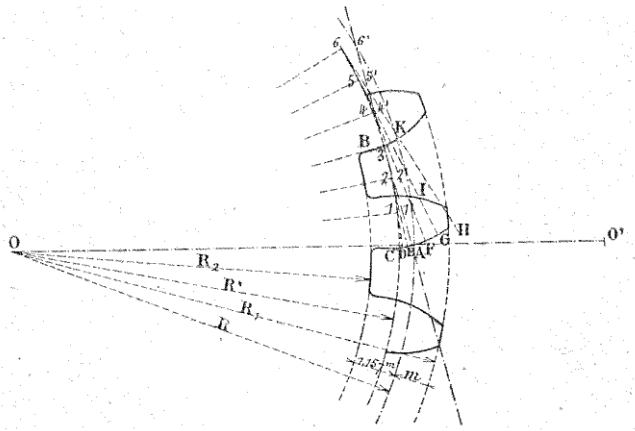


FIG. 4.

On prend comme **ligne de poussée** Ax faisant un angle de 75° avec OO′ pour des modules inférieurs à 12, de 70° pour des modules supérieurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La circonférence de rayon R′ tangente en B à Ax est celle que l'on développe pour obtenir le profil de la dent. La droite Ax roulant sans glissement sur cette circonférence, on cherche le point C de celle-ci qui coïncidera avec le point A de la droite. A cet effet, on partage BA en un nombre exact de parties égales assez petites, et on porte ces dernières sur la circonférence développée, on obtient ainsi le point C.

On trace ensuite comme sur la figure l'arc de développante CH et on le raccorde avec la circonférence d'évidement par un congé.

On porte le pas avec AK $= \pi m$ sur la circonférence primitive et, en K, on reproduit le profil CH pour la dent voisine ; en I, milieu de K, on porte également le profil CH, mais en le retournant. On se sert d'un *gabarit* pour cette opération.

7. Tracé épicycloïdal. — *a*) **Définitions de l'épicycloïde et de l'hypocycloïde.** — La première de ces courbes est une **roulette** engendrée par un point d'une circonférence O_1 appelée **roulante** extérieure à une autre circonférence O appelée **base**, sur laquelle elle roule sans glissement. L'hypocycloïde est une roulette de même nature ; mais la roulante O_2 est intérieure à la base O.

b) **Constructions.** — Prendre sur la base un arc AB dont la longueur est égale à celle de la roulante O_1 ou O_2 :

$$AB = 2\pi R \frac{n}{360} = 2\pi R_1 \qquad \text{ou} \qquad 2\pi R_2 ;$$

$$n^\circ = 360 \times \frac{R_1}{R} \qquad \text{ou} \qquad 360 \times \frac{R_2}{R}.$$

Partager l'arc AB et la circonférence O_1 ou O_2 en un même nombre de parties égales, 12 par exemple, et numéroter les points de division (*fig.* 5).

Tracer les circonférences de centre O passant par 1′, 2′, 3′, 4′, ..., 12′. De 1, 2, 3, 4, ..., 12 comme centres, avec les cordes 1′A, 2′A, 3′A, ..., 12′A comme rayons, décrire des arcs qui coupent successivement en C, D, E, F, ..., B les circonférences

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

passant par 1′, 2′, 3′, ..., 12′ ; joindre d'un trait continu les points C, D, E, F, ..., B.

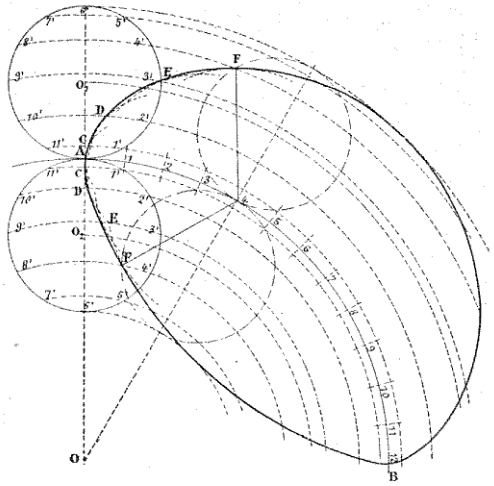


Fig. 5.

c) **Propriété.** — *La normale en un point quelconque* F *passe par le point de contact* 4 *de la base avec la roulante* dans sa position fournissant le point F. La tangente FT à la courbe est perpendiculaire à la normale F-4. Deux profils tracés avec la même roulante auront donc leur normale commune qui passera par le point de contact des deux bases circonférences primitives des deux engrenages.

d) **Tracé du profil de deux roues conjuguées O et O′.** — La roulante C engendre en roulant sur O une hypocycloïde qui constitue le *flanc* du pignon, en roulant sur la circonférence O′A une épicycloïde *face* de la roue O′ (*fig.* 6).

La roulante C engendre de même le flanc de la roue et la face du pignon. Les profils sont limités par les circonférences d'échanfrinement et d'évidement.

En choisissant comme diamètres des roulantes C et C′ les rayons des deux bases O, O′, les hypocycloïdes engendrées

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sont des rayons OA et O'A ; les flancs du pignon et de la roue sont alors **rectilignes et convergents.**

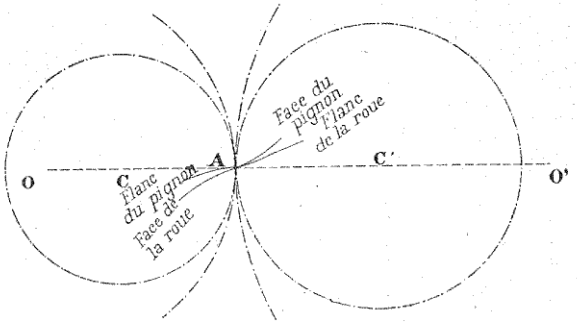


FIG. 6.

La figure 7 représente ce tracé, pour une **conduite un pas avant, un pas arrière de la ligne des centres.**

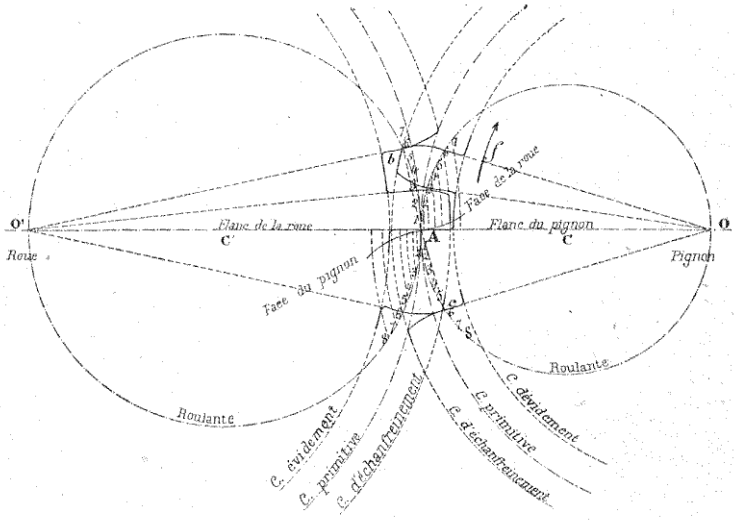


FIG. 7.

Pour assurer cette conduite, il faut limiter les profils de la façon suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Supposant le pignon menant et tournant dans le sens de la flèche *f*, la face de la dent au-dessus de la ligne des centres doit attaquer le flanc de la dent de la roue, les deux profils cycloïdaux au point de contact doivent être tangents, la normale passer par A ; le pied *b* de la perpendiculaire abaissée de A sur le flanc rectiligne de la roue limite donc le profil, la circonférence de rayon O*b* est la circonférence d'échanfrinement du pignon.

Une circonférence presque tangente distante de $\frac{1}{20}$ pas du centre O est la circonférence d'évidement de la roue.

Pour limiter la roue, noter le pied *c* de la normale abaissée de A sur le flanc du pignon et décrire de O′, comme centre, avec O′*c* comme rayon, la circonférence d'échanfrinement.

8. Denture à flancs rectilignes divergents. — Tracé Poncelet. — Les flancs sont déterminés par des droites divergentes tangentes à une circonférence concentrique intérieure à O dont le rayon varie de $\frac{1}{6}$ à $\frac{1}{10}$ de R.

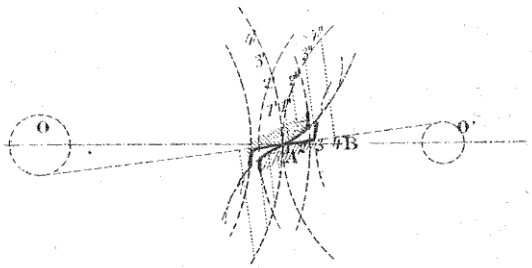


FIG. 8.

Pour obtenir la face de la roue O, considérer le flanc AB de la roue O′ ; à partir de A, porter sur la circonférence O′ des arcs égaux numérotés 1″, 2″, 3″, 4″, ... ; porter sur la circonférence O des arcs de même longueur que les précédents numérotés 1′, 2′, 3′, ...; puis abaisser de 1″, 2″, 3″, 4″... les perpendiculaires 1″1, 2″2, 3″3, 4″4, ... sur le flanc AB. Enfin, de 1′, 2′, 3′, ... comme centres, avec 1″.1, 2″.2, 3″.3, ... comme rayons, décrire des arcs que l'on **enveloppe** d'une courbe continue qui constitue la face cherchée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

9. Tracé Willis par un arc de cercle. — C'est un tracé approché. Pour l'obtenir, mener xAy inclinée à 75° sur la ligne des centres ; abaisser de O, O′ les perpendiculaires sur cette droite ; les pieds C et C′ de ces perpendiculaires sont les centres des arcs passant par A (*fig.* 9). Ces arcs sont limités comme précédemment.

Tous ces tracés s'appliquent aux engrenages intérieurs.

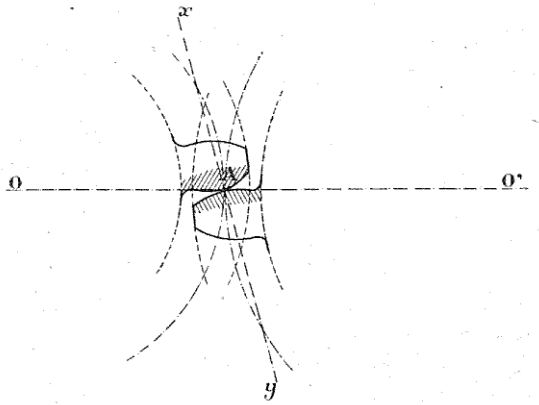


FIG. 9.

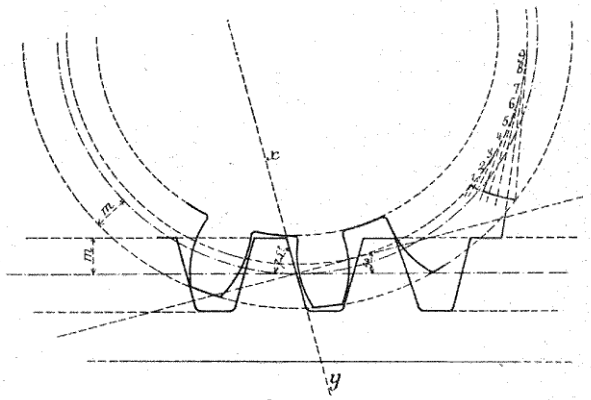


FIG. 10.

10. Pignon et crémaillère. — Ce dispositif peut être

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

considéré comme un cas particulier des engrenages extérieurs. En effet l'arc de cercle dont le rayon va sans cesse en augmentant se rapproche de plus en plus de la ligne droite avec laquelle il se confondrait si son rayon était infini. On obtient alors des droites primitive, d'échanfrinement, d'évidement.

Cette fois encore on peut appliquer les différents profils par développante, épicycloïde, ... etc. Il faut cependant remarquer que l'arc de développante relatif à la crémaillère devient une droite perpendiculaire à la droite xy (*fig.* 10). L'épicycloïde et l'hypocycloïde se transforment en cycloïde.

11. Cycloïde. — *a*) **Définition.** — C'est une roulette engendrée par un point d'une circonférence O (roulante) roulant sans glissement sur une droite fixe de son plan appelée base Ax.

Un point de la jante de la roue d'une voiture décrit des cycloïdes pendant le roulement du véhicule sur le sol.

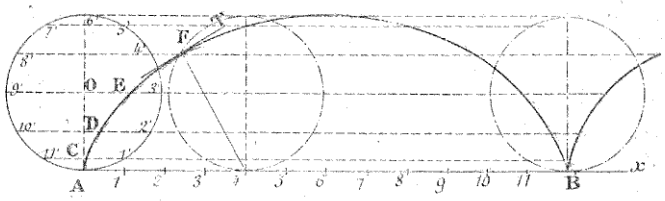


FIG. 11.

b) **Tracé.** — Prendre sur Ax un segment AB = 2πR. Partager la circonférence et ce segment AB en un même nombre de parties égales; numéroter; mener par 1′, 2′, 3′, ... les parallèles à la base AB. De 1, 2, ...comme centres, avec les cordes 1′A, 2′A, ... comme rayons, décrire des arcs qui coupent successivement en C, D, E, F, ... les parallèles menées par 1′, 2′, ... Joindre d'un trait continu les points C, D, E, ...

c) **Propriété.** — *La normale à la courbe au point* F *passe par le point de contact* 4 *de la base avec la roulante* dans la position donnant le point F. La tangente FT est perpendiculaire à la normale F. 4. Deux profils cycloïdaux obtenus avec la même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

roulante auront donc une normale commune issue de leur point de tangence qui passera par le point de contact de la circonférence primitive du pignon avec la ligne primitive de la crémaillère.

12. Comparaison des différents tracés. — Le profil à **développante** est le plus employé parce que :

1° Son tracé est facile et que les machines automatiques à tailler les dents donnent *mécaniquement* ce profil;

2° La forme des dents se rapprochant de la forme *parabolique* permet une bonne résistance à la flexion ;

3° *Toutes les roues ayant même module engrènent entre elles* puisqu'on adopte la même ligne de poussée ; on peut alors se procurer facilement des *roues de rechange ;*

4° Elles se conduisent bien, malgré de légères variations dans la distance des centres ; elles fatiguent très peu les arbres et les paliers.

Par contre on ne peut descendre au-dessous de 12 dents pour le pignon, car, pour les petits diamètres, la dent devient très pointue, ce qui peut entraîner *l'arc-boutement* dans la conduite.

Le profil **cycloïdal,** dont le tracé est plus compliqué, offre en outre moins de résistance, la dent étant étranglée à la base. Le tracé d'une *série* peut être obtenu en prenant une roulante unique, c'est généralement la circonférence ayant pour diamètre le rayon de la plus petite roue de la série. Ce pignon est alors à flancs rectilignes, son nombre de dents peut facilement être abaissé à 10. Mais on ne peut sortir des séries dans les applications, une roue quelconque n'engrenant pas avec une autre.

De plus, les dents tendent à écarter les arbres sur lesquels sont montées les roues, ce qui fatigue beaucoup les paliers. Par contre, l'usure des dents est faible.

Le tracé **Poncelet** donnant des flancs divergents, par suite des dents très fortes à la racine, très résistantes, se recommande pour la transmission de *grands efforts*, mais il ne permet pas d'obtenir des roues de série.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Celui de **Willis** offre avec moins d'intensité les qualités du profil à développante; le tracé est plus simple; mais moins exact.

III. — Engrenages elliptiques

Au lieu d'employer des roues circulaires de friction, on peut utiliser des roues elliptiques ; en les armant de dents, on obtient des engrenages elliptiques.

13. Fonctionnement. — Supposons les deux ellipses primitives égales, les deux engrenages tournent autour de leurs **foyers** F et F_1 dont la distance est égale à $2a$, **grand axe** de l'ellipse. Pour montrer que pendant la rotation les deux ellipses primitives roulant sans glissement sont toujours

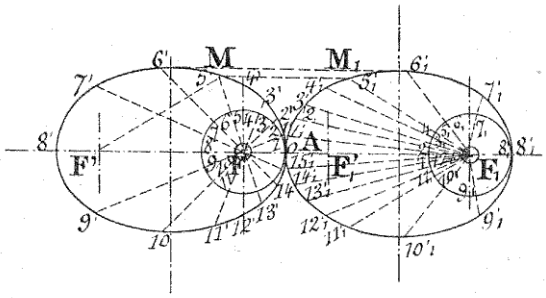


FIG. 12.

en contact sur la ligne des centres FF_1, considérons deux points M et M_1 symétriques par rapport à la tangente au sommet A, les arcs AM et AM_1 sont égaux par symétrie, donc M et M_1 viendront ensemble sur la ligne des centres et se toucheront, car la somme des **rayons vecteurs**

$$FM + M_1F_1 = FM + MF' = 2a = FF_1.$$

14. Rapport des vitesses. — A chaque instant le rapport des vitesses angulaires est égal au rapport inverse des rayons vecteurs qui sont en contact; il varie donc constamment. En supposant l'arbre menant F tournant uniformément dans le sens de la flèche *f*, la vitesse angulaire ω_1 de l'arbre mené F, minima dans la position de la figure $\omega_{1\min} = \omega \dfrac{F_1A}{FA}$, s'accélère pour atteindre sa plus grande valeur après un demi-tour de F, $\omega_{1\max} = \omega \dfrac{FA}{F_1A}$; elle diminue ensuite progressivement pendant le second demi-tour de F pour reprendre sa valeur minima. Le mouvement de rotation de F' est donc périodique.

On peut comparer les vitesses angulaires de la façon suivante :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On décrit une circonférence de centre F et de rayon quelconque en 16 parties égales ; par les points de division 0, 1, 2, ..., 15, on mène des rayons que l'on prolonge jusqu'à leur rencontre avec l'ellipse primitive ; ces points de rencontre 0′, 1′, 2′, 3′, ..., 15′ et leurs symétriques de l'ellipse F_1 viendront en contact sur la ligne des centres FF_1 respectivement après 0, $\frac{1}{16}$, $\frac{2}{16}$, $\frac{3}{16}$, ⋯, $\frac{15}{16}$ de tour de F.

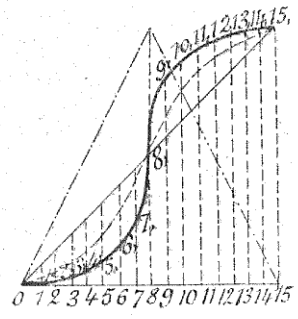
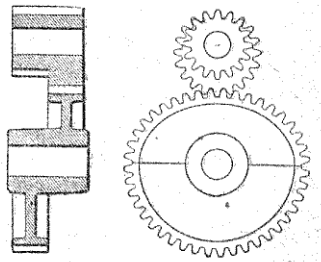


FIG. 13.

On décrit ensuite de F_1 comme centre une circonférence égale à la précédente ; on obtient, en notant ses intersections avec les vecteurs $F_1O'_1$, $F_1 1'_1$, $F_1 2'_1$, ..., les arcs $0_1 1_1$, $1_1 2$, ..., $15_1 0_1$ proportionnels aux angles parcourus pendant le premier, le deuxième, le seizième, de tour de F. On construit les courbes des espaces des mobiles parcourant ces circonférences égales et on a la figure ci-contre.

On voit que le mouvement de F_1 s'accélère très lentement pendant les cinq premiers seizièmes de la rotation uniforme de F, très rapidement durant trois seizièmes suivants, diminue ensuite très rapidement pendant les trois seizièmes suivants et très lentement, durant les cinq derniers seizièmes. En résumé, le mouvement est lent pendant $\frac{10}{16} = \frac{5}{8}$ de la rotation et rapide pendant les $\frac{3}{8}$ restants.

Usages. — Dans les métiers à tisser la soie, M. Revollier accélère la formation de la **marchure** par des roues semblables à celles que nous venons d'étudier : l'une calée sur l'arbre principal actionne l'autre qui porte le bouton de commande de l'**anguille.** Le **pivot de trame** tourne d'un mouvement uniforme, l'anguille est soulevée pendant un quart de tour de l'arbre et lentement durant le quart suivant, de telle sorte que la marchure est presque complètement fermée quand la navette pénètre dans la chaine et qu'elle reste suffisamment ouverte pendant tout le temps du passage de la navette.


FIG. 14 et 15.

M. Piat a créé un système de pignons droits et roue demi-circulaire, demi-elliptique pour mouvements **de retour rapide** (*fig.* 15). En supposant la rotation du pignon uniforme, le plus petit pignon attaquant la demi-roue cylindrique, celle-ci tourne lentement et régulièrement, cette période correspond au travail de l'outil. Quand la première roue elliptique est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

commandée par le plus grand pignon, la vitesse angulaire de la roue augmente progressivement pour diminuer ensuite et atteindre la vitesse uniforme de la roue cylindrique. C'est la période de retour rapide, le second demi-tour s'effectuant plus rapidement que le premier.

IV. — Engrenages coniques

15. Tracé des engrenages coniques. — L'avant et

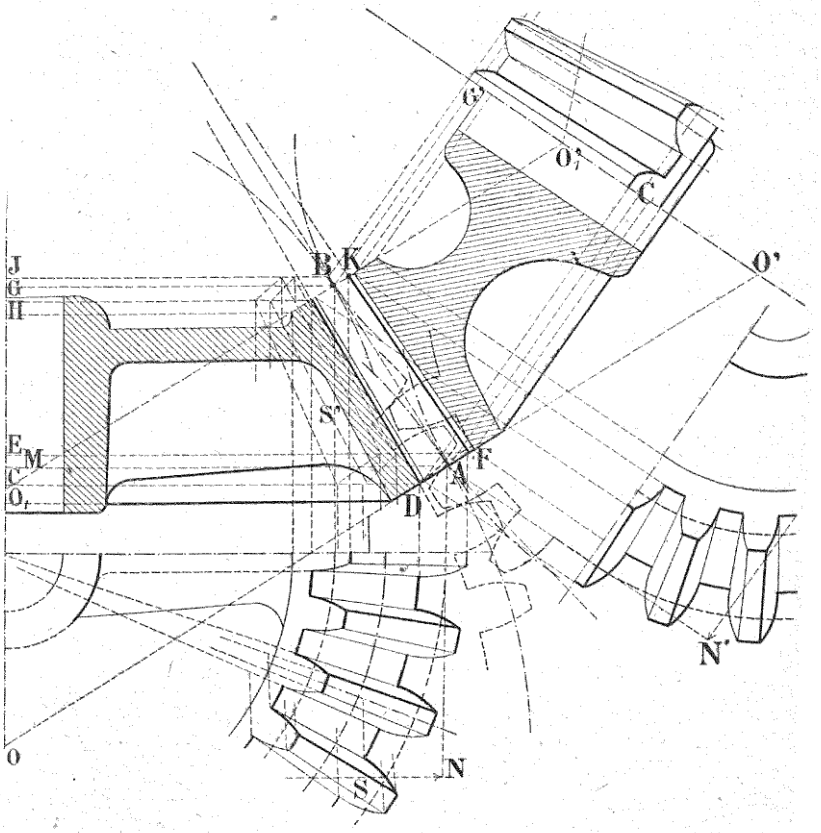


FIG. 16.

l'arrière des engrenages coniques sont terminés par des cônes

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de tête intérieurs ou extérieurs normaux aux surfaces coniques primitives. On développe les cônes de tête extérieurs des couples d'engrenage, les circonférences intersections de ces cônes avec les cônes primitifs deviennent des arcs de cercle tangents que l'on considère comme les circonférences primitives d'un couple d'engrenages cylindriques, on trace les profils comme pour ces derniers et, en les appliquant sur les cônes de tête extérieurs, on obtient les profils des dents sur ces cônes. Pour déterminer les surfaces coniques agissantes faces et flancs des dents, il suffit de mener les génératrices s'appuyant sur les profils tracés et aboutissant au sommet commun des deux cônes.

La figure 16 représente ce tracé. On décrit les arcs de rayon OA et O'A sur lesquels on trace le profil à développante des dents. En projection horizontale, les dents sont limitées par des circonférences de rayon CD et EF sur le cône de tête extérieur et HI, JK sur le cône de tête intérieur. On porte le pas et l'épaisseur de la dent sur la circonférence primitive de rayon AM, la largeur au sommet et à la racine donnée par le tracé sur les circonférences de rayon EF et CD. Pour obtenir la projection verticale d'une dent, il suffit de rappeler les points de la projection horizontale sur les droites projections verticales des circonférences correspondantes, comme il est procédé pour la dent S, S'.

V. — Engrenages hélicoïdaux

16. Définition. — Ce sont des engrenages différant des engrenages à denture droite en ce que les surfaces de roulement : faces et flancs des dents, tout en conservant le même profil, sont inclinées en hélice au lieu d'être droites. Une vis à pas très grand, à filets multiples, coupée en tranches de largeur égale à celle des engrenages, fournira des engrenages hélicoïdaux dont le nombre de dents est égal au nombre de filets de la vis. On suppose naturellement que le profil de filet est celui obtenu par des tracés d'engrenages.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Inclinaison de l'hélice. — C'est l'angle de l'hélice avec la génératrice du cylindre compté sur le cylindre primitif.

Pas apparent. — Il est mesuré sur la section circulaire primitive de l'engrenage.

Pas réel. — Il est mesuré perpendiculairement à l'hélice sur la circonférence intersection du cylindre primitif et du plan normal à l'hélice.

Si α est l'angle d'inclinaison de l'hélice, on a :

$$p_r = p_a \times \cos\alpha.$$

Module apparent :

$$m_a = \frac{p_a}{\pi} = \frac{\pi D}{\pi N} = \frac{D}{N}.$$

C'est le diamètre primitif divisé par le nombre de dents.

Module réel :

$$m_r = \frac{p_r}{\pi} = \frac{p_a \cos\alpha}{\pi} = m_a \cos\alpha.$$

C'est le produit du module apparent par le cosinus de l'angle d'inclinaison de l'hélice. Ce module réel indique le diamètre de la fraise à employer pour la taille, c'est par suite lui qui doit être un **module normal.**

17. Classification. — Nous distinguerons :

1° *Les engrenages hélicoïdaux à axes parallèles;*

2° *Les engrenages hélicoïdaux à axes non parallèles ;*

3° *Les engrenages hélicoïdaux à vis sans fin*,

puis en nous plaçant à un autre point de vue :

a) Les engrenages à *simple denture hélicoïdale ;*

b) Les engrenages à *double denture hélicoïdale* dits à *chevrons.*

18. Engrenages hélicoïdaux à axes parallèles. — *Calcul des diamètres.* — Le diamètre primitif est égal au module apparent multiplié par le nombre de dents :

$$D = m_a \times N.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La hauteur de la tête de la dent égale le module réel.

La hauteur de la racine égale :

$$m_r + \frac{p_r}{20} = 1{,}157 m_r.$$

Le diamètre extérieur ou d'échanfrinement est par suite égal à $D + 2m_r$.

Application. — *Calculer les diamètres primitif et extérieur d'un engrenage de* 30 *dents, module réel* 4, *inclinaison de l'hélice* 20°.

$$m_a = \frac{m_r}{\cos \alpha} = \frac{4}{\cos 20^\circ} = \frac{4}{0{,}94} = 4{,}256.$$

Diamètre primitif :

$$D = 4{,}256 \times 30 = 127^{mm},68.$$

Diamètre extérieur :

$$D_1 = 127^{mm},68 + 4^{mm} \times 2 = 135^{mm},68.$$

Pour la marche de deux engrenages hélicoïdaux à axes parallèles, les modules réels doivent être les mêmes, les angles d'inclinaison des hélices égaux et de sens contraires. Il en résulte que les modules apparents sont aussi égaux.

Pour obtenir le cosinus de l'inclinaison d'un couple d'engrenages hélicoïdaux, il suffit donc de diviser le module réel commun par le module apparent commun :

$$\cos \alpha = \frac{m_r}{m_a}.$$

Application. — *Déterminer l'inclinaison de l'hélice de deux engrenages de* 25 *et* 45 *dents dont la distance des axes est de* 30^{cm}.

$$m_a = \frac{600}{25 + 45} = \frac{600}{70} = 8{,}571.$$

Prenons comme module réel 8,

$$\cos \alpha = \frac{8}{8{,}574} = 0{,}9333.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Consultons la table de Dupuis, nous trouvons, page 150 :

$$0{,}934 = \cos 21°, \qquad D = 4,$$
$$\frac{30' \times 67}{400} = 5' \text{ environ.}$$

Donc :

$$0{,}9333 = \cos 21°\,5'.$$

L'angle cherché est 21° 5′.

19. **Engrenages hélicoïdaux à axes non parallèles** (*fig.* 17). — Dans ce cas, la somme des angles d'inclinaison doit être égale à l'angle des axes. Comme les modules réels doivent encore être les mêmes, si les angles d'inclinaison α et α' des deux engrenages, dont la somme $\alpha + \alpha' = \beta$ (angle des deux axes), ne sont pas égaux, les modules apparents ne sont pas égaux :

$$m_a = m_r \cos\alpha \neq m_r \cos\alpha' = m'_a.$$

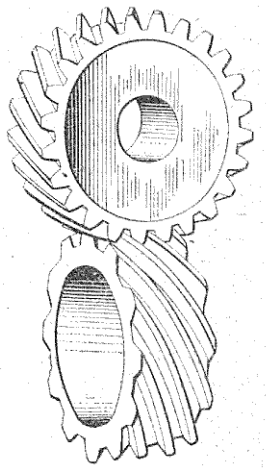


FIG. 17.

Les diamètres primitifs, comme dans le cas précédent, sont égaux au produit du module apparent par le nombre de dents. Ici, ils ne sont donc généralement pas proportionnels à leurs nombres de dents. Le rapport des vitesses des arbres est égal au rapport inverse du nombre de dents, mais non des diamètres primitifs des engrenages.

Dans le cas particulier où les axes sont rectangulaires $\beta = 90°$, $\cos\alpha' = \sin\alpha$,

$$D = m_r \times \cos\alpha \times N,$$
$$D' = m_r \times \sin\alpha \times N',$$

par suite on tire :

$$\frac{D'}{D} = \frac{N'}{N} \operatorname{tang}\alpha.$$

Les diamètres primitifs ne sont proportionnels au nombre de dents qu'autant que $\operatorname{tang}\alpha = 1$, soit $\alpha = 45°$.

20. Roue à denture hélicoïdale et vis sans fin. — C'est le cas particulier de deux engrenages hélicoïdaux à axes rectangulaires, où le pignon de diamètre réduit ne présente qu'une, deux ou trois dents ; l'inclinaison de l'hélice est alors très grande par rapport à l'axe ; les dents, au lieu d'être des por-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tions d'hélices, ne forment plus qu'un, deux ou trois filets continus constituant la vis sans fin. En comptant l'angle d'inclinaison de la vis par rapport à une section droite du cylindre et en prenant toujours l'angle de la roue par rapport à une génératrice, les deux angles d'inclinaison de l'hélice de la vis et de la roue se conduisant sont égaux.

Dans les séries au pas diamétral, le module réel doit être le même pour la vis et la roue. Si on prend, comme le font MM. Malicet et Blin, pour diamètre primitif de la vis 9 fois ou 16 fois son module réel, il est facile de déterminer l'inclinaison à donner à la denture. L'inclinaison de l'hélice de la vis,

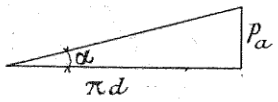


FIG. 18.

$$\tan\alpha = \frac{p_a}{\pi d}$$

ou :

$$\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} = \frac{\pi m_a}{\pi d} = \frac{\pi m_r}{\pi d\cos\alpha} \quad \text{et} \quad \sin\alpha = \frac{m_r}{d}.$$

Si on fait $d = 9m_r$,

$$\sin\alpha = \frac{1}{9} = 0{,}111\ldots, \qquad \alpha = 6°23'.$$

Pour $d = 16m_r$,

$$\sin\alpha = \frac{1}{16}\ 0{,}625, \qquad \alpha = 3°35'.$$

Le diamètre extérieur de la vis égale $11m$ ou $18m$.

M. Piat n'adopte pas la notation diamétrale, qui ne donne pas un pas exact $p = \pi m$; l'inclinaison du filet est donnée par $\tan\alpha = \frac{p}{\pi d}$, p étant le pas de la vis.

Pour le tracé, on décrit le profil d'une crémaillère de pas égal au pas apparent de la vis $p_a = \frac{\pi m_r}{\cos\alpha}$, on fait passer par ce profil une surface hélicoïdale d'inclinaison égale à celle trouvée par le calcul. La roue peut être à denture droite cylindrique, à denture creuse pour augmenter le contact avec la vis.

M. Piat a créé récemment des **vis à filets convergents ou globiques**, qui enveloppent les roues sur une grande portion de sa circonférence, les filets convergent au centre, la pression est répartie sur un plus grand nombre de dents, ce qui permet de transmettre sans crainte de rupture de très grands efforts.

21. Denture hélicoïdale simple. — Elle présente sur la denture droite, l'avantage d'une conduite plus douce et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

plus continue (le contact ayant lieu sur une plus grande longueur) et d'une résistance des dents plus forte.

Par contre, elle détermine un frottement important des dents, ce qui entraîne la nécessité d'un graissage parfait et continu; de plus, l'effort N transmis normalement à la dent engendre une poussée longitudinale L sur les arbres qu'il faut équilibrer par des embases ou des butées à billes. On peut encore, comme dans les **harnais** de tour, disposer sur le même arbre deux engrenages hélicoïdaux d'inclinaison inverse dont les poussées axiales contraires se détruisent. Ces roues hélicoïdales évitent le **pignonnage** sur les pièces tournées.

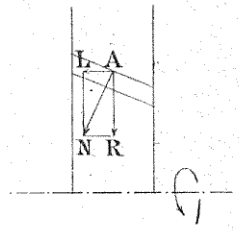


FIG. 19.

22. Denture hélicoïdale double. — Roues à chevrons. — M. A. Piat, en 1871, eut l'idée d'accoler deux engrenages à denture hélicoïde simple et inverse; il réalisa ainsi la roue à chevron qui supprime les poussées axiales précédentes : AL = A'L'. Les vis de deux roues qui se conduisent doivent être de sens inverse. Ils augmentent la résistance des dents, qui est encore accrue en complétant leur encastrement naturel au sommet par des demi-joues J sur les bords (*fig.* 21).

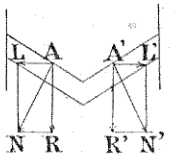


FIG. 20.

M. Piat les livre ainsi brutes de fonderie en fonte, bronze ou acier moulé, après les avoir rodées au préalable pour assurer un roulement parfait. Ils sont employés avec succès pour les grands efforts ou les grandes vitesses ; mais leur exécution et leur montage doivent être irréprochables pour que les pointes des vés ne se heurtent pas.

On peut réaliser ces roues à chevrons taillés en assemblant par des boulons ou des rivets deux demi-roues hélicoïdales ordinaires à dents inclinées en sens inverse. Mieux encore, on fait chevaucher les dents, c'est-à-dire que la dent hélicoïde de l'une des moitiés de la jante est placée dans l'intervalle de deux dents inclinées symétriquement de l'autre moitié. Ce sont les engrenages **Kosmos** (*fig.* 22). Leur roulement est plus doux et plus régulier qu'avec les autres engrenages ; l'exécution et le montage sont faciles

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par rapport aux engrenages à chevrons. Le rendement est très élevé. Le chevauchement permet d'obtenir un grand rapport de multiplication du couple qui peut atteindre 14. Ils conviennent donc admirablement pour les grandes vitesses comme multiplicateurs ou réducteurs de vitesse : commande des machines

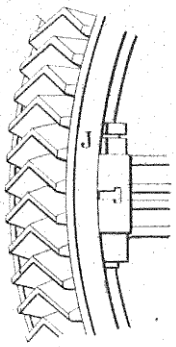


Fig. 21.

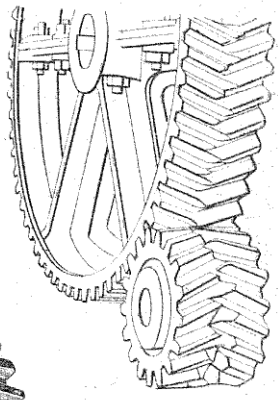


Fig. 22.

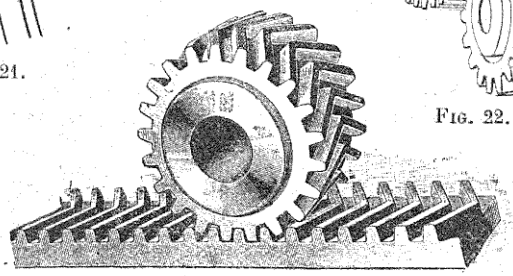


Fig. 23.

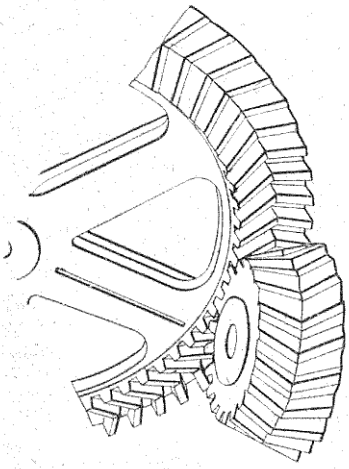


Fig. 24.

électriques, des machines-outils, des tramways électriques, des bateaux automobiles. Quoique entièrement métallique leur marche est très silencieuse.

La denture à chevron est aussi appliquée aux crémaillères et pignons dentés (*fig.* 23) ; les vis de la crémaillère sont formés par deux dents symétriques rectilignes dont l'inclinaison est celle de l'hélice du pignon, ainsi qu'aux roues d'angles.

La figure 24 représente une de ces roues coniques de précision à denture brute, à chevrons, de M. Piat.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

VI. — Applications des mouvements relatifs

23. Train épicycloïdal. — C'est un système de roues et de pignons engrenant ensemble, la plupart fous sur leurs axes montés sur un **levier porte-train** qui les *entraîne* dans un mouvement de rotation autour d'un axe fixe. Le train est **plan** quand il n'est formé que d'engrenages cylindriques il est **sphérique** quand il comprend des engrenages coniques.

24. Rapport des vitesses angulaires des roues extrêmes. — Soit le levier OA qui entraîne dans son mouvement de rotation de vitesse angulaire ω_e autour de l'axe O, les axes fous sur lesquels sont montées les roues du train que nous désignerons par leurs nombres de dents.

N libre sur l'axe O ;

N'_1 et N_1, pignon et roue solidaires de l'arbre B ;

N_2, roue intermédiaire montée sur l'arbre C ;

N′, roue montée sur l'arbre D.

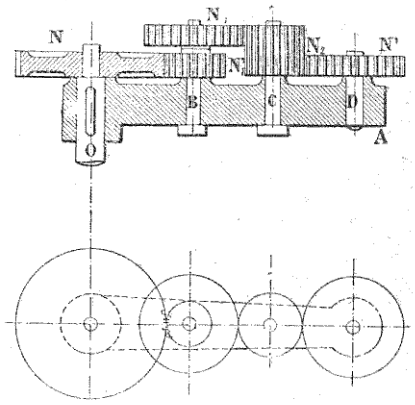


FIG. 25 et 26.

Si ω et ω' sont les vitesses angulaires *absolues* des roues extrêmes N et N′ autour de leurs axes, leurs vitesses *relativement au levier d'entraînement* sont respectivement $\omega - \omega_e$ et $\omega' - \omega_e$.

En vertu du principe d'indépendance des mouvements simultanés, le rapport des vitesses relatives ne dépend nullement de la présence du levier, il est alors égal à la *raison* de l'équipage R, rapport du produit des nombres de dents des roues menantes au produit des nombres de dents des roues

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

menées. On a donc la relation suivante due à **Willis**:

$$(1) \qquad \frac{\omega' - \omega_e}{\omega - \omega_e} = R = \frac{N \times N_1}{N_1' \times N'}.$$

Dans cette formule générale algébrique, il faut affecter la raison et les vitesses de signes convenables. La raison R est prise positive, quand les roues extrêmes tournent dans le même sens, négative quand elles tournent en sens contraire.

D'autre part, si on considère comme positif le sens de rotation du levier, ω et ω' sont affectées du signe + ou — selon qu'elle tourne dans le sens du levier ou en sens contraire.

La relation est vraie pour des trains epicycloïdaux sphériques.

25. La formule (1), qui permet de calculer l'une des trois vitesses ω, ω', ω_e en fonction des deux autres et de la raison de l'équipage, se simplifie dans deux cas particuliers:

1° *Quand la première roue est fixe;* alors $\omega = 0$, la relation devient

$$\frac{\omega' - \omega_e}{-\omega_e} = R, \qquad \text{d'où} \qquad \omega' = \omega_e (1 - R);$$

on obtient un mouvement très lent de la dernière roue en combinant une raison voisine de l'unité ;

2° *Quand la dernière roue de l'équipage ne tourne pas sur son axe*, alors $\omega' = 0$, la relation (1) se transforme en

$$R = \frac{-\omega_e}{\omega - \omega_e}, \qquad \text{d'où} \qquad \omega_e = \omega \frac{R}{R - 1},$$

et

$$\omega = \omega_e \left(1 - \frac{1}{R}\right).$$

En adoptant une raison proche de 1, on obtient une rotation très lente de la première roue.

26. Applications. — Ces propriétés bizarres des trains épicycloïdaux ont trouvé des applications dans les compteurs

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de tours à *roues différentielles*, dans le mouvement différentiel des automobiles et dans quelques cas spéciaux de transmission de mouvement.

27. Roue planétaire de Watt. — Dans sa machine à balancier, Watt, ne pouvant utiliser le système bielle-manivelle déjà breveté, imagine le dispositif ci-contre. La bielle, articulée en B à l'extrémité d'un balancier, porte en A une roue dentée N′ qui fait corps avec elle et engrène avec une roue dentée N calée sur l'arbre O à conduire ; la manivelle OA est le bras de rotation qui assure l'engrènement continu des deux roues.

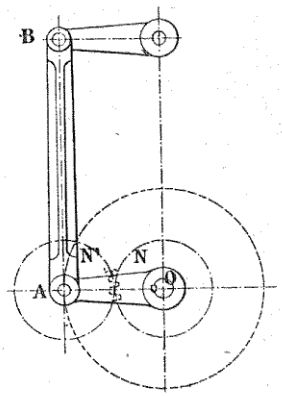


FIG. 27.

En supposant les roues égales, $N = N'$, comme elles tournent en sens inverse, $R = -1$, la formule de Willis devient :

$$-1 = \frac{-\omega_e}{\omega - \omega_e},$$

puisque $\omega' = 0$; par suite $\omega = 2\omega_e$.

Un tour de la manivelle OA *entraîne donc deux tours de la roue* N *et de l'arbre* O.

28. Pignon valseur des manèges. — Le bras du manège OA tourne à frottement doux sur le pivot vertical O. Il porte un pignon fou sur son axe ; ce pignon valseur N_1 engrène d'une part avec une roue intérieure N fixe de même centre que le pivot, d'autre part avec une roue N′ calée sur ce pivot dont la rotation est transmise par des intermédiaires aux machines à mettre en mouvement.

Comme les deux roues extrêmes N et N′ tourneraient, sans le levier, en sens inverse à cause de l'intermédiaire N_1, la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

raison R est négative; la formule de Willis donne :

$$-\frac{N}{N'} = \frac{\omega' - \omega_e}{\omega - \omega_e} = \frac{\omega' - \omega_e}{-\omega_e},$$

puisque N est fixe. On tire :

$$\omega' = \omega_e \frac{N}{N'} + \omega_e = \omega_e \left(\frac{N}{N'} + 1\right).$$

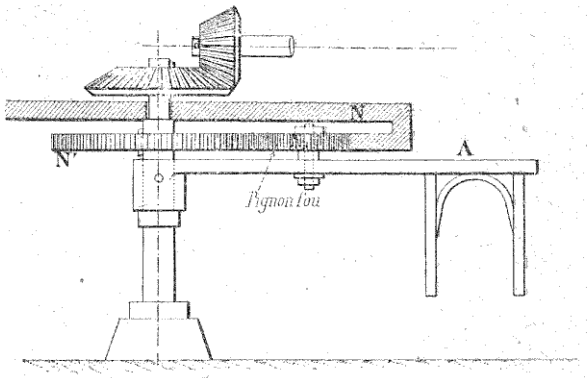


FIG. 28.

Si on fait par exemple $N = 2N'$, $\omega' = 3\omega_e$.

La vitesse de rotation du pivot est triple de celle du levier d'attelage.

29. Différentiel d'automobile. — Quand un tricycle ou une voiture automobile roule dans une courbe, les roues situées à l'extérieur de la courbe parcourent un plus grand chemin que celles de l'intérieur. Pour prévenir le patinage et l'usure considérable des pneumatiques qui en résulterait, si l'on construisait l'essieu reliant les deux roues motrices en une seule pièce, on sectionne celui-ci en deux et on leur communique le mouvement du moteur par un train d'engrenages épicycloïdaux. Ce dispositif spécial de connexion se nomme le **différentiel.**

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 29 représente un différentiel à pignons **satellites** coniques.

Les deux tronçons de l'**essieu** O, O′ sur lesquels sont montées les roues portent deux engrenages coniques N et N′ semblables calés. Les extrémités taraudées des deux tronçons reçoivent des bagues écrous B, B′ sur lesquelles tourne à frottement doux un manchon à deux **bras** A, A′, autour desquels tournent fous des pignons coniques dits **satellites** S, S′. Les extrémités des bras du croisillon pénètrent dans les trous d'une boîte ou **carter porte-train** C, C′ sur lequel est boulonné un pignon conique D attaqué directement par le moteur ou par l'arbre du changement de vitesse. Les longues douilles de la boîte maintiennent les deux tronçons de l'essieu en ligne droite.

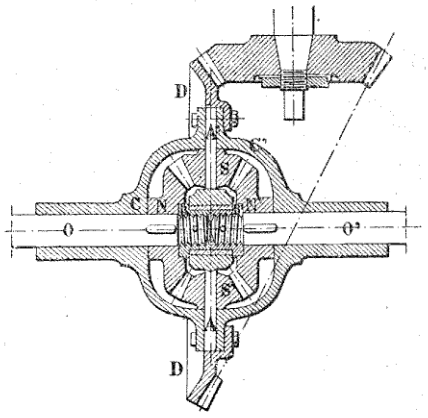


FIG. 29.

En ligne droite, les deux roues de la voiture ayant même vitesse que celle du carter porte-train, les satellites ne tournent pas autour de leur bras, ils servent simplement de blocs d'entraînement.

Dans un virage, les vitesses angulaires ω et ω' des deux tronçons sont différentes, les satellites tournent autour de leurs bras pour permettre cette différence de vitesse, tout en assurant la rotation autour de l'axe de l'essieu. Si ω_e est la vitesse d'entraînement du carter porte-train, comme les pignons extrêmes N et N′ de l'équipage tournent en sens inverse, la formule de Willis devient :

$$-1 = \frac{\omega' - \omega_e}{\omega - \omega_e},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de laquelle on tire :

$$2\omega_e = \omega + \omega' \qquad \text{et} \qquad \omega_e = \frac{\omega + \omega'}{2}.$$

La vitesse angulaire du carter porte-train doit être égale à la demi-somme des vitesses angulaires des deux roues de la voiture. Pour permettre au carter de prendre cette vitesse différentielle, il est nécessaire, dans les virages, de le rendre indépendant du moteur.

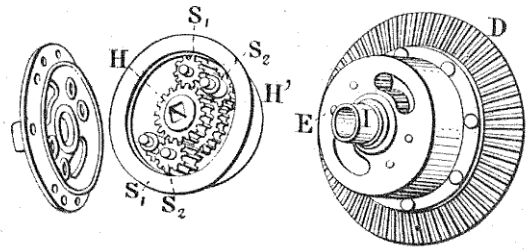


FIG. 30.

La figure 30 représente un différentiel à pignons satellites cylindriques des voitures Clément.

30. Colliers. — Une couronne de galets O′ tourne autour d'un cylindre de friction OA animé d'un mouvement de rotation uniforme ; elle entraîne dans un mouvement de rotation une roue cylindrique intérieure de rayon OB.

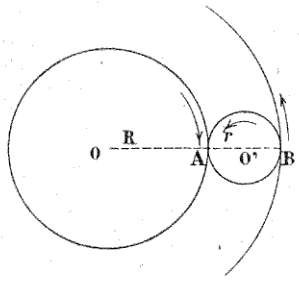


FIG. 31.

Ceci se produit, grâce à l'adhérence qui assure le roulement. Cherchons *la relation qui lie les vitesses de rotation* ω et ω' des deux roues intérieure et extérieure autour de l'axe O. Le roulement étant une série de rotations *instantanées* autour du point de contact A des corps roulants, appelons ω_1 la vitesse angulaire instantanée autour du point de contact A du galet et du cylindre OA.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La vitesse du point $O' = \omega\,(R + r)$, le galet roulant sur OA ; cette vitesse est encore égale à $\omega_1 r$, rotation instantanée autour de A.

D'où l'équation :

$$(1) \qquad \omega\,(R + r) = \omega_1 r.$$

De même la vitesse du point B considéré comme appartenant à la roue intérieure est égale à $\omega'\,(R + 2r)$; B appartenant au galet a une vitesse $\omega_1 \times 2r = 2\omega_1 r$, d'où l'équation :

$$(2) \qquad \omega'\,(R + 2r) = 2\omega_1 r.$$

Divisant (1) et (2) membre à membre, il vient :

$$\frac{\omega\,(R + r)}{\omega'\,(R + 2r)} = \frac{\omega_1 r}{2\omega_1 r} = \frac{1}{2} \qquad \text{et} \qquad \omega' = \frac{2\,(R + r)}{R + 2r}\,\omega.$$

Quand R est très grand relativement à r, on a sensiblement $\omega' = 2\omega$. *La roue la plus grande tourne alors deux fois plus rapidement que la petite.*

31. Plaque tournante. — Soit un premier cône OA d'angle α tournant autour de l'axe OA d'un mouvement uniforme sur lequel roulent des galets coniques d'axe OD perpendiculaire à OA et d'angle $\beta = 90° - \alpha$. Un troisième cône d'axe OA′ et d'angle α est entraîné d'un mouvement de rotation. Il est terminé par une plaque horizontale sur laquelle on peut disposer un wagon.

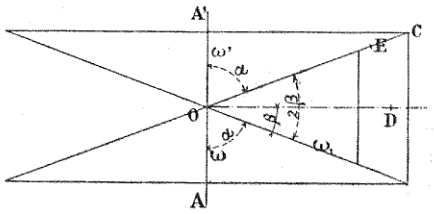


FIG. 32.

Calculons la vitesse de rotation ω' de la plaque par rapport à celle du premier cône ω.

Appelons ω_1 la vitesse angulaire instantanée autour de l'axe OB de contact du galet et du premier cône.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Prenons sur OC un point E situé à l'unité de distance du centre O ; sa vitesse est :

ω' sin α en considérant le point appartenant au troisième cône ;

Ou ω_1 sin 2β en le considérant comme point du galet.

De même le point D de l'axe du galet situé à la distance 1 du centre O a pour vitesse ω, le galet roulant sur le premier cône, ou ω_1 sin β, le galet tournant autour de OB.

D'où les deux relations :

$$\omega' \sin \alpha = \omega_1 \sin 2\beta,$$

et :

$$\omega = \omega_1 \sin \beta,$$

qui, divisées membre à membre, donnent :

$$\frac{\omega' \cos \beta}{\omega} = \frac{\sin 2\beta}{\sin \beta} = \frac{2 \sin \beta \cos \beta}{\sin \beta} = 2 \cos \beta,$$

ou

$$\omega' = 2\omega.$$

La plaque tournante fait un tour pendant que la couronne de galets et le premier cône font un demi-tour.

VII. — Cames. — Excentriques (1)

32. Excentrique circulaire à cadre. — Il n'y a aucune différence technique entre les mots *came* et *excentrique ;* nous conserverons donc à chaque organe le nom qu'on lui donne couramment dans l'industrie. L'excentrique dont nous nous occupons consiste en un disque circulaire calé sur un arbre de façon que son centre C se trouve à une distance d de l'axe O. Ce disque est entouré d'un cadre rectangulaire solidaire de la tige.

La hauteur du cadre est égale au diamètre 2R du disque et sa largeur égale à $2OM = 2(d + R)$.

(1) Voir premier volume.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le milieu du cadre se trouvant toujours sur la même horizontale que le centre C, la tige s'élèvera dans les mêmes conditions que ce point C, le parcours total de la tige sera $2d$.

Pour trouver la loi du mouvement, on décrit une circonférence de rayon d ; on trace une droite AB représentant la durée d'une révolution de l'axe O. On divise la circonférence et la droite en un même nombre de parties égales que l'on numérote 1 à 12 et 1′ à 12′. Aux points 1, 2, ...,12, on élève des perpendiculaires à AB ; par les points 1′, 2′ ..., 12′, mener des parallèles à AB qui rencontrent respectivement en 1″, 2″, 3″, ..., 12″ les perpendiculaires 1, 2, ..., 12.

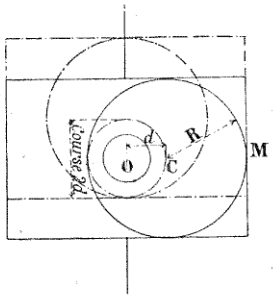


FIG. 33.

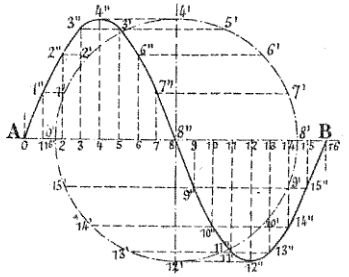


FIG. 34.

En joignant d'un trait continu les points 1″, 2″, ..., 12″, on obtient la courbe des espaces. On peut remarquer que la vitesse, d'abord nulle, va en augmentant, passe par un maximum, diminue, redevient nulle, change de sens en présentant à la descente les mêmes phénomènes qu'à la montée. Il ne se produit aucun choc.

33. Excentrique triangulaire équilatéral (*fig.* 35). — Il se compose de trois arcs de cercle décrits des sommets O, A, B, d'un triangle équilatéral comme centres, avec un rayon égal au côté c de ce triangle. Cette came tournant autour d'un de ses sommets O ne peut être calée sur l'arbre ; on la dispose sur un plateau placé en bout. La hauteur du cadre est égale au rayon c et sa largeur à $2c$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour étudier le fonctionnement, supposons la came au-dessus du point O, tournant dans le sens des aiguilles d'une montre. Pendant une rotation de 30°, le bord supérieur du cadre commandé par l'arc CA reste immobile, la tige est au repos. Pendant les 60° suivants, le bord supérieur du cadre s'appuie sur le point C en suivant ses variations de hauteur. Puis c'est sur l'arc CO que s'appuiera le bord supérieur du cadre depuis l'instant où la tangente en C est horizontale jusqu'à celui où la tangente en O est horizontale, c'est-à-dire pendant 60°. A ce moment la tige est au bas de sa course, elle reste au repos pendant une nouvelle rotation de 60° et l'ascension se produit dans les mêmes conditions que la descente.

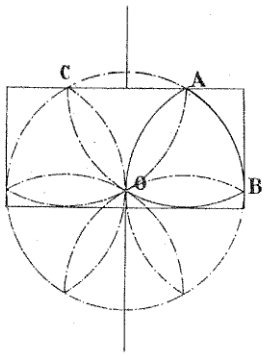


FIG. 35.

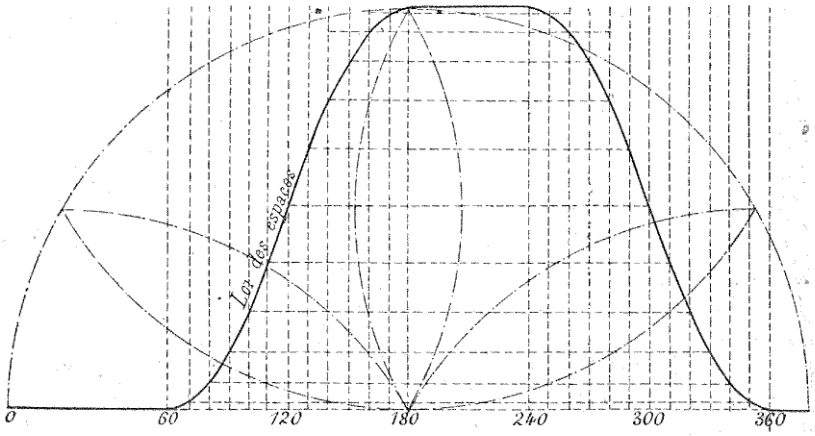


FIG. 36.

Le tracé de la loi des espaces (*fig.* 36) montre que le mouvement est successivement *accéléré et retardé*, par conséquent *sans chocs*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

34. Excentrique de Trezel (*fig.* 37). — C'est une légère modification du précédent qui permet de le caler sur un arbre. Après avoir construit le triangle équilatéral OAB de côté c, on décrit de chaque sommet un arc de rayon R égal à celui de l'arbre limité entre les prolongements des deux côtés de l'angle. On raccorde ensuite par des arcs de rayon $c + R$.

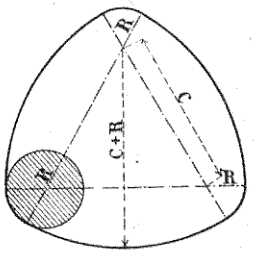


FIG. 37.

35. Excentriques d'armure (1). — On nomme ainsi les cames qui agissent sur les galets des marches (2) pour faire prendre aux lames les différentes positions qu'elles doivent occuper dans le but de former chacune des foules (3) successives pour le passage des duites (4) du rapport de l'armure. Il en résulte que les profils des cames diffèrent pour chaque armure. Nous étudierons leur tracé dans deux cas simples pour la toile et le sergé de 3, puis dans le cas général d'une armure quelconque.

36. Excentrique de toile (*fig.* 38). — L'uni (5) exige quatre lames avec remettage sauté (6). Les lames 1 et 2, dont le travail est identique, sont actionnées par un seul excentrique ; il en est de même pour les lames 3 et 4. Il faut donc, pour la toile, deux excentriques que l'on cale à 180° l'un de l'autre.

(1) *Armure.* — Mode de croisement des fils de la chaîne avec les duites de la trame.
(2) *Marche.* — Levier horizontal de commande de la lame.
(3) *Foule.* — Ouverture formée dans la chaîne par la séparation des fils en deux nappes.
(4) *Duite.* — Un élément de la trame. — Passage de la navette d'une lisière à l'autre.
(5) *Uni.* — Armure la plus liée : pour la première duite, tous les fils impairs sont levés; pour la deuxième ce sont les fils pairs qui sont levés.
(6) *Remettage.* — Mode de passage des fils dans les lames ; — *remettage sauté :* fait en sautant une ou plusieurs lames pour rentrer le fil suivant.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'armure indique que le rapport (1) de la toile est de deux duites; les lames doivent prendre deux positions, levée et baissée, pendant le passage de deux duites correspondant à deux tours de l'arbre des vilebrequins du métier; l'excentrique doit faire un tour pendant ce temps... L'arbre des excentriques ou le canon (2) sur lequel ils sont le plus souvent montés ne doit faire qu'un demi-tour pour un tour de l'arbre des vilebrequins. Le canon est venu de fonte avec une roue dentée commandée par un intermédiaire et un pignon calé sur l'arbre-vilebrequin. Ici le nombre de dents du pignon est moitié de celui des dents de la roue.

L'expérience a montré que, pour des métiers à marche normale, le passage de la navette s'effectue le mieux avec un repos des lames levées ou baissées égal au tiers du tour de l'arbre des vilebrequins, les deux autres tiers servant pour la montée et la descente.

Pour tisser la toile, chaque lame devra donc, pour un rapport, être animée des mouvements suivants :

1° Repos levé pendant 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/6 de tour du canon ;

2° Descente pendant 2/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/6 de tour du canon ;

3° Repos baissé pendant 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/6 de tour du canon ;

4° Montée pendant 2/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 2/6 de tour du canon.

La montée et la descente s'effectuent d'un mouvement accéléré suivi d'un mouvement retardé. La figure 38 représente les courbes du mouvement de deux lames.

Le mouvement de montée et de descente peut être uniformément varié, comme l'indiquent les deux paraboles du tracé, raccordées au milieu de la course.

On trace ensuite la came théorique à la manière ordinaire, on divise chaque demi-circonférence en 12 parties égales, et

(1) *Rapport.* — Nombre de fils et de duites se répétant dans le même ordre dans le sens de la chaîne et de la trame.

(2) *Canon.* — Manchon fou sur l'arbre des cames.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

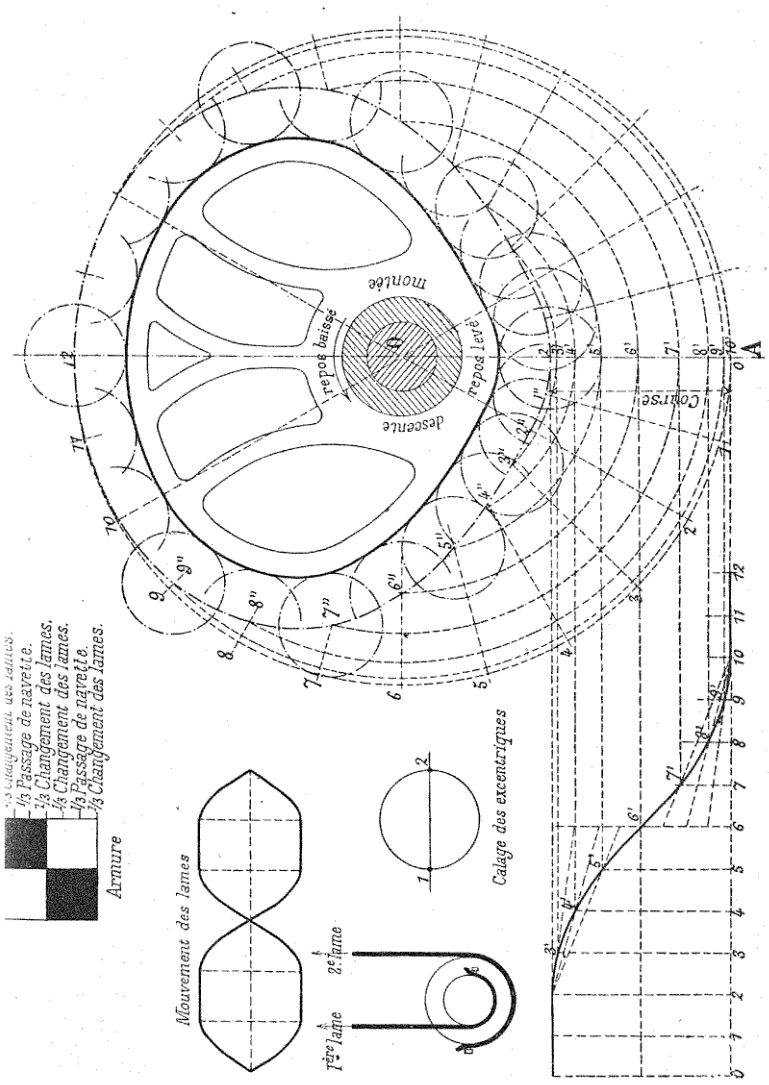


FIG. 38.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'on porte sur les rayons à partir de la circonférence de plus petit rayon de la came des longueurs égales aux ordonnées correspondantes de la courbe des espaces de la lame; on peut aussi, comme sur la figure, rappeler les points de la courbe des espaces sur la ligne OA de déplacement du centre du galet en 3′, 4′, 5′, ..., et prendre les intersections des circonférences de rayons O3′, O4′, ..., avec les rayons correspondants O3, O4, ...

La came pratique s'obtient en traçant la courbe enveloppe aux positions relatives du galet par rapport à la came en tous les points de la courbe théorique.

La came de la figure est tracée pour le galet d'une marche intérieure, la lame et le galet se déplaçant dans le même sens.

37. Excentrique de sergé de trois. — Le sergé exige trois lames que l'on commande par trois excentriques calés à 120° l'un de l'autre. L'armure ayant un rapport de trois duites, l'excentrique doit faire un tour pour trois tours de l'arbre des vilebrequins ; par suite, le canon ne fera qu'un tiers de tour pour un tour de ce dernier.

Le mouvement de chaque lame pour un rapport sera donc le suivant :

1° Montée pour 1/3 de tour de l'arbre-vilebrequin ou 1/9 de tour du canon ;

2° Repos levé pour 1/3 de tour de l'arbre-vilebrequin ou 1/9 de tour du canon ;

3° Descente pour 2/3 de tour de l'arbre-vilebrequin ou 2/9 de tour du canon ;

4° Repos baissé pour 4/3 de tour de l'arbre-vilebrequin ou 4/9 de tour de canon ;

5° Montée pour 1/3 de tour de l'arbre-vilebrequin ou 1/9 de tour du canon.

La montée et la descente, au lieu de se faire d'un mouvement **uniformément** varié, peut être simplement variée.

Dans la figure 39, on a divisé en six parties égales une demi-circonférence décrite sur la course du galet AB comme diamètre et on a projeté les points de division sur AB. Le mouvement ainsi obtenu est celui de l'excentrique circulaire n° 32, accéléré, puis retardé, se rapprochant du mouvement uniformément varié. Il permet de tracer plus rapidement les cames et suffit dans la pratique.

Le tracé de la came s'effectue comme celle de la précédente. Dans la figure, on a supposé que le galet A situé sous l'excentrique commande une marche extérieure, la descente du galet entraîne la levée de lame.

38. Excentrique d'une armure quelconque. — Le rapport de l'armure étant de cinq duites, les cinq excentriques qui commandent les cinq lames font chacun un cinquième de tour pour un tour de l'arbre des vilebrequins et seront calés à 360 : 5 = 72° l'un de l'autre. Pour un rapport, chaque lame doit être animée du mouvement suivant :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

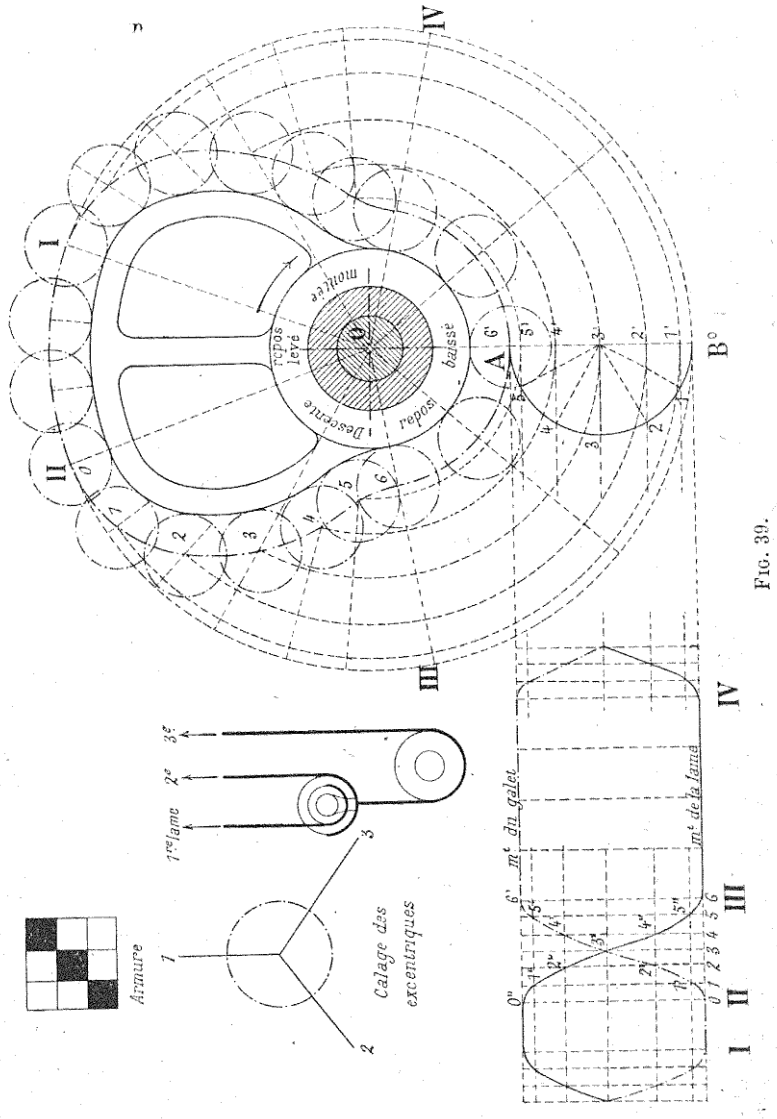


FIG. 39.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Montée pour 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/15 de tour du canon ;

2° Repos levé pour 4/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 4/15 de tour du canon ;

3° Descente pour 2/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 2/15 de tour du canon ;

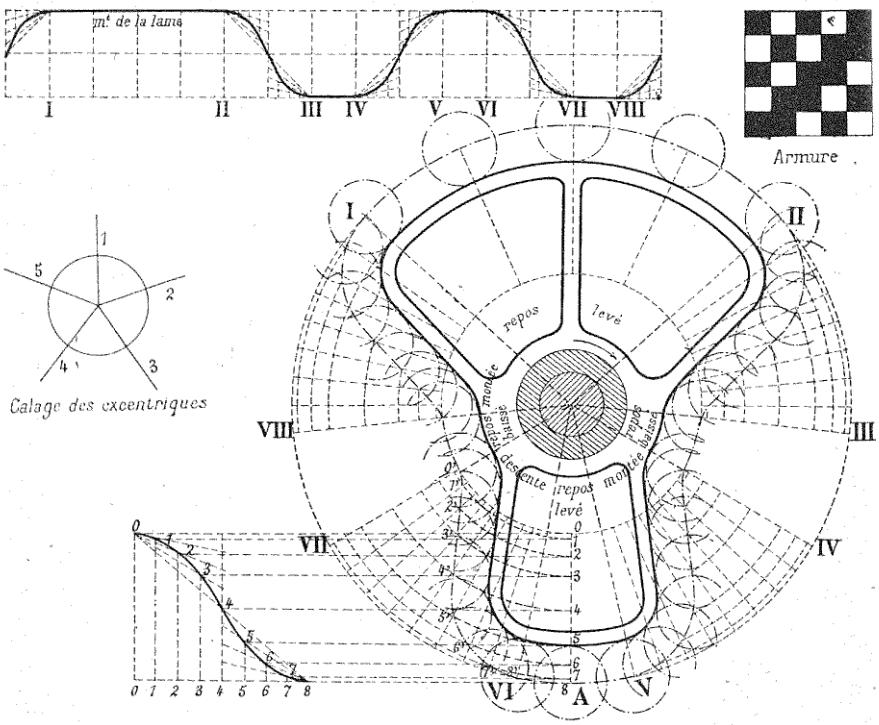


FIG. 40.

4° Repos baissé pour 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/15 de tour du canon ;

5° Montée pour 2/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 2/15 de tour du canon ;

6° Repos levé pour 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/15 de tour du canon ;

7° Descente pour 2/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 2/15 de tour du canon ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

8° Repos baissé pour 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/15 de tour du canon ;

9° Montée pour 1/3 de tour de l'arbre des vilebrequins ou 1/15 du tour du canon.

Le galet A commande sur la figure 40 une marche extérieure il a un mouvement de sens inverse de la lame.

39. Came en cœur du mouvement accéléré et retardé des bobinoirs. — Quand on désire obtenir une bobine cylindrique, on commande le guide-fil par une came en cœur de mouvement uniforme. Si l'on veut produire une bobine bombée en son milieu, il faut substituer à la came précédente une autre quelque peu différente dont nous allons donner le tracé.

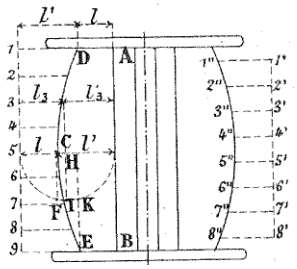


FIG. 41.

Le guide-fil doit en effet, dans ce cas, posséder un mouvement retardé au milieu de sa course et accéléré aux deux extrémités. Sa vitesse doit être inversement proportionnelle aux épaisseurs de fil enroulé. En désignant par v et v' les vitesses du guide-fil respectivement aux fins de course et au milieu, on a :

$$\frac{v}{v'} = \frac{l'}{l},$$

l' et l étant la largeur la plus forte et la largeur la plus faible de fil enroulé autour de la broche. Si on représente la vitesse v par l', la vitesse v' sera représentée par l.

Menons 1,9 parallèle à AB à une distance 5C du sommet C égale à AD, divisons 1,9 en un certain nombre de parties égales, 8 par exemple, les distances de ces points à la courbe ECD représentent approximativement les vitesses aux points correspondants du guide-fil. En effet, appelons v_3 la vitesse de celui-ci au point 3, on a :

$$\frac{v_3}{v} = \frac{l}{l'_3},$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'où :

$$v_3 = \frac{vl}{l'_3} = \frac{l'l}{l'_3},$$

puisque nous avons représenté v par l'. Or le produit $l'l = CF^2$, le produit $l_3 l'_3 = HI^2$. Quand la bobine n'est pas très bombée, HI est peu différent de CF, par suite l_3 peut représenter approximativement la vitesse v_3.

Ceci admis, nous concevons que les espaces parcourus pendant des temps égaux sont sensiblement proportionnels aux vitesses moyennes durant ces parcours ; c'est pourquoi, pour obtenir approximativement les chemins du guide-fil pendant le 1/8 de la durée de la montée ou de la descente, il suffit de diviser sa course proportionnellement aux vitesses moyennes 1′1″, 2′2″, ..., 8′8″.

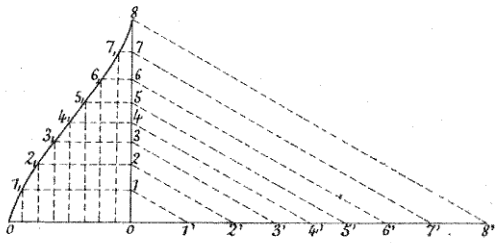


Fig. 42.

Pour cela, on porte ces dernières sur une même ligne horizontale O8′ (*fig.* 42), puis on joint 8′ à l'extrémité 8 de la droite O8 figurant la course à produire et, par les points 1′, 2′, 3′, ..., 7′, on mène des parallèles à 8.8′ qui fournissent les courses du galet.

La courbe des espaces déduite indique un mouvement retardé $O4_1$ suivi d'un mouvement accéléré $4_1 8$; ces deux mouvements sont symétriques par rapport au milieu de la course, ce qui entraîne un diamètre constant pour la came et permet l'emploi de deux galets équidistants.

La came se trace à la manière ordinaire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Elle ressemble à la came en cœur du mouvement uniforme, d'où le nom de came en cœur du mouvement varié.

EXERCICES A RÉSOUDRE RELATIFS A LA CINÉMATIQUE APPLIQUÉE

I. — Une poulie en bois de $0^{m},90$ de diamètre transmet par courroie une puissance de 50HP à une autre poulie en bois de $1^{m},20$. La distance des axes des arbres est de 4^{m}. On demande : 1° la longueur de la courroie ; 2° sa tension ($f = 0,35$) ; 3° sa largeur, sachant que le cuir d'épaisseur 6^{mm} possède une résistance pratique de $0^{kg},4$ par millimètre carré de section.

II. — Un moteur électrique de 20HP dont la poulie motrice a 300^{mm} de diamètre commande une transmission devant faire 200 tours à la minute, le moteur en faisant 1.000 et la distance des axes des deux arbres étant 3^{m} ; trouver : 1° le diamètre de la poulie à caler sur l'arbre mené ; 2° la largeur de la courroie en cuir de 6^{mm} d'épaisseur ($f = 0,155$, $R' = 0,38$).

III. — Un moteur hydraulique de 30HP, faisant 12 tours à la minute, attaque directement un arbre de transmission devant tourner à 96 tours. On demande, la distance des arbres étant $2^{m},70$: 1° les diamètres primitifs de la roue et du pignon à caler sur les deux arbres ; 2° l'effort tangentiel transmis ; 3° le module, le pas circonférentiel et le nombre de dents de ces engrenages à denture brute en fonte ; 4° les diamètres des circonférences d'échanfrinement et d'évidement en adoptant la notation diamétrale.

IV. — Une pompe de compression de 40 chevaux est actionnée par un arbre intermédiaire faisant 120 tours parallèle au premier qui doit en faire 30. Calculer le module des roues à adopter, sachant que l'effort tangentiel est de 800^{kg} et que les dents taillées sont en acier.

V. — Sur deux axes parallèles distants de 600^{mm}, on veut caler deux roues faisant 120 et 40 tours par minute. Déterminer leurs dimensions et celles de la denture, en les supposant brutes de fonderie en bronze ; l'effort tangentiel est de 200^{kg}.

VI. — Calculer les dimensions de deux roues coniques marchant à 45° avec une vitesse de 150 tours, sachant que la force tangentielle est de 300^{kg} et la puissance à transmettre 200HP. Indiquer à quelle distance du point de concours des axes devra se trouver le plan médian des deux engrenages.

VII. — Déterminer le module apparent, les diamètres primitifs et d'échanfrinement de deux engrenages hélicoïdaux de 25 et 55 dents, module réel 6, inclinaison de l'hélice 21°.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

VIII. — On veut réunir deux arbres distants de 900^{mm} par deux roues à chevrons de module réel courant de 35 et 42 dents. Calculer le module réel et l'inclinaison de la denture.

IX. — A l'aide de la roue et vis sans fin, on veut obtenir une réduction de vitesse de $\frac{1}{30}$, on adopte une denture de module réel 8^{mm}. On donne à la vis un diamètre primitif égal à 9 fois le module. Calculer : 1° l'angle d'inclinaison de la denture de la roue ; 2° le diamètre primitif apparent de celle-ci ; 3° son diamètre extérieur et la profondeur du fraisage ; 4° le pas apparent de la vis.

X. — Un monte-charge est mû par une roue et vis sans fin qui doit développer un effort tangentiel de 400^{kg} à la circonférence primitive de la roue ; celle-ci fait 10 tours par minute pour 240 tours de la vis, la distance des axes à observer est 380^{mm} environ. En prenant $e = \sqrt{P}$, et le diamètre primitif de la vis égal à 10 fois le module réel, calculer : 1° le module réel commun ; 2° les nombres de dents de la roue et de filets de la vis ; 3° l'angle d'inclinaison de l'hélice ; 4° le diamètre apparent de la roue et la distance des axes exacte.

XI. — La levée d'une vanne s'effectue par roue et vis sans fin, l'effort tangentiel à la circonférence de la roue est de 500^{kg}, le rayon primitif de celle-ci est de 320^{mm}, la vis est à simple filet, d'inclinaison 6°.
Calculer : 1° l'épaisseur d'une dent, les pas apparent et réel de la vis, de la roue et de la crémaillère ; 2° la quantité dont s'élève la vanne pour un tour de la vis.

XII. — Une voiture automobile décrit dans un virage un quart de cercle dont le centre est à 12^{m} de la roue la plus rapprochée. La voie (distance entre les plans médians des roues arrière) est de 1^{m},24. Calculer : 1° les nombres de tours respectifs de ces roues durant le virage, leur diamètre pneu gonflé est de 0^{m},80 ; 2° les nombres de tours des satellites du différentiel, sachant que le nombre de dents des satellites est 13, celui des pignons montés sur les roues 24.

XIII. — Dans le dispositif de retour rapide Piat (*fig.* 15), le pas des engrenages est de 13^{mm},1, le nombre de dents de ceux-ci sont de 60 et 20 pour la demi-roue cylindrique et le plus petit pignon, de 46 pour la demi-roue elliptique et le plus grand pignon. On demande : 1° les diamètres primitifs des divers engrenages ; 2° le rapport des durées de l'aller et du retour rapide ; 3° la variation de la vitesse angulaire de la roue.

XIV. — Construire : 1° la courbe des espaces du cadre d'un excentrique de Trézel, dont le plus grand rayon vaut 150^{mm} et le plus petit 35^{mm} ; 2° la came en cœur du mouvement accéléré (*fig.* 42).

XV. — Tracer un excentrique pour les lames 1 et 2 du natté 2 et 1 d'armure ci-contre. La course du galet est de 56^{mm}, le diamètre de celui-ci vaut 60^{mm} et le plus petit rayon de la came a 68^{mm}.

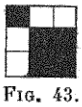


FIG. 43.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XVI. — Même problème pour le mérinos et le sergé de 5 d'armures ci-dessous.



Mérinos

FIG. 44.

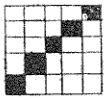


FIG. 45.

XVII. — Une turbine hydraulique fait 300 tours par minute, dépense 1.500^{l} d'eau à la seconde sous une chute de 8^{m}, et son rendement est de 75 0/0. Son mouvement est transmis par courroie droite à une dynamo devant faire 600 tours. Le diamètre des poulies est le plus grand nombre entier de décimètres assurant une vitesse $v \leq 26^{m}$. Calculer la longueur et la largeur de la courroie sachant que la distance des axes $d = 9^{m}$, que le cœfficient de frottement $f = 0{,}155$ et que la résistance pratique du cuir est $R' = 0{,}38$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

STATIQUE GRAPHIQUE

VIII. — Composition des forces

40. Cas général d'un groupe de forces quelconques situées dans un même plan. — Soit le système de forces P_1, P_2, P_3, P_4. On construit d'abord le **polygone des forces.** A cet effet, on choisit une **origine** *a* et on mène une parallèle 1 à la force P_1 représentant à l'échelle des forces l'intensité de P_1. Par l'extrémité de 1, on mène une parallèle 2 à la force P_2, ainsi de suite pour toutes les forces, l'**extrémité** du polygone étant *b*.

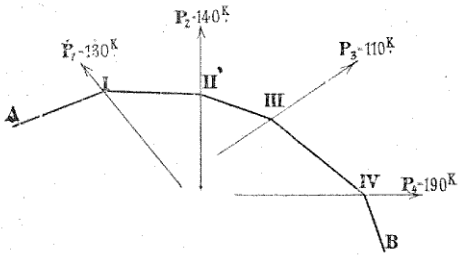


FIG. 46.

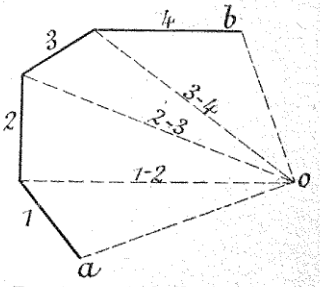


FIG. 47. — Echelle des forces : 1 mm. pour 10 kg.

On choisit alors un point quelconque O appelé **pôle,** et on joint ce point à tous les sommets du polygone des forces.

Ces droites O*a*, O.1-2, O.2-3, O.3-4, O*b* s'appellent **rayons polaires.**

Pour obtenir le **polygone funiculaire,** d'un point A quel-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

conque mener A-I parallèle au rayon polaire O*a*, puis I-II parallèle au rayon O.1-2, II-III parallèle à O.2-3, III-IV parallèle à O.3-4, IV-B parallèle à O*b*.

Les côtés A-I et IV-B sont dits **côtés extrêmes** du polygone funiculaire.

Remarque. — Pour un même système de forces, il existe une infinité de polygones funiculaires, le pôle O étant un point quelconque. Il est cependant toujours préférable de prendre ce dernier hors de la direction d'un des côtés du polygone des forces.

41. Cas de forces parallèles. — 1° De même sens. —

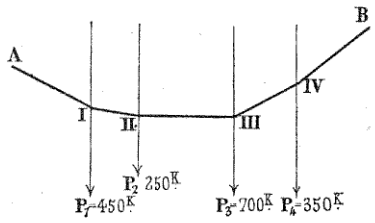


Fig. 48.

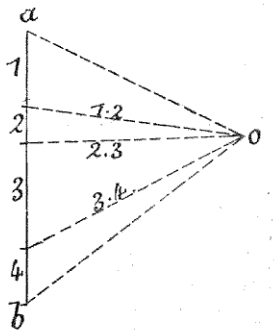


Fig. 49. — Echelle des forces : 1 mm. pour 50 kg.

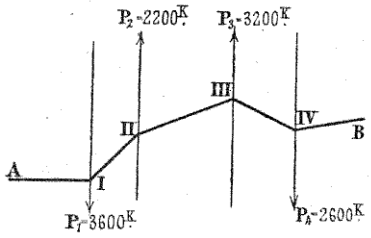


Fig. 50.

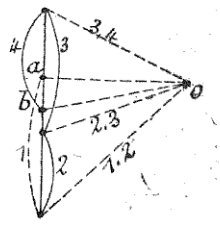


Fig. 51. — Echelle des forces : 1 mm. pour 200 kg.

On construit de la même façon que précédemment le polygone des forces qui se réduit alors à une droite *ab* (*fig.* 48-49).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le polygone funiculaire s'obtient comme dans le cas général.

2° **Toutes les forces n'ont pas le même sens.** — Construire soigneusement le polygone des forces en portant celles-ci dans leur sens (*fig.* 51).

Le funiculaire s'obtiendra facilement par le procédé général décrit plus haut (*fig.* 50).

42. Propriété des côtés du polygone funiculaire. — *Un système de forces quelconques situées dans un plan peut toujours être ramené à deux forces ayant pour lignes d'action les côtés extrêmes de l'un quelconque des polygones funiculaires de ces forces et pour grandeur et sens les deux rayons polaires extrêmes.*

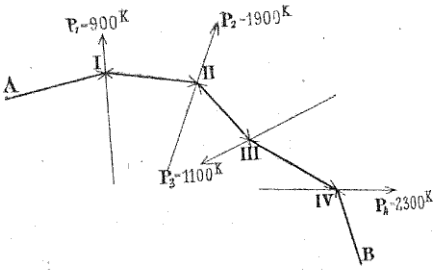


FIG. 52.

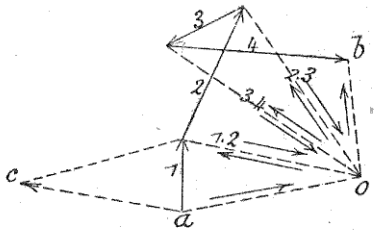


FIG. 53. — Echelle des forces : 1 mm. pour 100 kg.

Si nous supposons en effet les points d'application des forces transportés aux sommets du polygone funiculaire, nous pouvons décomposer nos forces suivant les côtés du funiculaire, qui y aboutissent ; le polygone des forces nous donne la grandeur et le sens de ces composantes. Ainsi P_1 aura pour composantes A-I et II-I données en grandeur et sens par les rayons O*a* et O.1-2, puisque O.1-2 est égal et de même sens que le côté *ac* du parallélogramme de forces.

P_2 pourra être décomposé suivant I-II et III-II données en grandeur et sens par les rayons O.1-2, O.2-3, etc...

Or les composantes II-I et I-II sont égales et se détruisent,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

il en sera de même pour III-II et II-III, IV-III et III-IV. Le système sera donc ramené aux deux composantes A-I et B-IV données en grandeur et sens par les rayons polaires extrêmes aO et Ob.

Remarque. — On obtient facilement le sens des composantes en allant de l'origine a à l'extrémité b en passant par le pôle O.

43. Résultante d'un groupe de forces placées d'une façon quelconque dans un plan. — D'après la propriété précédente le système se ramène aux deux forces A-I et B-III données en grandeur et sens par les rayons polaires aO et Ob.

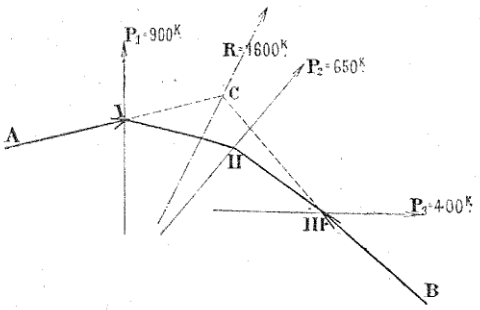


Fig. 54.

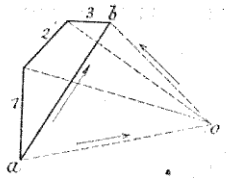


Fig. 55. — Echelle des forces : 1 mm. pour 75 kg.

Si on prolonge les côtés extrêmes A-I et B-III, la résultante R passera par leur point d'intersection C et sera parallèle à ab qui représente d'ailleurs son sens et sa grandeur ; $ab = 21^{mm}$, donc la résultante a pour intensité

$$75^{kg} \times 21 = 1.575^{kg}.$$

44. Résultante d'un groupe de forces parallèles. — 1° **De même sens.** — On prend par exemple comme échelle des longueurs 10^{mm} par mètre, comme échelle des forces 1^{mm} par 100^{kg}. La résultante R s'obtient facilement d'après le pro-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cédé précédent. Sa grandeur et son sens sont donnés par

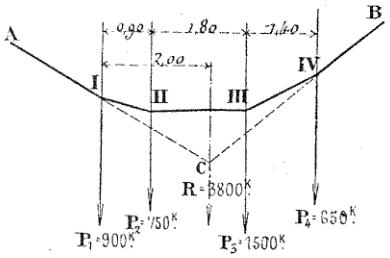


FIG. 56.

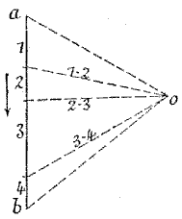


FIG. 57.

$ab = 38^{mm}$, soit 3.800^{kg} ; la distance de la résultante à la composante P_4 est de $\frac{20^m}{10} = 2^m$ environ.

2° **De sens différents.** — Soient les échelles adoptées suivantes : 20^{mm} par mètre et 1^{mm} par 100^{kg}. La résultante est

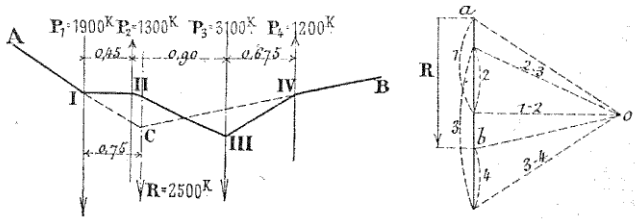


FIG. 58.

encore donnée en grandeur et sens par $ab = 25^{mm}$, soit 2.500^{kg}. L'intersection C des côtés extrêmes du funiculaire est un point de la résultante parallèle aux composantes à une distance de P_4 égale à $\frac{15^m}{20} = 0^m,75$ environ.

NOTA. — Les figures 56 à 69 sont des réductions aux $\frac{2}{3}$ des épurés de statique dont les échelles *simples* sont mentionnées dans le texte. — Les longueurs des droites des épures s'obtiendront donc en multipliant celles des droites du livre par $\frac{3}{2}$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

45. Cas où le groupe de forces disposées d'une façon quelconque dans le plan se réduit à un couple. — On a pris pour échelles : 1^{mm} par 10^{kg} et 10^{mm} par mètre. Le polygone des forces se ferme de lui-même, l'extrémité b se confond avec l'origine a, les côtés extrêmes du polygone funiculaire sont parallèles et les deux forces de

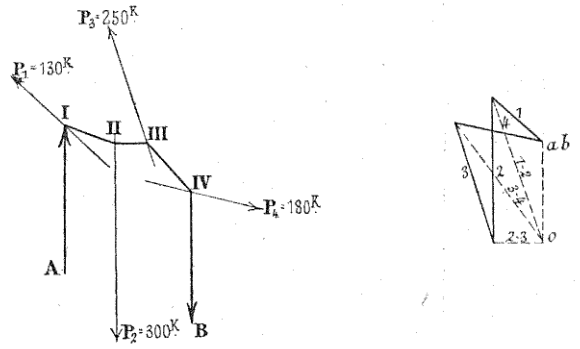


FIG. 59.

réduction du système sont dirigées en sens inverse ; comme elles sont toutes deux égales à $aO = Ob$, elles forment un couple dont le moment est égal à l'intensité de la force commune représentée par aO multipliée par la distance d des droites A-I et B-IV.

$$M^t \text{ du couple} = (10^{kg} \times 10) \times \frac{25^m}{10} = 100^{kg} \times 2^m,50 = 250^{kg} \text{ par mètre.}$$

46. Conditions graphiques d'équilibre des forces. — **1° Forces appliquées en un même point.** — *Le polygone des forces doit être fermé*, car alors la résultante est nulle.

2° Forces distribuées d'une façon quelconque dans un plan. — *Le polygone des forces doit être fermé ainsi qu'un quelconque des polygones funiculaires.* En effet, les deux forces remplaçant le système, dirigées suivant les côtés extrêmes du polygone funiculaire, doivent être sur la même ligne, égales et de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sens contraire pour s'équilibrer, ce qui ne peut se réaliser que sous les deux conditions précitées.

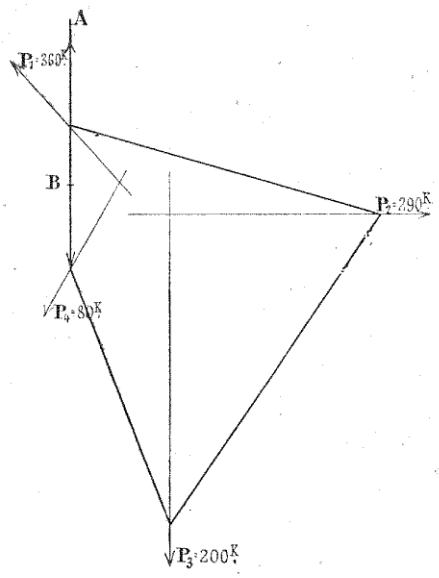


Fig. 60.

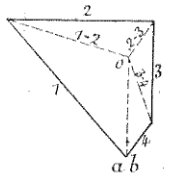


Fig. 61.

3° **Couples.** — Deux couples se feront équilibre quand les moments sont égaux et de sens contraire. Des groupes de couples seront en équilibre quand la somme algébrique de leurs moments sera nulle.

47. Décomposition d'une force en deux autres parallèles dont les lignes d'action sont données. — **1° Les lignes d'action sont situées de part et d'autre de R.** — Les deux composantes ont par suite même direction.

Soit la force R = 380^{kg} à décomposer suivant les directions P_1 et P_2 respectivement distantes de R de 0^m,36 et 0^m,24. La grandeur de R est représentée par *ab* à l'échelle des forces (1^{mm} par 20^{kg}) soit $\frac{380}{20} = 19^{mm}$. Placer les lignes d'action des

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

forces à leurs distances à l'échelle des longueurs (50mm par mètre).

On trace un polygone funiculaire triangulaire quelconque dont les trois sommets I, II, III soient sur les trois lignes d'action, et par les points a et b on mène des parallèles aux côtés I-III, III-II ; leur intersection est le pôle O relatif au funiculaire tracé. On tire ensuite la droite Oc parallèle à I-II, qui détermine les deux segments ac et cb représentant en grandeur et sens les composantes P_1 et P_2 cherchées.

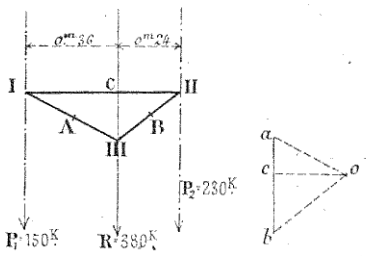


FIG. 62. FIG. 63.

En effet les côtés extrêmes A-I et B-II du funiculaire A-I-II-B se rencontrent en III sur la ligne d'action de R et, comme $ab = ac + cb$, R est la résultante de P_1 et de P_2.

D'ailleurs la similitude des triangles I-III-C et aco donne :

$$\frac{\text{I-C}}{\text{C-III}} = \frac{oc}{ac};$$

de même les triangles semblables C-III-II et cob fournissent la relation :

$$\frac{\text{C-III}}{\text{C-II}} = \frac{cb}{oc}.$$

Multipliant membre à membre et simplifiant, il vient :

$$\frac{\text{I-C}}{\text{C-II}} = \frac{cb}{ac} = \frac{P_2}{P_1}.$$

Avec les données numériques ci-dessus, les composantes P_1 et P_2 représentées par ac et cb égales respectivement à 7mm,5 et 11mm,5 ont pour valeurs :

$$20^{kg} \times 7{,}5 = 150^{kg} \quad \text{et} \quad 20^{kg} \times 11{,}5 = 230^{kg} \text{ environ.}$$

Par le calcul on trouve exactement :

$$P_1 = \frac{380^{kg} \times 24}{60} = 152^{kg}; \qquad P_2 = 380 \times \frac{3}{5} = 228^{kg}.$$

2° Les lignes d'action des composantes sont situées du même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

côté de R. — On opère comme précédemment : ainsi, lorsque R

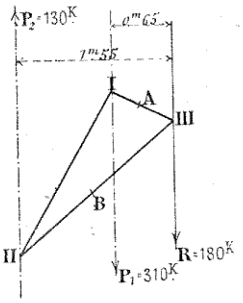


Fig. 64.

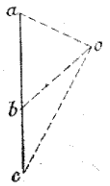


Fig. 65.

est représenté par ab, les composantes seront ac (P_1) et cb (P_2).

IX. — Moments statiques des forces

48. Moment d'une force par rapport à un axe. — C'est le produit de cette force par la plus courte distance de celle-ci à l'axe.

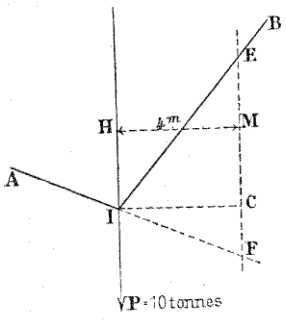


Fig. 66.

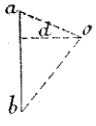


Fig. 67.

Soit à représenter le moment de la force P par rapport à l'axe M. Prenons comme plan du tableau le plan passant par P et perpendiculaire à l'axe.

Portons $ab = P = 10$ tonnes à l'échelle des forces (2^{mm} par tonne), soit $2^{mm} \times 10 = 20^{mm}$. Soit O le pôle à une distance $d = 12^{mm}$ de ab ; traçons un funiculaire AIB et menons par M une parallèle à ab qui intercepte entre les côtés du funiculaire un segment EF. EF *repré-*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sente à l'échelle des moments le moment de la force P *par rapport à l'axe* M.

En effet, si q^{mm} représentent 1^m et p^{mm} 1 tonne

$$M^t_{axe\,M}P = P \times HM = \frac{ab^t}{p} \times \frac{IC^m}{q}.$$

La similitude des triangles IEF et *aob* donne :

$$\frac{EF}{ab} = \frac{IC}{d}, \qquad \text{d'où} \qquad EF = \frac{ab \times IC}{d} = \frac{pq}{d} M^t_{axe\,M}P,$$

et

$$(1) \qquad M^t_{axe\,M}P = EF \times \frac{d}{pq}.$$

Le moment de la force P par rapport à l'axe M en tonnes-mètres est égal *au produit de l'échelle du moment* $\frac{d}{pq}$ *par la longueur de* EF *en millimètres.*

Dans l'exemple numérique de la figure, $q = 6^{mm}$, $p = 2^{mm}$,

$$M^t_{axe\,M}P = \frac{12}{2 \times 6} \times 40 = 40 \text{ tonnes-mètres},$$

ce qui correspond à la définition du moment 10^t, 4^m.

Remarque. — Si l'on fait, dans l'équation (1) $d = q$, c'est-à-dire si l'on prend la distance polaire égale à l'unité de longueur à l'échelle des longueurs,

$$M^t_{axe\,M}P = \frac{EF}{p},$$

le segment EF *représente le moment à l'échelle des forces.*

49. Moment de plusieurs forces parallèles par rapport à un axe qui leur est rectangulaire. — Soit à trouver le moment par rapport à l'axe M des forces P_1, P_2, P_3.

Il est égal au moment de la résultante de ces forces. Celle-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ci passe par le point C, intersection des côtés extrêmes du funiculaire. Menant MEF parallèle à ab, le segment EF re-

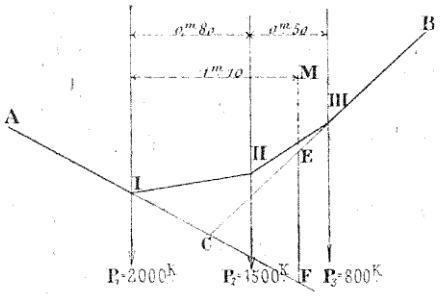


Fig. 68.

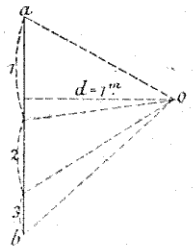


Fig. 69.

présente, à l'échelle des forces (1cm par tonne), le moment cherché, si on a pris $d = q = 3^{cm}$ comme sur la figure, soit 2,5 tonnes-mètres, puisque EF mesure $2^{cm},5$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

X. — Résistance des cylindres aux pressions intérieures

50. Les parois des récipients qui supportent de fortes pressions intérieures sont soumis à des efforts d'extension qui s'exercent à la fois transversalement et longitudinalement.

1° Rupture suivant un plan diamétral ABCD. — Pour trouver la valeur des efforts transversaux, considérons une chaudière cylindrique de longueur l, de rayon r et d'épaisseur e contenant de la vapeur à une pression effective (différence entre la pression intérieure et la pression extérieure) de p kilogrammes par millimètre carré de section. Coupons par un plan diamétral ABCD et voyons quel est l'effort supporté par les sections ACGE + BDHF = $2el$.

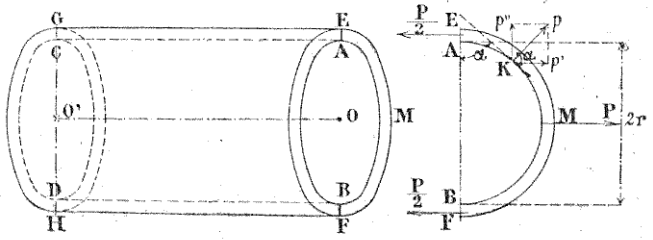


Fig. 70.

Cette pression P *sur le fond du vase* AMB *est indépendante de sa forme et ne dépend que de la projection de la surface sur le plan de rupture.*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En effet, soit un élément K de la surface cylindrique, la pression normale qu'il reçoit de la part du fluide est de p si la surface considérée est de 1^{mm2}; cette pression se décompose en deux, p'' parallèle au plan de rupture sans effet sur celle-ci, p' perpendiculaire à ce plan tendant à la produire.

Si α est l'angle de l'élément avec le plan de rupture,

$$p' = p \cos \alpha.$$

Mais la projection de l'élément de surface cylindrique de 1^{mm2} sur le plan de rupture est de $1^{mm2} \cos \alpha$. Donc la pression de rupture $p' = p \times$ projection de l'élément sur le plan de rupture. Et, en faisant de même pour tous les éléments de la surface, on aurait la pression de rupture égale à la pression $p \times$ projection de la surface sur le plan de rupture.

La projection de la surface sur ce plan est le rectangle ABCD de surface $2rl$; la pression $P = p \times 2rl$. Les forces de cohésion moléculaire des bandes de métal AECG et BFDH ont une valeur de sécurité donnée par la formule:

$$R'S = R' \times 2el.$$

On détermine l'épaisseur minima de la tôle qui peut résister en toute sécurité à la pression intérieure en écrivant que la résistance pratique à la rupture égale la force tendant à la produire, soit :

$$R' \times 2el = p \times 2rl,$$

d'où l'on tire :

$$e = \frac{pr}{R'}.$$

2° **Rupture suivant une seule génératrice.** — La résultante des pressions sur les divers éléments de la surface cylindrique AMB est appliquée au milieu de la génératrice M. Elle tend, dans le cas de la rupture suivant la génératrice B, à faire tourner la tôle autour de la génératrice A. Son effet rotatif doit être vaincu par l'effet de la résistance de l'épais-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

seur de la génératrice B. Par suite on a :

$$MF \times OA = BF' \times AB,$$

ou

$$2prl \times r = R'le \times 2r,$$

et

$$e = \frac{pr}{R'}.$$

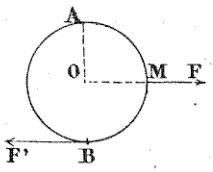


FIG. 71.

Il y a donc autant de chances pour que la rupture se produise suivant une génératrice que suivant deux.

3° **Rupture suivant une section droite.** — La pression longitudinale s'exerce sur la surface du fond πr^2; elle a pour valeur :

$$\pi r^2 p,$$

alors que la résistance est égale à :

$$R' \times 2\pi re,$$

d'où :

$$e = \frac{\pi r^2 p}{R' \times 2\pi r} = \frac{rp}{2R'}.$$

Il suffirait d'une épaisseur de tôle deux fois moindre pour résister aux efforts longitudinaux; on pourra donc négliger ceux-ci dans les calculs, puisqu'ils seront toujours vaincus. D'autre part, si l'on remarque que la tôle métallique résiste sensiblement mieux dans le sens du laminage que dans le sens perpendiculaire, il y aura toujours avantage à enrouler la tôle dans le sens du laminage.

L'examen de la formule $e = \frac{rp}{R'}$ montre que l'épaisseur des récipients est *proportionnelle au rayon et indépendante de la longueur*. On utilise cette remarque en employant de préférence des tubes longs et de faible rayon; tubes d'eau, bouilleurs, réchauffeurs, surchauffeurs, corps cylindriques.

51. Modification de la formule pour les chaudières. — La valeur de R' à introduire dans le calcul de e est la résistance pratique à l'exten-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sion de la matière employée ; mais il faut tenir compte que certaines génératrices sont affaiblies par une ligne de rivure et prendre la valeur de R' correspondant à la génératrice la plus affaiblie. Enfin, pour remédier à l'usure produite au bout d'un certain temps de fonctionnement, on ajoute à la valeur $\frac{rp}{R'}$ une constante d'usure.

Au lieu de

$$e = \frac{1}{R'}\,pr = \frac{1}{7}\,pr = 0{,}143pr$$

pour les chaudières en fer, on emploie les formules :

Ordonnance du 22 mai 1843				$e = 0{,}3484\,pr + 3$
Locomotives	1	*rangée de rivets*		$e = 0{,}2322\,pr + 2$
Règlement belge	1	—	—	$e = 0{,}312\,pr$
—	2	—	—	$e = 0{,}228\,pr$
Marine française	2	—	—	$e = 0{,}2482\,pr + 3$
Règlement belge	3	—	—	$e = 0{,}208\,pr$

Au lieu de $e = \left(\frac{1}{10} \text{ à } \frac{1}{50}\right) pr$ pour les chaudières en acier, on utilise :

Règlement belge	1	*rangée de rivets*		$e = 0{,}238\,pr$
—	2	—	—	$e = 0{,}173\,pr$
Marine française	2	—	—	$e = 0{,}208\,pr + 3$
Locomotives	2	—	—	$e = 0{,}1162\,pr + 1$
Chaudières ordinaires	2	—	—	$e = 0{,}1742\,pr + 1{,}5$
Règlement belge	3	—	—	$e = 0{,}1586\,pr$

Pour les chaudières en cuivre laminé, on peut employer les formules utilisées pour le fer.

Application. — Calculer les dimensions à donner :

1° A un générateur en fer à une rangée de rivets destiné à un industriel de Liège, sachant qu'il doit produire la vapeur à 12^{kg} effectifs par cm^2 et que son diamètre $2r = 1.200^{mm}$:

$$e = 0{,}312 \times 0{,}120 \times 600 = 22^{mm},5 \text{ par excès.}$$

2° A une chaudière en cuivre à 2 rangées de rivets destinée à la marine, $p = 20^{kg}$ par cm^2, $r = 500^{mm}$:

$$e = 0{,}2482 \times 0{,}20 \times 500 + 3 = 28^{mm} \text{ par excès.}$$

3° A une chaudière ordinaire française en acier à 2 rangées de rivets, pression de 16^{kg} par cm^2, $r = 250^{mm}$:

$$e = 0{,}1742 \times 0{,}16 \times 250 + 1{,}5 = 8^{mm},5.$$

4° A un cylindre en fonte, $p = 8^{kg}$ par cm^2, $r = 150^{mm}$, $R' = 2$:

$$e = \frac{pr}{R'} = \frac{0{,}08 \times 150^{mm}}{2} = 6^{mm};$$

pratiquement, on donne une plus forte épaisseur pour pouvoir réaleser le cylindre lorsqu'il est ovalisé par le frottement des segments du piston et parce qu'il est difficile, par le moulage, d'obtenir une épaisseur régulière et une homogénéité parfaite du métal.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XI. — Flexion

52. Efforts de flexion. — Un corps encastré à une de ses extrémités ou reposant sur des appuis à ses deux extrémités fléchit lorsqu'il est soumis à des *efforts transversaux rencontrant son axe longitudinal.*

Tel est le cas du bras d'une potence maintenant des câbles aériens, d'une passerelle sur laquelle roule une voiture.

53. Différentes périodes de déformation. — Pour de faibles efforts, la courbure cesse en même temps que l'action de la force; on est dans la **période d'élasticité**; mais, si l'on augmente d'une façon progressive les charges F ou P, une période de déformation permanente aura lieu et sera suivie d'une période de **rupture.** Afin d'examiner en quoi consiste le phénomène de flexion et les lois qui régissent les déformations, nous considérerons successivement le cas d'un solide encastré à une extrémité, libre à l'autre; puis le cas d'un solide supporté aux deux bouts.

54. Pièce encastrée à une extrémité. — Prenons une poutre ABCD fixée dans le mur MN; traçons sur l'une des faces verticales des droites parallèles *ab*, *cd*, *ef*, *gh* distantes d'une quantité *i*, puis exerçons en CD un effort vertical P, nous constaterons :

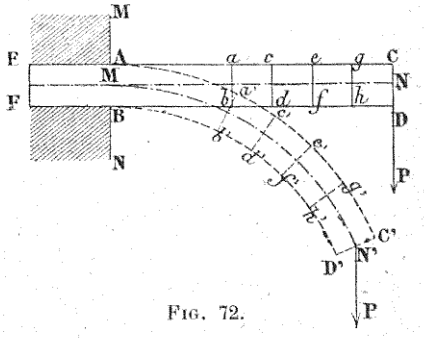


FIG. 72.

1° Que la région encastrée AEFB n'a pas bougé, mais que les fibres AC et BD se sont courbées ;

2° Que les lignes *ab*, *cd*, *ef*, *gh* devenues *a'b'*, *c'd'*, *e'f'*, *g'h* sont restées droites et normales aux courbes AC' et BD';

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Que les longueurs ac, ce, eg, gh ont augmenté : $a'c' > ac$, $c'e' > ce$, ...; au contraire, les distances bd, df, fh ont diminué : $b'd' < i$, $d'f' < i$, $f'h' < i$.

On en déduit que les fibres supérieures AC se sont allongées; que les fibres inférieures BD se sont raccourcies et que, par conséquent, la flexion consiste en un phénomène double d'**extension** et de **compression**;

4° Les fibres sont de moins en moins tendues ou comprimées et cela d'une façon progressive à mesure que l'on s'éloigne des fibres extrêmes. On est alors conduit à admettre qu'il existe une région plane dans laquelle il n'y a ni extension ni compression; on la désigne sous le nom de **couche neutre MN**;

5° Dans les corps symétriques et homogènes, l'allongement des fibres supérieures est absolument identique au raccourcissement des fibres inférieures. Dans les autres, la déformation est moindre là où se trouve un excès de matière;

6° Pour tous les solides, la couche neutre se confond avec le plan horizontal qui contient le centre de gravité G.

55. Forme des sections droites employées. — Puisque la région voisine de la couche neutre est beaucoup moins déformée que les autres, c'est qu'elle supporte des efforts moindres. Dès lors il y a avantage sérieux à y enlever une partie de la matière pour la reporter aux extrémités. On y arrive pratiquement en employant les formes à simple et à double té, le rectangle et le cercle évidés. Selon les matières et les besoins, on emploie d'ailleurs aussi les sections pleines rectangulaire, circulaire, elliptique ou les sections cruciformes et les cornières.

56. Lois de la flexion. — Toute une série d'expériences dans lesquelles on fit successivement varier les forces, leur bras de levier, la grandeur et la forme de la section, la matière employée, ont permis d'établir les lois suivantes :

I. *L'effort d'extension ou de compression* R_1 *supporté par* 1^{mm2} *des fibres extrêmes d'une section* D *est proportionnel :* 1° *à l'in-*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tensité de la charge P ; 2° *à la distance* (L — *l*) *du point d'application de la charge à la section considérée ;* 3° *à la distance v de la fibre la plus éprouvée à la couche neutre ; il est inversement proportionnel au moment d'inertie* I *de la section par rapport à un axe horizontal nommé axe neutre et passant par le centre de gravité :*

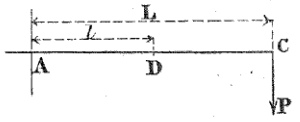


FIG. 73.

$$(1) \qquad R_f = \frac{P\,(L - l) \times v}{I}.$$

La section la plus éprouvée est celle pour laquelle $l = 0$; c'est la section d'encastrement A, sa fatigue est :

$$(2) \qquad R_f = \frac{PLv}{I}.$$

Elle est appelée **section dangereuse** parce que c'est là que se produit la rupture.

Or nous avons vu que, pour résister en toute sécurité, une pièce ne doit pas supporter une charge supérieure à R′ ou R″ par millimètre carré de section ; il conviendra donc de prendre :

$$(3) \qquad \frac{Plv}{I} = R' \qquad \text{ou} \qquad Pl = \frac{R'I}{v},$$

puisque généralement $R' \leq R''$.

PL est **le plus grand moment fléchissant M**, moment de la charge par rapport à l'axe neutre de la section d'encastrement, section dangereuse.

$\frac{I}{v}$ rapport du moment d'inertie de cette section précédemment définie à la distance de la fibre la plus tendue ou la plus comprimée au plan neutre, se nomme le **module** de la section m.

La rotation (3) devient celle que nous avons donnée dans le premier volume :

$$(4) \qquad M = R'm.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le plus grand moment fléchissant évalue l'effet maximum de rupture des charges ; le produit du module par la résistance pratique représente la résistance de cohésion des molécules de la section dangereuse. Les valeurs de M, de R′ et de m ont été données dans les tableaux du premier volume.

II. *Toutes les sections de la portée sont soumises à des efforts tranchants ou de cisaillement* F *égaux et de sens contraire à droite et à gauche de la section*, tendant à faire glisser les deux tronçons déterminés par la section pour les détacher suivant celle-ci. Il faut donc s'assurer que les diverses sections calculées pour résister au moment fléchissant supportent en toute sécurité l'effort de cisaillement. La résistance pratique au cisaillement est environ 0,75 de celle relative à l'extension. On doit donc avoir :

$$F \leq 0{,}75R'S. \tag{5}$$

III. *Les déformations sont proportionnelles aux forces* P *et aux cubes des portées* L^3 ; *elles sont inversement proportionnelles au moment d'inertie* I *de la section et au coefficient d'élasticité* K *de la matière employée :*

$$f = \frac{1}{3}\frac{PL^3}{IK}. \tag{6}$$

f est l'abaissement du point d'application de la charge.

57. Solides supportés par deux appuis de niveau. — Nous allons essayer de ramener ce cas au précédent. D'abord il est visible que

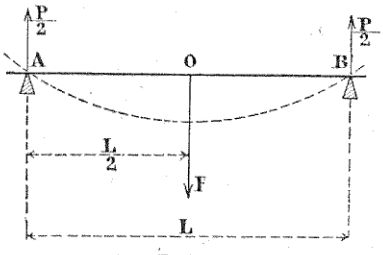


Fig. 74.

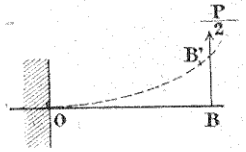


Fig. 75.

la charge P est supportée également par les appuis A et B

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

(décomposition des forces parallèles), qui réagissent (principe de l'égalité de l'action et de la réaction) sur la poutre AB, chacun avec une force égale à 0,5P, en produisant une déformation analogue à celle que subirait la poutre AOB encastrée en O, soumise à un effort ascendant 0,5P en B pour la partie droite.

La section dangereuse est donc en O, et la résistance à la rupture est donnée par la relation :

$$(7) \qquad R_1 = \frac{0{,}5P \times 0{,}5L \times v}{I} = R',$$

qui ne diffère de la relation (2) que par la valeur du moment de la force (0,5P) par rapport à la section dangereuse.

58. Moment fléchissant. — C'est le moment des forces extérieures ou charges par rapport à l'axe neutre, intersection de la couche neutre avec le plan de la section considérée. Il caractérise l'effet rotatif de la charge autour de l'axe neutre de la section. Il varie avec les diverses sections considérées ; les bras de levier des charges changeant. Il existe un **plus grand moment fléchissant** par rapport à une section de la pièce ; cette section la plus fatiguée est la **section dangereuse**, celle où se produirait la rupture.

59. Effort tranchant. — C'est la valeur de la **force extérieure** parallèle à la section, à droite de celle-ci si la poutre est encastrée, à gauche si elle est appuyée à ses deux extrémités. Cette force extérieure, somme algébrique des charges et des réactions d'appui, peut varier avec les diverses sections de la poutre. Il existe donc généralement un effort tranchant maximum auquel doit résister la poutre.

60. Détermination du plus grand moment fléchissant, de l'effort tranchant maxima et des sections dangereuses. — Dans les cas simples, on opère directement par le calcul ; dans les cas complexes relatifs aux poutres appuyées aux deux extrémités, on a recours à la statique graphique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

61. *a*) **Méthode algébrique.** — 1° **Poutre encastrée à une extrémité et chargée à l'autre** (*fig.* 73). — Le plus grand moment fléchissant est :

$$M = PL.$$

L'effort tranchant est égal à P ; il est le même pour toutes les sections.

2° **Poutre encastrée à une extrémité et soumise à des charges P_1, P_2, P_3 diversement situées.** — Le moment fléchissant par rapport à une section A′ est égal à la somme algébrique des moments des charges situées à droite de A′ :

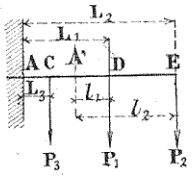


FIG. 76.

$$M_{A'} = P_1L_1 + P_2L_2.$$

Il est encore maximum pour la section encastrée et a pour valeur :

$$M = P_1L_1 + P_2L_2 + P_3L_3.$$

L'effort tranchant en A′ est égal à $P_1 + P_2$, il est maximum pour les sections situées entre A et C et égal à $P_1 + P_2 + P_3$, minimum entre D et E et égal à P_2.

3° **Poutre encastrée et chargée uniformément sur toute sa longueur.** — Le moment des charges fractionnées par décimètre de longueur, par exemple, est le moment de la résultante de toutes ces charges, c'est-à-dire de la charge totale concentrée au milieu de la longueur de la poutre. Il est maximum pour la section d'encastrement et a pour valeur :

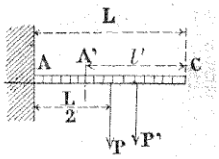


FIG. 77.

$$M = \frac{PL}{2};$$

pour une section A′, il n'est que $\frac{P'l'}{2} = \frac{Pl'^2}{2L}$; à l'extrémité C, il est nul.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'effort tranchant en A′ est égal à $P' = \frac{Pl'}{L}$; il est nul en C, maximum en A et égal à P.

4° **Poutre encastrée chargée uniformément et soumise à des charges isolées P_1P_2.** — La section d'encastrement est encore la section dangereuse, le moment fléchissant y est maximum et a pour valeur :

$$M = \frac{PL}{2} + P_1L_1 + P_2L_2 ;$$

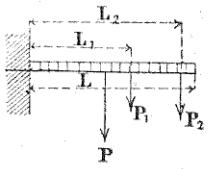


Fig. 78.

l'effort tranchant y est aussi le plus grand :

$$F = P + P_1 + P_2.$$

Dans tous les cas relatifs à la poutre encastrée à une extrémité, on voit que la section d'encastrement est toujours la section dangereuse pour laquelle on doit établir les calculs.

5° **Poutre appuyée à ses deux extrémités et chargée en son milieu** (*fig.* 74). — La section dangereuse est au milieu O et le plus grand moment fléchissant :

$$M = \frac{1}{2} P \times \frac{1}{2} L = \frac{1}{4} PL.$$

L'effort tranchant est égal à P, il est le même pour toutes les sections.

6° **Poutre reposant sur deux appuis de niveau et chargée en un point quelconque de sa longueur.** — La charge P détermine deux réactions d'appui :

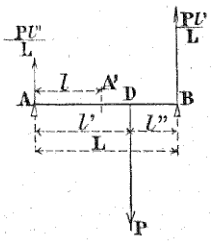


Fig. 79.

$$R_A = \frac{Pl''}{L} \qquad \text{et} \qquad R_B = \frac{Pl'}{L}.$$

En prenant le moment par rapport à une section quelconque A′, on a :

$$M_{A'} = R_A l = \frac{Pl''l}{L}.$$

Il est maximum pour la section D où est appliquée la charge

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et a pour valeur :

$$M = \frac{Pl''l'}{L}.$$

L'effort tranchant est égal à

$$R_A = \frac{Pl''}{L}$$

pour toutes les sections situées entre A et D, égal à :

$$R_B = \frac{Pl'}{L}$$

pour les sections de D à B.

7° **Poutre reposant sur deux appuis de niveau et chargée uniformément.** — Si nous considérons la section A′, les forces à gauche de A′ sont : la réaction du point A, égale à $\frac{1}{2}$ P, et le poids de la charge répartie sur AA′, soit $\frac{Pl}{L}$, appliquée au milieu C de AA′. On a donc :

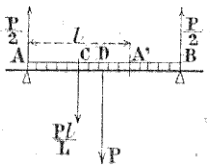


FIG. 80.

$$M_{A'} = \frac{Pl}{2} - \frac{Pl}{L} \times \frac{l}{2} = \frac{Pl}{2L}(L - l);$$

il est maximum pour la section D, milieu de AB, et égal à :

$$M = \frac{P \times \frac{L}{2} \times \frac{L}{2}}{2L} = \frac{PL}{8};$$

il est nul aux deux extrémités A et B.

Quant à l'effort tranchant, nul en D, il est maximum et égal à P en A et B et de signe contraire, positif en B, négatif en A.

62. *b*) **Méthode graphostatique.** — Soit à résoudre le problème suivant relatif à une **poutre posée sur deux appuis de niveau.**

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Une poutre AB *de* 5^m *de long est soumise aux charges* P_1, P_2, P_3, *respectivement égales à* 2, 3, 1 *tonne, et agissant à des distances de* $1^m,25$, 3^m, 4^m *de l'appui de gauche* A. *Déterminer les réactions d'appui, le moment fléchissant et l'effort tranchant en une section quelconque* D *située à* 2^m *de l'appui* A *par exemple, les sections dangereuses correspondant au plus grand moment fléchissant et au plus grand effort tranchant.*

Prenons comme

Echelle des longueurs	10^{mm} par mètre
Echelle des efforts	5^{mm} par tonne
Distance polaire	2^m, soit 20^{mm} à l'échelle

L'*échelle des moments* sera donc 1^{mm} pour :

$$\frac{d}{pq} = \frac{20}{10 \times 5} = 0{,}4 \text{ tonne-mètre.}$$

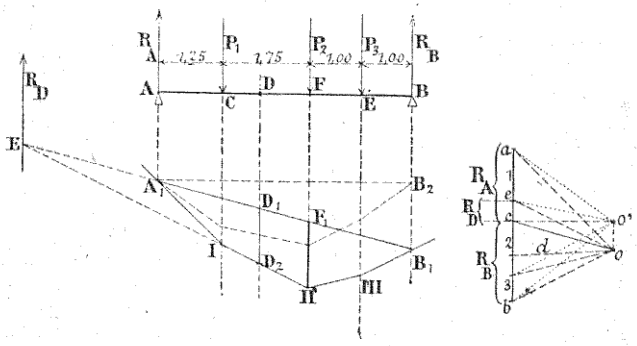


FIG. 81.

1° Réactions d'appui. — Tracer un polygone funiculaire relatif à un pôle quelconque *o*, mener la ligne de fermeture A_1B_1 et tracer par *o* une parallèle *oc* à cette ligne.

NOTA. — Les figures 81 à 84, 88-89, 97, 98, 101 à 104, 108 à 111 sont des réductions aux $\frac{2}{3}$ des épures de statique dont les échelles simples sont mentionnées dans le texte.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ca et *bc* sont les réactions R_A et R_B :

$$ca = 1^{cm},4, \quad \text{d'où} \quad R_A = 2^t,8;$$
$$bc = 1^{cm},6, \quad \text{d'où} \quad R_B = 3^t,2.$$

On peut redresser le funiculaire en prenant un pôle o' sur l'horizontale du point *c*, la ligne de fermeture A_1B_2 est alors parallèle à AB.

2° **Moments fléchissants.** — Comme ce sont les moments des forces situées à gauche de la section considérée, ou de leur résultante, ils sont représentés par les ordonnées verticales comprises entre les côtés du polygone funiculaire et la ligne de fermeture A_1B_1.

Pour la section D, le moment fléchissant est le moment de la résultante des forces R_A et P_1 situées à gauche de D, c'est-à-dire de R_D dont le point E de sa ligne d'action est l'intersection des côtés extrêmes D_1A_1 et I-II du funiculaire des deux forces R_A et P_1. Le moment par rapport à l'axe neutre D de la section est représenté par D_1D_2 à l'échelle des moments. Comme $D_1D_2 = 10^{mm}$, le moment fléchissant en D est alors de

$$0^{tm},4 \times 10 = 4 \text{ tonnes-mètres.}$$

Le plus grand moment fléchissant est représenté par F_1-II, a pour valeur :

$$0^{tm},4 \times 13 = 4^{tm},9,$$

puisque F_2-II $= 13^{mm}$, et correspond à la section F située à 3^m de A ; cette section est la section dangereuse.

3° **Efforts tranchants.** — Pour la section D, il est égal à la force extérieure :

$$R_A - P_1 = R_D = ce ;$$

or $ce = 4^{mm}$, $R_D = 0^t,8$.

En considérant les efforts tranchants dirigés de bas en haut positifs, on voit que dans ce cas il est positif.

Il est maximum en B et atteint la valeur positive $R_B = 3^t,2$; de A en C il prend la valeur négative $R_A = 2^t,8$.

La section dangereuse pour l'effort tranchant est celle d'appui B pour laquelle le moment fléchissant est nul.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Même problème dans le cas où la poutre reçoit en plus des charges P_1, P_2, P_3 *une charge uniformément répartie* $P = 12^t,8$.

Les réactions d'appui sont augmentées chacune de $\frac{P}{2} = 6^t,4$.

Moments fléchissants. — Aux précédents, il faut ajouter ceux relatifs à la charge uniformément répartie. La courbe représentative ou le diagramme de ces derniers est une **parabole** dont l'axe correspondant au plus grand moment fléchissant est la perpendiculaire au milieu C de AB, $CC_1 = \frac{PL}{8}$; la parabole passe par A_1 et B_1, les moments par rapport aux appuis étant nuls. On peut vérifier que la courbe est sensiblement une parabole, en fractionnant la charge P en un assez grand nombre de parties et en construisant le funiculaire relatif à ces charges partielles considérées comme isolées. Pour additionner facilement les moments dus à la charge uniformément répartie et ceux dépendant des charges P_1, P_2, P_3, on utilise le funiculaire redressé A_1-I-II-III-B_1 et on y accole le segment parabolique sur A_1B_1; puisque $CC_1 = \frac{PL}{8} = \frac{\frac{P}{2}L}{4}$, c'est le moment d'une force $\frac{P}{2}$ appliquée au milieu de la poutre, le funiculaire $A_1B_1C_1$ le donne.

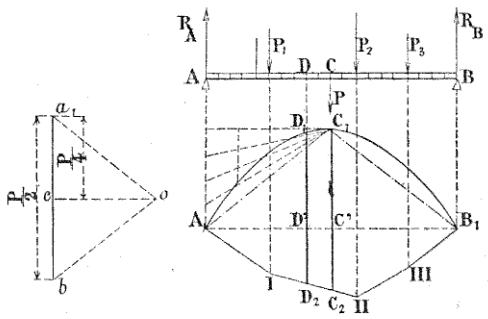


FIG. 82.

Le moment fléchissant par rapport à D est représenté par D_1D_2, longueur de l'ordonnée D comprise à l'intérieur du polygone $A_1C_1B_1$-III-II-I, comme $D_1D_2 = 30^{mm}$, le moment est

$$0,4 \times 30 = 12 \text{ tonnes-mètres.}$$

Le plus grand moment fléchissant est fourni par la plus grande ordonnée comprise à l'intérieur du polygone. Dans la figure, c'est C_1C_2 correspondant à la section dangereuse C :

$$M = 0,4 \times 32 = 12^{tm},8.$$

Efforts tranchants. — A ceux du problème précédent, on ajoute les efforts

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de cisaillement dus à la charge uniformément répartie. L'effort maxima est encore relatif à la section d'appui B et est égal à la réaction totale d'appui :

$$3^t,2 + 6^t,4 = 9^t,6.$$

En A, il n'est que :

$$2^t,8 + 6^t,4 = 9^t,2.$$

REMARQUE. — Ce problème est celui du calcul d'une barre dont on tient compte du poids. Par ces deux exemples on voit que la méthode graphostatique présente l'avantage d'obtenir à la fois la valeur du moment fléchissant pour chaque section et, par suite, d'indiquer leur fatigue relative, d'évaluer les réactions ou les charges des appuis, l'effort tranchant pour chaque section, les sections dangereuses à la flexion et au cisaillement.

63. Détermination du module de flexion. — Sa valeur étant le quotient du moment d'inertie par rapport à l'axe neutre par la distance de la fibre la plus éprouvée à la fibre neutre, il faut déterminer d'abord le centre de gravité de la section où passent l'axe neutre et la fibre neutre, puis évaluer le moment d'inertie.

64. I. Détermination du centre de gravité d'une section. — On opère par la statique graphique en adoptant

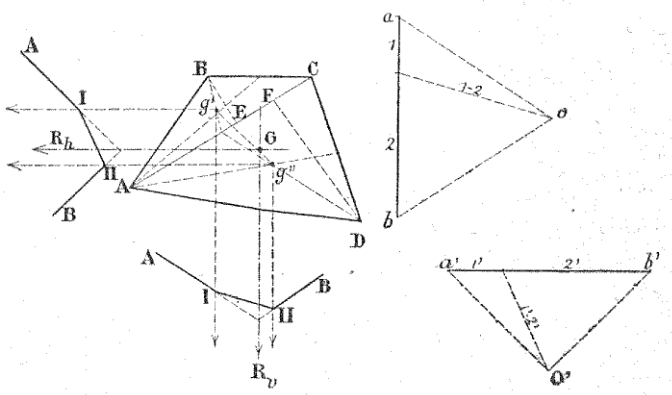


FIG. 83.

la méthode générale suivante : *On décompose la section en éléments simples* (*rectangles*, *triangles*, *trapèzes*, *cercles*) *dont on connaît les centres de gravité, et on applique en ces points deux*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

systèmes de forces parallèles, proportionnelles aux surfaces élémentaires et de direction différente. On détermine les résultantes dont le point de rencontre est le centre de gravité cherché.

Ainsi, soit à déterminer le centre de gravité *de la surface du quadrilatère* ABCD (*fig.* 84).

On applique en g' et g'' deux forces proportionnelles aux surfaces des triangles ABC et ADC, proportionnelles aux hauteurs BE et DF, puisque les deux triangles ont même base AC. On construit deux funiculaires quelconques ; la rencontre des deux résultantes R_h et R_v donne le centre de gravité G.

Quand la section présente un axe de symétrie, ce qui est le cas le plus fréquent, le centre de gravité se trouvant sur cet axe, un seul système de forces parallèles suffit, la résultante fournie par sa rencontre avec l'axe donne le centre de gravité. C'est ainsi que l'on a procédé pour trouver le centre de la section du *fer à double té à ailes inégales* de la figure 84, après avoir décomposé la surface en trois rectangles de centre g_1, g_2, g_3, et appliqué des forces f_1, f_2, f_3, proportionnelles à 60×10, 90×10, 90×10.

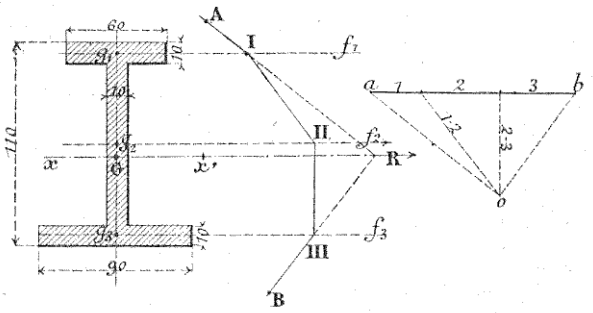


FIG. 84.

L'**axe neutre** est la droite xGx', il est situé à 49^{mm} environ de la base de la plus grande aile.

65. Moment d'inertie d'une surface par rapport à l'axe neutre. — Soit à calculer le moment d'inertie de la surface rectangulaire ABCD autour de l'axe Gxx' passant par le centre de gravité G.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Supposons cette surface matérielle ayant une épaisseur très petite, une plaque très mince par exemple tournant autour de l'axe Gxx'. Dans cette rotation, un élément de surface s, de masse m, emmagasine un travail :

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{m\omega^2 r^2}{2},$$

si ω est la vitesse angulaire et r la distance de l'élément à l'axe.

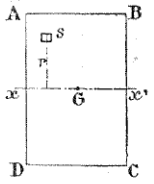


FIG. 85.

L'inertie de l'élément à vaincre pour lui communiquer une vitesse de rotation ω a donc pour valeur $\frac{m\omega^2 r^2}{2}$. Cet effet rotatif résistant de l'élément correspondant à la vitesse unité ($\omega = 1$), égal à $\frac{mr^2}{2}$, est le moment d'inertie de l'élément par rapport à l'axe de rotation xGx'.

Pour avoir le moment d'inertie de la plaque, il faut faire la somme des moments d'inertie de tous ses éléments. On le représente par le symbole $I_{xx'}$, qui s'énonce **moment d'inertie par rapport à l'axe** xx'.

$$I_{xx'} = \left(\frac{mr^2}{2} + \frac{m'r'^2}{2} + \frac{m''r''^2}{2} + \ldots\right).$$

La plaque étant homogène et d'épaisseur constante, les masses $m, m', \ldots$ des éléments sont proportionnelles aux surfaces $s, s', \ldots$ de ces éléments ; par suite le moment d'inertie de la surface peut être représenté par :

$$I_{xx'} = \frac{sr^2}{2} + \frac{s'r'^2}{2} + \ldots$$

à un coefficient k près variable avec l'épaisseur de la plaque, la densité du métal, et que nous pouvons admettre égal à 1.

On ne peut l'évaluer par des procédés élémentaires ; c'est pourquoi nous donnerons sans les calculer les moments d'inertie du rectangle et de l'ellipse, desquels nous déduirons aisément ceux des sections usuelles.

Le moment d'inertie d'un rectangle par rapport à un axe parallèle à sa base b et passant par son centre G *est :*

$$I_{Gx} = \frac{1}{12} bh^3.$$

Pour les sections en double té à branches égales en U, en croix, on décompose la section en rectangles dont les centres se trouvent sur l'axe neutre et dont la somme ou la différence des aires égale celle de la section. Le moment d'inertie de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cette dernière est égal à la somme ou à la différence des moments d'inertie des rectangles composants.

En faisant le quotient $\frac{I}{r}$ on obtient les modules de flexion donnés dans le tableau n° 257 du premier volume.

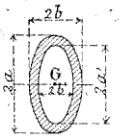


FIG. 86.

Le moment d'inertie d'une ellipse dont le grand axe est vertical par rapport au petit axe est égal à $\frac{1}{4}\pi a^3 b$.

Il devient par rapport au grand axe $\frac{1\pi b^3 a}{4}$.

Pour la section **circulaire**, $a = b$, le moment d'inertie par rapport au diamètre est alors $I = \frac{\pi r^4}{4}$.

Pour les sections semblables évidées, on fait la différence des moments des surfaces extérieures et intérieures.

On obtient :

Pour la **section circulaire creuse** $\frac{1}{4}\pi(r^4 - r'^4)$;

Pour la **section elliptique creuse** $\frac{1}{4}\pi(a^3 b - a'^3 b')$ ou $\frac{1}{4}\pi(b^3 a - b'^3 a')$.

En dehors des sections usuelles précitées, il y en a d'autres dont la surface peut être décomposée en rectangles (en négligeant les arrondis), mais dont les centres ne se trouvent pas sur l'axe neutre Gx ; il en est ainsi des sections à simple té, des cornières, des fers à double té à ailes supérieures et inférieures inégales.

On peut calculer leurs moments d'inertie par rapport à l'axe neutre préalablement déterminé en se basant sur le théorème suivant :

Le moment d'inertie d'une section par rapport à un axe parallèle à l'axe du centre de gravité est égal au moment d'inertie de la section par rapport à ce dernier augmenté du produit de la surface de la section par le carré de la distance des deux axes :

$$(1) \qquad I_{yy'} = I_{Gx} + SD^2.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En effet, considérons un élément de surface s, son moment d'inertie par rapport à yy' est :

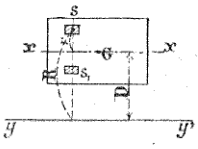


FIG. 87.

$$sR^2 = s(r + D)^2 ;$$

l'élément égal s_1 symétrique de s par rapport à xx' a pour moment d'inertie par rapport à yy' :

$$s_1R_1^2 = s(D - r)^2 ;$$

le moment d'inertie de ces deux éléments est :

$$I_{yy'} = s(r + D)^2 + s(D - r)^2 = 2sr^2 + 2sD^2.$$

Si on procède de même pour tous les éléments de la surface et si on additionne les moments d'inertie, on obtient la relation (1)

Application. — *Calcul du moment d'inertie de la section du fer à té à ailes inégales (fig. 84) par rapport à l'axe neutre.*

Le centre de gravité se trouvant à 49mm de la face inférieure est à des distances de 51, 6, 44mm de g_1, g_2 et g_3.

Moment d'inertie du rectangle g_1 par rapport à Gx :

$$\frac{60 \times 10^3}{12} + (60 \times 10)\ 51^2 = \quad 5.000 + 1.560.600 = 1.565.600$$

On a de même pour le rectangle g_2 :

$$\frac{10 \times 90^3}{12} + 900 \times 6^2 \quad = 607.500 + \quad 32.400 = \quad 639.900$$

et pour le rectangle g_3 :

$$\frac{90 \times 10^3}{12} + 900 \times 44^2 \quad = \quad 7.500 + 1.742.400 = 1.749.900$$

Le moment d'inertie de la section $= 3.955.400$

Pour obtenir le module, il faudrait diviser ce moment par la distance 61 de la fibre neutre à la fibre la plus éprouvée :

$$m = \frac{3.955.400}{61} = 64.842.$$

Le moment d'inertie a été obtenu en prenant toutes les longueurs en millimètres ; si on les avait exprimés en *centimètres*, le moment d'inertie étant du 4e *degré*, le nombre obtenu serait

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

égal au précédent divisé par 10^4, par 10^8 si l'on adopte comme unité le *décimètre* et par 10^{12} si on prend le *mètre*.

Le module étant simplement du 3e *degré*, des nombres qui l'expriment sont de 1.000 *en* 1.000 *fois* plus grands, selon que l'on adopte le millimètre, le centimètre, le décimètre, le mètre comme unité de longueur.

66. Détermination du moment d'inertie par la statique graphique. — Soit à déterminer le moment d'inertie d'une bande rectangulaire de la surface par rapport à l'axe xx' parallèle à la bande. Celle-ci étant peu haute, si g est son centre de gravité, le moment est voisin de sr^2, s étant la surface de la bande, r la distance de g à l'axe xx'.

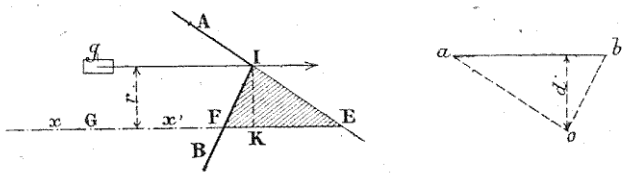


FIG. 88.

Au point g, appliquons une force proportionnelle à la surface et parallèle à xx', construisons le funiculaire AIB comme pour l'évaluation d'un moment quelconque.

Le segment EF de l'axe xx' compris entre les côtés adjacents du funiculaire mesure à l'échelle $\frac{d}{pq}$ le produit sr, d représentant la distance polaire, p le nombre de millimètres par millimètre carré de section, q le nombre de millimètres par millimètre de longueur.

La démonstration est la même que n° 48.

Le moment d'inertie $sr^2 = sr \times r$ peut être représenté par le produit EF $\times$ IK à l'échelle $\frac{d}{pq^2}$, puisque IK $= \frac{r}{q}$;

$$sr^2 = \text{EF} \times \frac{d}{pq} \times \frac{\text{IK}}{q} = \text{EF} \times \text{IK} \times \frac{d}{pq^2}$$
$$= \text{Surface triangle EIF} \times \frac{2d}{pq^2}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on prend $2d = ab = ps$, on a, en appelant s_1 la surface du triangle EIF :

$$sr^2 = s_1 \times \frac{ps}{pq^2} = \frac{s_1 \times s}{q^2},$$

s étant la surface réelle de la section :

$$sr^2 = \frac{s_1 \times s'}{q^4},$$

s' étant la surface de la section du croquis à l'échelle de celui-ci.

Dans le cas de la figure, $r = 24^{mm}$, $s = 60^{mm2}$, le moment d'inertie est approximativement :

$$60 \times 24^2 = 34.560.$$

Comme on a pris $d = \frac{ab}{2}$, et que l'échelle des longueurs est 0,5, le momont est environ (EF $= 24^{mm}$) :

$$\frac{s_1 \times s'}{0{,}5^4} = 16 s_1 s' = 16 \times \frac{12 \times 24}{2} \times 15 = 34.560.$$

Si on fait l'épure de statique en vraie grandeur, le moment d'inertie est donc égal au produit des deux surfaces, surface de la section et surface hachurée du funiculaire.

67. Application à la recherche du moment d'inertie d'un rail. — Pour l'obtenir avec une assez grande approximation, il est nécessaire de fractionner sa surface en bandes de hauteur très petites, 4^{mm} par exemple. Aux centres de gravité de ces bandes, on applique des forces proportionnelles aux surfaces, c'est-à-dire, dans le cas de la figure :

Aux points :	1,		2	à	5,		6,		7	à	15,		16,		17,		18
des forces :	30,		120				76,		32				150,		175,		35

On construit le polygone des forces ab à l'échelle de 1^{mm} par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

10^{mm2}, on prend une distance polaire $d = \frac{ab}{2}$, et on trace le funiculaire.

L'intersection des côtés extrêmes donne un point de l'axe neutre qui se trouve à 76^{mm} de la base du rail.

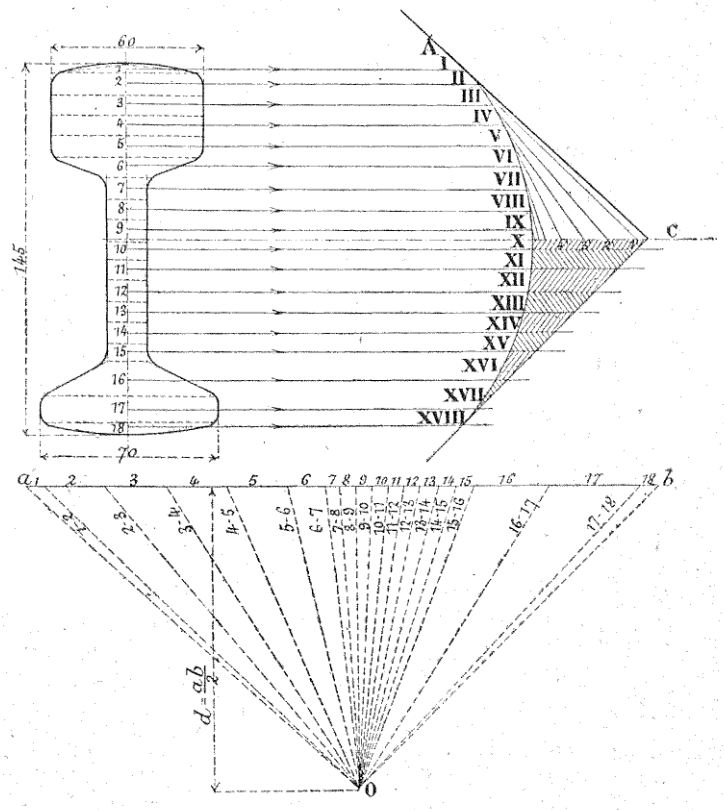


FIG. 89.

Le moment d'inertie par rapport à cet axe de la première bande est représenté par la surface du triangle I-II-1′C, celui de la deuxième bande par le triangle II-III-2′1′, celui de la troisième bande par III-3′2′, etc...

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le moment d'inertie de la section entière par rapport à Gxx' est représente par la surface S_1 *comprise entre les côtés du funiculaire et les prolongements des côtés extrêmes multipliée par la surface* S' *de la section sur l'épure à l'échelle des moments.*

Pour évaluer S_1, on calcule la surface des trapèzes et triangles hachurés, on trouve 617^{mm2} ; on peut employer le **planimètre** d'Amsler pour mesurer les deux surfaces S_1 et S'.

L'échelle des longueurs étant 0,5, celle des moments est $0,5^4$.

Par suite,

$$I_{G,x} = \frac{1.234 \times 617}{0,5^4} = 1.234 \times 617 \times 16 = 12.182.048.$$

On en déduit le module,

$$m = \frac{I}{v} = \frac{12.182.048}{76} = 160.000 \text{ environ},$$

ou 160, si l'on prend comme unité le centimètre.

L'intégrateur d'Amsler (1) permet de trouver à la fois l'aire, l'axe neutre et le moment d'inertie d'une surface plane en suivant le contour de celle-ci avec un style.

68. Solides d'égale résistance à la flexion. — On désigne sous ce nom des pièces dans lesquelles la résistance de chaque section est la même dans toute la longueur de la poutre. Si l'on considère une pièce **de largeur constante** *b* **encastrée à une extrémité** et **chargée à l'autre**, en désignant par x la distance d'une section quelconque au point d'application de la charge P et par h la hauteur de cette section, on a constamment :

$$Px = R' \frac{bh^2}{6},$$

$$h^2 = \frac{6P}{R'b} \times x.$$

(1) Nous renvoyons le lecteur désireux de connaître le mode d'emploi de l'intégrateur à la notice spéciale des intégrateurs Amsler-Laffon (Schaffhouse, Suisse).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La courbe qui limite cette poutre est une **parabole** (*fig.* 90-91) dont le sommet S est à l'extrémité de la poutre, $y = 0$ pour $x = 0$. Pratiquement, on transforme le profil en trapèze dont la plus petite base égale la moitié de la hauteur d'encastrement; les sections de l'extrémité libre résistent ainsi à l'effort tranchant P.

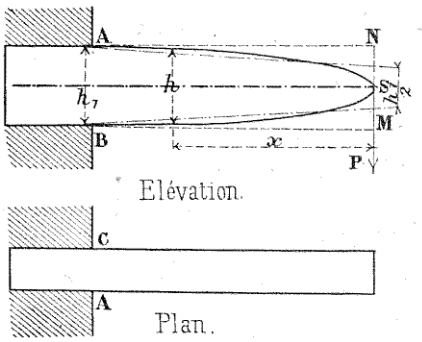


Fig. 90.

Quand la charge P est **uniformément repartie,** la hauteur h d'une section située à une distance x de l'extrémité libre de la poutre supposée de largeur uniforme b est donnée par la relation fondamentale :

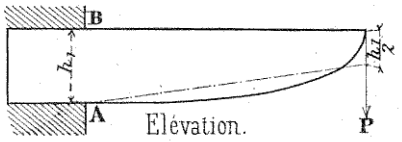


Fig. 91.

$$M = R'm$$

ou

$$\frac{Px^2}{2L} = \frac{R'bh^2}{6}, \qquad \text{d'où} \qquad h^2 = \frac{3Px^2}{R'bL}, \qquad h = x\sqrt{\frac{3P}{R'bL}}.$$

Pour $x = 0$, $h = 0$, la hauteur croît proportionnellement à x de O à AB, le profil est **triangulaire** ABS.

Considérons maintenant le cas d'une **poutre reposant sur deux appuis de niveau et chargée uniformément sur toute sa longueur.**

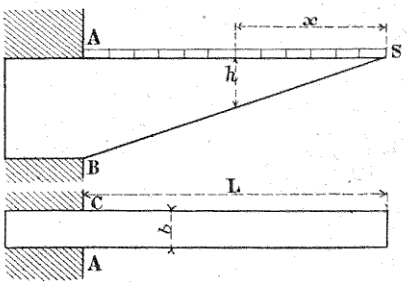


Fig. 92.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Supposons la largeur de la poutre constante b.

Ecrivons que le moment fléchissant par rapport à la section située à une distance x de A est égal au moment de résistance de cette section; nous avons :

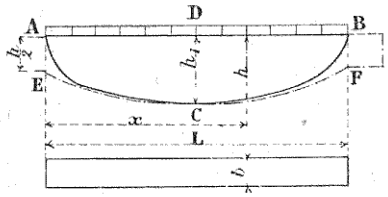


Fig. 93.

$$\frac{Px\,(L-x)}{2L} = \frac{R'bh^2}{6},$$

d'où :

$$h^2 = \frac{3Px\,(L-x)}{R'bL};$$

$h = 0$ pour $x = 0$ ou $x = L$; il est maximum pour $x = L : 2$; le profil ACB est une **demi-ellipse** de grand axe AB, de demi-petit axe

$$CD = h_1 = \sqrt{\frac{3PL}{4R'b}}.$$

Mais la poutre doit encore résister à l'effort tranchant qui est maximum aux extrémités A et B ; c'est pourquoi pratiquement on remplace la demi-ellipse par un **arc de cercle** ECF tel que la hauteur de la poutre aux appuis soit égal à $h_1 : 2$.

Si la hauteur de la poutre reste constante, la variable b est donnée par la même relation :

$$\frac{Px\,(L-x)}{2L} = \frac{R'bh^2}{6},$$

de laquelle on tire :

$$b = \frac{3Px\,(L-x)}{2R'Lh^2},$$

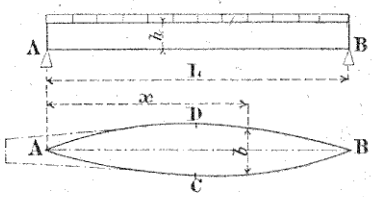


Fig. 94.

$b = 0$ pour $x = 0$ et $x = L$, b est maximum pour $x = \frac{L}{2}$. Le plan de la poutre est formé de **deux arcs de parabole symétriques** par rapport à AB de sommets C et D et qu'il est facile de tracer. Pour résister à l'effort tranchant, on élargit la forme trouvée en A et B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour des poutres différentes et des charges diversement disposées, on peut obtenir d'autres formes ; mais toujours les sections vont en diminuant à mesure qu'elles s'éloignent de la section dangereuse.

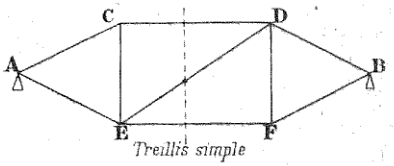
69. Applications. — Lorsque c'est possible, il y a intérêt à employer les solides d'égale résistance, parce qu'ils peuvent supporter les mêmes efforts que le solide de section constante enveloppante ABMN (*fig.* 90), alors qu'ils pèsent et coûtent sensiblement moins.

Les manivelles motrices ont une section longitudinale en forme de trapèze ; les balanciers sont souvent limités par des courbes paraboliques ; les palonniers en bois qui servent à transmettre les efforts d'un attelage sont limités par une droite et deux arcs de parabole ; enfin, les bras d'une roue dentée, d'une poulie, d'un volant, à section elliptique rectangulaire ou cruciforme, vont aussi en diminuant du moyeu à la jante.

Les barreaux de grille des foyers industriels sont plus hauts au milieu qu'à leurs extrémités.

XII. — Poutres à treillis

70. Définitions. — Les barres supérieures s'appellent **membrures supérieures** ; les barres inférieures : **membrures inférieures** ; les barres de treillis : **croisillons, diagonales** ou **montants.**



Treillis simple

FIG. 95.

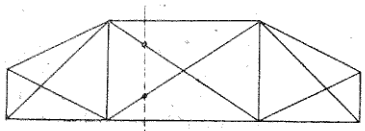
On appelle **nœud** le point de rencontre de plusieurs types de barres. Exemple : A, E, F, etc...

71. Classification. — On divise les poutres à treillis en deux catégories :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

1° Les **poutres à treillis simple**, quand une section verticale entre deux nœuds consécutifs ne rencontre qu'une diagonale ;

2° Les **poutres à treillis multiple**, si elle en rencontre plusieurs.



Treillis multiple

FIG. 96.

72. Conventions. — Pour que les barres de la poutre ne subissent que des efforts *de tension et de compression*, nous supposerons toujours que :

1° *Les charges sont appliquées directement aux nœuds ou transmises aux nœuds par des entretoises ;*

2° *Les axes neutres des barres sont des lignes droites se trouvant dans le plan de la poutre ;*

3° *Les barres de tout le système sont articulées aux nœuds d'attache.*

73. Détermination des efforts dans les poutres à treillis simple. — Les efforts de tension et de compression sont des **forces intérieures** équilibrant les forces extérieures agissant sur la poutre.

Si on suppose une section en un point de la poutre et qu'on enlève la partie de gauche, pour que le système soit en équilibre, il faudra que la résultante des forces intérieures des barres coupées soit égale à la résultante des forces extérieures agissant sur la partie de gauche supprimée.

C'est donc la **force extérieure à la section** qu'il s'agit d'équilibrer par des forces dirigées suivant les barres coupées. Comme la force extérieure est la même entre deux nœuds consécutifs (les charges étant appliquées aux nœuds), les efforts seront constants dans les barres situées entre ces nœuds.

Il existe plusieurs méthodes de détermination des efforts ; nous ne parlerons que de celle de **Crémona**, qui permet de déterminer, dans le même polygone de forces, les efforts dans toutes les barres.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si celles-ci sont tendues, on peut leur donner une section méplate ; quand elles sont comprimées pour éviter leur flexion, on adopte une forme plus résistante : en T, en U, en L ou en croix. Souvent on emploie pour les pièces tendues des barres de même forme.

74. Application : poutre à treillis en V. — La poutre AB a 8^{m} de portée et reçoit une charge uniformément répartie de 2 tonnes par mètre courant à la partie inférieure. Chacun des trois nœuds G, H, I supporte donc $3^{t} \times 2 = 6$ tonnes. Ne tenons pas compte des charges de 3 tonnes que supportent les deux appuis A et B.

Les réactions R_A et R_B seront :

$$\frac{6^{t} \times 3}{2} = 9 \text{ tonnes.}$$

Numérotons les barres comme sur le croquis ci-contre et construisons notre polygone des forces en commençant en a. Nous

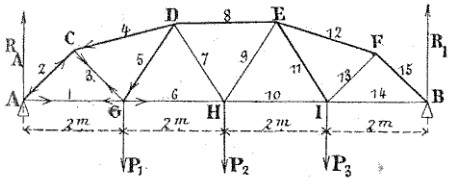


Fig. 97.

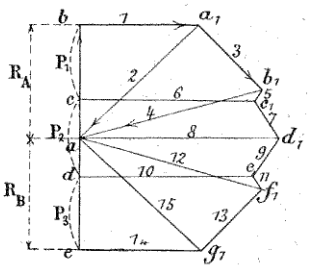


Fig. 98.

obtenons la droite $abcdea$ ($ab = R_A$, $bc = P_1$, $cd = P_2$, $de = P_3$, $ea = R_B$).

Commençons le crémona par le nœud A.

Équilibrons R_A par deux forces dirigées suivant les barres 1 et 2 aboutissant en A. Pour cela, menons par a et b des parallèles aux barres 2 et 1 ; ces parallèles se coupent en a_1.

ba_1 représente l'effort dans la barre 1, aa_1 dans la barre 2 ; le polygone des forces aba_1 est fermé, la réaction et les deux forces intérieures sont en équilibre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Passons au nœud C, équilibrons l'effort 2 dirigé de A vers C, action de la force extérieure sur la barre AC, par deux forces dirigées suivant les barres 3 et 4. Nous obtenons la figure aa_1b_1 : a_1b_1 est l'effort dans la barre 3, ab_1 dans la barre 4.

Passons maintenant au nœud G ; trois forces sont connues : effort dans 1, dans 3, et P_1 ; il faut les équilibrer par des forces dirigées suivant 5 et 6; pour cela, par les extrémités c et b_1 de P_1 et 3, mener des parallèles aux barres 5 et 6; on obtiendra les efforts respectifs dans ces barres en b_1c_1 et cc_1.

On ferait de même pour les nœuds D, H, E, I, F et B. Le polygone sera fermé, la dernière barre 14 devant arriver en e.

Pour obtenir le sens des efforts (*tensions ou compressions*), on emploie le procédé suivant :

Au nœud A, il existe trois forces : R_A, 1, 2. Ces trois forces se font équilibre, le polygone des forces est fermé, parcourons-le en commençant en a, remontons en b (sens de R_A), puis en a_1, et revenons en a.

Munissons dans le diagramme de la poutre les barres correspondantes de flèches ayant le même sens que dans le polygone des forces. Les flèches se rapprochant de A sont des *compressions;* les forces intérieures sont en effet de sens contraire aux forces produisant des compressions ; celles qui s'en éloignent sont des *tensions.*

Ainsi la barre 2 est *comprimée*, la barre 1 *tendue.*

Pour le nœud G, parcourir le polygone dans le sens $bcc_1b_1a_1b$, sens indiqué par la force P_1 ; la barre 5 est comprimée, les barres 1, 3 et 6 sont tendues.

Remarques. — 1° Les membrures non chargées partent toutes d'un même point qui est l'*origine des réactions ;*

2° Les membrures chargées découpent dans le polygone des forces des segments égaux aux charges ;

3° Les diagonales et montants forment un tracé continu partant du point de rencontre des deux premières barres aboutissant à un appui et se terminant au point de rencontre des deux dernières barres aboutissant à l'autre appui ;

4° Pour une poutre sur deux appuis libres et des charges verticales, les membrures supérieures sont comprimées et les inférieures tendues;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° Quand on a déterminé le sens de l'effort dans la première diagonale ou le premier montant, toutes les autres diagonales ou montants ayant même direction dans le polygone des forces, auront même genre d'effort; les barres de direction inverse auront un effort contraire.

Exemple : 3 et 7 sont tendus, 5 est comprimée.

Tableau des efforts. — L'échelle des longueurs est 1^{cm} par mètre, celle des efforts 1^{cm} pour 4 tonnes.

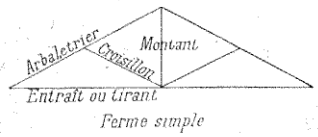
BARRES	EFFORT	VALEUR DE L'EFFORT	SENS DE L'EFFORT
1-14	$ba_1 = eg_1 = 2^{cm},35$	$9^t,4$	Tension
2-15	$aa_1 = ag_1 = 3^{cm},2$	$12^t,8$	Compression
3-13	$a_1b_1 = f_1g_1 = 1^{cm},8$	$7^t,2$	Tension
4-12	$ab_1 = af_1 = 3^{cm},7$	$14^t,8$	Compression
5-11	$b_1c_1 = e_1f_1 = 0^{cm},25$	1^t	Compression
6-10	$cc_1 = de_1 = 3^{cm},25$	13^t	Tension
7-9	$c_1d_1 = d_1e_1 = 0^{cm},9$	$3^t,6$	Tension
8	$ad_1 = 4^{cm}$	16^t	Compression

75. Ferme. — Elle comprend trois parties :

1° La membrure supérieure formée par les **arbalétriers**;

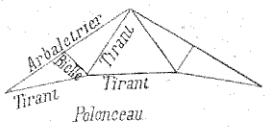
2° La membrure inférieure, formée par l'entrait ou **tirant**;

3° Le treillis, comprenant les **croisillons** ou pièces inclinées, les **montants** ou pièces verticales, les **bielles** pour les pièces perpendiculaires aux arbalétriers.



Ferme simple

FIG. 99.



Poinçonneau

FIG. 100.

Pour l'établissement d'une ferme, on aura toujours à considérer une **charge permanente** : poids de la couverture et de la ferme, une **surcharge totale** comprenant une couche de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

neige couvrant les deux versants, quelquefois aussi une demi-surcharge ou action du vent sur un versant.

La charge permanente et la surcharge de neige s'établissent par mètre carré de projection horizontale.

On supposera que les efforts s'exercent aux nœuds de la ferme.

76. Application : Ferme-polonceau à une contre-fiche. — *Données* : portée, 12^{m}; écartement des fermes, 4^{m}. — Ferme avec pannes et couverture de tôle ondulée.

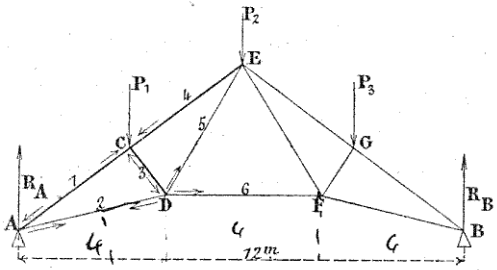


FIG. 101.

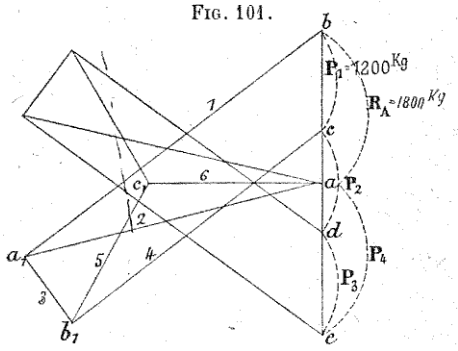


FIG. 102.

La charge par mètre carré de projection horizontale est de :

Ferme et pannes.....	25^{kg}
Tôle	15^{kg}
Surcharge de neige.....	60^{kg}
Total.....	100^{kg}

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La charge de chaque nœud sera donc :

$$100^{kg} \times 3 \times 4 = 1.200^{kg}.$$

Les réactions R_A et R_B vaudront 1.800^{kg}.

Le crémona se fera d'après les principes indiqués précédemment ; il suffira de le faire pour la moitié de gauche seulement, la ferme étant symétrique.

L'échelle des longueurs est ici de 1^{cm} pour $1^{m},50$ et celle des efforts de 1^{cm} pour 900^{kg}.

BARRES	EFFORTS	VALEUR DE L'EFFORT	SENS DE L'EFFORT
1	$ba_1 = 7^{cm},3$	$4^{t},380$	Compression
2	$aa_1 = 6^{cm}$	$3^{t},600$	Tension
3	$a_1b_1 = 1^{cm},6$	$0^{t},960$	Compression
4	$cb_1 = 6^{cm},2$	$3^{t},720$	Compression
5	$b_1c_1 = 3^{cm}$	$1^{t},800$	Tension
6	$c_1a = 3^{cm},5$	$2^{t},100$	Tension

Remarque. — Dans le calcul des fermes, on tient compte ordinairement de l'action du **vent.** On suppose que celui-ci frappe seulement l'un des versants suivant un angle de 10° avec l'horizontale en exerçant une pression égale à la demi-charge totale. La pression normale N aux nœuds se déduit facilement de cette dernière F, en désignant par α l'angle d'inclinaison du versant sur l'horizontale :

$$N = F \sin (\alpha + 10^{\circ}).$$

C'est d'ailleurs la projection de F sur la normale.

On construit un crémona pour ces pressions, et on ajoute algébriquement les efforts s'exerçant dans chaque barre dus à la charge permanente et à la neige et provoqués par le vent en considérant les tensions comme positives et les compressions comme négatives.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

77. Console à treillis de 3m,50 de porte-à-faux supportant plusieurs charges. — Pour pouvoir supporter une poutrelle de hauteur AA_1 et permettre de constituer les assemblages d'about nécessaires, on fait l'extrémité de la console à âme pleine.

Le départ du crémona ne peut alors s'effectuer, la première charge n'agissant pas à un nœud de la console à treillis.

Pour établir les efforts dans les trois premières barres, on applique la méthode suivante : équilibrer la force extérieure à la section mn par des forces dirigées suivant les barres 1, 2 et 3.

A cet effet, joignons le point A au point B_1 (rencontre des barres 2 et 3) et décomposons la force extérieure à la section mn (P_1), suivant 1 et AB_1. Il suffira de mener par a et b des parallèles ba_1 et aa_1 à ces directions. Il nous restera alors à décomposer aa_1 suivant les barres 2 et 3, en menant a_1b_1 et ab_1 parallèles à ces barres.

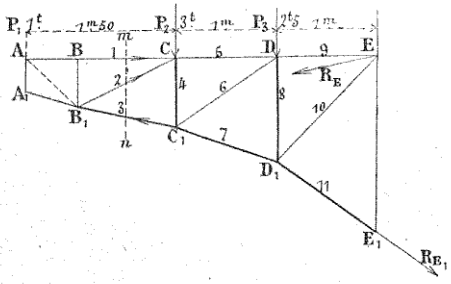


FIG. 103.

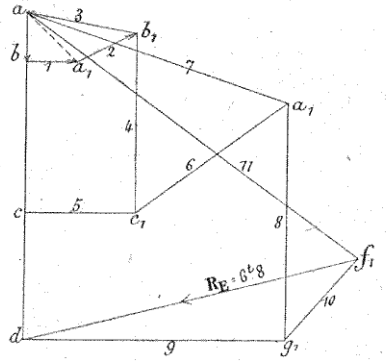


FIG. 104.

Pour obtenir le sens des efforts, on parcourt le polygone aba_1b_1a dans le sens de l'une de ses forces (P_1) et, dans le diagramme de la poutre, à droite de la section mn, on munit les barres correspondantes de flèches de même sens.

Pour les barres dont les flèches se rapprochent de la section, l'effort est une compression (barre 3), la force intérieure du sens de la flèche équilibre l'action extérieure du sens contraire B_1C_1 comprimant la pièce ; quand les flèches s'éloignent de la section, l'effort est une tension (barres 1 et 2). Nous pouvons maintenant, pour les autres barres, terminer par le crémona (nœuds C, C_1, D, D_1).

La réaction en E sera dirigée suivant df_1, et égale en grandeur et sens à ce segment, côté de fermeture du polygone des forces 9 et 10. En E, il faut équilibrer la force 11 par la réaction de E_1 égale et dirigée en sens contraire.

Tableau des efforts. — L'échelle des longueurs est 2cm pour 1m,50 ; celle des efforts : 1cm pour 1t,5.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les réactions ont pour valeur $R_E = 6^t,8$, $R_{E_1} = 8^t,2$.

BARRES		EFFORT	VALEUR DE L'EFFORT	SENS
Membrures supérieures	1..	$ba_1 = 1^{cm},0$	$1^t,0$	Tension
	5..	$c_1b_1 = 2^{cm},2$	$2^t,2$	id.
	9..	$dg_1 = 5^{cm},2$	$5^t,2$	id.
Membrures inférieures	3..	$ab_1 = 2^{cm},3$	$2^t,3$	Compression
	7..	$ad_1 = 5^{cm},5$	$5^t,5$	id.
	11..	$af_1 = 8^{cm},2$	$8^t,2$	id.
Diagonales	2..	$a_1b_1 = 1^{cm},3$	$1^t,3$	Tension
	6..	$c_1d_1 = 3^{cm},7$	$3^t,7$	id.
	10..	$g_1f_1 = 2^{cm},2$	$2^t,2$	id.
Montants	4..	$b_1c_1 = 3^{cm},6$	$3^t,6$	Compression
	8..	$d_1g_1 = 4^{cm},7$	$4^t,7$	id.

XIII. — Torsion

78. Efforts de torsion. — Une pièce est soumise à des efforts de torsion lorsque ceux-ci sont dirigés *rectangulairement à l'axe longitudinal, mais ne le rencontrant pas.* C'est le cas d'un arbre sollicité à tourner par l'action d'une courroie ou d'un engrenage, d'un taraud manœuvré par un tourne-à-gauche aux extrémités duquel s'exerce l'effort de l'ouvrier.

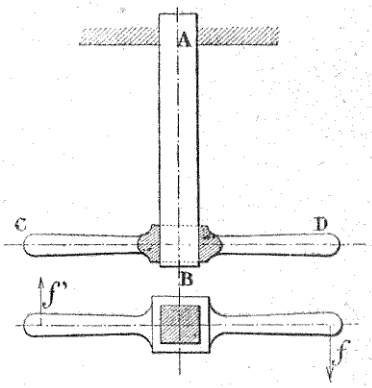


FIG. 105.

79. Lois de la torsion. — Considérons un prisme à base carrée encastré à sa partie supérieure A et encadré à sa partie inférieure B par un levier CD.

Exerçons aux extrémités de ce levier un couple d'efforts ff' dirigés dans le sens des flèches.

Tant que ces efforts seront inférieurs à une certaine limite

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dite d'élasticité, la déformation cessera avec l'action des forces.

Différentes expériences effectuées dans ces conditions montrent que dans un arbre tordu :

a) *Une section plane perpendiculaire à l'axe reste plane ;*

b) *La distance entre deux sections droites reste constante ;*

c) *La déformation caractérisée par la longueur de l'arc de torsion est proportionnelle :* 1° *à la distance de la section d'encastrement (les génératrices se transforment en hélices)* ; 2° *au produit des forces extérieures par leur bras de levier* (**moment de torsion**) ; 3° *à la distance de la fibre tordue à l'axe. Elle est inversement proportionnelle :* 1° *au moment d'inertie polaire de la section ;* 2° *au coefficient de résistance à la torsion de la matière employée* R'''. Généralement $R''' = 0{,}6\,R'$.

80. Formule pratique. — Il suffit d'écrire que le moment de torsion est au plus égal au moment résistant :

$$PL = R''' \times \frac{I_0}{v}. \qquad (1)$$

PL est la somme des moments par rapport à l'axe des forces extérieures provoquant la torsion ; R'''; le coefficient de résistance pratique à la torsion ; I_0, le moment d'inertie polaire de la section par rapport à l'axe ; v, la distance à celui-ci de la fibre la plus tordue, celle de l'extérieur.

En appelant le rapport $\frac{I_0}{v} = m_t$, le **module de torsion** de la section, la formule (1) devient :

$$M_t = R''' m_t, \qquad (2)$$

M_t étant le moment de torsion des forces extérieures.

81. Rupture. — Lorsque les efforts sont supérieurs à la limite d'élasticité, les déformations deviennent permanentes et croissent plus rapidement que le moment de torsion ; elles conduisent à la rupture.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

82. Calcul du moment d'inertie polaire. — On appelle moment d'inertie polaire d'une section par rapport à un axe perpendiculaire la somme des produits obtenus en multipliant chaque élément de surface s par le carré de sa distance au centre. L'intersection de l'axe avec la section se nomme le pôle, d'où le nom de **polaire** donné au moment d'inertie. En supposant la surface matérielle d'épaisseur constante tournant autour de l'axe, on montrerait par un raisonnement analogue à celui du numéro 65 que ce moment représente la résistance au moment de rotation de la plaque dans le vide.

Le moment d'inertie polaire d'une section par rapport à un axe perpendiculaire est égal à la somme des moments d'inertie de la section par rapport à deux axes rectangulaires $x'x$ et yy' de celle-ci passant par le pôle.

Le moment d'inertie d'un élément s par rapport à l'axe O est : sr^2.

Mais

$$r^2 = x^2 + y^2,$$

donc

$$sr^2 = sx^2 + sy^2.$$

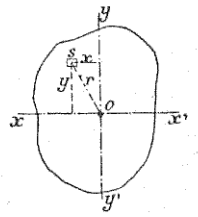


FIG. 106.

De même on aurait pour l'élément s' :

$$s'r'^2 = s'x'^2 + s'y'^2, \text{ etc.}$$

Additionnant toutes ces relations analogues membre à membre, il vient :

$$(sr^2 + s'r'^2 + \ldots) = (sx^2 + s'x'^2 + \ldots) + (sy^2 + s'y'^2 + \ldots)$$

ou

$$I_0 = I_{xx'} + I_{yy'}.$$

83. Moments d'inertie polaire de quelques sections usuelles par rapport à un axe passant par le centre de figure. — 1° Rectangle plein :

$$I_{xx'} = \frac{1}{12} bh^3,$$

$$I_{yy'} = \frac{1}{12} hb^3.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

$$I_0 = I_{xx'} + I_{yy'} = \frac{1}{12} bh\,(b^2 + h^2),$$

$$m_t = I_0 : \frac{\sqrt{b^2 + h^2}}{2} = \frac{bh\,(b^2 + h^2)}{6\sqrt{b^2 + h^2}} = \frac{bh\sqrt{b^2 + h^2}}{6}.$$

2° **Carré plein :**

$$I_{xx'} = \frac{1}{12} a^4,$$

$$I_{yy'} = \frac{1}{12} a^4,$$

$$I_0 = \frac{1}{6} a^4,$$

$$m_t = \frac{I_0}{v} = \frac{1}{6} a^4 : \frac{a\sqrt{2}}{2} = \frac{a^2}{3\sqrt{2}} = \frac{a^3\sqrt{2}}{6}.$$

3° **Cercle plein :**

$$I_{xx'} = \frac{\pi r^4}{4},$$

$$I_{yy'} = \frac{\pi r^4}{4},$$

$$I_0 = \frac{\pi r^4}{4} + \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32},$$

$$m_t = I_0 : v = 0{,}5\pi r^4 : r = 0{,}5\pi r^3.$$

4° **Cercle creux.** — Le moment d'inertie polaire est égal à la différence des moments d'inertie polaire du cercle extérieur et du cercle intérieur :

$$I_0 = \frac{\pi r^4}{2} - \frac{\pi r'^4}{2} = \frac{\pi}{2}(r^4 - r'^4) = \frac{\pi}{32}(d^4 - d'^4),$$

$$m_t = I_0 : v = \frac{\pi}{2r}(r^4 - r'^4) = \frac{\pi\,(d^4 - d'^4)}{16d}.$$

84. Arbres chargés. — On nomme ainsi les arbres soumis à des charges et à des efforts de torsion. Dans le calcul de ces arbres, il faut combiner le moment fléchissant et le moment de torsion relatifs à chaque section. Le **moment fléchissant idéal** M_{fi} remplaçant les deux autres est substitué au moment fléchissant ordinaire dans la relation fondamentale de la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

flexion ; celle-ci devient :

$$M_{fi} = R' m_f = R' \frac{\pi D^3}{32}.$$

D'après *Reuleaux*,

$$M_{fi} = 0{,}975 M_f + 0{,}25 M_t \text{ quand } M_f > M_t ;$$
$$M_{fi} = 0{,}625 M_f + 0{,}60 M_t \text{ quand } M_f < M_t.$$

Poncelet propose la formule :

$$M_{fi} = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}.$$

En dehors des poids des pièces montées sur l'arbre, il faut tenir compte :

1° Du poids approximatif de l'arbre considéré comme une charge uniformément répartie ;

2° Des efforts de transmission transmis O. Le sens de rotation influe sur le sens de ces efforts. Ainsi, si l'arbre O est menant et tourne dans le sens *f*, il transmet un effort tangentiel AT, l'engrenage de l'arbre O′ réagit en A sur celui de O avec une force égale et contraire AT′ qui diminue d'autant la charge de l'arbre. L'arbre O tournant en sens inverse, l'effort tangentiel et la réaction changent de sens ; aux charges P de l'arbre il faut adjoindre la réaction de O′ égale à l'effort transmis. Comme, généralement, les arbres doivent pouvoir tourner dans les deux sens, on ajoute les efforts de transmissions au poids des organes placés sur les arbres.

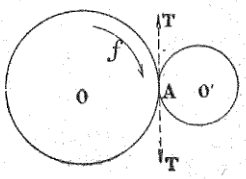


FIG. 107.

85. Application. — *Calculer les diamètres des différentes portées d'un arbre de machine à vapeur horizontale de* 50 *chevaux qui fait* 90 *tours à la minute et dont la course du piston est* 0m,60. *Le volant pèse* 4.000kg, *se trouve à* 1m *et* 0m,80 *des paliers* A *et* B. *L'axe de la bielle est à* 0m,40 *de celui du palier.*

Le poids approximatif de l'arbre est de 350kg ; *l'effort dû aux poids de la bielle et de la manivelle sur le bouton de celle-ci est de* 150kg, *la résistance pratique du métal est de* 5kg (*fig.* 108).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'effort tangentiel transmis par la bielle à la manivelle et l'arbre est donné par la relation :

$$P = 1.432 \frac{T^{chx}}{Dn} = \frac{1.432 \times 50}{0{,}60 \times 90} = 1.326^{kg}.$$

I. **Diamètre des tourillons reposant sur les paliers moteurs.** — Comme solide appuyé, l'arbre pourrait avoir des tourillons très faibles résistant simplement à l'effort de torsion. Mais le tourillon de gauche doit présenter une section plus forte pour résister aux efforts s'exerçant sur le bout de l'arbre considéré comme un solide encastré. C'est pour ce dernier que nous établirons les calculs.

La charge maxima sur le bouton de la manivelle est

$$1.326^{kg} + 150^{kg} = 1.475^{kg},$$

soit 1.500^{kg} environ.

Le moment fléchissant de cette charge par rapport à la section d'encastrement :

$$M_f = 1.500 \times 400 = 600.000.$$

Le moment de torsion :

$$M_t = 1.326 \times 300 = 397.800.$$

Comme $M_f > M_t$, la formule de Reuleaux donne :

$$M_{fi} = 0{,}975 \times 600.000 + 0{,}25 \times 397.800 = 585.000 + 99.450 = 684.450.$$

De la relation fondamentale :

$$\frac{\pi D^3}{32} \times 5 = 684.450,$$

on tire :

$$D^3 = 684.450 \times 32 : 5\pi = 1.368.900 \text{ environ},$$
$$D = \sqrt[3]{1.368.900} = 112^{mm} \text{ environ}.$$

II. **Diamètre du tourillon de calage du volant.** — Le plus grand moment fléchissant dû au volant est :

$$\frac{P\ell\ell''}{L} = \frac{4.000 \times 1.000 \times 800}{1.800} = 1.777.777.$$

Le plus grand moment fléchissant dû au poids de l'arbre, charge uniformément répartie, est :

$$PL : 8 = (350 \times 1.800) : 8 = 78.750.$$

Le plus grand moment fléchissant total sera :

$$M_f = 1.777.777 + 78.750 = 1.856.527.$$

Le moment de torsion est toujours 397.800.

Comme $M_f > M_t$, la formule de Reuleaux donne :

$$M_{fi} = 0{,}975 \times 1.856.527 + 0{,}25 \times 397.800 = 1.810.414 + 99.450 = 1.909.564.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le diamètre D se tire de :

$$\frac{\pi D^3}{32} \times 5 = 1.909.564.$$

$$D^3 = (1.909.564 \times 32) : 5\pi = 3.820.000 \text{ environ.}$$

$$D = \sqrt[3]{3.820.000} = 157^{mm} \text{ environ.}$$

III. **Diamètre du tourillon de calage de la manivelle.** — En supposant la demi-largeur du palier égale 15^{cm}, la distance de la naissance du tourillon à l'axe du bouton est 25^{cm}. On a donc :

$$M_f = 1.500 \times 250 = 375.000,$$
$$M_t = 397.000.$$

Comme $M_f < M_t$, la deuxième formule de Reuleaux donne :

$$M_{fi} = 0{,}625 \times 375.000 + 8{,}60 \times 397.800 = 473.055,$$

d'où :

$$5 \times \frac{\pi D^3}{32} = 473.055,$$

$$D^3 = \frac{473.055 \times 32}{5\pi} = 946.110,$$

$$D = \sqrt[3]{946.110} = 100^{mm} \text{ par excès.}$$

On peut résoudre le problème par la **méthode graphostatique,** qui fournit le moment fléchissant pour chaque section.

On adopte une échelle de longueur 50^{mm} par mètre, une échelle de force 10^{mm} par tonne, une distance polaire $d = 25^{mm}$.

L'échelle des moments $\frac{d}{pq} = \frac{25}{10 \times 50} = \frac{1}{20}$, soit 20^{mm} par tonne-mètre.

Moment fléchissant dû au poids du volant. — Supposons la portée de calage de celui-ci égale à 35^{mm} et répartissons le poids du volant en cinq charges $p_1, p_2, \ldots, p_5$ équivalentes sur cette portée. Traçons le funiculaire relatif à ces charges A-I'-II'-III'-IV'-V'-B', qui, redressé, après avoir déterminé les réactions d'appui ac et cb en menant $o'c$ parallèle à AB', devient le funiculaire A-I-II-III-IV-V relatif au nouveau pôle o.

Moment fléchissant dû au poids de l'arbre. — Le segment le représentant est limité par une parabole passant par A et B et dont le grand axe CE = PL : 8 = 78.750 kilogrammes-millimètres ou $0^{tm},079$; donc :

$$CE = 20^{mm} \times 0{,}079 = 15^{mm},8.$$

En portant $ce = \frac{350^{kg}}{4}$, la parallèle AE à oe détermine aussi le sommet E de la parabole.

Moment fléchissant dû à l'action de la manivelle. — La pression s'exerçant sur le bouton engendre deux réactions d'appui que l'on détermine par un nouveau funiculaire FHJ. On porte $fh = 1.500^{kg}$ à l'échelle des forces représentant la pression sur le bouton, ho_1 perpendiculairement à fh, on ferme le funiculaire JFH par HJ, la parallèle $o_1 j$ à HJ détermine les deux réactions fj et jh. Ces deux réactions sont de sens contraire ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mais, comme leur sens varie, on les considère comme chargeant toutes deux l'arbre et leur moment fléchissant est donné par le funiculaire FHJ tracé.

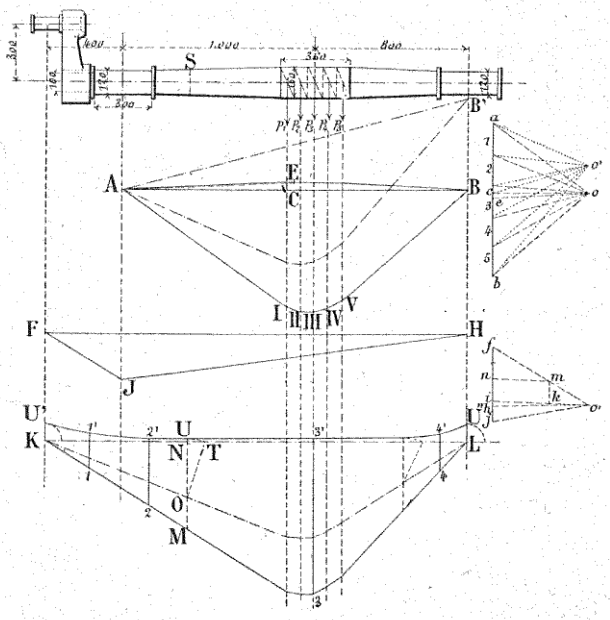


FIG. 108 à 111.

Moment fléchissant total. — Pour chaque section, il est égal à la somme des précédents. En portant les segments le représentant à partir de KL sur les ordonnées correspondantes, on obtient le polygone KLM le fournissant.

Moment de torsion. — Le calcul le donne :

$$1.326^{kg} \times 300 = 397.800 \text{ kilogrammes-millimètres ou } 0^{tm},3978,$$

représenté par un segment :

$$20^{mm} \times 0,397 = 7^{mm},94.$$

On peut l'avoir approximativement sur l'épure en portant $hk = R = 0^{m},30$ à l'échelle des longueurs, soit 15^{mm}, menant km parallèle à fh, puis mn parallèle à $o_1 i$ ($fi = 1.326^{kg}$ à l'échelle des forces). En effet, les triangles fmn et fio, semblables, donnent :

$$\frac{fn}{fi} = \frac{fm}{fc} = \frac{hk}{ho_1} \quad \text{ou} \quad fn = \frac{fi \times hk}{ho_1} = \frac{M_t \times p \times q}{d} = \frac{M_t \times 10 \times 50}{25} = 20M_t.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fn représente donc le moment de torsion à l'échelle des moments.

Moment fléchissant idéal. — On construit le segment représentatif en appliquant la formule de Poncelet :

$$M_{fi} = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M^2_f + M^2_t} = \frac{3}{8} M_f + \sqrt{\left(\frac{5}{8} M_f\right)^2 + \left(\frac{5}{8} M_t\right)^2}.$$

Soit à déterminer le M_{fi} de la section S, on prend les $\frac{3}{8}$ de MN, soit :

$$MO = \frac{3}{8} M_f;$$

on porte :

$$NT = \frac{5}{8} nf = \frac{5}{8} M_t,$$

perpendiculairement à NO ;

$$OT = \sqrt[2]{ON^2 + NT^2} = \sqrt{\left(\frac{5}{8} M_f\right)^2 + \left(\frac{5}{8} M_t\right)^2},$$

on rabat OT sur OF en OU, et le segment MU représente le moment cherché. On fait de même pour les autres sections, on joint tous les points tels que U $\left(\text{en K et en L, } KU' = LU'' = \frac{5}{8} M_t\right)$, et on obtient le polygone KU'UU''LMK limitant les moments idéaux.

Plus grands moments fléchissants idéaux. — Pour le tourillon de calage de la manivelle, il est égal à $1.1' = 9^{mm}$, soit $\frac{9}{20}$ tonne-mètre ou 450.000^{kg} par millimètre.

Pour le tourillon de droite, il est représenté par $2.2' = 17^{mm}$, il vaut :

$$\frac{17^{mm}}{20} = 850.000^{kg} \text{ par millimètre.}$$

Pour la portée de calage du volant, il est égal à $\frac{40^{tm}}{20} = 2^{tm}$.

Le tourillon de gauche est moins éprouvé que celui de droite, son plus grand fléchissant idéal n'a pour valeur que $\frac{10}{20} = 0^{tm},5$, soit 500.000^{kg} par millimètre.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — La pression dans le générateur en cuivre à deux rangées de rivets d'une usine de Bruxelles est de 11 atmosphères ; la pression au condenseur est de 363^{g}, le rayon du générateur est de 300^{mm}, le diamètre du cylindre en fonte est 500^{mm} ; on demande de calculer : 1° l'épaisseur de la chaudière ; 2° l'épaisseur du cylindre, $R' = 2$; 3° le diamètre de la tige du piston, sachant qu'elle est en fer, $R'_1 = 6$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

II. — Un arbre de 3m,10 de long pesant 20kg repose sur deux paliers A et B, distants de 2m,80. Sur cet arbre sont montées trois poulies de poids respectifs 40, 30 et 20kg et un engrenage en porte-à-faux pesant 60kg situés à 40, 120, 245, 310cm du palier gauche. Déterminer par la statique graphique les pressions sur les paliers.

III. — Trouver dans la collection des aciéries de Longwy une poutrelle de 5m,40 résistant en toute sécurité à des charges de 1.500, 2.000, 1.200 et 3.000kg disposés à 1; 2,25; 4; 4,80 mètres du bord gauche. On tiendra compte du poids de la barre. On déterminera les charges des appuis et la section dangereuse.

IV. — Une poutrelle en acier pour planchers de 143 × 360, a une âme et des ailes d'épaisseurs respectives 13mm et 19mm,5.

On demande : 1° son module selon qu'elle est posée verticalement ou horizontalement; 2° la charge uniformément répartie qu'elle peut supporter en toute sécurité dans les deux cas, la portée étant de 5m et la résistance de 9kg par millimètre carré.

V. — Déterminer par le calcul : 1° la fibre neutre; 2° le module d'un fer à ⊥ de dimension 200 × 100 × 16 posé par sa large base; 3° la charge qu'il peut supporter à 1m,50 de sa section d'encastrement.

VI. — Déterminer le moment d'inertie et le module d'un profil à double té sachant que la hauteur est de 300 mm, la largeur de l'aile inférieure a 280mm, celle de l'aile supérieure 240mm, que les bases sont armées de cornières à ailes égales (*fig.* 112), que l'épaisseur de l'âme, des ailes et des cornières est de 16mm.

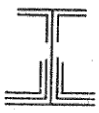


FIG. 112.

Quelle charge uniformément répartie peut supporter cette poutrelle en toute sécurité en plus d'une charge de 1.200kg située à 2m de l'un des appuis distants de 6m? On prendra une résistance de 8kg par millimètre carré.

VII. — On veut monter au grenier des sacs de farine pesant 100kg à l'aide d'une poulie mobile et d'une poulie fixe accrochée à 0m,50 du mur. On dispose d'une poutrelle en acier en ⊔ de 50 × 28 × 8. Peut-on l'employer à cet usage? Si oui, comment peut-on la disposer à plat ou sur champ? La résistance de l'acier est de 9kg par millimètre carré.

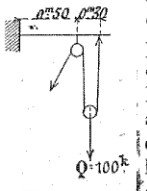


FIG. 113.

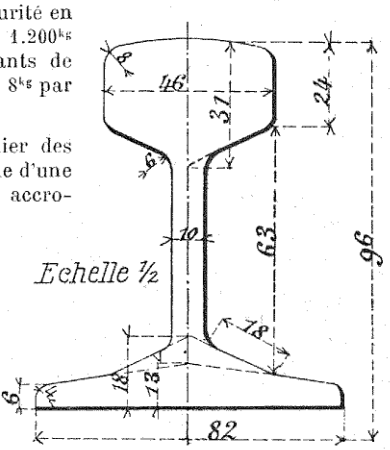


FIG. 114.

VIII. — Une voie de chemin de fer est construite avec des rails du profil ci-contre reposant sur des tra-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

verses espacées de $0^m,90$. On demande quelle est la charge maxima d'un essieu de locomotive qu'elle peut supporter en toute sécurité. On admettra une résistance de 10^{kg} par millimètre carré.

IX. — Une poutre en fonte encastrée à une extrémité, de longueur $L = 800^{mm}$, de largeur 40^{mm}, supporte à l'autre extrémité une charge de 1.600^{kg}. Sachant que $R' = 2,4$, que la face supérieure est plane et les sections rectangulaires, calculer les hauteurs h_1, h_2, h_3, h_4 des sections situées à 200^{mm}, 400^{mm}, 600^{mm}, 800^{mm} du point d'application de la charge. Tracer le profil inférieur.

X. — La grille du foyer d'un générateur est formée par deux rangées 25 barreaux chacun ayant $0^m,80$ de longueur. La charge normale de combustible est de 100^{kg}. On demande les dimensions à donner au barreau dont la forme est celle d'un solide d'égale résistance, sachant que son épaisseur moyenne constante est de 10^{mm} et la résistance pratique de la fonte 3^{kg}. On calculera le barreau pour une charge double de la charge normale, et on tiendra compte de son poids. Les extrémités ou talons reposant sur les sommiers devront résister à l'effort tranchant.

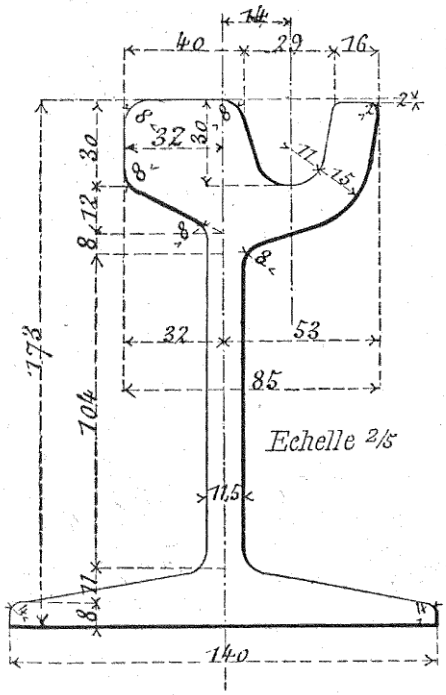


Fig. 115.

XI. — Déterminer l'axe neutre et le moment d'inertie par rapport à cet axe du rail à ornière ci-contre.

XII. — Etant donnée la poutre à treillis (*fig.* 116) de

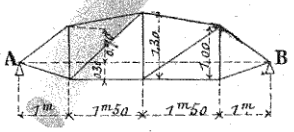


Fig. 116.

5^m de portée supportant une charge uniformément répartie de 2 tonnes par mètre de projection horizontale, déterminer la nature et la valeur des efforts auxquels sont soumises les différentes barres, puis leurs sections ($R' = R'' = 6^{kg}$).

XIII. — Une ferme ordinaire de 8^m de portée supporte une couverture

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en tuiles. Le poids de la couverture, y compris la charpente, est de 100kg par mètre carré de projection horizontale ; on admet une surcharge de 50kg par mètre carré. Les fermes étant espacées de 4m, leur hauteur étant de 1m,50, on demande de déterminer les efforts de flexion et de compression que supportent les différentes pièces.

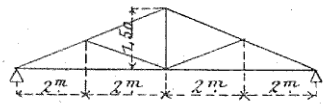


FIG. 117.

XIV. — Une fermé américaine de 12m de portée et 2m,50 de hauteur reçoit aux nœuds supérieurs des charges de 3.000kg. Déterminer les sections des diverses barres en fer à employer ($R' = R'' = 6^{kg}$ pour le fer).

On calculera les poinçons 1, 2 et 3 dont les efforts de flexion et de compression sont nuls pour résister au poids des fractions du tirant AC, AD ou AB.

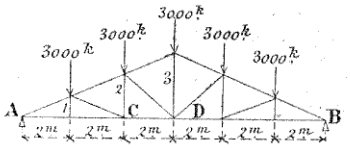


FIG. 118.

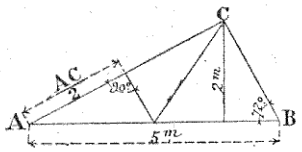


FIG. 119.

XV. — La toiture d'un atelier repose sur des combles métalliques en dents de scies (shed) de forme triangulaire. Leur portée est de 5m, leur hauteur de 2m, leur écartement de 3m,50, l'angle de la face vitrée la plus inclinée est de 72° avec l'horizontale. L'autre face est couverte en tôle ondulée. La charge par mètre carré de surface comprend :

Charge ordinaire. { Tôle..... 15kg ; Charpente.. 30kg } Surcharge : neige... 40kg

On demande : 1° la charge des deux appuis ; 2° les efforts auxquels sont soumis les barres des combles et les dimensions des sections de fer à employer ($R' = R'' = 6^{kg}$).

XVI. — Déterminer les dimensions d'un arbre de couche d'une machine de 100HP qui fait 80 tours à la minute. Le poids du volant calé sur une portée de 46cm à égale distance des paliers est de 7.000kg. Le poids approximatif de l'arbre est de 600kg. La distance des axes des paliers est de 2m, celle de l'axe du palier à l'axe du bouton est 0m,50, les portées des tourillons sont de 40cm, le rayon de la manivelle est 0m,35.

XVII. — Calculer les dimensions de la manivelle en acier de cette machine, sachant :

1° Que la longueur du maneton $l = 1{,}5d$, d étant le diamètre, et que ce dernier se calcule par la formule :

$$d = 2{,}26 \sqrt{\frac{Pl}{R'd}} \quad (R' = 8^{kg});$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

2° Que les diamètres du moyeu et de l'arbre sont doubles des portées de calage de la manivelle et du maneton (la portée de ce dernier $d_1 = 1{,}05d'$) ;

3° Que le bras à section rectangulaire se calcule comme un solide d'égale résistance soumis à l'action du moment fléchissant idéal. Pratiquement on trace des tangentes au profil du solide d'égale résistance obtenu.

XVIII. — Un arbre transmet au moyen d'un engrenage de 3^m de diamètre une puissance de 30HP en tournant à une vitesse de 40 tours à la minute. L'engrenage pesant 2.800^{kg} est situé au quart de la distance des deux paliers, qui est de 2^m (d'axe en axe). Les portées des tourillons sont de 250^{mm}, la longueur du moyeu de l'engrenage est de 300^{mm}. Trouver les dimensions à donner à l'arbre.

XIX. — La figure 120 représente une ferme mixte supportant un plancher chargé de céréales. Les fermes sont distantes de 4^m d'axe en axe, la charge de céréales est de 750^{kg} par mètre carré. Vérifiez si les différentes pièces sont suffisamment grosses pour résister à cette charge et au poids de la toiture en tuile, ainsi compté : tuiles, 75^{kg} ; charpente, 50^{kg} ; neige, 30^{kg}. Les arbalétriers sont en bois de 20×40, les autres barres sont en fer à section circulaire de diamètres respectivement égaux à 30^{mm} pour la barre DE, 40^{mm} pour les tirants DI, CG, DC, 50^{mm} pour le tirant AD, 60^{mm} pour la barre KD.

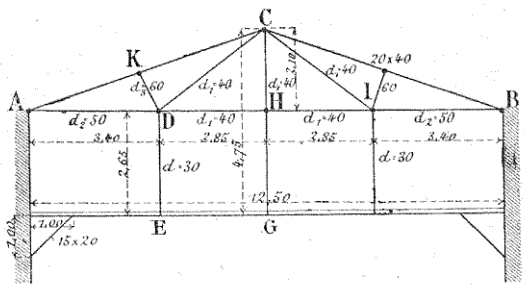


FIG. 120.

On prendra $R'' = 0^{kg},60$ pour le bois, $R' = R'' = 6^{kg}$ pour le fer.

(On construira deux crémonas, l'un pour les charges appliquées aux nœuds supérieurs, l'autre pour les charges des nœuds inférieurs, et on fera la somme algébrique des efforts pour chaque barre.)

XX. — Quelle pression intérieure peuvent supporter les tubes d'eau en acier doux sans soudure ($R' = 8$) des générateurs :

De Naeyer	ayant	97^{mm}	de diamètre	extérieur	et 4^{mm}	d'épaisseur ?
Du Temple	—	25^{mm}	—	—	$2^{mm},5$	—
Belleville	—	95^{mm}	—	—	5^{mm}	—
Niclausse	—	80^{mm}	—	—	4^{mm}	—
Roser	—	120^{mm}	—	—	5^{mm}	—

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XXI. — La chaudière Roser à retour de flammes est constituée par un tube de fumée de 80^{mm} de diamètre intérieur concentrique intérieurement au tube d'eau de 160^{mm} de diamètre extérieur. Sachant que la résistance des tubes à l'écrasement est 2 fois moindre que la résistance à l'extension, on demande quelle doit être logiquement l'épaisseur du tube intérieur, lorsque celle de l'autre tube est de 6^{mm},25.

XXII. — Calculer l'épaisseur que l'on doit donner aux tôles d'acier d'une chaudière dont le corps cylindrique a un diamètre de 1^{m},600 et possède deux rangées de rivets.

XXIII. — Déterminer la verticale passant par le centre de gravité d'une grue chargée à l'avant :

1° A vide;

2° Avec une charge normale de 3.000^{kg};

3° Avec une surcharge éventuelle de 1.500^{kg}.

La grue comporte les charges suivantes à vide :

En A suivant l'axe de la partie pivotante : le poids du mécanisme central 11.867^{kg};

En B à 0^{m},60 à gauche de A : le poids du mécanisme d'orientation et de relevage 4.153^{kg};

En C à 1^{m},75 à gauche de A : le poids du portique et du mécanisme fixe de la partie pivotante 15.797^{kg}.

En D à 4^{m} à gauche de A : le poids du lest 15.000^{kg}.

En E à 6^{m},30 à droite de A : le poids de la flèche, des poulies, tirants, chaine 1.753^{kg}.

La portée maximum de la grue est de 11^{m},50, le poids du crochet, du contrepoids et de la chaîne est de 500^{kg}.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

PUISSANCE D'UN MOTEUR

XIV

86. Définition. — On appelle **puissance effective** d'un moteur le travail qu'il fournit en une seconde.

Cette puissance se mesure sur l'arbre moteur, en la transformant en travail de frottement, facile à évaluer, à l'aide d'un frein. On emploie le plus souvent le **frein de Prony** et le **frein à sangle ou à corde.**

Lorsque le moteur actionne directement une **machine électrique** ou une **pompe,** on détermine aisément le travail produit. Pour obtenir la puissance du moteur, il faut ensuite diviser ce travail, rapporté à une seconde, par le rendement de la machine conduite.

87. Description du frein de Prony (*fig.* 121). — Ce frein comprend :

1° Le **collier** C formé d'une lame d'acier flexible recourbée suivant GCH et munie intérieurement de cales en bois I. Ce collier embrasse la partie supérieure d'une poulie A calée sur l'arbre moteur O ;

2° Le **levier** D, équilibré à vide par un contrepoids Q. Il porte à son extrémité J une bande de fer recourbée suivant un arc JK de centre O. Un plateau M suspendu en K par un lien flexible peut recevoir des poids marqués P. Le bras de levier de la force P est constant, puisque c'est à chaque instant la distance L du centre O à l'arc JK. Le levier est maintenu

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par le collier C, grâce aux crochets G, H possédant une tige filetée. Des écrous E, E′ servent au serrage ;

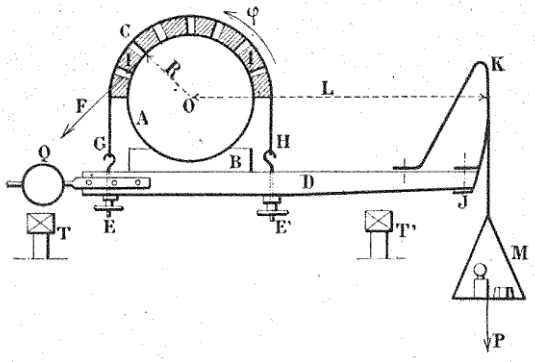


Fig. 121.

3° Le **sabot** B en bois solidaire du frein. Ce sabot chausse la partie inférieure de la poulie A ;

4° Les **taquets** T et T′, qui empêchent tout accident pendant le réglage.

88. Fonctionnement du frein. — Les poids P étant enlevés, on s'assure que le levier est équilibré. On charge le plateau, on serre les écrous E, E′, et l'on met en marche dans le sens de la flèche φ. Le levier tend à être entraîné dans le même sens. On rétablit l'horizontalité à l'aide de poids P et l'on serre de plus en plus les écrous E, E′ jusqu'à ce que la machine ait atteint sa vitesse de régime n tours par minute.

Lorsque l'équilibre est atteint, l'ensemble du collier et du levier, assujetti à tourner autour de l'axe fixe, est soumis à deux forces : 1° *la force d'entraînement* F *due à l'adhérence causée par le frottement, tangente à la circonférence de la poulie ;* 2° *le poids* P.

On peut écrire que :

$$M_0F + M_0P = (+ F \times R) + (- P \times L) = 0,$$
$$FR = PL.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Or le travail de la force F est le travail moteur; il est égal au produit de cette force F par le chemin parcouru, soit $2\pi R$ pour un tour, $2\pi Rn$ pour une minute, $\frac{\pi Rn}{30}$ pour une seconde.

Travail par seconde :

$$T = F^{kg} \times \frac{\pi Rn}{30} m = \frac{\pi RnF}{30} kgm,$$

ou

$$T = \frac{1^{ch}}{75} \times \frac{\pi RnF}{30} = \frac{\pi RnF}{2.250} chx.$$

Et en remplaçant FR par sa valeur PL :

$$T = \frac{\pi PLn}{2.250} = 0{,}001396\, PLn\ chx.$$

Remarque. — Le travail de la force F est tout entier absorbé par le frottement ; il se transforme en chaleur et l'inflammation du bois est à craindre. On évite cet inconvénient en lubrifiant très abondamment avec de l'eau de savon.

89. Application. — *Déterminer la puissance d'un moteur, sachant que l'essai au frein de Prony a donné les résultats suivants :*

Longueur du bras de levier.....	$L = 1^m,750$
Nombre de tours par minute.....	$n = 187{,}5$ tours
Charge dans le plateau.....	$P = 16^{kg}$
Travail effectif par seconde.....	$T = 0{,}001396\, PLn$ chx

$$T = 0{,}001396 \times 16 \times 1{,}75 \times 187{,}5 = 7^{chx},33.$$

90. Frein à bascule (*fig.* 122). — Pour les moteurs de forte puissance, la charge du frein devant être considérable, on a été amené à changer sa disposition : Le levier placé à la partie supérieure appuie à son extrémité A, par l'intermédiaire d'une béquille verticale AB, sur le tablier d'une bascule.

Naturellement, l'arbre tourne de façon à faire baisser le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

grand bras du levier. A part cela la théorie est la même que celle du frein précédent.

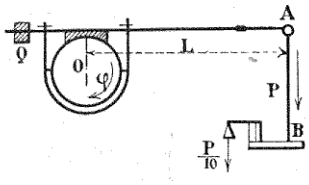


Fig. 122.

La puissance effective

$$T_e = 0{,}001396\ PLn\ chx.$$

La charge P est égale à 10 fois celle du plateau de la bascule.

Lorsqu'on emploie un frein non équilibré par Q, il faut ajouter le moment de son poids G par rapport à l'axe O dans les conditions d'équilibre :

$$M_0F + M_0P + M_0G = 0.$$

M_0G s'évalue à l'aide d'un dynamomètre.

91. Frein à sangle ou à corde (*fig.* 123-124). — Une corde AP′CP, attachée à l'une de ses extrémités à un point fixe A, passe sur le volant V du moteur à essayer et supporte à son autre extrémité des poids connus P.

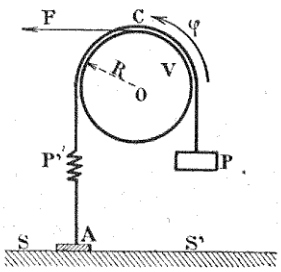


Fig. 123.

Pour de fortes puissances, le

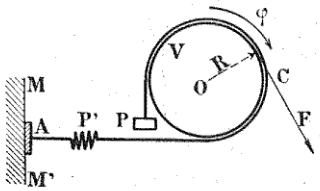


Fig. 124.

frein est constitué par deux ou plusieurs cordes de même diamètre réunies par des entretoises en fer.

Notons que, dans tous les freins, la charge P peut être remplacée par un dynamomètre.

Le point A est généralement fixé au sol SS′ ou au mur MM′.

Pendant le repos, on supporte les poids P à l'aide d'une tablette que l'on enlève après la mise en marche.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En tournant dans le sens de la flèche φ, la force d'entraînement F tend à soulever les poids P ; mais ceux-ci sont calculés de manière à être toujours supérieurs à F ; le dynamomètre continue à être tendu avec une force P′.

Lorsque l'équilibre du frein est établi, on a comme pour le frein de Prony la relation :

$$M_0F + M_0P + M_0P' = 0,$$
$$F \times R = (P - P') \times L,$$

dans laquelle $L = (R + r)$, r étant le rayon de la corde. Il en résulte que :

$$T = 0{,}001396\,FRn = 0{,}001396\,(P - P') \times (R + r) \times n.$$

92. Application. — *Déterminer la puissance d'un moteur, sachant que l'essai au frein à corde a donné les résultats suivants :*

Diamètre du volant.....	$2R =$	$2^m,488$
Diamètre de la corde.....	$2r =$	$0^m,012$
Poids de la charge.....	$P =$	$42^{kg},500$
Tension du dynamomètre.....	$P' =$	$2^{kg},500$
Nombre de tours par minute.....	$n =$	180 tours

$$T = 0{,}001396\,(P - P')\,(R + r)\,n = 0{,}001396 \times 40 \times 1{,}25 \times 180 = 6^{chx},3.$$

93. Puissance d'un courant électrique (1). — Il s'obtient en **watts** lorsqu'on multiplie la **force électromotrice** exprimée en **volts** par l'**intensité** exprimée en **ampères**. Ces indications sont données par un **voltmètre** et un **ampèremètre.**

$$T \text{ watts} = E \text{ volts} \times I \text{ ampères}.$$

Rappelons que le cheval-vapeur vaut 736 watts et que le kilowatt vaut 1.000 watts :

$$1 \text{ chv} = 736 \text{ watts} = 0{,}736 \text{ kilowatt}, \qquad T \text{ chx} = \frac{EI}{736}.$$

Si le rendement de la dynamo qui fournit ce courant est $k = 0{,}9$, les $\frac{EI}{736}$ chx ne représentent que les 0,9 de la puissance du moteur ; il convient

(1) Voir les unités mécaniques et les unités C. G. S. dans le premier volume.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

donc, pour avoir celle-ci, de diviser $\frac{EI}{736}$ par 0,9 et plus généralement par $k < 1$.

Puissance du moteur :

$$T = \frac{EI}{736 \times k} \text{ chevaux-vapeur.}$$

94. Application. — *Déterminer la puissance d'un moteur qui fournit un courant de* $I = 70$ *ampères sous une différence de potentiel de* $E = 106$ *volts. Rendement de la dynamo,* $k = 0,8$.

Puissance du courant en watts :

$$EI = 106 \times 70 = 7.420 \text{ watts.}$$

Puissance du moteur en watts :

$$EI : k = 7.420 : 0,8 = 9.275 \text{ watts.}$$

Puissance du moteur en chevaux :

$$9.275 : 736 = 12,6 \text{ chx.}$$

95. Effet utile d'une pompe. — Il est égal au poids de l'eau élevée en une seconde P, multiplié par la hauteur d'élévation H. Celle-ci est égale à la somme des hauteurs d'aspiration et de refoulement.

Pour avoir la puissance du moteur, il faut encore diviser l'expression $\frac{PH}{75}$ chx par le rendement $k < 1$ de la pompe avec les conduites :

$$T = \frac{PH}{75k}.$$

96. Application. — *Déterminer la puissance d'un moteur actionnant une pompe qui débite* $P = 72^l$ *d'eau par seconde et l'élève à* $H = 25^m$ *de hauteur. Rendement de la pompe,* $k = 0,6$.

Effet utile de la pompe :

$$\frac{PH}{75} = \frac{72 \times 25}{75} = 24 \text{ chx.}$$

Puissance du moteur :

$$24 : 0,6 = 40 \text{ chx.}$$

De nombreux exercices sont donnés après l'étude de chaque moteur.
Nous les recommandons beaucoup comme exercices de calcul logarithmique.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

HYDRAULIQUE [1]

XV. — Turbines [2]

97. Classification. — *a*) Selon la marche générale de l'eau dans les turbines, on les appelle :

1° **Hélicoïdes, axiales ou parallèles,** lorsque l'eau chemine de haut en bas en restant à une distance constante de l'axe. Le distributeur est au-dessus de la turbine;

2° **Radiales centrifuges,** lorsque l'eau introduite près de l'axe s'en éloigne de plus en plus pour sortir à la circonférence extérieure. Le distributeur est à l'intérieur de la turbine;

3° **Radiales centripètes,** lorsque l'eau introduite sur la périphérie chemine vers le centre. Le distributeur est à l'extérieur de la turbine ;

4° **Mixtes ou hélico-centripètes.**

b) Selon que la roue mobile reçoit l'eau sur toute sa circonférence ou sur un arc seulement, on dit que la turbine est à **injection totale** ou à **injection partielle.**

c) Suivant que la chute à utiliser est basse ($< 8^m$) ou élevée ($> 8^m$), on dispose le moteur dans une **chambre d'eau ouverte** ou dans une **bâche fermée, huche** dans laquelle l'eau est amenée par une conduite métallique.

d) Les turbines axiales sont à axe **horizontal** ou **vertical.**

e) Enfin l'eau peut agir par **réaction** ou par **impulsion.**

(1) Voir dans le premier volume l'étude des chutes d'eau et des roues hydrauliques.

(2) Voir dans le premier volume la définition, les avantages et les inconvénients des turbines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

98. Turbine axiale ou **Fontaine.** — *a*) **Principe.** — Pour nous rendre compte de la marche de l'eau dans une turbine de ce genre représentée schématiquement dans le premier volume, considérons le profil d'une aube fixe AMB du distributeur D et celui d'une aube mobile BNH de la turbine T tournant dans le sens de la flèche (*fig.* 125).

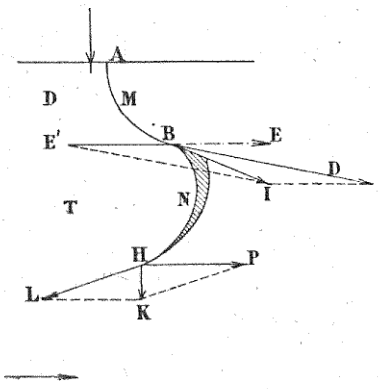


FIG. 125.

L'eau arrivant verticalement est divisée par les aubes directrices dont le premier élément est dirigé verticalement (sa tangente indique sa direction), afin d'éviter tout choc à l'entrée. Les aubes sont courbes de façon à ce que l'eau sortant du distributeur arrive à la turbine avec une direction inclinée de 12° sur l'horizon. Si le segment BD représente la vitesse absolue de l'eau, si BE représente celle de la turbine, le mouvement relatif de l'eau par rapport à la roue motrice est BI.

En effet, par rapport à un observateur solidaire de la turbine, il semble que celle-ci soit fixe et que le distributeur soit animé d'une vitesse BE′ égale et directement opposée à BE. (Il nous semble bien, à nous liés à la Terre, que c'est le Soleil qui tourne !) L'eau, du fait qu'elle appartient au distributeur, semble animée de la vitesse BE′ ; d'autre part, la hauteur de chute lui communique une vitesse propre BD $= \sqrt{2gh'}$ (h' distance du plan horizontal B au niveau de l'eau dans le bief d'amont) ; donc sa résultante est BI.

Pour qu'il n'y ait point choc, les aubes de la turbine sont tangentes à BI en B ; d'autre part, afin de réduire la vitesse de sortie au minimum nécessaire au dégagement du liquide, le dernier élément H est incliné de 20° sur l'horizon.

Si l'on remarque que la vitesse convenable pour la turbine

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

est sensiblement la moitié de celle de l'eau, $BE = \frac{1}{2} BD$, et que HL diffère peu de BI, on constatera que HK, vitesse absolue de sortie de l'eau, n'est que les $\frac{3}{20}$ de la vitesse due à la chute.

En désignant celle-ci par v et le débit par Q :

Puissance de la chute :

$$P = \frac{Qv^2}{2g}.$$

La perte :

$$p = \frac{Q}{2g}\left(\frac{3v}{20}\right)^2 = \frac{9}{400}\frac{Qv^2}{2g} = 2{,}25\ 0/0,$$

est à peu près insignifiante.

b) **Description de la turbine Teisset-Chapron et Brault.** — 1° Le *distributeur* (*fig.* 126) porte les aubes fixes et une collerette circulaire en fonte qui repose sur une charpente en fer ou en bois ou sur une voûte en maçonnerie. Il porte au centre un croisillon dont le moyeu forme boîtard pour l'arbre et comporte une douille intérieure en bronze. A la partie supérieure de la douille se trouve un espace vide que l'on remplit de graisse et le tout est fermé par une collerette en deux pièces.

Le rebord supérieur de ce moyeu-boîtard est traversé par les tirants fixés au plancher supérieur et servant à supporter le milieu du distributeur.

2° Pour le *vannage*, le moyeu du distributeur a une certaine hauteur et reçoit un collier en deux parties qui peut tourner autour de lui (*fig.* 127). Ce collier porte à ses extrémités deux rouleaux-cônes qui servent à enrouler et dérouler un tablier flexible sur les orifices du distributeur afin d'en découvrir une quantité convenable. Ces cônes sont commandés par un pignon qui imprime le mouvement à une roue fixée au bas du collier. Le tablier flexible est en *cuir hydrofuge* dont la durée est très longue et la réparation facile. Le tablier porte à sa

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

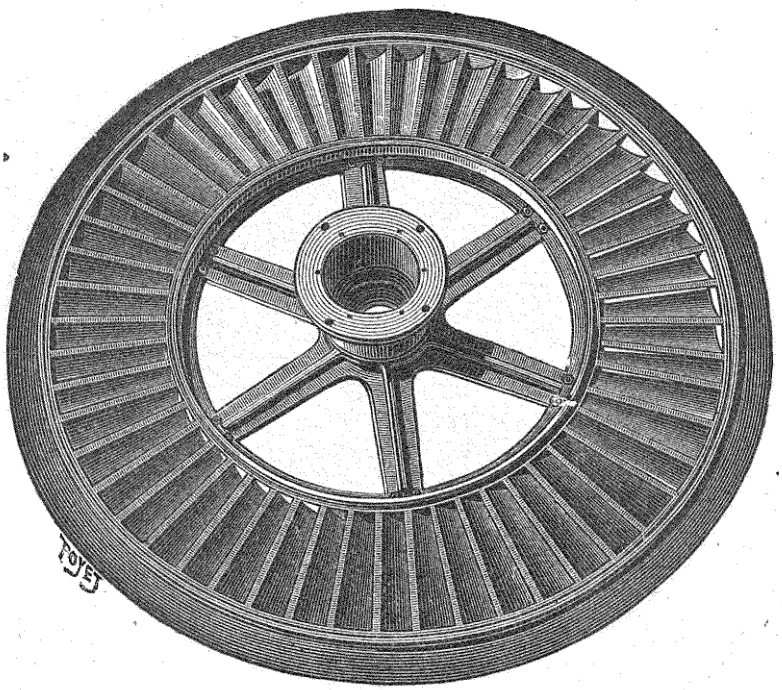


FIG. 126.

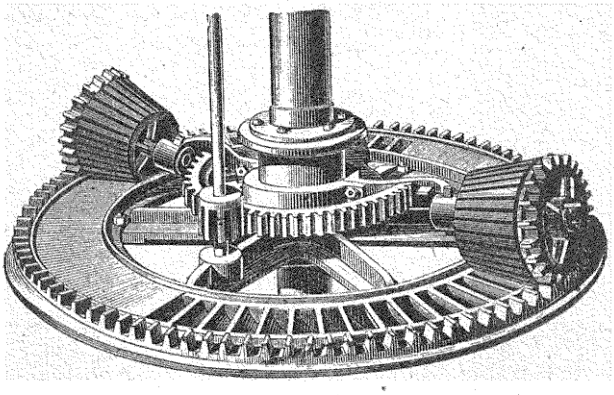


FIG. 127.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

partie inférieure une série de platines en fer rivées sur le cuir; ce sont elles qui portent sur la fonte et s'opposent à l'usure.

3° Sous le distributeur se trouve la *turbine* (*fig.* 128) formée d'un anneau muni de ses aubes et de son croisillon. Ce croisillon est calé sur l'arbre et lui transmet le mouvement: un collier entaillé sur cet arbre supporte la turbine et s'oppose à tout déplacement le long de l'axe;

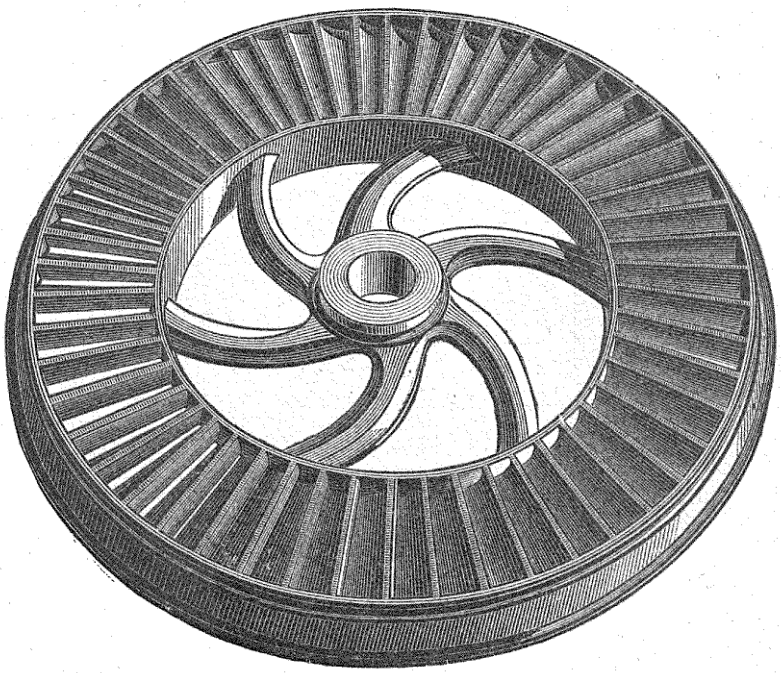


FIG. 128.

4° L'*arbre* M est creux avec pivot supérieur (*fig.* 129); il est en fonte se séparant à la partie supérieure (tête de l'arbre) en deux branches pour se réunir à nouveau en un seul cylindre. Une colonne de fer P traverse l'arbre dans toute sa longueur; cette colonne porte un *gobelot* D qui s'ajuste entre les deux

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

branches de l'arbre creux et reste fixe ; une douille en bronze I calée dans l'arbre creux permet à celui-ci de tourner autour du gobelot D tout en guidant la partie supérieure de la colonne. Ce gobelot comprend : 1° une pièce en fonte H calée sur la colonne fixe et filetée à la partie supérieure; sur cette pièce repose le *grain* E en acier, en fonte spéciale ou en bronze phosphoreux; 2° un manchon en bronze G qui se visse sur H et sert de réservoir d'huile; 3° un couvercle C en fonte polie en deux pièces empêchant les poussières extérieures de pénétrer dans l'huile. Grâce à cette disposition, on peut, en dévissant la boîte à huile, nettoyer le pivot et s'assurer que le grain et la pointe portent bien à plat l'un sur l'autre sur toute l'étendue.

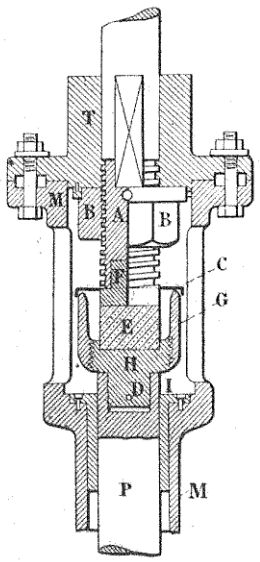


FIG. 129.

La tête d'arbre T porte une vis en acier A à filet carré qui s'engage dans un évidement cylindrique ménagé spécialement et dans lequel elle est maintenue par une pièce en fonte fixée sur l'arbre au moyen de boulons. Cette vis s'applique sous la partie supérieure de la tête d'arbre au moyen d'un écrou en bronze B muni d'un frein empêchant le desserrage. Cet écrou permet de remonter à volonté l'ensemble de l'arbre en faisant appui sur la colonne fixe et, par conséquent, d'opérer le serrage précis de la turbine près de son distributeur. La vis se termine à la partie inférieure par la pointe proprement dite F en acier trempé de première qualité.

Le gobelot est toujours plein d'huile et la pointe tourne sur son grain au fond d'un bain d'huile de 100 à 150^{mm} de hauteur.

Ce système très avantageux permet de remplacer avec une extrême facilité une pointe ou un grain.

On utilise encore un autre pivot en *bois de gaïac ;* il est contenu à l'intérieur d'une boîte cylindrique en fonte logée dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un croisillon qui peut monter ou descendre à l'aide de deux fortes vis en fer qui servent au réglage de la turbine près de

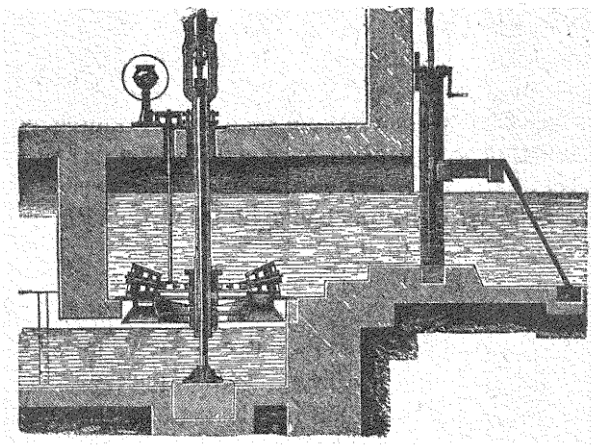


FIG. 129 *bis*.

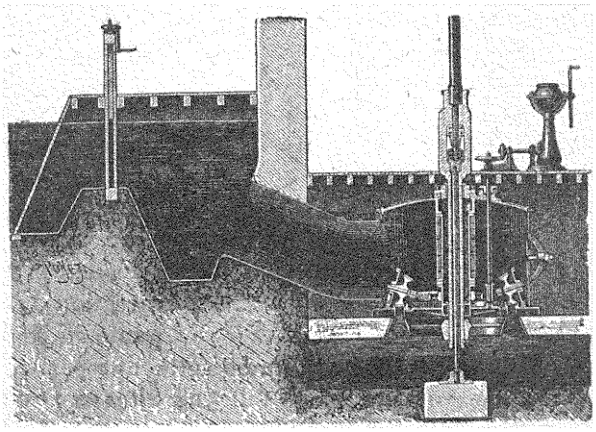


FIG. 130.

son distributeur. L'arbre porte à sa partie inférieure une crapaudine en fonte évidée qui tourne autour du pivot en bois sur lequel elle se repose. Ce pivot est lubréfié par l'eau d'aval;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mais il faut être certain, quand on l'emploie, que le niveau d'aval ne s'abaissera jamais au-dessous, car alors il brûlerait, la turbine tomberait, d'où arrêt de l'usine. Dans ce cas, pour remettre un pivot neuf, il faudrait ou faire un épuisement à l'aval, ou démonter entièrement la turbine.

c) **Emploi de la turbine Fontaine** (*fig.* 129 *bis*). — Son installation étant très économique peut être préférée pour les basses chutes à grand débit ou à débit variable ; sa marche est très régulière. Pour des chutes de 4 à 20^{m}, cette turbine peut être installée dans une bâche en tôle (*fig.* 130) ; son rendement moyen est de 65 0/0.

99. Turbine centrifuge. — **Principe.** — Si l'on fait une section par un plan perpendiculaire à l'axe, on obtient la figure 131 : l'eau divisée par les aubes AMB possède une vitesse propre $V = \sqrt{2gh}$ réprésentée par le segment BD tangent à l'aube AMB au point B. La vitesse de la turbine v = BE est telle que l'eau y entre avec une vitesse relative BI résultante de BD et de BE′ = — BE. Pour éviter tout choc, l'aube BNH est tangente à BI ; l'eau agit sur la turbine, prend la direction de la tangente en H, et sort avec une vitesse HL = BI. Comme cette eau participe au mouvement, elle possède de ce fait une vitesse d'entraînement HP (celle de la turbine), de sorte que son mouvement absolu a pour vitesse HK, résultante de HP et HL.

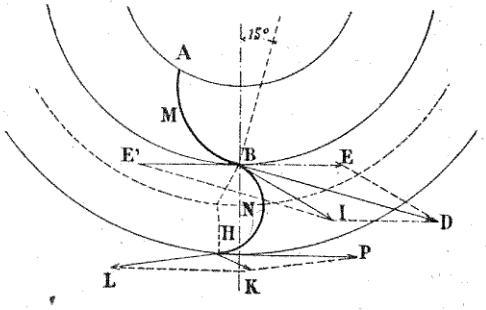


FIG. 131.

Pratiquement, la vitesse de la turbine est moitié de celle de l'eau à son arrivée, et le dernier élément de l'aube directrice est incliné de 15° sur la tangente à la circonférence de séparation des deux couronnes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Emploi. — Ces moteurs évitent l'action de la pesanteur sur l'eau en mouvement ; par contre, l'action de la force centrifuge tend à y augmenter la vitesse de sortie. Comme ils fonctionnent en bâche fermée ou en bâche ouverte et que leur rendement est de 60 à 70 0/0, ils ont même emploi que les turbines Fontaine.

100. Turbines centrifuges à axe horizontal (*fig.* 132). — Ces turbines s'emploient dans les chutes élevées à faibles débits, lorsque l'on désire une vitesse de rotation assez faible afin de pouvoir commander directement par manchon d'embrayage ou bien par courroie les machines de l'atelier. Elles sont dites à *injection partielle*, parce que l'eau n'y arrive qu'en un point de la circonférence intérieure de la roue motrice. L'injection porte des orifices *adducteurs* dans lesquels le vannage s'opère à l'aide d'un obturateur métallique manœuvrable à la main. La turbine centrifuge qui sert de moteur est calée sur un arbre horizontal en acier reposant sur deux ou plusieurs paliers graisseurs. Une tôle empêche les projections d'eau au dehors.

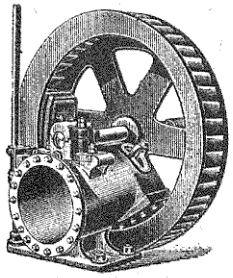


Fig. 132.

Si l'on désire avec ce système une vitesse plus grande (dynamo), il suffit de diminuer le diamètre, car la vitesse circonférentielle reste constante.

101. Turbines centripètes. — La couronne mobile T, dans ces moteurs, est concentrique à la couronne fixe D et placée à l'intérieur; l'eau se dirige donc vers le centre (*fig.* 133).

On construit les turbines centripètes avec l'axe horizontal ou vertical. Dans les premières, le distributeur se compose de deux plateaux entre lesquels sont posées les directrices mobiles *amp* qui peuvent tourner chacune autour d'un axe *a* qui sert d'entretoise aux plateaux. Cette mobilité permet d'assu-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rer le vannage en resserrant l'espace compris entre deux aubes consécutives.

Par son plateau inférieur, le distributeur repose sur un tube d'évacuation portant un croisillon qui supporte l'arbre moteur.

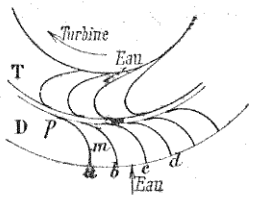


Fig. 133.

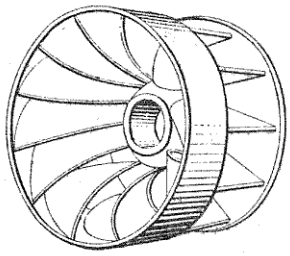


Fig. 134.

La roue mobile (*fig.* 134) est coulée d'une seule pièce en fonte, ou bien les aubes sont en tôles d'acier embouties, emprisonnées dans la fonte au moment de la coulée.

102. Turbines hélico-centripètes. — **Principe.** — Ces turbines, dites *américaines*, tendent à se répandre beaucoup à cause de leur rendement élevé (80 à 90 0/0). Elles sont à effet mixte : l'eau, après être entrée par la circonférence extérieure de la turbine, pénètre vers le centre de celle-ci, à travers les directrices du distributeur L, et agit d'abord par sa force vive; elle descend ensuite parallèlement à l'axe, en travaillant par sa pesanteur sur les aubes H, qui sont en forme de cuiller, pour s'écouler dans le canal de fuite par le tube de décharge E portant une bride tournée qui supporte toute la turbine.

Description de la turbine Hercule Progrès (*fig.* 135). — « Le tube de décharge porte un croisillon F avec une douille centrale alésée dans laquelle est placée une boîte à pivot B, recevant le pivot C destiné à supporter la roue motrice H. Cette boîte sert au réglage de la turbine, en hauteur, au moyen de deux vis de rappel *e*, taraudées dans la plaque du bas A, et qui, étant enlevées, permettent de retirer le pivot par le dessous, sans démonter la turbine, pour le remplacer en cas d'accident. Le pivot C est en bois dur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

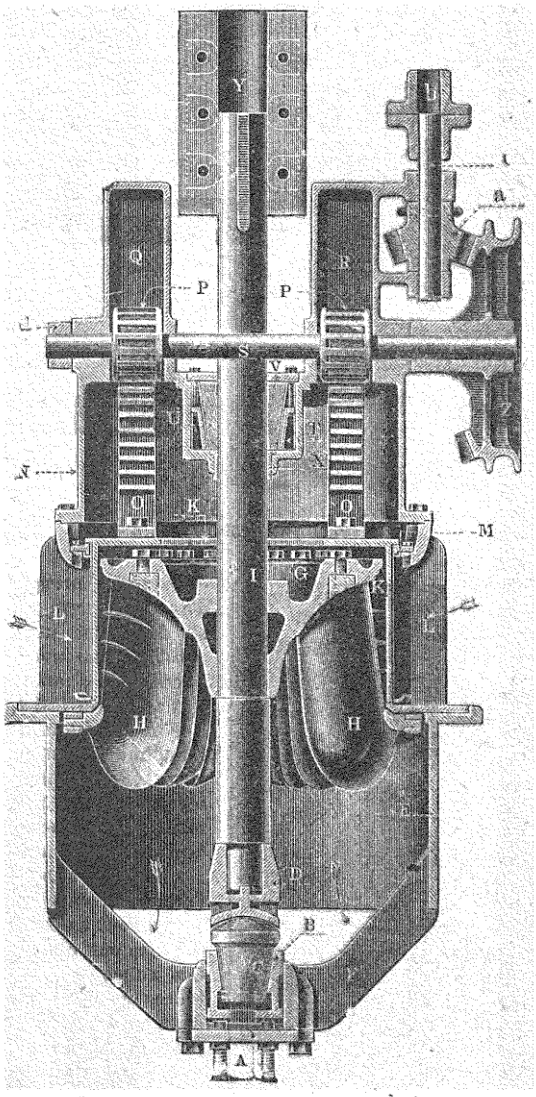


Fig. 135.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

spécial, convenablement préparé, et se graisse par l'eau même ; il doit par

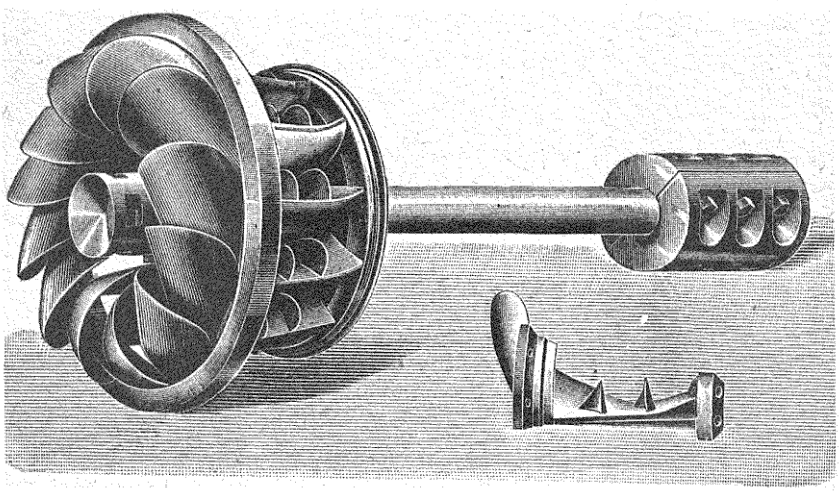


FIG. 136.

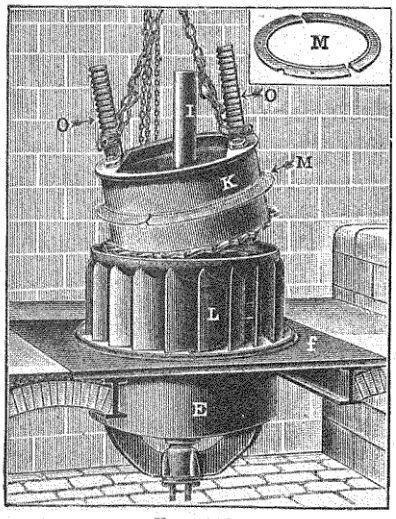


FIG. 137.

conséquent plonger dans l'eau d'aval à l'arrêt ; ainsi montée, sa durée est indéfinie. Sur le pivot tourne une crapaudine à circulation d'eau D, fixée au bas de l'arbre vertical I, lequel porte à son extrémité supérieure un manchon Y destiné à accoupler la turbine avec un arbre en prolongement qui porte les engrenages ou les poulies transmettant le mouvement à l'usine.

« Un porte-aubes G est calé sur l'arbre I et forme avec les aubes H, qui sont à doubles courbures, le récepteur ou la roue motrice. Ces aubes sont travaillées sur toutes leurs faces, et encastrées dans une rainure tournée du porte-aubes dans laquelle elles sont fixées au moyen de vis (*fig.* 136). Les aubes H sont divisées, en hauteur, en un certain nombre de compartiments par de petites cloisons directrices, dont le

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rôle est de maintenir une direction toujours normale et parallèle aux filets liquides, afin de conserver un rendement élevé lorsque la turbine marche avec admission partielle.

« Le distributeur L porte une bride tournée inférieure encastrée dans celle du tube de décharge, ainsi qu'une couronne supérieure fortement arrondie pour éviter la contraction de l'eau. A l'intérieur de cette couronne, se trouve un cercle tourné M, pour former le joint supérieur de la vanne K. Cette vanne est placée entre le distributeur L et l'aubage H. Elle se meut au moyen de deux crémaillères O et de deux pignons P calés sur le même arbre horizontal qui porte un engrenage-poulie Z commandé par un pignon conique *a*. Ce pignon est calé sur un petit arbre *c* portant un manchon d'accouplement *b* destiné à être raccordé avec le mécanisme de manœuvre supérieur, placé à portée de l'ouvrier, pour régler à volonté et instantanément la dépense d'eau et la vitesse de la turbine, opérer la mise en marche ou l'arrêt du moteur. Cette vanne s'appuie sur une face tournée de la bride du distributeur L pour former joint inférieur, son étanchéité à la partie supérieure étant assurée par une saillie tournée qui repose sur le cercle M.

« Afin de rendre la manœuvre de la vanne K très rapide, tout en la laissant très douce, son poids est équilibré au moyen d'un contrepoids *n* attaché à une chaîne *i* qui passe sur un galet *g* et s'enroule sur la poulie-engrenage Z ou s'en déroule, suivant qu'on ouvre ou qu'on ferme la vanne.

« Un dôme cylindrique N repose dans une feuillure tournée sur le distributeur L, et recouvre complètement la vanne avec tout son mécanisme, dont elle met aussi tous les organes à l'abri de toutes les causes accidentelles qui pourraient en empêcher le fonctionnement.

« Afin de réduire le plus possible la hauteur de la turbine, et assurer le graissage des coussinets supérieurs sans les chutes les plus basses, un boîtard avec coussinets en bois U et coins de serrage T est placé en contrebas du couvercle du dôme qu'il affleure à la partie supérieure.

« Les coussinets servent à maintenir l'arbre vertical I parfaitement central concurremment avec la douille mobile X. L'intérieur de la turbine peut être visité et tout le mécanisme du vannage peut être enlevé en démontant simplement les boîtes couvre-engrenages Q et R ». (*Communication des établissements Singrun*). »

103. Roues-turbines à impulsion genre Pelton (*fig.* 138). — Les turbines précédemment décrites ne peuvent s'appliquer aux très hautes chutes à cause des vitesses considérables qu'elles atteignent. On tend à leur substituer des moteurs à injection partielle sur la circonférence extérieure. Ce sont des roues à axe horizontal, formées d'augets dont la courbure est telle que le jet d'eau, arrivant sur la partie mé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

diane change insensiblement de direction et sort sans vitesse

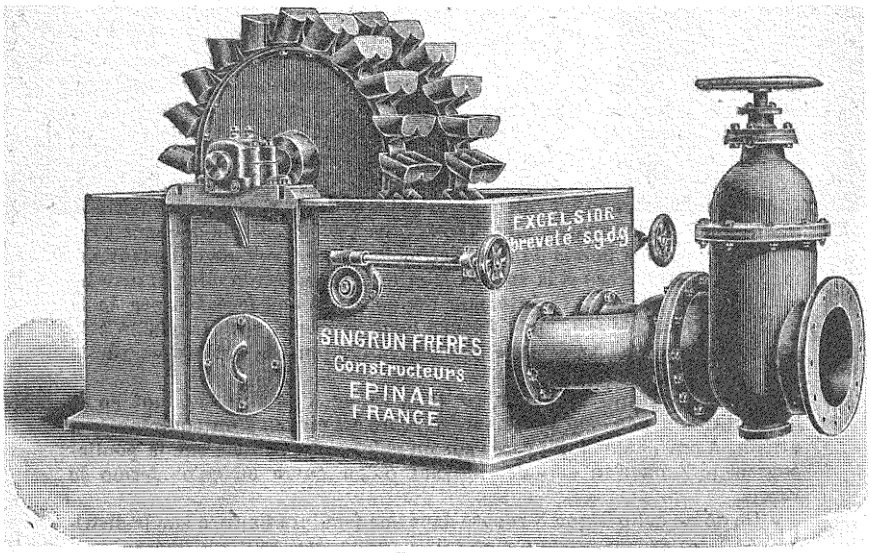


Fig. 138.

sans avoir rencontré l'élément arrivant (*fig.* 139).

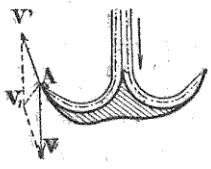


Fig. 139.

Ces roues, qui se font à un ou plusieurs ajutages selon le débit, peuvent utiliser des chutes atteignant 600^{m} avec un rendement de 80 0/0.

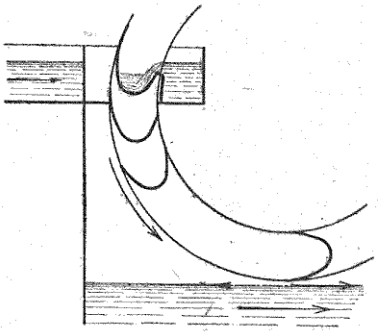


Fig. 140.

104. Roue à admission intérieure. — Ces récepteurs (*fig.* 140) dus à M. Millot, possèdent un caractère essentiel des turbines, car l'eau entre à l'intérieur et sort à l'extérieur par des orifices différents. C'est une application des principes de Poncelet en vue d'éviter le déversement dans les roues à augets. Les aubes courbes ont, à l'intérieur, même

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

direction que la vitesse relative de l'eau à l'entrée ; vers l'extérieur, elles ont même tangente que la circonférence. Ainsi on évite à peu près complètement les chocs à l'entrée, les remous, la sortie prématurée, et l'eau sort avec une vitesse sensiblement nulle.

Cette roue, qui peut recevoir l'eau à des hauteurs différentes et fonctionner en plongeant légèrement dans le bief d'aval, rend 85 0/0 de la puissance de l'eau.

105. Pompes rotatives (1). — Il en existe deux systèmes, à un et à deux axes.

Pompe à un axe (*fig.* 141). — Elle consiste en un tambour D excentré par rapport à un corps de pompe B d'axe O. Ce tambour, fixé sur l'arbre C, porte quatre palettes m, n, p, q, mobiles dans des coulisses.

En tournant dans le sens de la flèche f, le volume engendré par deux palettes consécutives va en augmentant du côté de l'aspiration, qui a lieu par la tubulure A ; il va en diminuant du côté du refoulement, qui se fait par le tuyau R.

Le robinet K sert à la vidange.

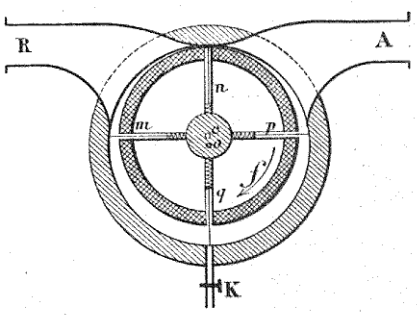


FIG. 141.

Ces pompes ont sur les pompes alternatives l'avantage de pouvoir être directement attelées sur un arbre de transmission, mais leur fabrication se heurte à l'obstacle suivant :

1° Si l'on assure une étanchéité parfaite et un débit régulier (grand nombre de palettes), il en résulte un frottement considérable des palettes sur le corps cylindrique et dans leurs coulisses ;

2° Si l'on diminue le nombre de palettes ou si le frottement est plus doux, le débit devient moins régulier, les pertes dues aux brusques changements de vitesses et aux fuites sont aussi considérables que celles dues au frottement. Le rendement, qui atteint péniblement 70 0/0, est souvent réduit à 50 ou 60 0/0.

Pompe rotative à deux axes. – Le type que nous représentons (*fig.* 142) est dit *à pignons*. Sur les axes A et B parallèles sont calés deux pignons M et N dont les dents engrènent. La rotation étant communiquée par une manivelle à l'axe A dans le sens de la flèche F, l'aspiration a lieu par la tubulure H et le refoulement par le tuyau R. Toutes les dents sont munies

(1) C'est à cause de leur emploi dans les compteurs que nous donnons la description de ces pompes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'encoches renfermant un cuir gras D pour assurer l'étanchéité. Les robinets K et L assurent le graissage (K) et la purge (L).

On comprend facilement qu'à chaque tour de rotation un volume d'eau égal à la capacité du corps de pompe C moins le volume des pignons soit aspiré par H et refoulé par R.

Ce genre de pompe peut donner un excellent rendement, si la vitesse est faible et les pignons bien taillés ; mais leur puissance ne peut être grande.

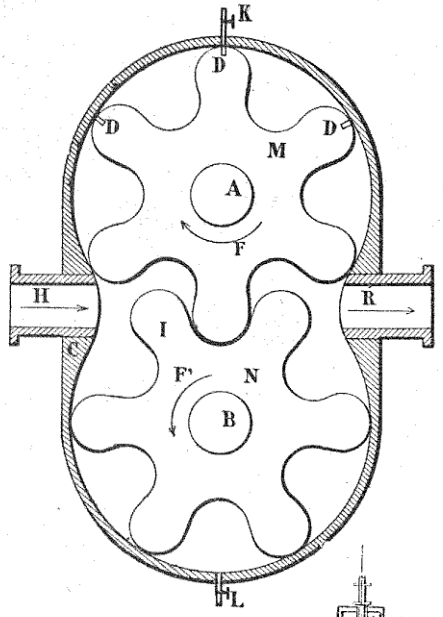


FIG. 142.

106. Régulateur hydro-tachymètre Ribourt (*fig.* 143). — Une pompe rotative à deux axes *zz*, ou compteur volumétrique, aspire l'huile d'un réservoir R et la refoule en A. Cette huile fait retour au réservoir, à travers l'ajutage G, en constituant un courant continu de liquide.

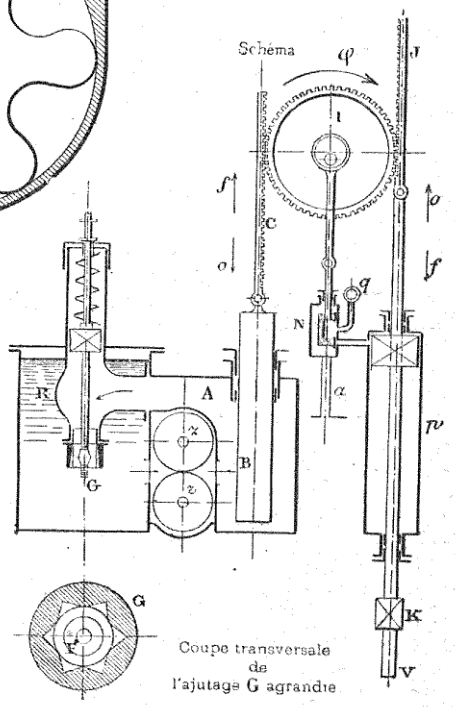


FIG. 143.

L'ajutage G est partiellement occupé par un obturateur F,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

relié par une tige I au piston E qui est surmonté d'un ressort T (*fig.* 144).

La pression de l'huile s'exerçant à la fois sur l'obturateur F et sur le piston E de surface plus grande tend à soulever celui-ci qui comprime le ressort. On comprend qu'à une pression bien déterminée de l'huile corresponde une position d'équilibre du système F, I, E, T, et que le relèvement de ces organes soit d'autant plus grand que la pression est plus considérable. D'autre part, l'ajutage est disposé de façon que l'orifice diminue lorsque l'obturateur se relève.

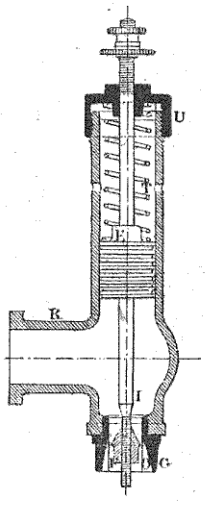


FIG. 144.

Lorsque la vitesse du moteur augmente, il en est de même de la vitesse de la pompe rotative *zz* et du volume de liquide qu'elle débite. La pression augmente de ce fait à l'intérieur de A; elle augmente encore par suite de la diminution de l'orifice de passage G. Dès lors, le piston flotteur métallique B se trouve soulevé ; sa tige C est munie d'une crémaillère entraînant le pignon I (*fig.* 143) dont la rotation dans le sens de la flèche φ provoque la descente de la tige IK et la fermeture partielle de la vanne V.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Calculer le rendement de la turbine Hercule installée dans les usines Olivier and C°, clouterie à Ornans (Doubs), connaissant l'essai suivant pratiqué au frein de Prony :

1° Hauteur de l'eau au-dessus de la crête du déversoir à 2^m en amont : $h = 0^m,305$;

2° Largeur du déversoir : $L = 6^m$;

3° Hauteur de la chute ou différence de niveau entre les biefs d'amont et d'aval : $H = 1^m,815$;

4° Nombre de tours de l'arbre de transmission : 126 à la minute ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

5° Charge totale du frein : 79^{kg},900 ;
6° Bras de levier du frein : 2^{m},76.

NOTA. — L'engrenage conique assurant la transmission absorbe 2 0/0 du travail produit.

II. — Calculer le rendement d'une turbine destinée à produire l'éclairage, sachant que ce moteur dépense 3.200^{l} sous une hauteur de chute de 3^{m} et que les appareils de mesure indiquent 130 volts et 480 ampères. On sait, d'autre part, que le rendement électrique de la dynamo est de 90 0/0.

III. — Une turbine Fontaine a faible vitesse tourne noyée et dépense 4^{m3} d'eau à la seconde, le vannage étant ouvert en plein. Les rayons intérieur et extérieur du distributeur sont 1^{m},075 et 1^{m},325. Il y a 40 directrices en fonte de 10^{mm} d'épaisseur. Calculer : 1° la surface de la couronne du distributeur, celle de la section d'une aube, celle des 40 aubes et celle de l'orifice de passage de l'eau ; enfin la surface réelle de ce passage en tenant compte du coefficient de contraction 0,80 ; 2° la vitesse de l'eau ; 3° la puissance de la chute ; 4° celle de la turbine, sachant que son rendement est 0,75.

XVI. — Installation hydraulique

107. Dispositions générales. — Il existe une grande variété d'installations, utilisant des chutes de 0^{m},12 (10^{kgm} à Maynens, près Carcassonne) à 630^{m} (roue Pelton de 100^{chx} au Comstock) et des débits variant d'une fraction de litre jusqu'à 14^{m3} (turbine de 1.000^{chx} à Chèvres) et 20^{m3} (turbine Girard à Genève).

L'usage des cours d'eau non navigables appartient aux riverains (art. 644 du Code civil). Ceux-ci ont donc le droit de capter la force motrice. Par suite, la construction d'une usine hydraulique nécessite toujours le consentement des propriétaires riverains à céder leurs droits sur la rivière et les terrains d'accès pour l'exécution des travaux. Il faut en outre une autorisation de l'Administration.

Pour utiliser une chute, il est indispensable d'établir un **barrage** dans le but de constituer à l'amont un **réservoir d'eau.** Une **prise d'eau alimentaire** permet de conduire le liquide au récepteur à l'aide d'un **canal d'amenée à ciel ouvert,** d'un canal souterrain, ou d'une **conduite métallique** selon l'emplacement et la hauteur de chute dont on dispose.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Généralement les chutes sont dites basses si elles sont inférieures à 3^{m}; moyennes, de 3 à 8^{m}; hautes, de 8 à 30^{m}; très hautes, au-dessus de 30^{m}.

On appelle **chute brute** la différence de hauteur, mesurée verticalement, qui existe entre le niveau d'amont et celui d'aval lorsque le moteur est au repos.

La **chute effective,** réellement utilisable, est égale à la chute brute diminuée des pertes de charge. Elle se mesure quand le moteur est en marche alors que l'eau subit une dénivellation dans le canal d'amenée, s'il est à ciel ouvert, et une surélévation du canal de fuite. La perte de charge augmente en même temps que la vitesse.

Il convient donc de limiter celle-ci à 0^{m},50 par seconde.

Le moteur est installé dans une **chambre ouverte ou fermée** et l'eau qui l'a traversé regagne le bief d'aval par un **canal de fuite.**

108. **Barrage** (1). — « Nous décrirons celui de *Bonnavaud*, établi au travers de la *Creuse*, à 1.335^{m} en aval d'un autre barrage, celui du moulin de la *Côte-Chatelard*. Le plan d'eau est déterminé de manière à ne provoquer aucun relèvement de niveau en amont de la Côte. Pour cela la crête du nouveau barrage est établie à la cote 298,48 légèrement inférieure à celle de la Côte, 298,60. Le niveau en aval de ce barrage étant 290,44, on obtient une chute de 8^{m} environ.

« Par suite du relèvement du niveau en amont du barrage, les rives ont été submergées comme l'indiquent les sections transversales par 3 et 16 (*fig.* 146-147).

« Le barrage a 9^{m} de hauteur, du plafond de la rivière au sommet de son couronnement ; il affecte, en plan, la forme d'un grand arc de cercle de 180^{m} de rayon dont la convexité est dirigée vers l'amont. Sa longueur totale de 62^{m},30 a été reconnue nécessaire pour assurer, sous la moindre hauteur de lame déversante, l'écoulement des crues, parfois énormes, qui se produisent sur la Creuse. La crue du 3 juin 1855, la plus forte qui ait été constatée et qui a suivi la chute d'une trombe d'eau sur les hauts plateaux, a débité, assure-t-on, jusqu'à 575^{m3} d'eau par seconde.

« On a tablé sur une crue aussi extraordinaire et trouvé d'après les formules connues applicables aux déversoirs, que la lame d'eau, sur un barrage de 62^{m},30 de longueur, pourrait avoir 3^{m} de hauteur.

$$q = 1{,}77 \times lh\sqrt{h}.$$

(1) Ces renseignements sont dus à la bienveillance de M. Canaud, ingénieur hydro-électricien.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

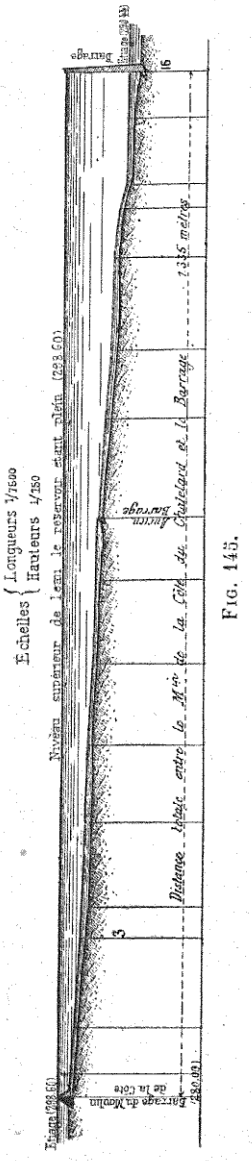


Fig. 145.

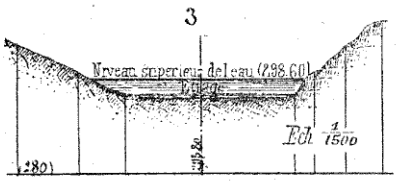


Fig. 146.

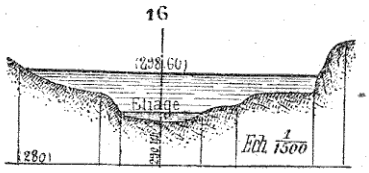


Fig. 147.

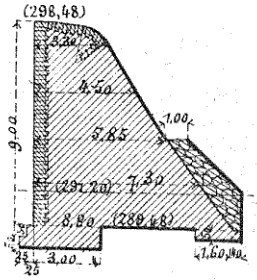


Fig. 148.

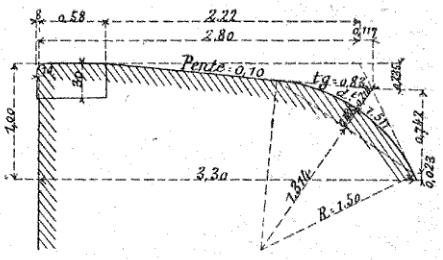


Fig. 149.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« q étant égal à 575, en faisant $l = 62^m,30$, la formule devient :

$$575 = 1,77 \times 62,30 \times h\sqrt{h},$$

$$\frac{575}{110} = h\sqrt{h} = 5,23,$$

$$\overline{5,23^2} = h^3 = 27,35,$$

d'où :

$$h = \sqrt[3]{27,35} = 3^m,01.$$

« La rivière étant très rétrécie à l'emplacement du futur barrage, la longueur de $62^m,30$ n'a pu être obtenue qu'en abattant, à droite et à gauche, les rochers qui la surplombent.

« Les différentes épaisseurs du barrage indiquées pour la partie médiane, sur la figure 150, ont été déterminées de façon à **résister au poids des matériaux** et à la poussée de l'eau. Le couronnement destiné à former déversoir en cas d'élévation du niveau d'amont est établi comme l'indique la figure 151.

« Le barrage est muni de trois aqueducs de 1^m de haut et 1^m de large en amont, qui vont en s'évasant vers l'aval et vers la base pour faciliter l'écoulement d'eau. Ces aqueducs sont fermés à l'amont par des **vannes de passe** ou de **décharge** qui pourraient être ouvertes en cas de crue anormale. Ces vannes, encastrées dans un système de glissières qui en permettent la manœuvre sont en tôle d'acier de 12^{mm} d'épaisseur renforcée par une série de fers à té formant armature.

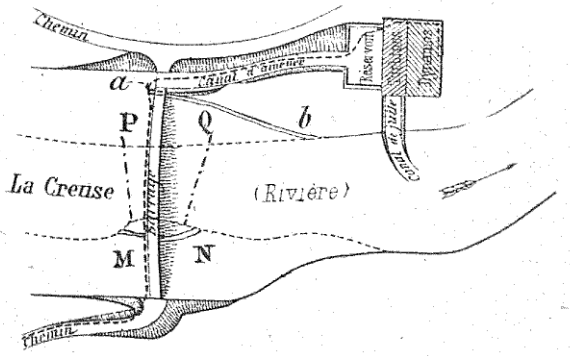


FIG. 150.

« Pour exécuter le barrage (*fig.* 150), on a commencé par établir une dérivation à ciel ouvert MN, de 4^m de largeur, dans les rochers du côté droit de la rivière. Cette dérivation étant suffisante pour assurer l'écoulement de l'eau en été, on barra ensuite le cours dans sa partie centrale, à l'aide de deux bâtardeaux MP et NQ. On construisit ensuite le barrage

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

en y ménageant les aqueducs par lesquels l'eau pût s'écouler pendant l'achèvement de la partie droite.

« Des enracinements ménagés en fondation, sur le rocher massif, s'opposent à tout glissement.

« Le noyau du barrage est construit en maçonnerie ordinaire avec mortier de chaux hydraulique (350^{kg} par mètre cube de sable) et sable de rivière ou tuf granitique lavé.

« Les parements vus, tant à l'amont qu'à l'aval, ainsi que les piédroits et l'intrados des voûtes des aqueducs, sont construits en maçonnerie de moellons tétués, par assises réglées, dressés d'équerre dans les lits et joints sur queue. Il en est de même des murs des aqueducs et du commencement du barrage.

109. Canal d'amenée. — « Il est à ciel ouvert ; sa longueur est de 45^{m}, de la partie gauche du barrage aux turbines. Il est taillé dans le rocher sauf sur 15^{m} à l'origine où il existe un mur de soutènement (*fig.* 151). La crête de ce mur est à la même hauteur que celle du barrage ; il forme donc également déversoir en temps de crue. Ses dimensions sont indiquées sur la figure 153. Sa section étant de 6^{m2}, il peut débiter à la vitesse convenable de 0^{m},50 un volume d'eau de $6 \times 0{,}5 = 3^{m3}$.

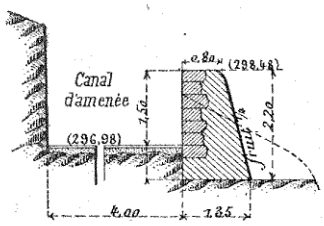


FIG 151.

110. Échelle à poissons. — « Pour permettre la migration des poissons, une échancrure de $0^{m},50 \times 0^{m},50$ est ménagée dans la partie gauche du barrage ; elle aboutit à une petite rigole dont la pente est de 30 à 25 0/0 et qui va jusque dans le bief d'aval. L'échancrure est munie d'une vanne, qui reste baissée lorsque le débit est inférieur à 2^{m3}.

111. Passage sur la rivière. — « Pour aller d'une rive à l'autre, on établit un petit pont dans le bief d'aval. Cette condition fut imposée par les communes riveraines qui avaient cédé des terrains.

112. Chambre d'eau ou réservoir. — « La chambre d'eau (*fig.* 152) est analogue à celle que nous avons décrite dans le premier volume. Elle est limitée par une cloison verticale AB destinée à maintenir l'eau au même niveau que dans le canal d'amenée. Les rôles de la grille d'arrêt, de la vanne et de la passerelle de service sont connus.

« Le sol du canal se relève de façon à former sablier S entre la grille et la vanne.

« Cette dernière, fixée entre les murs des berges, est calculée de manière à assurer une vitesse d'écoulement de 0^{m},50 à 0^{m},60. Ensuite le canal va en se déprimant de façon à avoir une profondeur de 2^{m} au-dessous du niveau

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à l'amont. A 0m,300 du fond se trouve, solidement encastrée dans la maçonnerie, l'embouchure du tuyau qui conduit l'eau à la turbine.

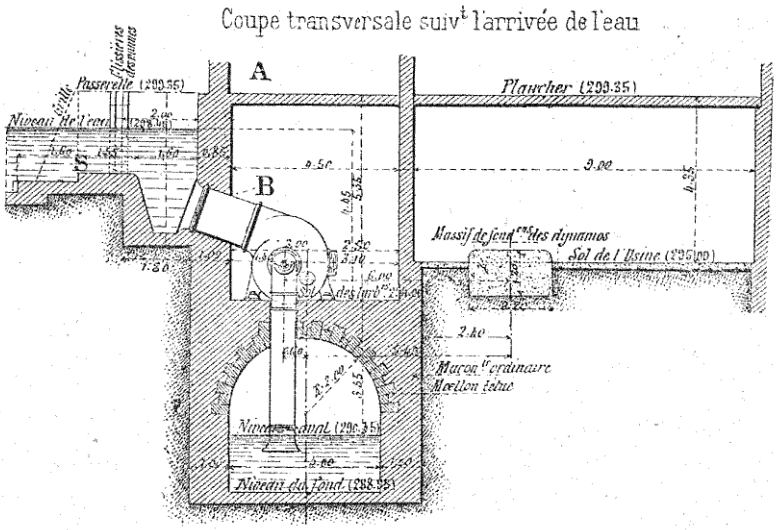


Fig. 152.

113. Récepteurs. — « Ce sont des turbines américaines à axe horizontal, construites par les *établissements Teisset-Chapron et Brault*. Elles sont placées à 4m,50 du niveau d'aval pour ne pas être noyées même en temps de crues. Deux gros tuyaux d'aspiration parfaitement étanches et noyés à leur partie inférieure dans le canal de fuite évitent toute perte de de chute.

« Les turbines sont construites pour une chute utile de 8m, un débit de 1.500l et une puissance de 120chx à 300 tours par minute. Le rendement à pleine charge est garanti 75 0/0.

« Le réglage d'admission se fait au moyen d'une vanne circulaire manœuvrée à la main. Le diamètre de l'arbre est de 100mm, et celui de la poulie de transmission est de 1.550mm.

« Les turbines attaquent des dynamos au moyen d'une transmission par courroie en cuir double cousu de 300mm de largeur. Les dynamos produisent le courant nécessaire à l'éclairage de la ville de *Guéret*.

114. Canal de fuite. — « Le canal de fuite (*fig.* 152) est souterrain. Lorsque le moteur est arrêté, il existe dans ce canal une profondeur d'eau morte d'environ 1m,20. Grâce à cette précaution, l'eau sortant de la turbine se répand sur une grande surface, de sorte que la surélévation du niveau d'aval qu'elle provoque est insignifiante.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

115. Essais effectués le 23 mars 1903. — Pour calculer le débit, on a construit, dans le canal de fuite, un déversoir noyé, s'appuyant exactement sur la maçonnerie du fond et des bords, mais dont le sommet était à 0m,40 environ en contre-bas des côtés de ce canal (*fig.* 153).

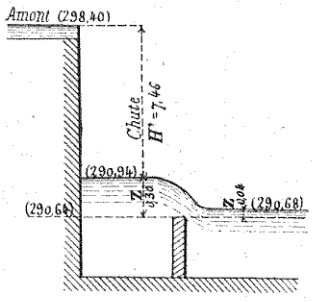


FIG. 153.

« En appliquant la formule du déversoir incomplet :

$$Q = 0{,}42\,l\left(z + \frac{z'}{2}\right)\sqrt{2g\,(z - z')},$$

dans laquelle les lettres ont les valeurs suivantes pour le cas ci-dessus :

Q, débit cherché par seconde ;
l, longueur du déversoir : 4m,45 ;
z, hauteur d'eau au-dessus du déversoir, en amont : 0m,30 ;
z', — — — en aval : 0m,04 ;
g, gravité : 9m,81 ;

on aura :

$$Q = 0{,}42 \times 4{,}45\left(0{,}30 + \frac{0{,}04}{2}\right)\sqrt{19{,}62\,(0{,}30 - 0{,}04)},$$

$$Q = 0{,}60\,\sqrt{5{,}1012} = 1.356^{l} \text{ à la seconde.}$$

« En tenant compte d'une perte de 60 à 80l d'eau par les joints du déversoir, on peut prendre le débit en nombre rond égal au maximum à 1.450l ; avec une chute correspondante de 7m,46, la force brute développée est de :

$$\frac{1.450 \times 7{,}46}{75} = 144^{\text{chx}},$$

se traduisant par 120chx sur l'arbre de la turbine, soit un rendement de $\frac{120}{144} = 83$ 0/0. » (*D'après M. J.-L. Canaud.*)

116. Très hautes chutes. — Un réservoir analogue à celui que représente la figure 152 est constitué à une altitude élevée, soit par le barrage d'une rivière, soit par l'aménagement d'un lac. Une prise d'eau est établie. Ensuite on trace entre le réservoir supérieur et l'emplacement de l'usine une véritable route dont la forme et la pente sont le plus régulières possible.

C'est sur cette route que l'on dispose sur des traverses en bois les lignes de tuyaux, en fonte ou en tôle d'acier suivant la hauteur, qui amènent aux récepteurs l'eau du réservoir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 156 représente l'aménagement d'une chute de 420^{m} faite par la société Escher-Wyss.

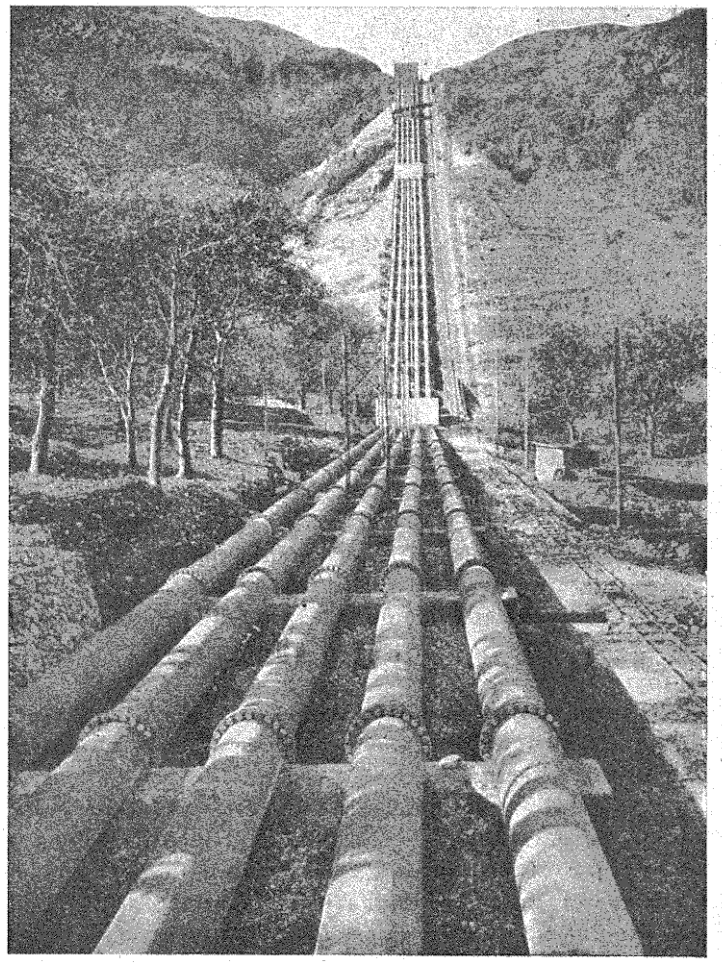


Fig. 154.

Nota. — Pour l'installation des basses chutes, nous renvoyons à la figure 130.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MACHINES THERMIQUES

XVII

117. Équivalence de la chaleur et du travail. — Dans toutes les circonstances où l'énergie mécanique disparaît, on constate qu'il y a production de chaleur.

Ex. : 1° Le **frottement** s'oppose à la production du mouvement, mais détermine l'inflammation d'une allumette et produit l'échauffement des tourillons et coussinets, du pivot et de son grain ;

2° Le **choc** de l'acier sur le silex enflamme l'amadou d'un briquet ordinaire, celui d'une balle de plomb sur une plaque de blindage entraîne la fusion de ce projectile en même temps que la disparition de sa puissance vive $\frac{1}{2} mv^2$;

3° La compression brusque d'un gaz (briquet à air) et celle d'un solide (fusion de la glace) absorbent du travail et produisent de la chaleur.

Inversement, il est possible de transformer l'énergie calorifique en énergie mécanique. En effet, si l'on utilise dans un vase, clos par un piston mobile, la chaleur, produite dans un foyer à vaporiser de l'eau dont la vapeur augmente de pression avec la température, celle-ci produira le déplacement du piston. Il est même admis aujourd'hui que c'est la combustion lente des aliments par l'oxygène de l'air respiré qui est cause de la force musculaire de l'homme et des animaux.

Or, si l'on se place dans des conditions telles qu'il n'y ait

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

aucune autre **manifestation** (chimique, lumineuse, électrique, magnétique...) de l'**énergie**, on constate qu'*il existe un rapport constant entre la quantité de chaleur absorbée ou dégagée et la quantité correspondante de travail produit ou disparu.*

En prenant comme unités la **calorie** (*quantité de chaleur nécessaire pour élever de* 0 *à* 1° *centigrade la température de* 1^{kg} *d'eau*) et le **kilogrammètre** (*travail produit par une force de* 1^{kg} *qui déplace de* 1^{m} *sur sa direction son point d'application*), différentes expériences dont la première est due à **Joule** ont permis de déterminer que 1 *calorie équivaut à* 425^{kgm}.

On dit que 425^{kgm} est l'**équivalent mécanique** de la calorie et que $\frac{1}{425} = 0{,}002353$ calorie est l'**équivalent calorifique** du kilogrammètre.

118. Principe de Carnot. — On a constaté que le travail peut toujours se transformer complètement en chaleur, mais que la transformation inverse de la chaleur en travail n'est jamais complète. Le travail serait dû au déplacement de la chaleur allant d'une source chaude à une source froide.

Par exemple, la vapeur se déplace de la chaudière, où la température peut être $T = 160°$ environ, au condenseur ou à l'atmosphère, où la température peut être $T' = 30°$ ou $10°$. La quantité de chaleur qui est susceptible de se transformer en travail est proportionnelle à la différence des températures $T - T'$; elle est inversement proportionnelle à la température la plus haute ramenée au **zéro absolu.** *On appelle zéro absolu la température à laquelle la pression des gaz serait nulle si l'on pouvait les refroidir sans amener leur changement d'état, liquéfaction et solidification.*

Or, lorsqu'on abaisse de 1° la température d'un gaz, sa pression diminue de $\frac{1}{273}$ de sa valeur à 0°, si toutefois son volume est constant. On en conclut qu'il faudrait refroidir de 273° la température d'un gaz à 0° pour qu'il n'ait plus de pression. *Le zéro absolu serait donc* 273° *au-dessous du zéro centigrade, soit* $0° - 273° = -273°$. Ce n'est là qu'une hypothèse, mais elle

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

donne d'excellents résultats dans les calculs, et l'expérience semble la confirmer.

Si l'on désigne par Q la quantité de chaleur fournie par la source chaude, par Q′ la quantité de chaleur transformée en travail, on a :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{T - T'}{273 + T} = k.$$

Ce rapport est le *coefficient économique* maximum, c'est-à-dire le *rendement thermique* le plus élevé que puisse atteindre une machine thermique.

Application. — *Calculer le rendement thermique maximum d'une machine utilisant de la vapeur dont la température est* $T = 170°$ *et qui la renvoie dans l'atmosphère où la température est* $T' = 10°$:

$$k = \frac{Q'}{Q} = \frac{T - T'}{273 + T} = \frac{170 - 10}{273 + 170} = \frac{160}{443} = 36\ 0/0.$$

En réalité, le rendement obtenu est bien inférieur à ce chiffre, à cause des imperfections des appareils utilisant la chaleur.

119. Classification des machines thermiques. — Il existe deux groupes bien distincts de machines thermiques : les moteurs à vapeur et les moteurs à explosion.

Dans les premiers, la chaleur produite est employée d'abord à transformer l'eau en vapeur dans des *chaudières* ou *générateurs de vapeur ;* c'est la vapeur produite qui, par sa pression, puis sa détente, occasionne le mouvement du piston des *machines à mouvement alternatif* ou la rotation directe de la roue mobile d'une *turbine à vapeur*. La *combustion* est dite *externe*, parce qu'elle est obtenue dans une capacité située en dehors du cylindre moteur.

Dans les seconds, la combustion d'un fluide gazeux ou pulvérisé est obtenue dans le cylindre moteur lui-même. La transformation du combustible est obtenue dans des *gazogènes* ou des *carburateurs*. Les *moteurs* dits à *combustion interne* sont,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

suivant les combustibles, à *gaz*, à *pétrole*, à *essence* ou à *alcool*.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Quelle quantité de chaleur peuvent déterminer :
1° Un travail de 15^{kgm} ?
2° L'arrêt brusque d'un corps de 3^{kg} tombant de 8^{m} de hauteur ?
3° L'arrêt d'une balle de 25^{g} animée d'une vitesse de 175^{m} ?

II. — En admettant que l'on dispose d'une source froide au zéro absolu, quel travail pourrait fournir la combustion de 1^{kg} de C dans l'O, sachant qu'elle dégage 8.080 calories ?

III. — La température au condenseur étant de 40°, quel est le plus grand rendement que puissent atteindre :
1° Une machine employant la vapeur saturée à 180° ?
2° Une machine employant la vapeur surchauffée à 273° ?
3° Un moteur à gaz où la température d'explosion est 2.500°, et celle d'échappement 20° ?

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

GÉNÉRATEURS DE VAPEUR

XVIII. — Vapeur d'eau

120. Vaporisation. — C'est le passage d'un corps de l'état liquide à l'état gazeux sous l'action de la chaleur ou du travail mécanique (diminution de la pression par augmentation de volume dans la machine pneumatique).

L'**évaporation** est une vaporisation lente qui se produit à la surface du liquide à toute température et sous n'importe quelle pression.

L'**ébullition**, au contraire, est un changement brusque d'état qui a lieu simultanément dans toute la masse du liquide.

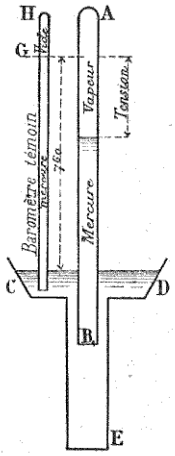


FIG. 155.

121. Tension d'une vapeur. — Considérons un tube cylindrique AB de 1^{cm2} de section et de 1^{m} de longueur, rempli de mercure et disposé sur une cuve profonde CDE à mercure. Le niveau du liquide dans le tube maintenu vertical s'élève à 760^{mm} au-dessus du niveau de la cuve. Cette colonne de mercure fait équilibre à la pression atmosphérique et au-dessus se trouve un espace parfaitement vide GH.

Si, au moyen d'un tube recourbé, on introduit une goutte d'eau à l'intérieur du mercure, cette goutte monte à la partie supérieure (principe d'Archimède), puis se vaporise instantanément en y arrivant. On voit alors le niveau du mercure s'abaisser ; c'est donc que la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur d'eau exerce une pression sur le mercure ; cette pression est appelée **tension de la vapeur** lorsqu'elle s'exerce sur une section de 1^{cm2}.

L'introduction d'une deuxième, d'une troisième, d'une quatrième goutte d'eau montre que la vaporisation se continue et que la pression de la vapeur augmente graduellement, occasionnant un abaissement correspondant du niveau du mercure.

Pourtant il arrive un moment où l'eau introduite reste liquide en même temps que le niveau du mercure cesse de descendre.

On dit que la vapeur d'eau a atteint sa **tension maxima**, qui a pour valeur le poids d'une colonne de mercure ayant 1^{cm2} de section et une hauteur égale à l'abaissement du niveau du mercure ; la vapeur est dite **saturée**(1).

La tension maxima varie avec chaque liquide.

Pour chacun d'eux, elle est indépendante : 1° de la quantité du liquide générateur en excès ; 2° de l'espace offert à la vaporisation ; 3° elle augmente avec la température.

On se rend compte de ces propriétés :

1° En continuant l'introduction du liquide alors que sa vapeur est saturée ; le niveau du mercure reste constant ;

2° En relevant ou en abaissant le tube de mercure, le niveau ne change pas (témoin) tant qu'il reste un excès de liquide générateur ;

3° En chauffant le haut du tube par un procédé quelconque (lampe à alcool, brûleur, etc...), on constate que le mercure baisse ; c'est donc que la **tension maxima** augmente avec la température.

Entre 100 et 200°, la **tension maxima** de la vapeur d'eau exprimée en kilogrammes par centimètre carré est assez approximativement donnée par la relation :

$$F = \left(\frac{t}{100}\right)^4 - \frac{0{,}56t}{100} + 0{,}593 \text{ ou simplement } F = \left(\frac{t}{100}\right)^4.$$

(1) L'expérience faite avec de l'éther est beaucoup plus sensible, mais réussit également bien avec de l'eau si la température de la salle est assez élevée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

122. Pression effective. — Les générateurs de vapeur étant soumis extérieurement à la pression atmosphérique voisine de 1^{kg} par centimètre carré de surface ($1^{kg},033$ en réalité), leurs parois sont soumises à un effort qui est la résultante de la tension de la vapeur d'eau et de la pression atmosphérique. C'est cette résultante qui tend à provoquer les explosions. On l'a appelée **pression effective** de la vapeur. Sa valeur est égale à la différence des composantes, c'est-à-dire à $(F - 1,033)^{kg}$ ou simplement à $(F - 1)$.

La pression effective est celle qu'indique le manomètre.

123. Ébullition. — Elle est soumise aux lois suivantes :

1° *Pour obtenir l'ébullition d'un liquide, il faut d'abord le porter à une température au moins égale à celle pour laquelle la tension maxima de la vapeur est égale à la pression supportée par le liquide dans le milieu où il se trouve.* On appelle cette température : **point normal d'ébullition** sous une pression donnée. Le point normal d'ébullition de l'eau sous la pression atmosphérique est 100° ;

2° Pendant toute la durée de l'ébullition, la température reste constante et la chaleur absorbée est tout entière employée au changement d'état.

124. Retards à l'ébullition. — Ils peuvent se ramener à trois cas :

1° **L'eau ne renferme pas de gaz en dissolution.** — Les molécules d'eau qui absorbent la chaleur étant généralement au fond du récipient ont à supporter, outre la pression extérieure, celle du liquide qui les recouvre. Au contraire, la présence de l'air ou d'un autre gaz au sein du liquide, constitue autant de petites enceintes où l'évaporation se produit ; d'autre part, ces gaz se dégagent en ménageant ainsi une route à la vapeur formée.

Il convient donc : 1° que la paroi interne présente quelques petites aspérités qui retiennent l'air ; 2° de ne pas allumer les feux d'une chaudière dans laquelle l'eau n'ayant pas été renouvelée est purgée d'air par l'évaporation de la veille. La tem-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pérature peut en effet s'élever bien au delà du point normal et, si l'on vient à introduire de l'eau extérieure chargée d'air, l'ébullition se produit instantanément, la pression augmente avec une grande rapidité pouvant entraîner la déformation et même l'*explosion de la chaudière à l'allumage*.

2° **Caléfaction.** — C'est un phénomène qui a lieu lorsqu'une petite quantité d'eau vient en contact avec une paroi très chaude (supérieure à 250°). Une petite quantité de vapeur mauvaise conductrice s'interpose entre la source chaude et l'eau, qui prend une forme sphéroïdale. La flamme d'une bougie peut être vue entre la paroi et le liquide. Mais, si la température vient à baisser, il arrive un moment où la vapeur produite est insuffisante pour empêcher le contact ; l'eau s'étale et la vaporisation est instantanée.

Cette propriété est mise en évidence par l'expérience de M. *Boutigny :* une bouteille en cuivre étant chauffée au rouge, on y introduit un peu d'eau qui entre en caléfaction ; on bouche la bouteille et on laisse refroidir ; à un certain moment, l'eau entre instantanément en ébullition, sa vapeur atteint une pression considérable qui projette au loin le bouchon. Ceci explique les dangers d'explosion qui peuvent exister à l'extinction des feux d'une chaudière ou lorsque l'alimentation est irrégulière.

3° **Sels dissous dans l'eau d'alimentation.** — Ils retardent l'ébullition ; bien que la température et la pression de la vapeur restent 100° et 1 atmosphère (1^{kg},033), l'eau saturée de sel marin doit être portée à 110° avant d'entrer en ébullition. Il y a donc là une cause de perte lorsqu'on alimente avec une eau impure.

Signalons en même temps que tous les sels dissous se précipitent sous l'action de la chauffe ; ils forment des dépôts mauvais conducteurs qui entravent la propagation de la chaleur de la tôle à l'eau, occasionnant un retard d'ébullition de celle-ci et une élévation excessive de température de celle-là (coups de feu, caléfaction, ...).

125. Chaleur de vaporisation. — La chaleur latente

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de vaporisation C d'un liquide à une tempétature t^o est le nombre de calories (1) nécessaires pour transformer 1^{kg} de ce liquide préalablement porté à la température t^o en vapeur saturée à cette température.

Celle de l'eau est donnée par la formule :

$$C = 606{,}5 - 0{,}695t ;$$

pour $t = 100^o$:

$$C = 606{,}5 - 69{,}5 = 537 \text{ calories.}$$

La chaleur nécessaire C′ pour vaporiser 1^{kg} d'eau prise à t'^o est supérieure à la chaleur latente de vaporisation, puisqu'il faut d'abord dépenser $(t - t')$ calories pour élever l'eau liquide à t^o :

$$C' = 606{,}5 - 0{,}695t + (t - t'),$$
$$C' = 606{,}5 + 0{,}305t - t'.$$

126. Caractéristiques de la vapeur saturée.

PRESSION EFFECTIVE EN KILOGRAMMES par centimètre carré	TEMPÉRATURE en DEGRÉS CENTIGRADES	POIDS DU MÈTRE CUBE en kilogrammes	CHALEUR LATENTE de VAPORISATION
0	100	0,625	537
1	120	1,128	522,6
2	133	1,651	513,2
3	143	2,163	506,0
4	151	2,667	500,1
5	158	3,165	495,0
6	164	3,658	490,7
7	170	4,146	486,7
8	175	4,630	483,0
9	179	5,112	479,9
10	183	5,590	476,8
11	187	6,066	474,0
12	191	6,540	471,3
13	194	7,011	468,9
14	197	7,480	466,6
15	200		
16	203		
17	206		
18	209		
19	211		
20	214		

(1) L'unité de chaleur est la calorie ; c'est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 0 à 1° centigrade la température de 1^{kg} d'eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

127. Vaporisation en vase clos. — Lorsque l'on chauffe de l'eau enfermée dans un vase clos dont tous les points sont à la même température, l'ébullition ne peut pas se produire, car l'eau supporte toujours une pression supérieure à la tension de sa vapeur, puisqu'en même temps que celle-ci s'exerce la pression de l'air. Il peut donc se produire des pressions excessivement fortes; on ne doit les produire que dans des récipients à parois très résistantes, et munis de dispositifs de sûreté.

Les phénomènes décrits s'observent à l'aide d'une **marmite de Papin.**

128. Principe de la paroi froide. — Lorsque l'évaporation a lieu dans une enceinte comprenant deux vases à des températures différentes, par exemple l'un A (*fig.* 156) placé sur un foyer, l'autre B dans de la glace, on observe que :

1° **La tension de la vapeur dans l'enceinte est uniforme et correspond à la température la plus basse ;**

2° **Il y a déplacement du liquide du vase chaud au vase froid.**

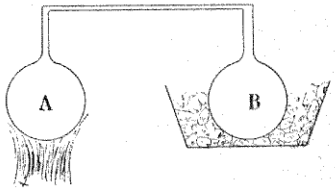


FIG. 156.

En effet, la chaleur du foyer tend à vaporiser l'eau en A; mais la pression qui en résulte s'exerce dans tous les sens et en particulier dans le vase B où elle ne peut se maintenir, car, à cause de la basse température, la vapeur se liquéfie : on dit qu'il y a **condensation.**

Dans ces conditions, il est évident que l'ébullition peut se produire en vase clos.

129. Vapeur saturée. — La vapeur produite dans un générateur est saturée, puisqu'elle est en contact avec l'eau; sa tension F est déterminée par sa température t. Si cette vapeur était pure et isolée à la même température, on la dirait **sèche,** elle serait alors incolore et transparente.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

130. Primage. — En réalité, la vapeur entraîne toujours avec elle une certaine quantité de liquide que les bulles gazeuses projettent en crevant à la surface. Cet entraînement d'eau s'appelle **primage.** Le rapport entre le poids de vapeur sèche et le poids total du fluide s'appelle **titre de la vapeur**; il peut s'abaisser jusqu'à 90 0/0, correspondant à un entraînement de 10 0/0 d'eau.

La vapeur est dite **mouillée** ou **aqueuse.**

Le **primage** présente des dangers et des causes de perte. En effet l'eau entraînée se dépose dans les conduites et dans les cylindres où elle peut occasionner la rupture du cylindre, de la tige, de la bielle ou de la manivelle. Cette eau absorbe en outre inutilement une quantité de chaleur :

$$Q = P \times (t - t') \text{ calories.}$$

P = poids de l'eau entraînée ;
t = température de cette eau ;
t' = température de l'eau d'alimentation.

Remèdes au primage. — *a*) On réduit l'entraînement d'eau :

1° En chauffant d'une façon régulière et modérée, afin d'éviter une ébullition trop violente ;

2° En alimentant avec une eau aussi pure que possible ;

3° En plaçant la prise de vapeur assez loin du plan d'eau et en la munissant d'un tamis qui empêche en partie le passage de l'eau sans nuire à celui de la vapeur.

b) On débarrasse la vapeur de l'eau entraînée à l'aide d'un *séparateur d'eau* ou *sécheur par choc*. Cet appareil agit également sur l'eau qui provient de la condensation d'une partie de la vapeur dans les conduites par suite du refroidissement. Nous les étudierons au chapitre du transport de la vapeur.

L'eau qui se dépose dans les séparateurs ou dans les conduites est éliminée par des *purgeurs*.

c) On transforme l'eau de primage en vapeur dans des *sécheurs par vaporisation*, généralement tubulaires, placés sur le parcours des gaz chauds entre le foyer et la cheminée.

d) On surchauffe la vapeur, isolée du liquide générateur, en la portant à une température $T = 250°$ par exemple, supé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rieure à celle $t = 170^{\circ}$, qui correspond à sa tension maxima $F = 8^{kg}$ (pression effective de 7^{kg}).

Le fluide ainsi obtenu s'appelle *vapeur surchauffée*. Il est produit dans un appareil analogue aux sécheurs par vaporisation; on le nomme *surchauffeur*.

131. Propriétés de la vapeur surchauffée. — Si l'on fournit de la chaleur à une masse de vapeur saturée sèche, elle se comporte comme un gaz parfait; elle est soumise aux lois de Gay-Lussac et de Mariotte; sa température et son volume augmentent.

On appelle chaleur spécifique de la vapeur surchauffée la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1 degré centigrade (1°) *la température de* 1^{kg} (*poids*) *de vapeur.* Elle est de 0,48 calorie environ.

On appelle coefficient de dilatation volumétrique de la vapeur son augmentation de volume à pression constante pour une surchauffe de 1°. Comme pour les gaz, ce coefficient $\alpha = \frac{1}{273}$ (*loi de Gay-Lussac*).

Si la surchauffe se produit de façon que le volume reste invariable, c'est la pression qui augmente dans le même rapport (*loi de Mariotte*).

Applications. — 1° *La quantité de chaleur* Q *nécessaire pour transformer un poids* $P = 60^{kg}$ *de vapeur sèche à* $t = 170^{\circ}$ *en vapeur surchauffée à* $T = 250^{\circ}$ *est* :

$$Q = 0{,}48 \times P \times (T - t),$$
$$Q = 0{,}48 \times 60 \times (250 - 170) = 2.304 \text{ calories.}$$

2° *Le volume de* 60^{kg} *de vapeur saturée sèche à* $t = 170^{\circ}$ *est* $V = 14^{m3},47$ *; quel sera son volume* V′ *à* $T = 250^{\circ}$ *si la pression effective* $p = 7^{kg}$ *reste constante?*

D'après la définition du coefficient de dilatation, lorsqu'on porte de 0 à $t = 170^{\circ}$ la température de 1^{m3} de gaz, son volume devient :

$$1 + \alpha t = 1 + \frac{170}{273} = \frac{273 + 170}{273} \text{ m}^3.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Lorsqu'on porte le même gaz à $T = 250°$, son volume devient :

$$1 + \alpha T = 1 + \frac{250}{273} = \frac{273 + 250}{273} \text{ m}^3.$$

Le rapport entre les deux volumes est :

$$\frac{V}{V'} = \frac{V_t}{V_T} = \frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha T} = \frac{273 + t}{273 + T} = \frac{273 + 170}{273 + 250} = \frac{443}{523}.$$

Puisque $V = 14^{m3},47$:

$$V' = 14^{m3},47 \times \frac{523}{443} = 17^{m3},08.$$

132. Avantages et inconvénients de la vapeur surchauffée. — *a*) Pour un même poids de vapeur à la même pression, le volume augmente. Or le travail dépend, nous le verrons, du volume et de la pression. Par conséquent, pour un travail déterminé, il faut un poids de vapeur surchauffée moindre qu'avec la vapeur saturée, 443^g au lieu de 523^g, avons-nous trouvé pour 170° et 250°.

La chaleur nécessitée pour cette élévation de température peut souvent être négligée, puisque autrement elle serait inutilisée.

Si l'on en tient compte, on trouve que, pour transformer $P = 523^{kg}$ d'eau à $t' = 20°$ en vapeur saturée à $t = 170°$, il faut :

$$Q = P \times (606,5 + 0,305t - t') = 523 \times (606,5 + 0,305 \times 170 - 20),$$
$$Q = 523\ (606,5 + 51,85 - 20) = 523 \times 638,35,$$
$$Q = 333.857 \text{ calories.}$$

Pour transformer $P' = 443^{kg}$ d'eau à 20° en vapeur saturée à $t = 170°$, puis en vapeur surchauffée à $T = 250°$, il faut :

$$Q' = P' [606,5 + 0,305t - t' + 0,48\ (T - t)],$$
$$Q' = 443 [606,5 + 0,305 \times 170 - 20 + 0,48\ (250 - 170)],$$
$$Q' = 443 \times 676,75 = 299.800 \text{ calories.}$$

Il y a donc économie de vapeur, de charbon et d'eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cette dernière peut être très intéressante lorsqu'on est dans la nécessité de payer l'eau, ou de la transporter, ou de l'épurer à grands frais.

La surchauffe permet en outre d'éviter dans les conduites et les cylindres la condensation et ses dangers. Elle permet par suite de plus grandes détentes. Grâce à elle, on peut supprimer les enveloppes de vapeur toujours coûteuses.

b) Sa chaleur spécifique étant faible, la vapeur surchauffée baisse rapidement de température dans les conduites. On y remédie en entourant celles-ci d'**enveloppes calorifuges** ; en plaçant la chaufferie près de la salle des machines, en employant des surchauffeurs indépendants près des machines.

A cause de sa température élevée, la vapeur surchauffée peut occasionner des grippements des organes mobiles (tiroirs) et la décomposition des huiles organiques (animales et végétales).

Grâce à la substitution des garnitures en métal et en amiante aux anciennes étoupes; grâce aux distributions par soupapes (Sulzer) et par pistons-valves (Dujardin) ; grâce aussi à l'emploi des huiles minérales, on a pu atteindre sans inconvénient des hautes surchauffes 300 et 350°.

Les avantages de la surchauffe diminuent en même temps que la température d'admission de l'eau et la pression de la vapeur augmentent. Ils sont moindres aussi avec les machines plus perfectionnées.

Enfin l'installation, la conduite et l'entretien des surchauffeurs occasionnent toujours quelques frais qui doivent entrer en ligne de compte lors d'un projet de production de la force motrice par la vapeur.

Cependant il semble bien établi à notre époque, par l'expérience comme par le calcul, que la surchauffe est un progrès très important. C'est peut-être le seul qui, dans l'avenir, permettra à la machine à vapeur de ne pas succomber dans la lutte contre les moteurs à gaz pauvre.

133. Surchauffeurs de vapeur. — Ils sont constitués par un faisceau tubulaire formant serpentin dans lequel cir-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cule la vapeur entre le générateur et la machine. Ils sont généralement disposés sur le parcours des gaz chauds entre le foyer de la chaudière et la cheminée. Cependant il peut y avoir intérêt à employer un surchauffeur indépendant dans certains cas, par exemple : lorsque la machine se trouve éloignée des chaudières; lorsque la disposition primitive de celles-ci obligerait à des changements coûteux; lorsqu'il s'agit de réchauffer de la vapeur à basse pression déjà utilisée dans une machine.

L'emploi de ces derniers est évidemment moins économique, par contre le réglage de leur température est plus commode.

Surchauffeur Schwœrer. — Cet appareil (*fig.* 157-158) se compose de tubes A en fonte spéciale très résistante au feu. Ces tubes, dont le diamètre est de 190^{mm} et dont la longueur peut atteindre 3^{m}, sont munis extérieurement d'ailettes transversales B et intérieurement d'ailettes longitudinales C. La surface en contact avec les gaz et la vapeur est ainsi très grande. D'autre part, la masse considérable du métal — 300^{kg} par mètre courant — agit comme un **volant calorifique.** Elle empêche toute variation brusque de la température de la vapeur. Un joint spécial D assure une étanchéité parfaite de la vapeur. Les tubes s'assemblent par paires dans des culasses E de manière à former serpentin.

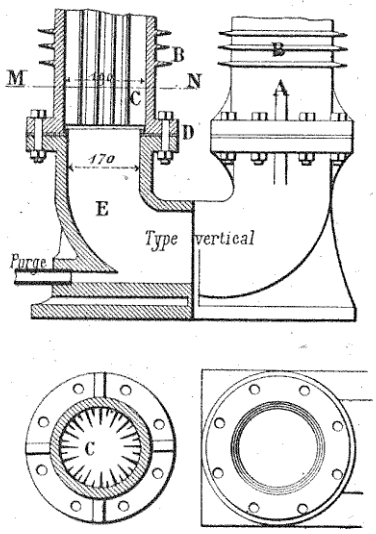


FIG. 157-158.

Surchauffeur indépendant Babcock et Wilcox (*fig.* 159-160). — Il est constitué par une série de collecteurs, quatre médians F

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sur deux colonnes et deux externes H, reliés entre eux par des tubes G en acier étiré sans soudures ; le tout placé dans un

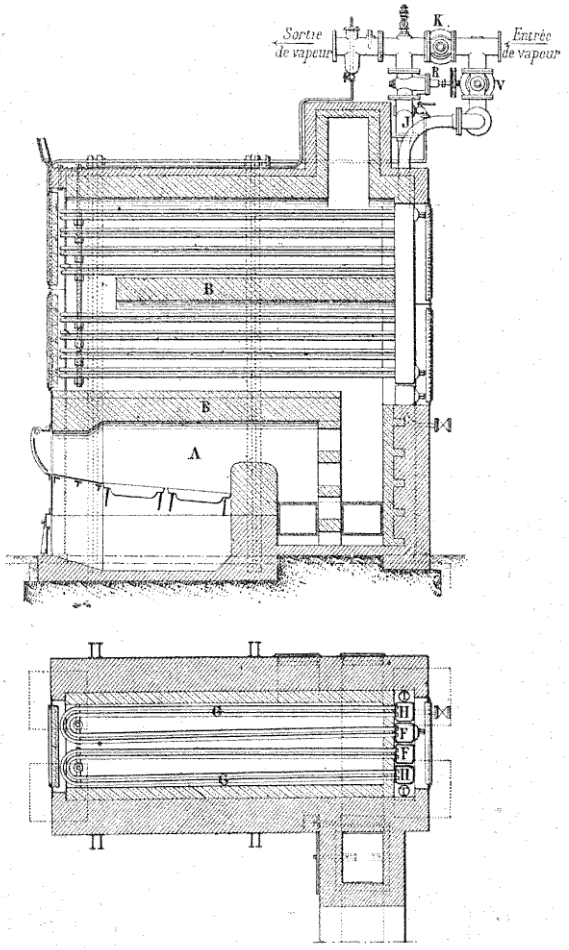


FIG. 159-160.

fourneau A dont les cloisons et les voûtes B assurent un long parcours aux gaz chauds.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pour surchauffer, on ouvre la valve V et l'on ferme la valve K, la vapeur descend par deux tubes verticaux T, T dans le collecteur horizontal inférieur où débouchent les deux collecteurs verticaux médians F. De la partie inférieure de ces collecteurs, la vapeur passe par les tubes G dans la même partie des collecteurs externes H. De là elle remonte pour se rendre ensuite dans les collecteurs centraux supérieurs, d'où elle sort par les tubes J pour aller à la valve L de distribution de vapeur surchauffée.

Pour marcher avec la vapeur saturée, il suffit d'ouvrir K, de fermer V et R. En réglant l'ouverture de ces trois robinets, on peut d'ailleurs obtenir tous les degrés de surchauffe désirée.

Ce surchauffeur jouit donc de tous les avantages des appareils formant volant de chaleur ; il est en outre beaucoup plus souple. Ajoutons qu'il est toujours muni d'un thermomètre et d'un manomètre.

134. Vapeur à haute pression. — Elle présente une très grande économie sur la vapeur à basse pression ; nous le montrerons plus facilement par les diagrammes et par le calcul en étudiant la détente dans la machine à vapeur. Dès à présent nous pouvons dire qu'elle permet de réduire considérablement l'emplacement nécessaire aux générateurs et aux machines.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Trouver la tension maxima et la pression effective de la vapeur d'eau à 175°.

II. — Trouver la température d'ébullition de l'eau soumise à une tension de 12^{kg} par centimètre carré.

III. — Quelle est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 150° ?

IV. — Déterminer la quantité de chaleur nécessaire pour transformer 2.428^{kg} d'eau à 15° en vapeur saturée à 200°.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

V. — Quelle quantité de chaleur faudra-t-il pour porter à 270° cette vapeur ?

VI. — Avec 1.000 calories, combien de kilogrammes de vapeur à la pression de 6^{kg} peut-on obtenir en alimentant avec de l'eau à 10° ? avec de l'eau à 95° ? Tirer une conclusion.

VII. — Calculer le volume de 600^{kg} de vapeur à la pression effective de 15^{kg} par centimètre carré : 1° lorsqu'elle est saturée ; 2° lorsqu'elle est surchauffée à 240°.

VIII. — Qu'arrivera-t-il si on enlève 100 calories au fluide dans chaque cas ? Qu'obtiendra-t-on ?

IX. — Chercher dans le tableau le poids du mètre cube de vapeur à la pression de 7^{kg} ; calculer le poids du mètre cube de vapeur à la même pression surchauffée à 300°.

X. — Représenter à l'échelle de 4^{mm} par kilogramme de pression effective et de 1^{mm} par degré de température la courbe des pressions entre 100 et 214° d'après le tableau. — Les pressions seront portées sur l'axe des y (vertical).

XIX. — Combustibles et combustion

135. Combustion. — Parmi les moyens qui permettent de produire la chaleur, et par suite d'obtenir la vaporisation de l'eau, le plus commun est la combustion vive : c'est une réaction chimique particulière, celle de l'oxygène O appelé comburant sur divers corps appelés combustibles, réaction qui est toujours accompagnée d'un grand dégagement de chaleur et de phénomènes lumineux.

136. Propriété des combustibles. — 1° **Composition.** — Les combustibles employés dans l'industrie renferment toujours du carbone C, ou de l'hydrogène H, ou des hydrocarbures C^mH^p. Très rarement ces corps sont employés isolément. Ils sont d'ailleurs mélangés avec d'autres matières combustibles ou non.

2° **Pureté.** — Elle est diminuée par la présence de matières terreuses, d'oxydes et d'eau. On caractérise ordinairement les impuretés par la teneur en humidité et par la teneur en

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cendres, résidus de la combustion. On diminue la quantité d'impuretés par le lavage et la carbonisation (bois).

3° **Combustibilité.** — C'est la plus ou moins grande facilité avec laquelle un corps s'enflamme. La température d'inflammation d'un combustible est d'autant plus basse qu'il est plus pur, plus sec, moins dense et plus hydrogéné. C'est ce qui justifie l'emploi du bois à l'allumage.

4° **Pouvoir calorifique.** — C'est la quantité de chaleur, ou nombre de calories, que dégage la combustion complète de 1^{kg} de combustible brûlant dans l'oxygène pur.

1^{kg} de H brûlant dans l'O donne :

$$\begin{matrix} H^2 & + & O & = & H^2O \\ 2 & + & 16 & = & 18 \end{matrix} + 34.462 \text{ calories,}$$

1^{kg} de C brûlant dans l'O donne :

$$\begin{matrix} C & + & O^2 & = & CO^2 \\ 12 & + & 32 & = & 44 \end{matrix} + 8.080 \text{ calories.}$$

ou :

$$\begin{matrix} C & + & O & = & CO \\ 12 & + & 16 & = & 28 \end{matrix} + 2.473 \text{ calories.}$$

5° **Quantité d'air nécessaire à la combustion.** — Théoriquement, il résulte des formules ci-dessus que la combustion complète de :

1^{kg} de H exige 8^{kg} de O, soit 35^{kg} ou 27^{m3} d'air ;

1^{kg} de C exige $2^{kg},7$ de O, soit 12^{kg} ou 9^{m3} d'air.

137. Classification des combustibles. — Les combustibles **naturels** sont d'origine **végétale** ou **minérale.** Les premiers sont constitués par des végétaux actuels ou par des végétaux des périodes géologiques pétrifiés. Ils sont tous solides et sont dénommés par ordre d'ancienneté : *anthracite*, *houille*, *lignite*, *tourbe*, *bois*.

Le *pétrole* liquide, les *roches pétrolifères* et les *gaz naturels* sont des combustibles naturels d'origine minérale.

En dehors de ces combustibles utilisés tels qu'on les trouve dans la nature, il en existe d'autres qui résultent de la transformation des premiers : *Le charbon de bois*, *les briquettes*, *le*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

charbon de Paris et le coke ; les goudrons, les alcools ; les gaz des hauts fourneaux, des gazogènes, des cornues.

138. Choix du combustible. — Il varie nécessairement avec les ressources de la région et la nature de l'industrie. Il peut y avoir intérêt à utiliser :

Le bois et le charbon de bois dans les pays forestiers ;
Les huiles minérales dans les contrées pétrolifères :
La tourbe, le lignite et la houille dans les régions d'extraction ;
Le gaz des hauts fourneaux dans les fonderies, forges et aciéries ;
La sciure de bois et les copeaux dans les scieries ;
Le poussier de coke et le goudron dans les usines à gaz ;
La poussière de houille dans les mines ; etc...

Nous allons rapidement passer en revue ceux que l'on emploie dans le chauffage des générateurs de vapeur.

139. La houille. — Le bois sert à l'allumage, mais le combustible le plus employé est la houille parce qu'il est : très répandu, facilement transportable, d'une conservation longue et aisée ; enfin parce qu'il permet une production économique de la vapeur. Ces qualités l'ont fait surnommer le *pain précieux de l'industrie.*

Classification des houilles. — Elle est basée sur leur composition chimique ; le passage d'une variété à une autre depuis l'anthracite pur jusqu'au lignite se fait insensiblement. On peut cependant établir les cinq groupes suivants :

1° Les **houilles maigres anthraciteuses** sont les plus riches en carbone (82 à 90 0/0). Elles brûlent difficilement sans distiller d'hydrocarbures, c'est-à-dire de matières volatiles, et sans donner ni flamme, ni fumée. Elles s'effritent et traversent les grilles, d'où une perte importante. On les emploie beaucoup à la fabrication des agglomérés ;

2° Les **houilles grasses à courte flamme** renferment 72 à 80 0/0 de carbone. Elles sont tendres, brûlent lentement, sans fumées abondantes, et distillent peu d'hydrocarbures ;

3° Les **houilles grasses maréchales** contiennent 65 à 70 0/0

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de carbone ; elles brûlent encore assez lentement, mais fondent et s'agglutinent en entravant le passage de l'air ;

4° Les **houilles grasses à longue flamme** sont moins riches en carbone (60 à 65 0/0), renferment en grande quantité des matières volatiles, s'enflamment rapidement, brûlent avec une flamme fuligineuse et donnent beaucoup de fumées. On les désigne parfois sous le nom de charbon bitumeux ;

5° Les **houilles sèches à longue flamme** sont pauvres en carbone (50 à 60 0/0), riches en hydrocarbures. Elles brûlent rapidement, dégagent beaucoup de chaleur ; mais les produits de la combustion renferment beaucoup de vapeur d'eau qui oxyde les tôles des chaudières.

Aux extrémités de cette échelle, on peut placer :

Le **pur anthracite** à 90 ou 95 0/0 de C, très dur à enflammer, demandant pour brûler un fort tirage ;

Les **lignites** gras et tendres ou secs et durs, riches en hydrogène, contenant parfois des pyrites de fer, de cuivre ou de plomb.

L'ensemble de toutes ces catégories est désigné communément sous le nom de charbon.

140. Agglomérés. — Le gros charbon vaut mieux que le menu et le poussier, qui exigent des foyers spéciaux. On peut cependant utiliser les poussières de houille et de coke, le fraisil des locomotives en les agglomérant sous forme de briquettes. L'agglomération s'obtient en mélangeant les menus criblés de façon à ce qu'il ne reste aucun morceau de 2^{cm} avec 5 à 10 0/0 de brai formé de résines ou de goudrons. Le mélange est ensuite soumis dans des moules à une compression de 100 ou 200^{kg}. Le **charbon de Paris** est un aggloméré obtenu au moyen de goudron et de combustibles carbonisés divers (sciure, écorce, tannée, tourbe, poussières de coke et de houille).

Les briquettes ainsi obtenues sont aussi avantageuses que la houille, et, à cause de leur placement facile, sont utilisées pour le chauffage des locomotives et des chaudières marines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

141. Coke. — Le coke est très riche en carbone, et ne renferme aucune matière volatile; il s'enflamme difficilement, brûle bien ensuite, mais la chaleur dégagée se localise sur la grille. Celle-ci, portée à une température très élevée, se détériore rapidement.

Il résulte de ces caractères que le tirage doit être intense, le cendrier toujours muni d'une nappe d'eau et la surface de la chaudière placée au-dessus du foyer le plus développée possible. Une injection de vapeur sous grille rafraîchit celle-ci en même temps qu'elle active le tirage et la combustion.

142. Bois. — Il exige un grand foyer, mais peut être placé en couche épaisse sur la grille. Il brûle bien, mais n'est avantageux que s'il est employé sec. Dans l'Amérique centrale, l'Amérique du Sud, le Mexique, l'Australie, les Indes et la Russie, on le brûle encore sous forme de bûches.

Dans nos pays, il ne sert qu'à l'allumage, sauf dans les scieries mécaniques où l'on brûle les déchets, l'écorce, les copeaux et la sciure. Nous étudierons avec les gazogènes un procédé beaucoup plus parfait pour l'utilisation de ces déchets.

D'autres combustibles, dans diverses régions, ont beaucoup d'analogie avec le bois. Ce sont : les **bagasses** ou déchets de canne à sucre ; les **cosses de café**, la **balle de riz**, la **tannée**, la **tourbe**, etc.

143. Pétrole brut. — C'est le plus riche de tous les combustibles usuels ; son pouvoir calorifique est de 11.000 calories. En outre, il brûle facilement, sans fumée, et son alimentation est rapide ; on peut à volonté augmenter ou diminuer la combustion, par suite la quantité de vapeur produite et l'allure des machines. Tous les foyers, à peu près, lui conviennent, mais on doit y projeter le liquide à l'état de fines gouttelettes, c'est-à-dire le pulvériser, pour assurer son mélange intime avec l'air et sa combustion complète. Dans ces conditions, il n'y a aucun dépôt de suie et l'intervention d'un chauffeur n'est pas nécessaire, une fois le réglage opéré.

De nombreux essais ont été faits et se poursuivent encore

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pour son emploi dans la marine militaire, mais son prix élevé, son altération à l'air et les dangers d'inflammation qu'il présente se sont opposés jusque là à son utilisation. On utilise le naphte dans la Russie méridionale, la Roumanie et les Etats-Unis.

144. Qualités requises des combustibles destinés au chauffage des générateurs. — Ces combustibles doivent :

1° Être **peu encombrants,** c'est-à-dire présenter le maximum de chaleur à l'état latent, sous le plus petit volume possible. De là, résulte l'avantage des charbons maigres, qui sont plus denses que les autres ;

2° Posséder un **pouvoir calorifique élevé.** A ce point de vue, les houilles et le pétrole offrent le plus d'avantages ;

3° Renfermer **peu d'humidité,** parce que le pouvoir calorifique est diminué d'autant ; parce que la vaporisation de cette eau et son élévation de température absorbent de la chaleur en pure perte ; parce que l'humidité favorise l'oxydation des tôles ;

4° Renfermer **peu de cendres,** matières inertes ;

5° Ne contenir **aucune pyrite sulfureuse** qui, en grillant, dégage de l'anhydride sulfureux SO^2 attaquant les tôles en présence de l'eau ;

6° N'être **pas friables,** c'est-à-dire ne pas s'effriter en donnant des poussiers et des petits morceaux appelés menu, qui traversent les grilles sans brûler. A ce point de vue les houilles grasses qui s'agglutinent en retenant le menu offrent un grand avantage sur les houilles maigres et surtout l'anthracite ;

7° Se **laisser facilement traverser par l'air.** Les houilles maigres et les morceaux de la grosseur du poing sont les plus convenables ;

8° **Brûler facilement et complètement.** Les houilles grasses brûlent mieux que les maigres, l'anthracite ou le coke, qui nécessitent un tirage plus actif ; mais elles demandent une chauffe très régulière pour que les hydrocarbures soient tous brûlés ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

9° Se **conserver** longtemps sans altération et n'offrir **aucune cause d'inflammation** spontanée. L'anthracite et les houilles maigres répondent le mieux à cette condition. C'est la seule qui manque au pétrole.

145. Pouvoir vaporisateur d'un combustible. — C'est le poids d'eau que peut vaporiser 1^{kg} de ce combustible. Sa valeur dépend d'un grand nombre de facteurs. Si toute la chaleur que peut dégager le combustible, c'est-à-dire son pouvoir calorifique P, était employée à la transformation de la vapeur, il suffirait de diviser ce pouvoir calorifique P par la chaleur totale de vaporisation :

$$Q = 606{,}5 + 0{,}305t - t'.$$

Mais cette valeur-ci est essentiellement variable et d'ailleurs la chaudière est loin d'utiliser toute la chaleur produite. *On appelle rendement thermique* (1) *de la chaudière k le rapport qui existe entre la chaleur totale de vaporisation de toute l'eau vaporisée et la chaleur qu'aurait produite le combustible en brûlant complètement dans l'oxygène.*

Il en résulte que le pouvoir vaporisateur en vapeur saturée :

$$P' = \frac{P}{Q} \times k = \frac{P \times k}{606{,}5 + 0{,}305t - t'}.$$

Si la pression au générateur est 8^{kg}, la température $t = 175°$; si $t' = 10°$:

$$Q = 606{,}5 + 0{,}305 \times 175 - 10 = 650 \text{ calories.}$$

En admettant pour la chaudière un rendement $k = 0{,}60$, le pouvoir vaporisateur d'un charbon à 7.800 calories sera :

$$P' = \frac{P}{Q} \times k = \frac{7.800 \times 0{,}60}{650} = 7^{kg},200.$$

(1) Voir les essais de vaporisation, n° 214.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

146. Caractéristiques des combustibles industriels (1).

COMBUSTIBLES	C	MATIÈRES VOLATILES H	MATIÈRES VOLATILES Az + O	IMPURETÉS HUMIDITÉ	IMPURETÉS CENDRES	POUVOIR CALORIFIQUE	POUVOIR VAPORISATEUR	VOLUME D'AIR PRATIQUE POUR 1kg de combustible
Anthracite	92 0/0	2 0/0	0 0/0	2 0/0	4 0/0	8.400	7kg,3	14m3
Houille maigre	81	3	4	2	10	8 100	7 ,1	13
— grasse à courte flamme	79	4	5	2	10	8.300	7 ,2	13
— maréchale	78	4	6	2	10	8.000	7	13
— grasse à longue flamme	74	4	10	2	10	7 800	6 ,8	12
— sèche — —	64	4	20	4	8	7.200	6 ,2	11
Lignite	50	5	25	12	8	5 000	4 ,4	8
Tourbe	38	6	24	25	7	3.000	2 ,5	6
Bois	36	8	24	30	2	3.000	2 ,5	5
Agglomérés	75	6	9	2	8	8.100	7 ,1	13
Coke d'usine à gaz	85	0,5	0,5	4	10	6.800	5 ,9	13
Coke métallurgique	90	0,5	0,5	3	6	7.200	6 ,2	13
Pétrole brut	84	13	3	0	0	11.000	9 ,6	18
Gaz des hauts fourneaux	$1^{m3} = 280\,CO + 20\,H + 20\,C^mH^p + 120\,CO^2 + 580\,Az = 900$ calories.							
Gaz d'éclairage	$1^{m3} = 80\,CO + 500\,H + 400\,C^mH^p + 20\,CO^2 = 5.200$ calories.							
Gaz pauvre	$1^{m3} = 250\,CO + 150\,H + 20\,C^mH^p + 80\,CO^2 + 500\,Az = 1.200$ calories.							

(1) Ces chiffres ne sont que des moyennes destinées plutôt à la comparaison des combustibles.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

147. Combustion. — Le combustible renferme trois corps dont la combinaison avec l'oxygène de l'air produit la chaleur. Ce sont le carbone C, les carbures d'hydrogène C^mH^p et l'hydrogène H, le premier étant dominant.

Lorsque l'air arrive en contact avec la partie inférieure du charbon, il est chargé d'oxygène ; la combustion est complète et se produit suivant la relation :

$$C + 2O = CO^2 + 8.080 \text{ calories par kilogramme de C.}$$

Si la couche de charbon est peu épaisse, le CO^2 produit est entraîné avec l'oxygène en excès et l'azote inerte par les carneaux vers la cheminée.

Si le charbon se trouve sur une plus grande épaisseur, les couches supérieures sont traversées :

1° Par de l'air pauvre en O, qui donne une combustion incomplète :

$$C + O = CO + 2.473 \text{ calories par kilogramme de C ;}$$

2° Par du CO^2, qui se trouve réduit par le carbone incandescent :

$$CO^2 + C = 2CO - 5.607 \text{ calories par kilogramme de C.}$$

C'est donc une perte de 5.607 calories par kilogramme de C brûlé incomplètement ou $\frac{5.607 \times 12}{28} = 2.403$ calories par kilogramme de CO dégagé.

D'autre part, lorsqu'on charge du combustible frais sur la grille, surtout des houilles grasses, riches en hydrocarbures volatils, ces produits se dégagent et s'échappent avec les gaz de la combustion avant d'avoir cédé leur chaleur. En se refroidissant, ils abandonnent sous forme de suie, sur les parois des générateurs, des carneaux et des cheminées, le carbone pulvérulent qu'ils contiennent. Ce sont ces hydrocarbures non brûlés qui donnent à la fumée sa coloration noire.

Pertes. — Nous avons signalé que la chaudière n'utilise pas toutes les calories que pourrait produire la combustion. Les

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pertes sont dues : 1° au charbon qui tombe dans le cendrier sans être brûlé (escarbilles) ; 2° à la combustion incomplète des hydrocarbures ; 3° à la température élevée des gaz qui s'échappent à la cheminée, cette température étant nécessaire pour assurer le tirage naturel ; 4° au rayonnement de la surface extérieure du générateur.

148. Fumivorité. — On appelle ainsi la propriété qu'ont certains foyers de **dévorer la fumée,** c'est-à-dire de débarrasser de la suie qu'ils tiennent en suspension les produits de la combustion. Ce résultat est atteint toutes les fois que la combustion est complète. Or, d'après ce que nous venons de voir dans le paragraphe précédent, il faut, pour assurer une combustion complète :

1° Charger souvent et peu à la fois ;

2° Admettre une proportion d'air largement suffisante ;

3° Assurer un mélange intime des hydrocarbures volatils avec de l'air encore chargé d'oxygène O, avant qu'ils ne soient tombés à une température inférieure à leur point d'inflammation.

Généralement, on adopte pour la couche de houille une épaisseur de 10 à 12^{cm}. Une plus petite donnerait une vaporisation trop lente, occasionnerait une fatigue excessive des hommes en nécessitant des chargements trop fréquents ; entraînerait un refroidissement excessif et parfois l'extinction du combustible. Pour le coke, l'épaisseur peut atteindre 20 à 25^{cm} parce qu'il est plus poreux.

Le volume d'air théoriquement nécessaire à la combustion est, nous l'avons vu, 9^{m3} par kilogramme de charbon ; comme le combustible n'est jamais réparti uniformément sur les grilles, il convient d'en admettre un excès de 30 à 50 0/0, soit 12 à 13^{m3} par kilogramme de C. Une plus grande quantité aurait l'inconvénient d'entraîner une grande proportion de gaz inertes Az, qui s'échauffent au détriment de la chaleur produite et passent dans l'atmosphère.

On reconnaît une insuffisance d'air à la présence des fumées et à celle, dans les gaz, de l'oxyde de carbone CO qui brûle avec

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

une flamme bleue. Un excès d'air, au contraire, provoque une incandescence très vive de toute la masse, même à la partie supérieure.

Quant aux dispositifs employés pour assurer le brassage des flammes, nous les étudierons en décrivant les appareils de combustion.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Un charbon contient 50 0/0 de C et 10 0/0 de H ; quel est son pouvoir calorifique ? Quel est le poids d'O nécessaire à la combustion de C, de H ? Quel est le volume d'air théoriquement nécessaire pour produire une combustion complète ?

II. — L'analyse des gaz produits par la combustion d'un charbon à 65 0/0 de C et à 8 0/0 de H montre que la proportion, en volumes de CO à CO^2 est 2/3. Quelle est la quantité de chaleur perdue lorsqu'on a brûlé 600^{kg} de charbon ? Quelle est la quantité de chaleur produite ?

III. — Avec cette chaleur, quelle quantité de vapeur à 650 calories peut-on produire dans un générateur dont le rendement thermique est 52 0/0.

IV. — Une houille à 72 0/0 de C et 8 0/0 de H coûte 32 francs la tonne ; une autre à 58 0/0 de C et 6 0/0 de H coûte 24 francs ; à laquelle doit-on donner la préférence, sachant que les frais de main-d'œuvre, d'amortissement et d'entretien du générateur reviennent à 12 francs par tonne de charbon brûlé sur la grille ? Le rendement du générateur est de 58 0/0 avec la première houille, 56 0/0 avec la seconde.

XX. — Appareils de combustion

Ils comprennent toujours trois parties ayant un rôle distinct : le foyer, les carneaux, le dispositif de tirage.

149. Description d'un foyer ordinaire (*fig.* 161). — C'est une capacité aménagée à l'intérieur ou à l'extérieur du réservoir d'eau qu'il est destiné à chauffer. Il est partagé par la grille A en deux parties, la chambre de combustion B et le cendrier C.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La **chambre de combustion** B est située au-dessus de la grille qui reçoit le combustible; elle est limitée à la partie supérieure par la chaudière G, à l'arrière par **l'autel** D, à l'avant par une porte E munie d'un écran en tôle I qui la protège contre l'action destructive des flammes. C'est par cette porte que s'opère le chargement du combustible.

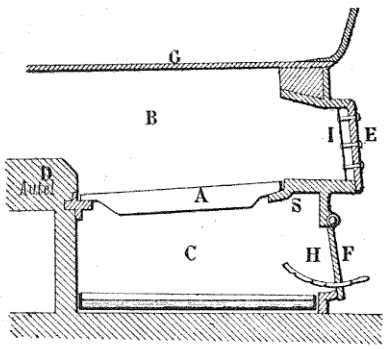
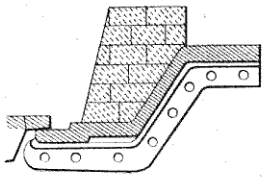


Fig. 161.

L'autel (*fig.* **162**), construit en briques réfractaires, est destiné à arrêter le charbon et à provoquer le mélange intime de l'air avec les hydrocarbures volatils qui se dégagent de la houille. On dit qu'il opère un brassage des gaz combustibles et assure leur combustion complète. Cependant il ne doit pas surpasser de beaucoup la couche de charbon afin de ne pas localiser toute la chaleur sur les tôles placées directement au-dessus du foyer, ce qui pourrait les détériorer.


Fig. 162.

L'autel repose sur des cornières en fonte.

Au-dessous de la grille se trouve le **cendrier,** qui reçoit les cendres et les escarbilles ayant traversé la grille. Il est muni à l'avant d'une ouverture plus ou moins obturée par une porte ; c'est là que doit être admis l'air nécessaire à la combustion, car il se trouve légèrement échauffé avant d'arriver à la grille qu'il traverse de bas en haut. Une légère couche d'eau dans le fond du cendrier si celui-ci est étanche (cuvette en fonte) présente les avantages suivants : 1° extinction des escarbilles ; 2° vue par réflexion de l'état de la grille et du combustible sans ouvrir la porte du foyer.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

150. Grille. — Elle est formée de barreaux en fer ou en fonte aciéreuse à section trapézoïdale. Ces barreaux sont disposés de façon à laisser entre eux un vide dont la surface doit être le tiers ou le quart de celle de la grille. Ce résultat est atteint soit par des talons situés aux extrémités, soit par des entretoises maintenant les barreaux écartés (*fig.* 163-164), soit par un assemblage de barreaux non rectilignes (*fig.* 165), soit en alternant des barreaux rectilignes et les barreaux sinueux (*fig.* 166).

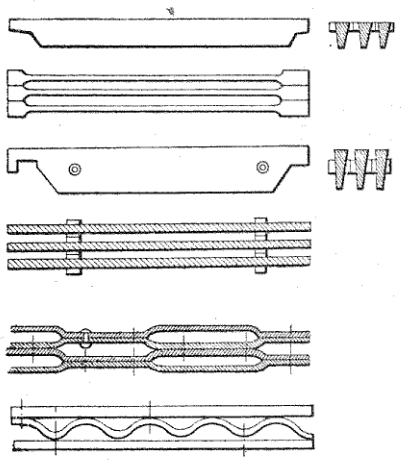


FIG. 163 à 166.

La grille est posée à l'avant sur une sole S venue de fonte avec la devanture ou rapportée par boulons. A l'arrière, elle repose sur une barre à profil particulier, solidement encastré dans la maçonnerie de l'autel. Pour permettre les dilatations que provoquent les énormes températures produites, on a soin de ménager un jeu assez grand.

La largeur d'une grille peut varier de 30^{cm} à 1^{m} ; sa longueur, de 1 à 2^{m} ; sa hauteur au-dessus du sol, de 70 à 80^{cm}, et pour le charbon on l'incline très légèrement vers l'arrière. Une grille trop petite nécessite, pour ne pas s'éteindre, une attention soutenue et une grande épaisseur de charbon. Une grille trop grande est difficile à garnir uniformément.

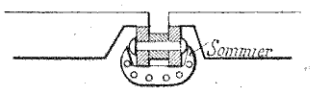


FIG. 167.

Lorsque la grille dépasse 1^{m}, on dispose les barreaux sur deux rangées. Au milieu, ils reposent sur un **sommier** (*fig.* 167) formé de deux poutrelles en fer à section rectangulaire et entre-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

toisées. A ses extrémités, le sommier repose sur des **galoches.**

La hauteur des barreaux est assez grande pour assurer leur résistance au feu ($h > 10^{cm}$) et pour permettre leur refroidissement par l'air. Leur section va en diminuant vers le bas pour faciliter la chute des cendres et des escarbilles.

151. Carneaux. — Ce sont des conduites en maçonnerie à section rectangulaire disposées de manière à mettre en contact les gaz chauds produits par la combustion avec la plus grande surface possible du réservoir d'eau. Ils conduisent ensuite ces gaz à la cheminée.

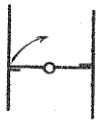


FIG. 168.

A l'endroit le plus convenable, ils sont munis d'un **registre,** sorte de vanne dont la surface est égale à la section du carneau dans lequel il se trouve placé (*fig.* 168). Ce registre est placé, par un renvoi de mouvement, à la portée du chauffeur, qui peut ainsi régler le tirage en obturant plus ou moins la section du passage des gaz.

152. Surface de chauffe. — On désigne sous ce nom la surface totale du réservoir d'eau léchée par les produits de la combustion. La surface de chauffe directe est léchée par les flammes du foyer ; elle est donc beaucoup plus active que la surface de chauffe indirecte, léchée seulement par les gaz chauds et les fumées.

La quantité de vapeur produite dans un temps donné dépend évidemment de la surface de chauffe ; elle dépend aussi de la surface de la grille et de l'activité de la combustion ; on conçoit qu'il doive exister un certain rapport entre ces éléments pour obtenir une utilisation convenable du combustible.

La consommation de charbon par mètre carré de surface de grille et par heure est lente, moyenne, active ou très active, selon qu'elle atteint 30, 70, 100 ou 150^{kg} avec tirage par cheminée.

Quant à la surface de chauffe, elle peut être de 30 à 40 fois la surface de grille.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

153. Cheminée. — La cheminée a pour but: 1° d'assurer l'admission de l'air au foyer et le cheminement des gaz chauds dans les carneaux en provoquant un **tirage naturel**; 2° de déverser les fumées dans une région de l'atmosphère où leur présence est moins incommodante.

L'intensité du tirage est caractérisée par la différence des pressions qui existent dans le cendrier et à la base de la cheminée. On évalue cette dépression en millimètres d'eau ; elle peut varier de 0 à 50^{mm} d'eau. Elle dépend de la différence de densité entre les gaz de la cheminée et l'air extérieur ; elle est maximum lorsque la température des gaz est 300° environ. Le volume d'air admis est en outre proportionnel à la section et à la racine carrée de la hauteur de la cheminée.

La hauteur des cheminées en maçonnerie varie généralement de 15 à 60^{m}, et le diamètre extérieur de 0^{m}50, à 3^{m}, lorsque la surface de chauffe varie de 30 à 3.500^{m2}. L'épaisseur est de 20 à 30^{cm} au sommet et augmente de une brique tous les 7^{m}.

Les cheminées en tôle pour tirage naturel sont employées dans les installations provisoires ou économiques. Elles conviennent lorsque le diamètre est inférieur à 1^{m},75, mais doivent être maintenues par des tirants pour résister à l'action du vent.

154. Tirage artificiel. — Lorsque la hauteur des cheminées est insuffisante, lorsque l'on veut obtenir une production très intense de vapeur (locomotives, navires) ou lorsqu'on désire une meilleure utilisation de la chaleur des fumées, on peut obtenir un tirage forcé ou artificiel : 1° en aspirant les fumées à l'aide d'un ventilateur, d'une soufflerie d'air ou d'un injecteur de vapeur placé dans la cheminée ; 2° en refoulant l'air dans le cendrier ou la chambre de chauffe.

Le tirage artificiel ou **induit** présente sur le tirage naturel les avantages suivants : 1° il peut être réglé à volonté ou d'une façon automatique ; 2° il permet d'obtenir de très fortes dépressions qu'une cheminée même de hauteur exagérée ne pourrait donner ; 3° il permet d'aspirer des gaz froids, dé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pouillés de leur chaleur ; 4° il ne nécessite aucune fondation ; 5° il est plus économique que celui des cheminées.

Pour comprendre le troisième avantage, considérons l'évacuation de 100^{kg} d'air d'abord à 300° par le tirage naturel, ensuite à 150° par tirage artificiel, la vitesse des gaz étant de 8^{m} par seconde.

La chaleur spécifique des gaz étant 0,24 calorie par kilogramme-degré, on dépense dans le premier cas :

$$0^{c},24 \times 100 \times (300 - 150) = 3.600 \text{ calories},$$

pouvant fournir, en admettant un rendement combiné de tous les appareils égal à 1 0/0 :

$$425^{kgm} \times 3.600 : 100 = 15.300^{kgm} \text{ utiles}.$$

Or la dépense utile dans le deuxième cas est :

$$\frac{1}{2} mV^2 = \frac{1}{2} \times \frac{100}{9,81} \times 8^2 = 327^{kgm},$$

soit 50 fois moins.

Avec un ventilateur, on fait ainsi une économie très appréciable de 1/5 du combustible qui se chiffre par plusieurs tonnes chaque jour pour les installations importantes.

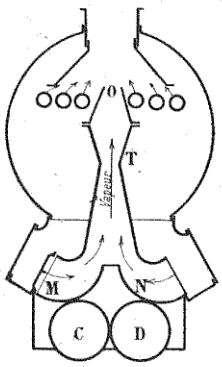


FIG. 169.

155. Souffleur à jet de vapeur pour locomotives. — Il consiste en une tuyère T dans laquelle arrive par les conduites M et N la vapeur d'échappement. Celle-ci s'échappe avec une grande vitesse de la tuyère rétrécie à son extrémité, et entraîne les gaz en déterminant un vide qui provoque un appel d'air intense dans le cendrier. Dans certaines locomotives, l'orifice O de la tuyère est formé de deux parties mobiles pouvant être rapprochées l'une de l'autre et placées entre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

deux parties fixes. Cette disposition permet d'augmenter la vitesse du jet de vapeur en diminuant sa section.

On arrive à brûler, jusqu'à 400^{kg} de charbon par mètre carré de surface de grille. Ce mode de tirage est très coûteux ; mais, dans les locomotives, on recherche une combustion intense sur une petite grille ; on sacrifie l'économie à la vitesse.

156. Souffleur sous grille à jet de vapeur Kœrting. — Il est constitué par une tuyère U, dans laquelle un jet de vapeur provoque un appel d'air L qui est puisé au dehors et refoulé au-dessous de la grille.

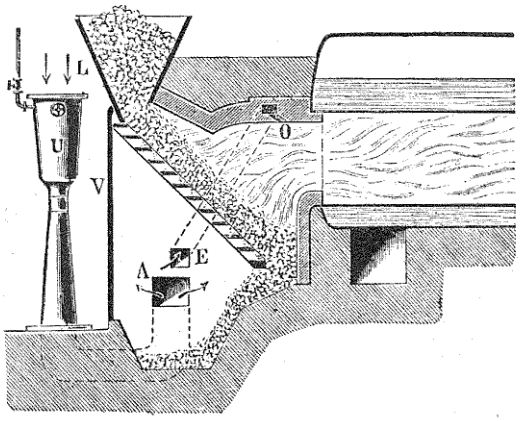


FIG. 170.

La figure 170 représente un foyer à étages muni d'une trémie de chargement et placé à l'intérieur du réservoir d'eau. Dans ce foyer, la grille est formée par des plaques de fonte formant gradins, supportées à leurs extrémités par deux sommiers. La houille chargée à la partie supérieure chemine d'une façon régulière et se trouve à chaque instant en présence d'air frais qui arrive par le carneau A et traverse la grille entre les gradins.

Les hydrocarbures qui distillent à la partie supérieure sont immédiatement en contact avec de l'air riche en oxygène,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

amené en O par la conduite EO. Cet air, déjà légèrement échauffé ne refroidit nullement les gaz et assure une combustion complète, une fumivorité pratiquement absolue.

157. Foyer Darcet (*fig.* 171). — La combustion des hydrocarbures y est assurée par une admission directe de l'air au-dessus de la grille. A cet effet, l'autel est traversé dans toute sa hauteur par un carneau qui prend naissance à l'arrière A du cendrier et qui débouche à la partie supérieure du foyer. Il assure donc une fumivorité pour des raisons analogues à celles que nous avons données à propos du foyer précédent.

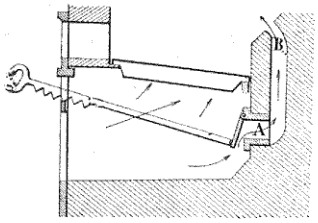


FIG. 171.

158. Grille Poillon à lames de persiennes. — C'est un foyer soufflé sous grille par un jet de vapeur C. L'intensité du jet est réglée par la vanne V et l'arrivée d'air a lieu en R. La grille E est formée par des barreaux munis de fentes dont la section va en diminuant vers la partie supérieure. Par cette forme, l'accès de l'air est facilité; sa vitesse de passage est très grande, et il opère ainsi un brassage énergique des matières volatiles avec lesquelles il se mélange intimement, assurant leur combustion complète. Cette grille convient aussi bien aux poussiers qu'aux charbons ordinaires.

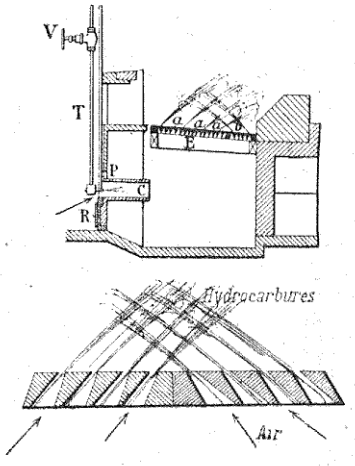


FIG. 172.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

159. Foyer à flamme renversée. — Le cendrier est clos, l'air entre par la porte du foyer et traverse la grille de haut en bas ; celle-ci s'échauffe beaucoup, aussi fait-on les barreaux creux avec une circulation d'eau à l'intérieur ; cette eau rafraîchit la grille et fait ensuite retour au réservoir d'eau.

160. Grille fumivore à chargement automatique Babcock et Wilcox (*fig.* 173). — **Description.** — Cette grille se compose du foyer, de la grille, du chariot, de la trémie de chargement et du mécanisme de transmission.

Le *foyer*, placé au-dessus de la grille, possède une longue voûte sous laquelle se fait la distillation du charbon. Au-dessous de la grille, deux murettes constituent les parois du cendrier et supportent les chemins de roulement du chariot.

La *grille* est constituée par une série de maillons articulés de manière à constituer une large chaîne sans fin tournant sur deux tourteaux situés à l'AV et à l'AR. Ces tourteaux sont de même diamètre et tournent d'un mouvement continu autour de leurs axes. Le mouvement est donné par le tourteau antérieur et l'autre possède des coussinets mobiles permettant de régler la tension de la chaîne.

Le *chariot* supporte la grille ; il peut être sorti de la chaudière afin de permettre les visites ; le remplacement d'un barreau peut d'ailleurs se faire sans cette manœuvre.

La *trémie de chargement* possède du côté du foyer deux portes en tôle, garnies de pièces réfractaires. Ces portes peuvent s'ouvrir à droite et à gauche pour permettre l'allumage ; une fois fermées, elles servent au réglage de la hauteur du combustible. Dans le type le plus récent, la trémie, surélevée au-dessus des portes du foyer, est munie à sa base d'un registre tournant qui permet de maintenir la charge de charbon, tout en ouvrant les portes du foyer.

A l'arrière, un dispositif spécial assure le *décrassage* d'une façon continuelle.

Le mouvement est communiqué par une *transmission* dont la commande : mise en marche, arrêt, changement de vitesse, est assuré instantanément par un embrayage à friction.

Fonctionnement. — Le charbon contenu dans la trémie tombe sur la grille par son propre poids ; sa hauteur uniforme est réglée par le soulèvement plus ou moins grand des portes du fourneau. Les hydrocarbures distillent dès leur entrée dans le foyer ; ils ont donc le temps d'être parfaitement brûlés pendant leur parcours vers l'AR au-dessus du coke de plus en plus incandescent.

Avantages et inconvénients. — La combustion complète et rationnelle assure une fumivorité absolue et une économie de combustible ; la conduite est très facile ; grâce au décrassage automatique, l'entretien est économique. Cette grille permet en outre la combustion des poussiers des lignites ainsi que la chauffe à la main.

A cause de son prix d'achat et de la force qu'elle absorbe, si minime

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

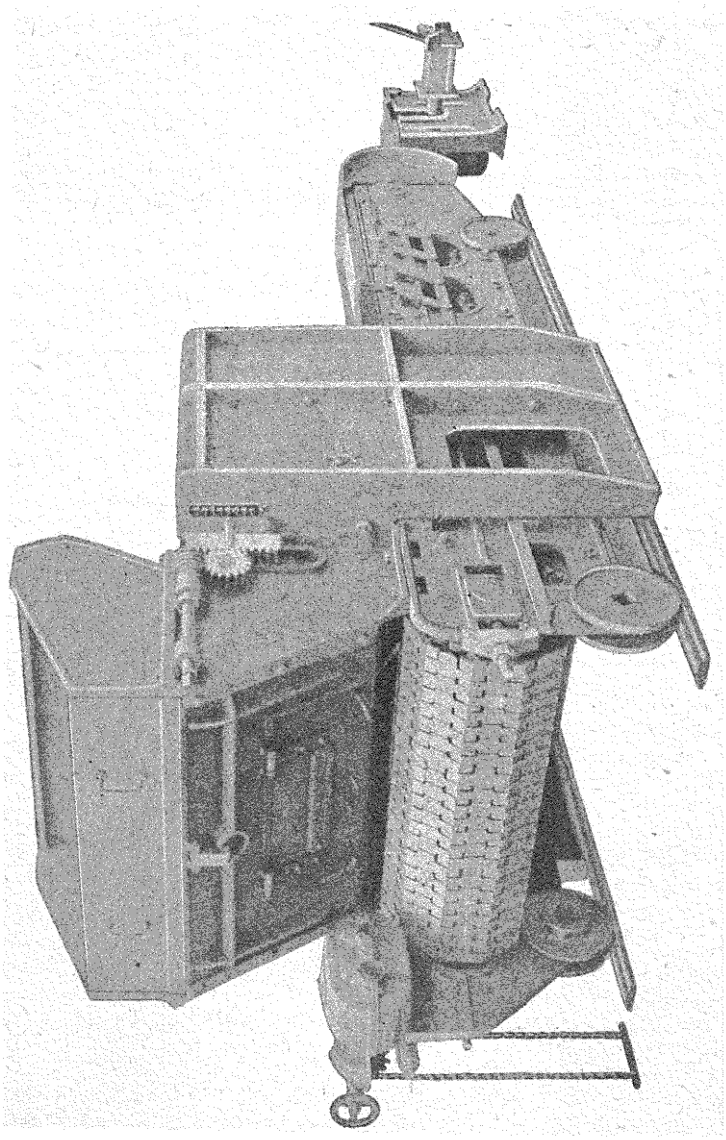


Fig. 173.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

soit-elle, on devra calculer avant d'adopter son emploi dans les petites installations.

Transporteurs mécaniques. — Pour le transport du charbon et l'enlèvement des résidus, les ateliers de la Courneuve établissent aussi des convoyeurs mécaniques qui font réaliser de sérieuses économies dès que l'installation est quelque peu importante ; malheureusement le cadre de cet ouvrage ne nous permet point d'en faire ici la description.

XXI. — Épuration

161. L'eau. — Qu'elle soit puisée à une source, une rivière, un puits, un étang, un bassin ou une citerne, l'eau d'alimentation est généralement impure.

Elle contient en quantité plus ou moins grande un ou plusieurs des corps suivants :

a) **De l'air dissous** qui facilite l'ébullition ;

b) **Des corps gras** lorsqu'on utilise la vapeur d'échappement ; ceux-ci sont nuisibles à trois points de vue : 1° ils s'opposent à la transmission de la chaleur du métal à l'eau, occasionnant une perte de calories et une surélévation de la température du métal qui devient moins résistant, se déforme et s'altère (coups de feu) ; 2° ils se décomposent, donnent naissance à des acides organiques qui attaquent le métal ; 3° leur présence rend l'ébullition tumultueuse et favorise le primage ;

c) **Des sels** solubles dans l'eau froide chargée de CO^2, mais insolubles dans l'eau chaude : carbonate de calcium $(CO^3)^2$ CaH^2 (eau calcaire) ; sulfate de calcium SO^4Ca (eau séléniteuse). Ces sels se déposent sur les parois, présentent les mêmes inconvénients que les corps gras à un plus haut degré. Ils nécessitent de nombreux nettoyages (**détartrages**) très pénibles et très coûteux ;

d) **Des matières en suspension** : sable, argile, matières organiques, qui nuisent au fonctionnement des pompes.

162. Epuration de l'eau. — Elle peut se faire :

a) ***Avant l'entrée de l'eau dans la chaudière.***

1° **Procédés physiques :**

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La **décantation,** la **filtration** permettent d'éliminer les matières en suspension ;

Le **chauffage** dissocie les carbonates solubles :

$$(CO^3)^2\,CaH^2 = CO^3Ca \text{ (précipité)} + CO^2 \text{ (gaz)} + H^2O \text{ (vapeur)},$$
$$(CO^3)^2\,MgH^2 = CO^3Mg \text{ (précipité)} + CO^2 \text{ (gaz)} + H^2O \text{ (vapeur)} ;$$

La **projection de vapeur,** sur une paroi solide, lui fait abandonner les molécules grasses qu'elle contient.

2° **Procédés chimiques.** — Emploi des réactifs divers.

L'**eau de chaux** précipite les carbonates de chaux et de magnésie, le sulfate de magnésie, solubles à froid, qui se déposeraient lors de l'ébullition :

$$(CO^3)^2\,CaH^2 + Ca\,(OH)^2 = 2CO^3Ca \text{ (précipité)} + 2H^2O,$$
$$(CO^3)^2\,MgH^2 + Ca\,(OH)^2 = CO^3Mg + CO^3Ca \text{ (précipités)} + 2H^2O,$$
$$SO^4Mg + Ca\,(OH)^2 = SO^4Ca + Mg\,(OH)^2 \text{ (presque insolubles)}.$$

Elle absorbe le gaz carbonique CO^2 mis en liberté par la décomposition des carbonates :

$$CO^2 + Ca\,(OH)^2 = CO^3Ca \text{ (insoluble)} + H^2O.$$

Elle forme avec les huiles organiques des savons insolubles.

Le **carbonate de soude** réagit sur le sulfate de calcium :

$$SO^4Ca + CO^3Na^2 = SO^4Na^2 \text{ (toujours soluble)} + CO^3Ca \text{ (précipité)}.$$

La **baryte** précipite les carbonates et les sulfates.

Le **sulfate d'alumine** $(SO^4)^3Al^2$ est un sel coagulant, qui, formant une sorte d'encollage, précipite les matières organiques en suspension ainsi que les matières terreuses. On l'emploie lorsque le CO^3Na^2 et la $Ca\,(OH)^2$ sont insuffisants pour assurer la clarification. Son rôle est à la fois chimique et mécanique :

$$(SO^4)^3\,Al^2 + 3CO^3Ca + 3H^2O = Al^2\,(OH)^6 + 3CO^2 + 3SO^4Ca.$$

C'est l'alumine hydratée, dite **gélatineuse,** qui entraîne les parties les plus ténues, même les microbes.

b) ***Dans la chaudière même.*** — On peut introduire ces réactifs, mais leur action peut y être mauvaise. L'emploi de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dispositifs assurant une bonne circulation et le dépôt dans les parties peu chauffées est préférable.

Certaines matières végétales à base de tanin, telles que la noix de galle et l'écorce de chêne, précipitent les carbonates. On les appelle **désincrustants.**

En mer, si l'on est contraint pendant la marche d'alimenter avec de l'eau salée, on peut diminuer l'action des dépôts en employant des plaques de Zn suspendues par des fils de Cu. L'acide carbonique CO^2 mis en liberté par la chaleur attaque le Zn qui forme avec la tôle une véritable pile dont le Fe constitue l'électrode négative non attaquée. D'autre part, la mise en liberté de l'H :

$$Zn + CO^2 + H^2O = CO^3Zn + 2H,$$

sur la paroi interne de la tôle, empêche l'adhérence des dépôts.

Dans tous les cas où l'épuration a lieu dans la chaudière, il importe de faire des extractions fréquentes et d'éviter que la concentration saline des eaux, indiquée par des pèse-sels et des salinomètres, atteigne une certaine limite.

163. Épurateur automatique H. Desrumaux. — *a*) ***Description.*** — Cet appareil dans lequel la purification de l'eau se fait à froid par l'adjonction de réactifs appropriés, généralement l'eau de chaux $Ca(OH)^2$ et le carbonate de soude CO^3Na^2, se compose des organes suivants (*fig.* 174) :

1° **Le distributeur** formé de deux parties :

La caisse de distribution A *munie de deux vannes.* — La régularisation de l'arrivée d'eau dans cette caisse a lieu à l'aide d'un *trop-plein à flotteur* (alimentation par pompe) ou d'une *soupape équilibrée* (alimentation sous pression).

Le moteur hydraulique B. — Il est constitué par une roue à augets recevant l'eau de l'une des vannes et commandant toutes les autres pièces en mouvement de l'épurateur.

2° **Le bac à réactifs** C reçoit chaque jour la dose de CO^3Na^2 nécessaire diluée dans le maximum d'eau que peut contenir ce bac ; la dissolution s'écoule par deux orifices dont l'ouverture dépend de la roue B.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° **Le saturateur** E, constitué par un récipient cylindro-conique, traversé suivant son axe par un arbre-tube creux

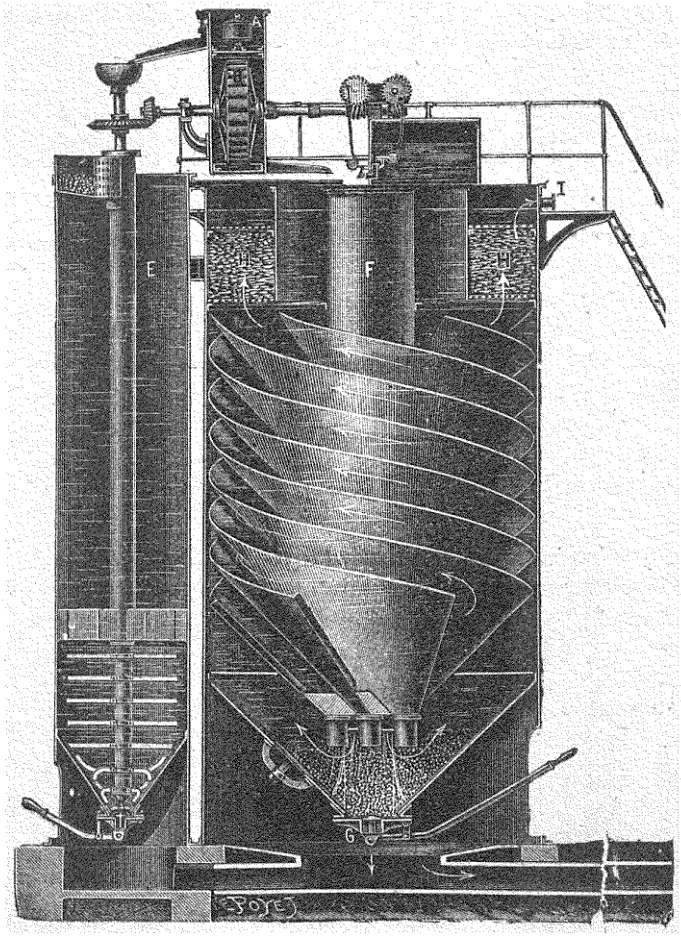


FIG. 174.

muni : à sa partie supérieure, d'un entonnoir recevant l'eau de la seconde vanne ; plus bas, d'un engrenage d'angle qui lui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

transmet le mouvement de la roue B ; à sa partie inférieure, de palettes de malaxage. Enfin un bac **extincteur-tamiseur,** logé à la partie supérieure du saturateur, reçoit la chaux vive CaO en morceaux qui s'éteint naturellement au contact de l'eau. Lorsque a lieu le chargement de l'appareil, on fait descendre cette chaux éteinte $Ca(OH)^2$ dans la caisse de malaxage par la vanne de l'extincteur.

4° **Le décanteur** F, muni d'une soupape de purge G à sa partie inférieure, d'un filtre H à sa partie supérieure, d'un cylindre central et de surfaces de décantation hélico-conoïdales.

b) ***Fonctionnement.*** — L'eau brute, en même temps qu'une quantité convenable de réactifs, et l'eau de chaux se déversent dans le cylindre central du décanteur F qui les amène à la partie inférieure où ils se mélangent intimement et forment des précipités dont le plus grand nombre reste au fond de l'appareil. L'eau remonte ensuite en abandonnant, sur les surfaces de décantation, les derniers précipités qu'elle contient encore en suspension, et ceux-ci, sous l'action de la pesanteur, rejoignent ceux déjà formés, avec lesquels ils seront évacués par la soupape de purge G.

Ainsi débarrassée, l'eau traverse enfin le filtre H où elle achève sa clarification avant de sortir par la tubulure I.

c) ***Avantages.*** — L'appareil **Desrumaux,** universellement adopté, s'appliquant à la correction de toutes les eaux, est utilisé par toutes les industries auxquelles un très fort volume d'eau épurée est indispensable : teinturerie, blanchisserie, lavage de laine, etc., mais il est spécialement destiné à l'épuration préalable des eaux d'alimentation de chaudières à vapeur.

Il se construit en toutes dimensions, débitant depuis 10 jusqu'à 5.000^{m3} par jour.

Il n'exige aucune main-d'œuvre en dehors des quelques minutes consacrées au chargement journalier des réactifs et aux purges des deux cylindres.

Le dosage automatique et proportionnel des réactifs, en assurant une épuration absolument régulière, permet de sup-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

primer radicalement les boues et incrustations dans les générateurs, réchauffeurs, économiseurs et tuyauteries, si l'on a soin de contrôler sa marche par des analyses et des essais.

Lorsque les industriels disposent de vapeurs d'échappement, afin d'utiliser ce précieux auxiliaire, M. Desrumaux construit ses épurateurs avec *réchauffeur tubulaire* intérieur ou avec *réchauffeur extérieur à cascades*.

164. Épurateur à froid A. Buron (*fig.* 175). — « L'eau brute arrive en A et, partant d'un bac distributeur N, se déverse sous la même pression, d'une part par un robinet 3 sur une roue à augets K, pour tomber ensuite dans une rigole S, d'autre part par le robinet 4 sur la chaux éteinte contenue dans le panier du saturateur D, et entraîne celle-ci au fond par la colonne centrale en formant du lait de chaux constamment brassé par un malaxeur à palettes, actionné lui-même par la roue à augets K. Le lait de chaux remonte latéralement en abandonnant peu à peu la chaux en suspension et, en T, se déverse de l'eau de chaux saturée et claire, par conséquent d'une teneur constante [1^{g},25 de Ca $(OH)^2$ par litre].

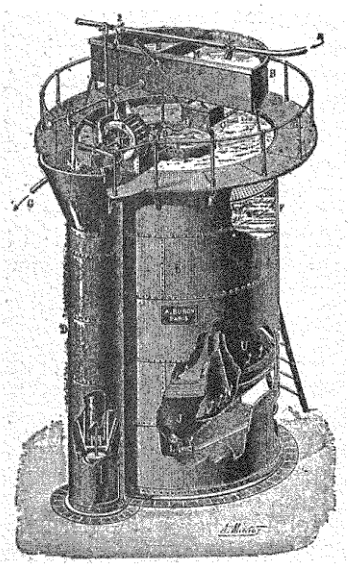


FIG. 175.

« La dissolution de CO^3Na^2 se prépare chaque matin dans le bac M, dont l'emplissage est assuré par le robinet 1.

« La dissolution prise à la surface par un flotteur passe dans le petit bac régulateur C par un robinet flotteur qui assure la constance du niveau de ce dernier, d'où un robinet la distribue proportionnellement au débit d'eau brute grâce à la genouillère R.

« Les trois écoulements tombent donc au même point de la colonne centrale du décanteur. Le mélange s'opère et la réaction commence. Arrivé à la partie inférieure de l'appareil, le plus lourd du précipité se dépose et l'eau remonte latéralement dans l'intervalle des deux cylindres. Son faible courant ascensionnel et giratoire est brisé et divisé par les cônes-chicanes U. Le peu de précipité entraîné se trouve alors arrêté et l'eau débarrassée de toutes matières en suspension arrive au filtre F qui parfait sa limpidité. Après passage sur le filtre, l'eau épurée se déverse dans un caisson où agit le flotteur H réglant l'arrivée d'eau brute. Elle s'en échappe pour se rendre à la bâche alimentaire...

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Les dépôts s'amassant dans le fond conique J, une soupape L permet de les évacuer rapidement. » (*A. Buron.*)

Cet appareil a mêmes usages et mêmes avantages que le précédent.

165. Avantages de l'épuration à chaud. — « On a reconnu que, dans l'alimentation des générateurs à vapeur, il est d'un grand intérêt de n'introduire que de l'eau préalablement réchauffée à la plus haute température possible, au moyen des chaleurs perdues :

« 1° Il y a économie de combustible du seul fait de la chaleur communiquée à l'eau avant son entrée dans la chaudière ;

« 2° La suppression des incrustations (l'eau étant épurée a pour conséquence directe un meilleur échange de chaleur, les tôles étant nues) :

1^{mm} 1/2	de tartre occasionne environ	12 0/0	d'augm. de combustible
3	—	20	—
4	—	32	—
13	—	50	—

« 3° Meilleure conservation des organes des générateurs par suite de la suppression de la contraction et de la dilatation successive des tôles lors de l'alimentation d'eau froide ;

« 4° Enfin, l'expérience semble prouver que la pression dans la chaudière est maintenue plus facilement, quelles que soient les variations du travail moteur, et que le rendement propre de la chaudière augmente dans de sensibles proportions...

« L'épurateur-réchauffeur répond à ces conditions, il utilise la vapeur d'échappement ; ... la vapeur porte l'eau à 100°. Le barbotage aidant, l'ébullition a lieu, l'acide carbonique se dégage, les carbonates se précipitent.

« Les sulfates, au contraire, ne peuvent être précipités... On a donc recours au CO^3Na^2. »

166. Épurateur-réchauffeur A. Buron (*fig.* 176). — Refoulée hors du cylindre, la vapeur arrive en A dans le purgeur d'huile, où elle se détend et abandonne ses matières grasses qui s'écoulent par le siphon inférieur F. Au sortir du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

purgeur, la vapeur exempte d'huile, pénètre dans un tuyau collecteur H muni de tubes K sur sa génératrice inférieure ; ces tubes plongent légèrement dans la masse d'eau à réchauffer, de niveau constant. La vapeur en contact avec l'eau, l'ébullition se produit ; $(CO^3)^2CaH^2$ se dissocie ; CO^2 se dégage ; l'excédent de vapeur s'échappe par le tuyau B.

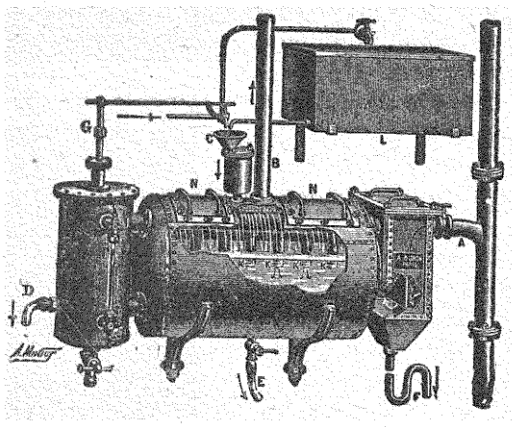


Fig. 176.

« L'arrivée d'eau se fait au moyen d'un robinet commandé par un flotteur G agissant dans un milieu calme, à l'abri des remous de l'ébullition. Elle est introduite par un siphon C dans l'épurateur, où elle se répand sur une rigole métallique perforée qui la laisse tomber en pluie fine sur toute la longueur. Elle traverse alors l'excès de la vapeur qui n'a pas été condensée, s'échauffe à ce contact et arrive dans la masse d'eau en ébullition, où elle se met rapidement en équilibre de température avec elle.

« Après un séjour suffisant pour que la précipitation des sels soit complète, l'eau passe dans le réservoir P où agit le flotteur réglant l'admission d'eau brute. Là, le précipité qui a pu être entraîné du cylindre réchauffeur se dépose, et l'eau sort en D pour se rendre à la bâche alimentaire...

« Lorsque l'eau à traiter contient des sulfates, on adjoint à l'appareil un distributeur L d'une solution de CO^3Na^2...

« Une purge rapide suffit pour évacuer par les robinets de vidange les boues provenant de l'épuration. Des portes de visite N, boulonnées sur le cylindre, donnent un libre accès à toute la partie inférieure et permettent de se rendre compte

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

si le nettoyage complet est nécessaire. Dans ce cas, toutes les pièces étant démontables peuvent être facilement sorties et rapidement nettoyées...

« Lorsqu'on ne dispose pas de vapeur d'échappement, la vapeur vive prise à la chaudière peut être utilisée pour épurer. » (*A. Buron.*)

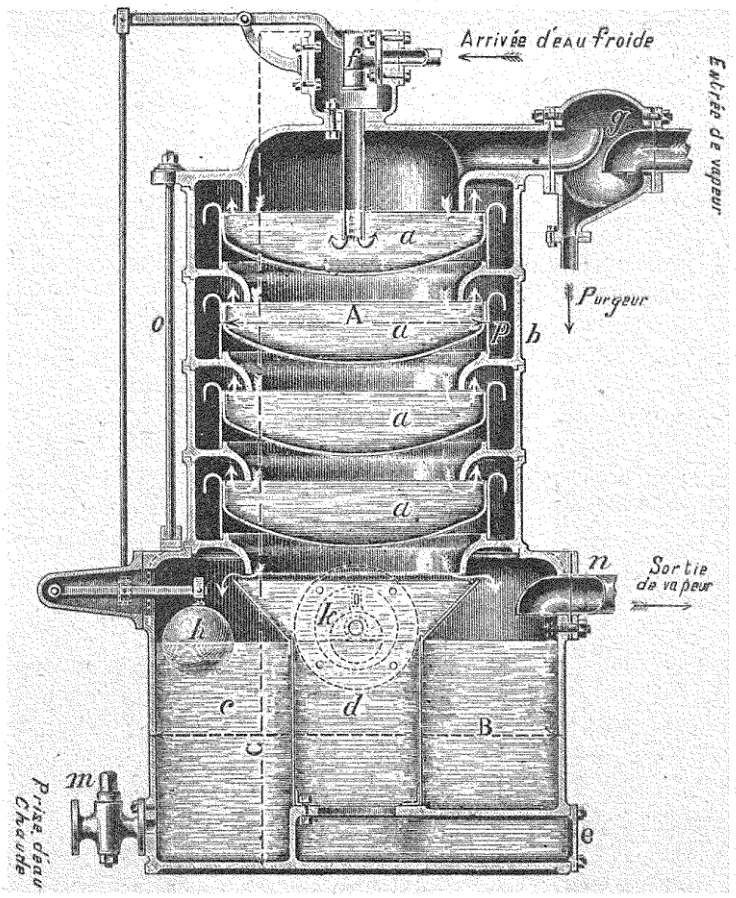


FIG. 177.

167. Épurateur Granddemange (*fig.* 177). — *a*) **Description.** —

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Cet appareil, dans lequel l'eau d'alimentation est soumise à une ébullition prolongée par la condensation des vapeurs d'échappement, se compose des organes suivants :

1° Une série de **cuves détartrantes** *a*, dans lesquelles s'effectuent le mélange de l'eau et de la vapeur et le dépôt des précipités ;

2° Une série de **tronçons** *b*, formant une enveloppe cylindrique et servant de support aux cuves *a* ;

3° Une cuve de **décantation** *d* dans laquelle l'eau au repos achève de déposer les matières et les sels précipités qu'elle tient en suspension ;

4° Un réservoir d'**eau chaude épurée** *c* muni d'un robinet de prise d'eau *m* et d'une tubulure de sortie de vapeur *n* ;

5° Un **robinet d'arrivée d'eau froide** *f* réglé par un flotteur *h* ;

6° Une conduite d'arrivée de vapeur munie d'un **purgeur d'huile.**

b) ***Fonctionnement.*** — La vapeur, après avoir abandonné les matières grasses dans le purgeur *g*, se mélange à l'eau dans les cuves *a* qu'elles suivent dans le même sens. L'eau portée à l'ébullition abandonne le calcaire qui se dépose dans le fond des cuves. Les quelques particules entraînées se déposent au fond du décanteur *d*, d'où elles sont évacuées par le tampon *e*. La partie supérieure laisse échapper l'eau dans le réservoir *c*, d'où elle est extraite par la tubulure *m*. Lorsque l'eau est chargée de SO^4Ca, on y ajoute une quantité convenable de CO^3Na^2.

Cet appareil, qui est très avantageux lorsqu'on utilise la vapeur d'échappement, l'est encore lorsqu'on fait arriver un filet de vapeur directe.

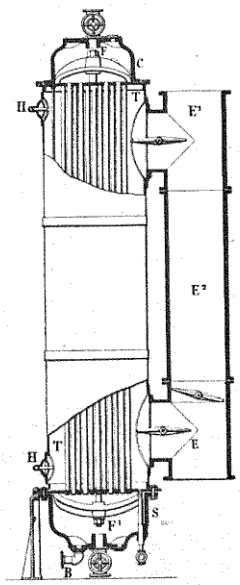


FIG. 178.

168. Épurateur Paul Barbier. — Il présente une grande analogie avec le précédent, mais le dépôt des matières en suspension ou précipitées a lieu, non par décantation, mais par filtration à travers deux couches de coke et trois couches de mâchefer disposées sur des cloisons en tôle perforée.

169. Réchauffeurs par la vapeur d'échappement (*fig.* 178). — Un cylindre en fonte ou en tôle renferme un faisceau de tubes en laiton T dans lesquels circule l'eau entre la pompe d'alimentation et la chaudière. L'eau arrive en F et sort en F′ après avoir subi l'action de la vapeur qui, admise en E, se répand tout autour des tubes. Il se produit un échange de températures entre l'eau qui s'échauffe et la vapeur qui se condense en partie ; la partie non condensée s'échappe par E′ ; l'eau de condensation s'extrait par les autoclaves H. L'échauffement de l'eau entraîne la précipitation partielle des calcaires ; les précipités se déposent en grande partie dans le fond de F′, d'où on peut les extraire par

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le tuyau B. On peut d'ailleurs démonter les chambres d'eau pour procéder à leur visite et au nettoyage des tubes à l'aide d'une raclette.

Avec ces réchauffeurs, on utilise moins bien la chaleur contenue dans la vapeur, l'épuration de l'eau est aussi moins complète, mais on n'a pas à craindre l'entraînement des huiles de graissage, qu'il est bien difficile d'éliminer complètement avec les séparateurs d'huile. On peut les préférer lorsque les graisses sont d'origine animale ou végétale. Le type décrit est du système Babcock et Wilcox.

170. Économiseurs ou réchauffeurs par les gaz chauds. — Ils sont constitués par un faisceau de tubes en acier situés sur le parcours des gaz entre le foyer et la cheminée. Leur emplacement dans les carneaux des fumées les rend très économiques, mais d'une visite parfois difficile. L'eau les parcourt entre la pompe et la chaudière : nous les signalerons en étudiant les générateurs qui en sont munis.

L'épuration de l'eau s'y faisant en grande partie et dans une région chauffée très modérément, ils offrent de sérieux avantages.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — On constate à l'analyse que 1 litre d'eau destinée à l'alimentation des chaudières renferme : $0^{g},81$ de $(CO^3)^2$ CaH^2, $0^{g},73$ de $(CO^3)^2MgH^2$ et $1^{g},36$ de SO^4Ca. Calculer les quantités de chaux vive CaO et de CO^3Na^2 nécessaires à l'épuration journalière de 60^{m3} d'eau. [Dito pour $Ba(OH)^2$.]

II. — La vapeur d'échappement étant à la pression atmosphérique et à la température de 100°, quel poids en faudra-t-il pour porter à 98° un volume de 80^{m3} d'eau dont la température primitive est 8° ?

III. — Sachant que cette eau renferme $0^{g},243$ de $(CO^3)^2$ CaH^2 par litre et que la chaleur de dissociation du calcaire est de 370 calories environ par kilogramme de CO^2 dégagé, quel poids supplémentaire de vapeur faudra-t-il pour l'épuration des 80^{m3} d'eau ?

IV. — Faire les problèmes II et III en employant de la vapeur vive lorsque le manomètre marque 15^{kg}.

XXII. — Appareils d'alimentation

Ils puisent l'eau dans une bâche ou réservoir, et la refoulent dans la chaudière. Ce sont les **pompes**, les **injecteurs**, les **bouteilles alimentaires** et les **pulsomètres**. Les pompes peuvent être mues par la machine motrice. On peut aussi les commander par un moteur spécial ; dans ce cas, les deux pistons

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

possèdent la même tige ; on donne à l'ensemble le nom de pompe à vapeur ou **petit-cheval.**

171. Pompe mue par la machine. — La figure 179 représente une pompe aspirante et foulante à simple effet, comprenant un piston plongeur A qui se déplace dans un cylindre B muni d'un presse-étoupes C. Le cylindre communique d'une

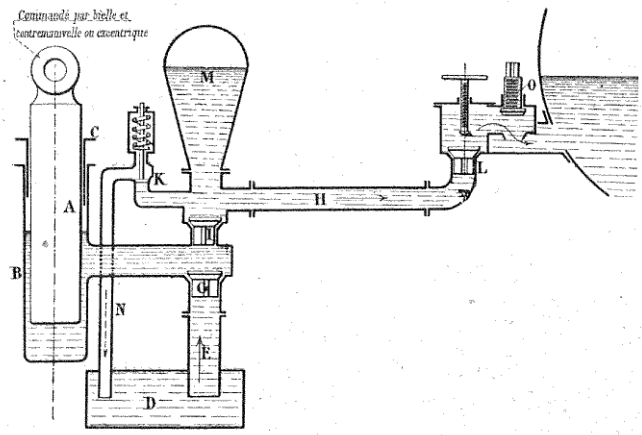


FIG. 179.

part avec la bâche d'alimentation D par un tuyau d'aspiration E, obturé par une soupape G ; d'autre part avec la conduite de refoulement H munie de diverses soupapes I, K, L. Un réservoir à air comprimé M assure la continuité de l'alimentation. La pression dans le générateur étant très forte, le **clapet de retenue L** est destiné à empêcher tout refoulement de l'eau de la chaudière dans l'appareil alimentaire. La soupape chargée K est un dispositif de sûreté ; sa charge est déterminée de telle sorte qu'une alimentation trop abondante ou une pression anormale dans le générateur ont pour effet d'envoyer l'eau dans la conduite N, d'où elle fait retour à la bâche d'alimentation D. Quant au robinet O muni d'un filetage, il permet d'interrompre toute communication entre la chaudière et la pompe.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

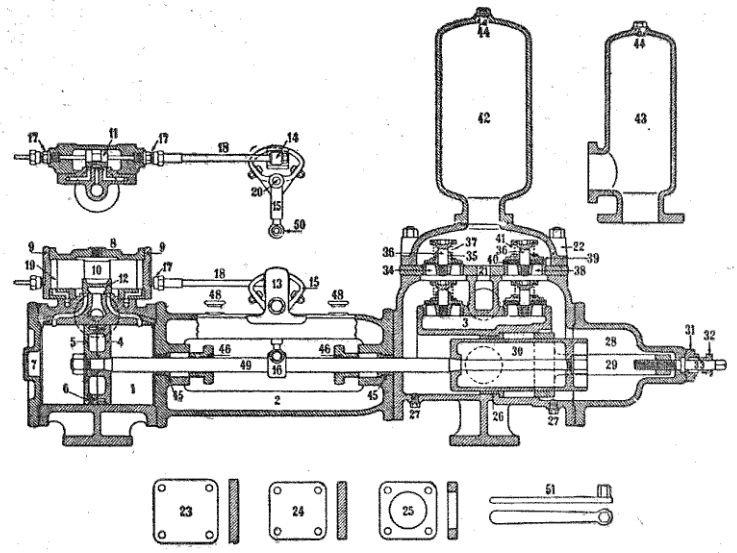


FIG. 180.

1. Cylindre à vapeur.
2. Entretoise.
3. Cylindre à eau.
4. Plateau arrière du piston à vapeur.
5. Plateau avant du piston à vapeur.
6. Segments du piston à vapeur.
7. Fond du cylindre à vapeur.
8. Chambre de distribution.
9. Tampons de la chambre de distribution.
10. Piston de distribution.
11. Tiroir auxiliaire.
12. Tiroir principal.
13. Palier du levier de distribution.
14. Levier de distribution.
15. Fourreau du levier d'entrainement.
16. Manchon d'entrainement.
17. Presse-étoupe de la tige du tiroir auxiliaire.
18. Tige du tiroir auxiliaire avec écrous.
19. Clapets du piston de distribution.
20. Boulon et articulation du levier de distribution.
21. Plateau des clapets de refoulement.
22. Couvercle du corps de pompe.
23. Bride de retenue pour l'aspiration.
24. Bride de retenue pour le refoulement.
25. Contre-bride.
26. Bague de fond du presse-étoupe du plongeur.
27. Bouchons de vidange.
28. Fond du corps de pompe.
29. Presse-étoupe à étrier du plongeur.
30. Piston plongeur.
31. Boite à étoupe de la vis axiale.
32. Presse-étoupe de la vis axiale.
33. Vis de pression axiale.
34. Sièges pour clapets bronze.
35. Clapets bronze.
36. Guides des clapets.
37. Ressorts pour clapets bronze.
38. Sièges pour clapets caoutchouc.
39. Rondelle métallique pour clapet caoutchouc.
40. Clapets caoutchouc.
41. Ressorts pour clapets caoutchouc.
42. Chambre à air de refoulement.
43. Chambre à air d'aspiration.
44. Bouchons à air.
45. Boites à étoupe de la tige des pistons vapeur et eau.
46. Presse-étoupe de la tige des pistons vapeur et eau.
47. Boite à étoupe pour pompes modèles 7 G à 11 L.
48. Couvercles des graisseurs.
49. Tige des pistons avec écrous.
50. Levier d'entrainement avec boulons.
51. Clef de serrage à six pans.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

172. Pompe à vapeur Voit (*fig.* 180). — La pompe aspirante et foulante est à double effet ; l'eau arrive sur le côté et pénètre dans le corps de pompe par les clapets inférieurs ; elle est refoulée par les clapets supérieurs. Les réservoirs d'air 42 et 43 assurent la continuité de l'écoulement d'eau. Pendant la course de gauche à droite, l'aspiration a lieu par la soupape inférieure gauche, le refoulement par la soupape supérieure droite. Dans la course de droite à gauche, ce sont les deux autres clapets qui sont soulevés.

173. Injecteur aspirant Schæffer et Budenberg (*fig.* 181-182). — Cet appareil, inventé par Giffard, est basé

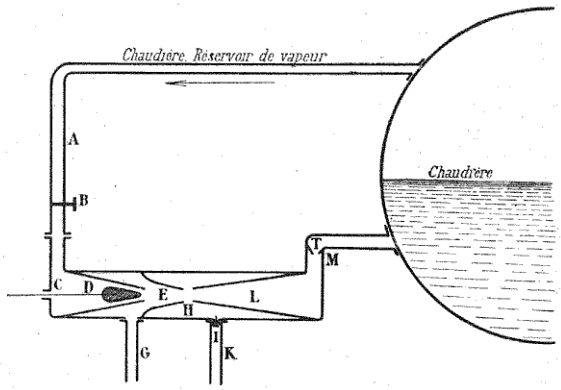


FIG. 181.

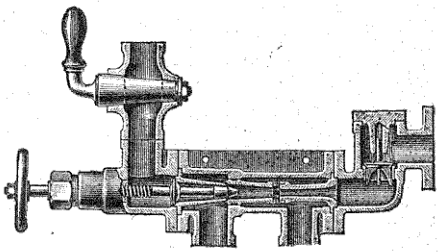


FIG. 182.

sur ce fait qu'un jet de vapeur d'eau arrivant au sein d'une masse liquide s'y condense en communiquant à l'eau une par-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

tie de sa vitesse et de sa puissance vive. Celle-ci est alors suffisante : 1° pour aspirer l'eau d'alimentation; 2° pour la refouler dans la chaudière malgré la pression qui y règne.

La vapeur arrive par la conduite A, munie d'un robinet B, dans la **tuyère** C dont la grandeur est réglée par une aiguille D. Elle s'écoule avec une grande vitesse dans la **cheminée** L où elle se mélange à l'eau arrivant par le **tuyau d'aspiration** G. La masse fluide pénètre alors dans le **divergent** L où la vitesse diminue au bénéfice de la pression, qui devient suffisante pour soulever le **clapet de retenue** M et permettre l'introduction de l'eau dans la chaudière.

Le **trop-plein** H est en communication avec l'extérieur par une conduite K munie d'un clapet I, qui s'ouvre de haut en bas afin d'éviter toute aspiration par K. L'injecteur a l'avantage de fonctionner pendant l'arrêt du moteur, avantage précieux pour les locomotives qui peuvent s'alimenter dans les gares. Il peut être placé en contre-bas des chaudières ; mais son fonctionnement est irrégulier s'il est mal construit, s'il y a des fuites dans le tuyau d'aspiration et si l'eau est chaude (température supérieure à 35°).

174. Injecteur de sûreté (Re-Starting) Schæffer et Budenberg (*fig.* 183). — La vapeur arrive en A, aspire l'eau par D, la refoule au générateur par la conduite B et le trop plein s'écoule en L.

Cet injecteur est disposé pour amorçage instantané et remise en marche automatique, en cas de désamorçage subit. Pour cela, le convergent d'arrivée d'eau possède une partie mobile E, assemblée par charnière à la partie fixe. Pendant la marche, la condensation de la vapeur qui se mélange à l'eau produit entre les deux parties une dépression qui les maintient appliquées l'une contre l'autre. Si l'arrivée d'eau vient à cesser, la vapeur rendue libre écarte la partie E et produit de nouveau l'amorçage.

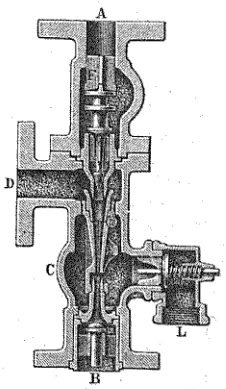


FIG. 183.

175. Injecteur universel Kœrting (*fig.* 184). — L'eau arrive par la tubulure gauche, la vapeur par la tubulure supérieure droite. La manœuvre partielle du levier (1/4) soulève la valve V qui fermait la tuyère F. La

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur pénètre alors par F en aspirant l'eau qui s'écoule par E dans l'atmosphère.

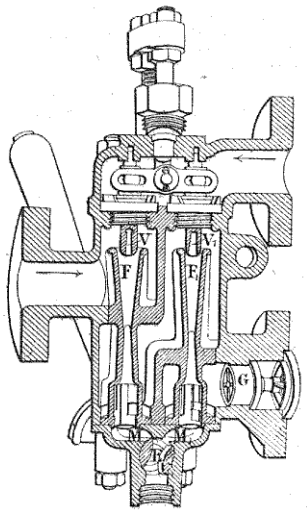


FIG. 184.

En continuant la manœuvre du levier (1/2), la valve V_1 se soulève, découvrant la tuyère F_1, pendant que le robinet E ferme la conduite M. L'eau refoulée pénètre alors sous pression dans le second injecteur, traverse F_1 et se rend encore dans l'atmosphère par M_1.

Enfin le levier poussé à droite (3/4) amène la fermeture de M et M_1, l'eau pénètre dans la chaudière par la soupape G.

Il y a donc en réalité deux injecteurs ; le premier refoule dans le deuxième ce qui permet de supprimer le trop plein, d'alimenter avec de l'eau chaude (66°), d'aspirer l'eau froide à une grande hauteur (6m,50), de réchauffer l'eau sensiblement (de 60 à 110°) et d'obtenir un rendement élevé.

176. Bouteille alimentaire. — C'est un récipient A placé en charge de la chaudière (au-dessus). On le remplit jusqu'à la hauteur voulue indiquée par le niveau N, soit avec une pompe, soit avec une prise d'eau, en le mettant en communication avec le tube B par le robinet à trois voies *c*. En même temps le robinet D fait communiquer le tube E avec l'atmosphère par le tuyau F. Toute communication avec la chaudière est alors interrompue. Dès que le niveau convenable est atteint, une manœuvre des robinets C, D, qui sont solidaires par une tringle, ferme la communication de A avec B et F ; elle l'assure avec I et H. La vapeur arrive par HE ; le liquide étant à la même pression dans la bouteille et le générateur s'écoule vers celui-ci par I en vertu du principe des vases communicants.

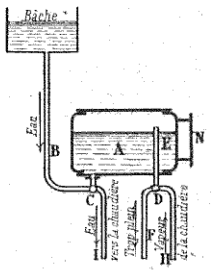


FIG. 185.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XXIII. — Classification des générateurs

177. Foyer extérieur. — Pendant de longues années, le générateur cylindrique à bouilleurs fut le seul type employé comme appareil évaporatoire dans les installations fixes en France. Pour cette raison, on le désigne assez souvent dans notre pays sous le nom de type ordinaire ou classique ; à l'étranger, sous le nom de chaudière française (French boiler).

Ce générateur possède de précieux avantages :

1° Il offre un plan d'eau excessivement large, par conséquent de niveau peu variable, s'accommodant d'une alimentation peu régulière ;

2° Il fournit de la vapeur sensiblement sèche et, à cause de son grand volume d'eau, peut répondre à des consommations très variables de vapeur ;

3° Pour les mêmes raisons, il s'accommode de chargements assez espacés sur la grille ;

4° Il est accessible à toutes les visites et à tous les nettoyages ;

5° Rien n'empêche de donner au fourneau et à la grille les dimensions les plus convenables à la combustion complète du charbon et à l'absorption la plus grande de la chaleur des gaz.

Par contre, les inconvénients sont multiples :

1° L'encombrement est très grand ; en donnant au corps $1^m,60$ de diamètre et $0^m,60$ aux bouilleurs, on n'obtient avec une longueur de 10^m que

$$S = \pi RH + 2 \times 2\pi rH = \pi H (R + 4r) = 31,416 \times 2 = 63^{m2}$$

environ de surface de chauffe ;

2° La construction nécessite des travaux considérables de grosse chaudronnerie, à cause de l'épaisseur du métal qui est proportionnelle au diamètre des cylindres ;

3° La circulation est lente, et cette circonstance, jointe à la minime surface de chauffe, entraîne une faible vaporisation ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° L'eau froide arrivant dans les bouilleurs, son échauffement est irrationnel ;

5° La localisation des dépôts au-dessus de la chambre de combustion détermine un échauffement exagéré des tôles, ce qui provoque les coups de feu et diminue la transmission de la chaleur des flammes à l'eau, ce qui réduit la vaporisation;

6° Le rendement est diminué par les pertes de chaleur dues au rayonnement des maçonneries ;

7° A cause du grand volume d'eau que renferme ce générateur, les explosions y sont excessivement dangereuses.

178. Tubes de fumée. — Pour les locomotives, les bateaux, les tramways et les locomobiles, destinés à être sans cesse transportés d'un endroit à un autre, l'on ne pouvait s'accommoder d'un générateur lourd et encombrant comme le type à bouilleurs. On augmenta la surface de chauffe en obligeant les gaz chauds à traverser le réservoir d'eau en passant dans des **tubes de fumée.**

C'est dans l'adjonction de ces tubes que consiste le premier perfectionnement apporté à l'antique chaudière à bouilleurs. En disposant à l'intérieur du corps principal un faisceau de tubes de fumée, on obtient le type **semi-tubulaire à bouilleurs.** Le dégagement de la vapeur se trouve un peu contrarié à cause des tubes ; le fond sphérique très résistant fait place à la plaque tubulaire, les longueurs dépassant 5 ou 6^{m} ne sont plus permises, la construction se trouve un peu compliquée; mais, grâce à l'augmentation considérable de la surface de chauffe (celle des tubes constitue 60 à 70 0/0 de la surface totale) et de la production de vapeur pour un même encombrement, ce type s'est rapidement répandu et se substitue chaque jour davantage au type non tubulaire. Il y en avait en 1900 environ 10.000 sur 89.500 installations fixes en France, soit 11 0/0, alors qu'il existait encore 19.000 du premier type, soit 22 0/0.

179. Foyer intérieur. — Pendant qu'en France on adoptait l'emplacement du foyer à l'extérieur du générateur, on

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

le disposait en Angleterre et dans l'Europe centrale à l'intérieur du corps cylindrique. De cette manière on évite toute perte de chaleur par rayonnement, mais on est limité pour les dimensions de la grille. L'adjonction de cuissards entretoisant le foyer et celle de tubes de fumée ont été, comme pour le type à foyer extérieur, une grande amélioration.

180. Tubes d'eau. — L'accroissement constant de la force motrice, la nécessité de produire rapidement une grande quantité de vapeur à haute pression pour permettre l'emploi des machines à longue détente et des turbines à vapeur, ont conduit les constructeurs à étudier un type de générateurs dans lequel un faible volume d'eau présentant une grande surface de chauffe est rapidement porté à l'ébullition. Ces chaudières sont appelées :

1° **A tubes d'eau :** parce que l'eau et la vapeur sont renfermées dans des tubes complètement entourés par les flammes ;

2° **Multitubulaires :** parce que le nombre de tubes est considérable ;

3° **A circulation :** parce que les mouvements parfois tumultueux dus au dégagement de la vapeur, à l'entraînement de l'eau par le fluide, à l'arrivée de l'eau en contact avec les parties chauffées, sont orientés dans un sens bien déterminé afin de provoquer une circulation active.

« C'est surtout grâce aux chaudières multitubulaires qu'on a pu obtenir sans danger des pressions élevées et de hautes surchauffes, créer des unités puissantes sans être entraîné à des dépenses excessives non seulement d'installation, mais encore de main-d'œuvre et d'entretien. La grande surface de chauffe directe constitue un avantage sérieux, et, en outre, ces chaudières multitubulaires composées d'un grand nombre de tubes de petit diamètre présentent une sécurité absolue. » (De Naeyer.)

Les caractéristiques de ces chaudières sont les suivantes :

1° Faible encombrement et grande légèreté ;

2° Grande surface de grille qui est des 3/4 de la surface horizontale dans les générateurs Belleville, Field, Niclausse,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Montupet; 1/4 dans les générateurs Babcock, de Naeyer, Roser; 1/2 dans les générateurs du Temple et Normand; 1/10 à 1/20 dans les générateurs à grand volume d'eau à foyer extérieur on intérieur;

3° Grande surface de chauffe;

4° Mise en pression rapide; circulation intense et grande production de vapeur;

6° Obtention de la vapeur à haute pression ;

7° Faible volume d'eau, rendant les explosions peu dangereuses, mais exigeant une surveillance de tous les instants, une combustion, une alimentation et une consommation de vapeur très régulières; nécessitant l'adjonction de grands réservoirs dits *accumulateurs*, lorsque le travail est intermittent (laminoirs);

7° Rapidité et facilité des réparations grâce aux faibles dimensions et à la similitude des organes;

8° Possibilité du tirage forcé à cause de la circulation active;

9° Nécessité d'alimenter avec une eau assez pure, de faire de fréquents nettoyages à l'extérieur des tubes et des purges nombreuses pour empêcher l'accumulation et le durcissement des dépôts.

181. Emploi des différents types. — On rencontre en majorité :

Le générateur à bouilleur avec tubes de fumées dans la région du Nord;

Le générateur Cornwall dans la région lyonnaise;

Le générateur Galloway dans la région normande;

Le générateur à foyer intérieur avec tubes de fumée dans la région parisienne;

Les générateurs tubulaires dans les locomobiles, locomotives et la marine;

Les générateurs multitubulaires un peu partout, surtout dans les grandes installations et dans la marine.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Classification des générateurs

					Vaporisation.
Chaudières à grand volume d'eau	verticales		à bouilleurs		Lente.
	horizontales	à foyer extérieur	à réchauffeurs		Lente.
			ordinaire à bouilleurs		
			semi-tubulaire à bouilleurs		Assez rapide.
			type multibouilleurs		
		à foyer intérieur	Cornwall		Lente.
			Galloway		Assez rapide.
			semi-tubulaire à retour de flamme		
			semi-tubulaire à foyer concentrique		
Chaudières à faible volume d'eau	Tubulaires ou à tubes de fumée	à foyer intérieur	type locomotive		Rapide.
			type marine		
			à serpentins : Belleville		
	Tubuleuses ou à tubes d'eau	à foyer extérieur	à tubes concentriques	Field	
				Niclausse	
				Montupet	
			à caissons *N* et *R*	De Naeyer	
				Babcox et Wilcox	
				N. Roser	
				Buttner	
			à très petits tubes	Du Temple	Très rapide.
				Normand	
Chaudières à volume d'eau très réduit				Serpollet	Instantanée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XXIV. — Chaudières à grand volume d'eau

182. Chaudière verticale à bouilleurs (*fig.* 186). — **Description.** — Elle est constituée par un cylindre vertical en tôle, à l'intérieur duquel est disposé un autre cylindre concentrique au premier, de diamètre plus faible et de hauteur sensiblement moindre.

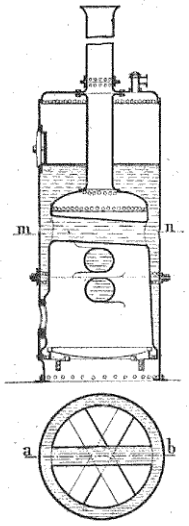


FIG. 186.

La couronne cylindrique ainsi formée est remplie d'eau, qui doit toujours s'élever à 6^{cm} au moins de la base de la cheminée. Le foyer se trouve à l'intérieur ; ses parois sont entretoisées par des bouilleurs, généralement au nombre de trois légèrement inclinés sur l'horizon pour faciliter la circulation de l'eau qui les traverse. La couronne s'arrête au niveau de la grille ou redescend jusqu'à la base du cendrier. Les portes du foyer et du cendrier sont ménagées dans la couronne. Des tampons autoclaves permettent le nettoyage des bouilleurs.

Avantages et inconvénients. — La disposition verticale du cylindre permet de réduire d'une façon très sensible l'encombrement ; les bouilleurs offrent une grande surface de chauffe en même temps qu'ils consolident les tôles ; leur position inclinée facilite la circulation de l'eau et le dégagement de la vapeur ; la surface de la grille est très suffisante ; toute la chaleur du foyer passe à l'eau ; la vapeur est séchée par le voisinage de la cheminée ; enfin l'installation est simple, et les dangers sont peu à redouter, parce que les dépôts se localisent au-dessous du foyer dans une région peu chauffée.

Par contre, la paroi extérieure étant en contact avec l'atmosphère, son rayonnement occasionne des pertes de chaleur ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la vaporisation est encore lente et la surchauffe impossible. Ce type convient surtout pour les petites et les moyennes installations.

183. Chaudière avec réchauffeurs (*fig.* 187). — L'eau suit une direction inverse de celle des gaz, de sorte que l'échauffement est méthodique. D'autre part, les précipités se

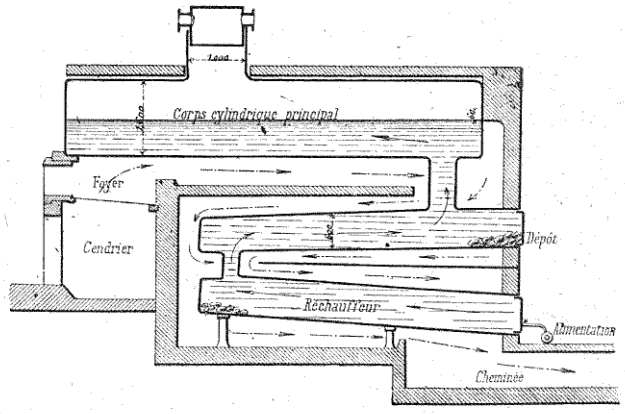


FIG. 187.

font dans une partie peu chauffée et restent à l'état de boue, donc peu dangereux. Mais la circulation est toujours lente, la production de vapeur peu active et l'utilisation du combustible peu économique.

184. Chaudière Cornwall à foyer intérieur (*fig.* 180). — **Description.** — Cette chaudière se compose essentiellement d'un corps cylindrique de 2^m à $2^m,50$ de diamètre A, surmonté d'un dôme D pour la prise de vapeur et renfermant un ou plusieurs tubes-foyers F cylindriques occupant toute la longueur. La grille G occupe à l'AV la surface médiane du foyer ; elle est inclinée de 1/10 environ vers l'AR, où elle repose sur un dispositif en fonte qui supporte l'autel.

L'assemblage des tôles se fait en dessous de la grille et la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

première virole est toujours prolongée au delà du foyer, de façon à ce qu'aucun joint ne soit soumis à l'action directe des flammes.

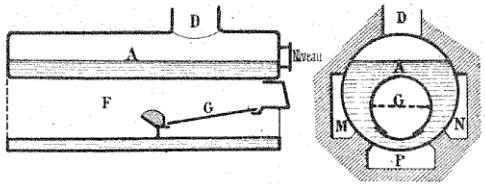


FIG. 188.

Celles-ci, après avoir traversé le foyer, reviennent vers l'AV en léchant les côtés M et N du réservoir d'eau et repassent au-dessous P dans un troisième parcours avant de se rendre à la cheminée. L'alimentation se faisant à l'AR et vers le fond par un tube courbe, l'échauffement de l'eau est rationnel.

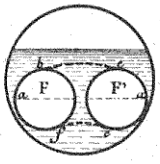


FIG. 189.

Lorsque l'installation est assez importante, on dispose deux foyers à l'intérieur du réservoir (*fig.* 189).

Avantages et inconvénients. — L'emplacement du foyer à l'intérieur du corps cylindrique permet d'utiliser complètement la chaleur rayonnante de la combustion, et les cendres elles-mêmes chauffent la partie inférieure; les dépôts se font dans cette région, qui est peu chauffée ; il y a donc peu de dangers de coups de feu. D'autre part, le grand volume d'eau assure une marche régulière dans la production de la vapeur.

Par contre, le foyer étant de dimensions restreintes, il n'y a aucune possibilité de brassage des gaz comburants qui sont en partie inutilisés. Une baisse anormale du plan d'eau a vite fait de découvrir la partie supérieure du foyer qui rougit et se détériore rapidement. De plus, la tôle ne doit présenter aucun assemblage dans le voisinage du foyer et être suffisamment élastique pour se prêter aux dilatations considérables qui peuvent se produire. L'emploi de la tôle ondulée (*fig.* 190)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

est le remède universellement employé pour assurer cette élasticité.

En prolongeant les deux foyers par un carneau unique de section *abcde* (*fig.* 189), on peut obtenir une excellente fumivorité. On charge le combustible frais sur le foyer F au moment où la flamme du foyer F′ est très claire, c'est-à-dire riche en oxygène. Les hydrocarbures qui se dégagent sont brûlés à leur entrée dans le carneau unique.

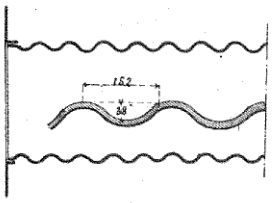


FIG. 190.

185. Chaudière Galloway. — La disposition que nous venons de signaler n'est possible que si on entretoise le carneau à l'aide de tubes coniques dans lesquels l'eau peut circuler de la partie inférieure à la partie supérieure. On obtient alors la chaudière Galloway (*fig.* 191). Les tubes Galloway pouvant être introduits par la partie supérieure du carneau n'offrent aucune difficulté de montage. Ils ont l'avantage d'assurer le brassage des flammes, de permettre la fumivorité, d'augmenter la surface de chauffe et de faciliter la circulation d'eau.

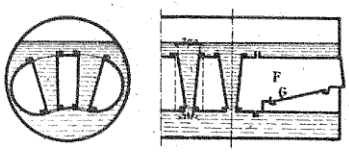


FIG. 191.

XXV. — Chaudières à tubes de fumée

186. Chaudière de locomotive. — C'est une chaudière horizontale (*fig.* 192), dans laquelle sont aménagés à l'AV et à l'AR deux capacités appelées **boîte à feu** A et **boîte à fumée** B, réunies par un **faisceau de tubes** C entièrement baignés dans l'eau. C'est à l'intérieur de la boîte à feu que se trouve le **foyer** D.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le foyer est entouré d'eau sur cinq faces et ses parois sont réunies aux tôles constituant l'enveloppe extérieure par des entretoises. La face AV est munie d'une porte F et la face AR est constituée par une plaque munie de trous dans lesquels les tubes viennent s'emboîter. La base du foyer est entièrement occupée par la grille G à l'extrémité de laquelle se trouve un jette-feu J, dont la manœuvre est à la disposition du chauffeur qui peut débarrasser la grille de ses escarbilles.

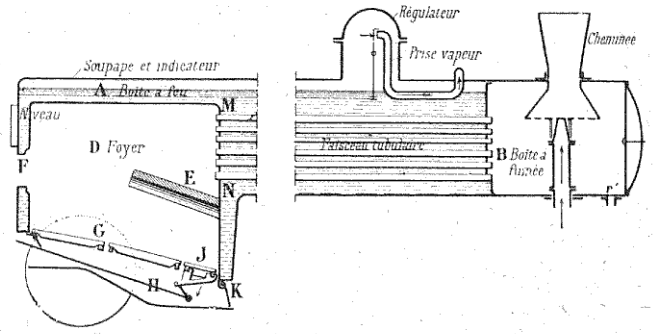


FIG. 192.

Au-dessous de la grille se trouve le cendrier muni d'une porte auxiliaire K, dont l'ouverture pendant la marche AV permet d'activer le tirage.

Une voûte en briques réfractaires E assure le brassage des flammes en même temps qu'elle empêche l'air froid qui rentre au moment des chargements de frapper la plaque tubulaire MN.

Les tubes sont en laiton, en fer ou en acier doux; les premiers s'entartrent moins, mais coûtent plus cher et sont fragiles à haute température. Les tubes sont fixés à leurs extrémités dans deux plaques tubulaires. Ils offrent une grande surface de chauffe, mais leur faible diamètre entraîne l'extinction des flammes. Pour augmenter leur diamètre et par suite diminuer leur nombre sans diminuer la surface de chauffe, on emploie des tubes Serve (*fig.* 193). Ceux-ci sont obtenus à l'aide d'une plaque métal-

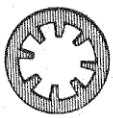


FIG. 193.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

lique, lisse d'un côté, armée de nervures parallèles de l'autre. Les tubes sont obtenus par cintrage et soudure.

La boîte à fumée possède une porte utilisée lors du nettoyage des tubes ; elle renferme la base de la cheminée munie d'un souffleur, dans lequel débouche une conduite amenant la vapeur d'échappement. C'est cette vapeur qui détermine un tirage intense.

Les chaudières des locomobiles sont généralement disposées comme celles des locomotives.

187. Chaudière marine (*fig.* 194). — Cette chaudière se compose d'une **enveloppe** extérieure E, cylindrique, à fonds plats, de faible longueur et de grand diamètre. A l'intérieur de cette enveloppe sont disposés un, deux, trois ou quatre tubes-foyers A, qui débouchent dans des capacités de plus grande hauteur, dites **boîtes à feu.** Selon les cas, les boîtes à feu sont séparées par des lames d'eau (*fig.* 194), ou communiquent entre elles.

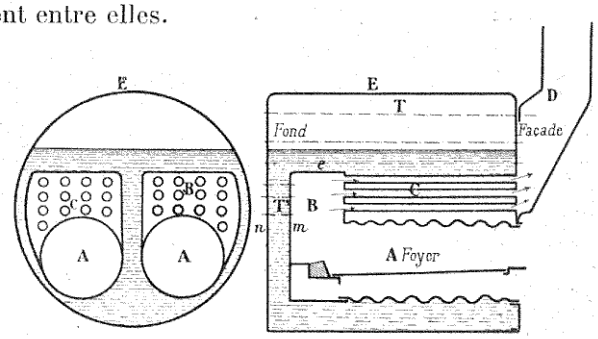


FIG. 194.

Un **faisceau de tubes de fumée** C relie la boîte à feu à la cheminée D située à l'avant dans ce genre de générateur dit **à retour de flamme.**

Les tubes-foyers ont de $0^m,80$ à 1^m de diamètre ; ils sont généralement constitués par une seule virole en tôle ondulée.

Des tubes-tirants T et T' assurent la rigidité de l'ensemble en entretoisant d'une part les fonds AV et AR, d'autre part la boîte à feu et le fond AR.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fig. 194 *bis*. — Chaudière semi-tubulaire Nicolas Roser.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

188. Avantages et inconvénients des chaudières tubulaires. — Elles possèdent une grande surface de chauffe, sont donc légères et peu encombrantes ; à cause de leur faible volume d'eau, elles sont rapidement mises en pression et la vaporisation y est intensive ; mais le niveau de l'eau pouvant baisser rapidement, leur conduite doit être très régulière et confiée à des ouvriers consciencieux et habiles. D'autre part, les tubes éteignent rapidement les flammes et se recouvrent de suie, ce qui diminue leur conductibilité de la chaleur ; enfin, les dépôts de tartre sont proportionnels à l'intensité de la vaporisation. Il convient donc de faire des nettoyages et des purges fréquente ; d'alimenter avec de l'eau aussi pure que possible.

189. Chaudière semi-tubulaire à foyer intérieur

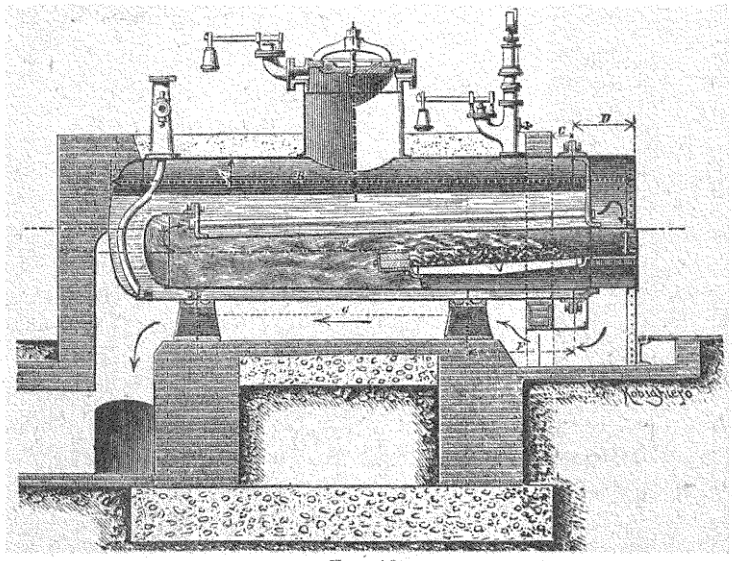


FIG. 195.

amovible et à retour de flamme (1) (*fig.* 195-196). —

(1) Voir dans le premier volume et figure 194 *bis* la chaudière semi-tubulaire à bouilleurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le foyer est terminé à l'R par une capacité appelée retour de flamme ou boîte à feu, dans laquelle débouchent des tubes de fumée que parcourent les gaz pour se rendre à l'A en traversant la masse d'eau à vaporiser. Les tubes sont fixés à l'A et à l'R dans deux plaques tubulaires fixées par rivetage sur le foyer.

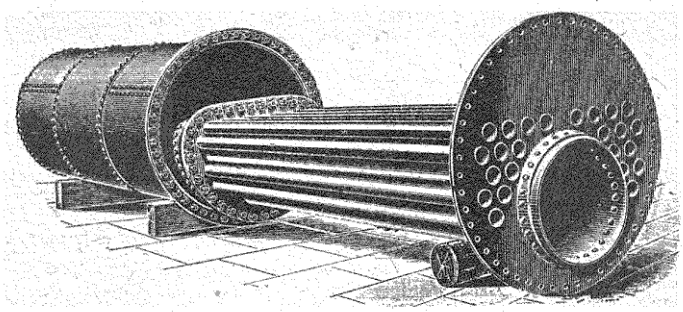


Fig. 196.

Cette disposition permet d'enlever l'ensemble du foyer et du faisceau tubulaire, de démonter ensuite la boîte à fumée pour pratiquer le nettoyage complet du générateur. En outre, la dilatation des tubes et du foyer est absolument libre ; le plan d'eau est considérable et le niveau très stable. Ce générateur convient très bien pour les petites installations avec cheminée à l'A et pour les installations moyennes avec un fourneau en brique et un troisième parcours de flamme, comme l'indique la figure.

190. Chaudière à foyer concentrique (*fig.* 197). — Elle diffère de la précédente par la disposition du faisceau tubulaire tout autour du foyer qui a même axe que le corps cylindrique. On désigne sous le nom de **vaporisateur** l'ensemble amovible du foyer, du retour de flamme et du faisceau tubulaire.

Pour empêcher que le niveau de l'eau ne descende au-dessous des tubes, un second réservoir d'eau et de vapeur est disposé

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

au-dessus du premier cylindre, avec lequel il communique par

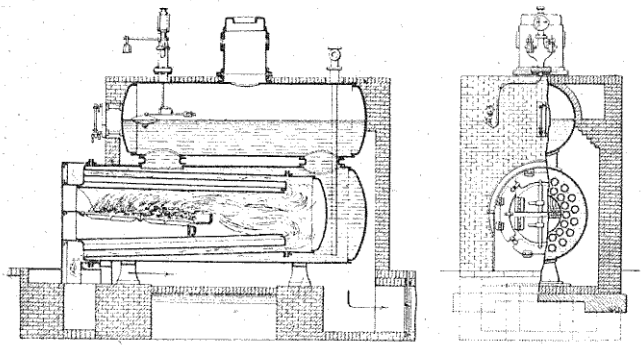


FIG. 197.

de larges et courts cuissards. On appelle **calandre** l'enveloppe des deux cylindres.

XXVI. — Générateurs à tubes d'eau

191. Chaudière Belleville (1). — **Principe** (*fig.* 198). — L'eau renfermée dans un faisceau tubulaire A formant serpentin est portée à l'ébullition ; la vapeur se dégage à la partie supérieure dans un collecteur d'eau et de vapeur B, d'où l'eau redescend par un tube de retour d'eau C, à la partie inférieure du serpentin.

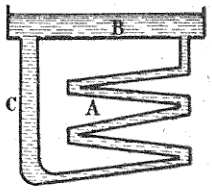


FIG. 198.

Fourneau. — Il est constitué comme un foyer ordinaire avec des rentrées d'air additionnel, comme dans le foyer Darcet. Les orifices de passage de cet air, qui sert au brassage des flammes et à la combustion des produits volatils, sont réglables par

(1) Pour donner une idée des appareils que comporte toujours l'installation d'un générateur, nous avons à dessein traité la chaudière Belleville avec toutes ses annexes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un robinet à la disposition du chauffeur. En outre, la porte du foyer est mobile autour d'un axe vertical; elle s'ouvre

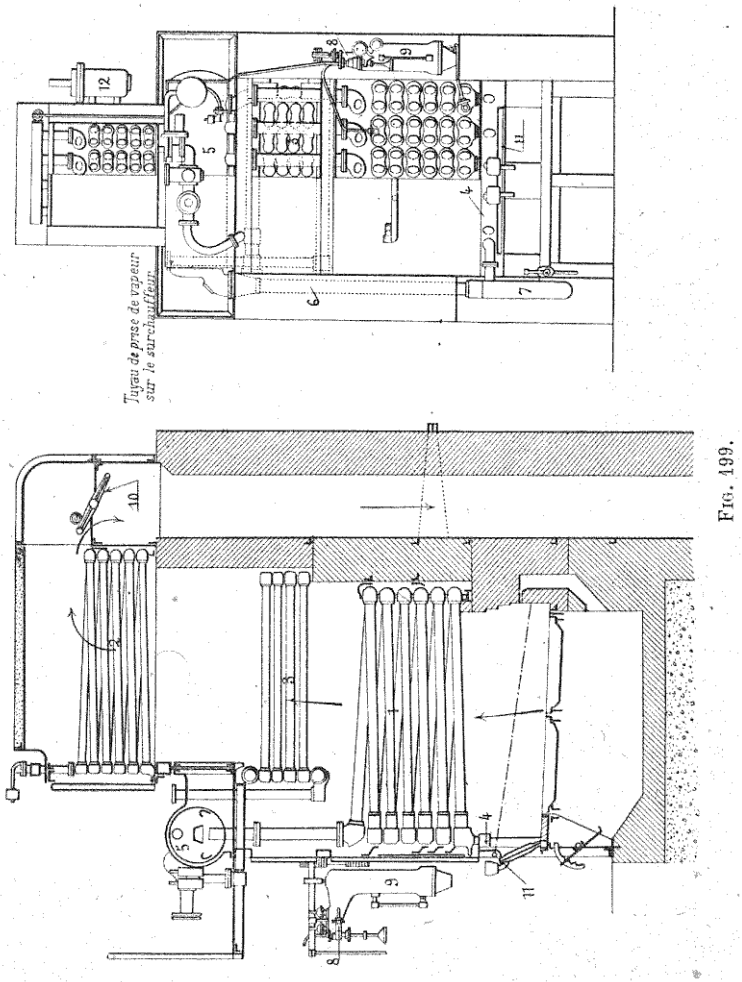


FIG. 199.

du dehors au dedans. La porte du cendrier est elle-même articulée en son milieu. Ces dispositions étant réglementaires pour les chaudières à tubes d'eau se retrouvent dans les autres

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

types. Elles sont destinées à déterminer la fermeture automatique des portes dès qu'une pression anormale se produit dans le fourneau, comme cela arrive lors de la rupture d'un tube, à cause de la vaporisation instantanée de l'eau qu'il contient. Le générateur est enfermé dans un massif en maçonnerie, qui doit être en briques réfractaires d'excellente qualité.

Générateur (*fig.* 199). — Il se compose de plusieurs éléments vaporisateurs indépendants les uns des autres et disposés verticalement. Chaque élément (*fig.* 200) est constitué par une série de tubes inclinés de 5 0/0 sur l'horizon alternativement dans un sens et dans l'autre. La partie supérieure d'un tube quelconque et la partie inférieure du tube suivant sont fixées dans une même boîte de raccordement, de telle sorte que les tubes d'un même élément forment une conduite ininterrompue en deux séries verticales. Les boîtes de raccordement avant (2) sont munies de tampons autoclaves pour le nettoyage des tubes.

Des cloisons (16), disposées en chicane dans le faisceau tubulaire, empêchent les gaz chauds de monter directement et les obligent à un plus long parcours, qui permet une meilleure utilisation de leur chaleur.

La vapeur produite se dégage à la partie supérieure de chaque élément vaporisateur par un tube d'assez grand diamètre (4) et se rend au collecteur épurateur de vapeur et d'eau d'alimentation.

Collecteur épurateur (*fig.* 201). — C'est un cylindre en acier renfermant les parties suivantes :

1° L'arrivée d'eau d'alimentation (2) ;

2° Les tubes d'arrivée de vapeur (4) ;

3° La cloche à vapeur recouvrant ces tubulures (5) ;

4° Les brise-lames 6 pour débarrasser la vapeur de l'eau entraînée ;

5° Les tubes de prise de vapeur 7 munis de trous 10 ;

6° Les tubes de retour d'eau 3 qui amènent le liquide dans le déjecteur où les sels en suspension achèvent de se déposer.

Sécheur ou surchauffeur (*fig.* 199-3). — Selon que l'on désire

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

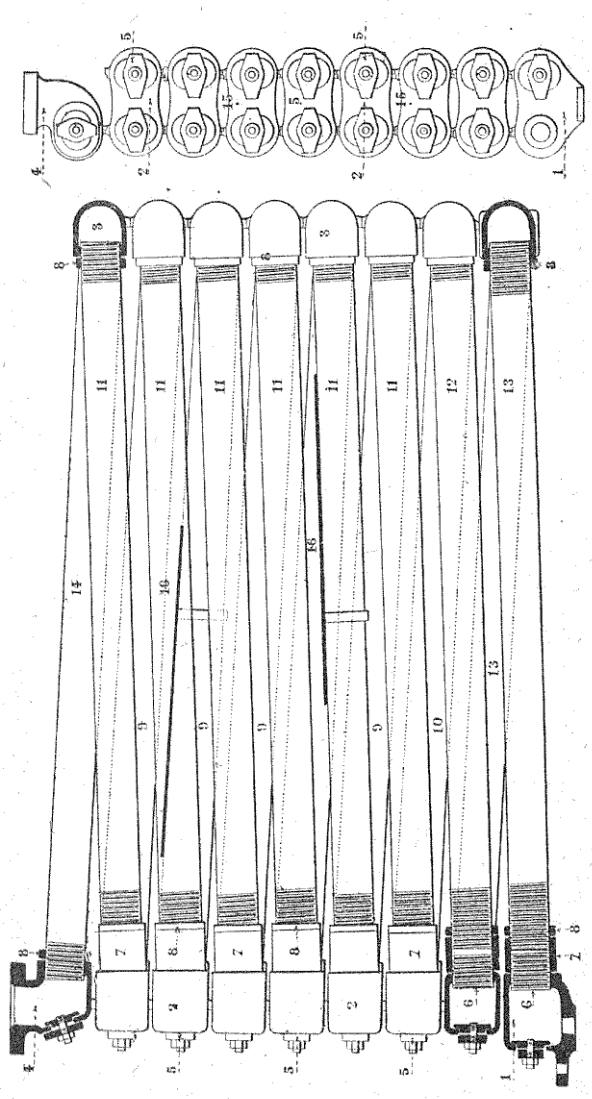


FIG. 200. — Élément générateur.

1. Boite de raccordement de l'élément sur le collecteur d'alimentation.
2. Boites avant de raccordement des tubes.
3. Boites arrière de raccordement des tubes.
4. Coude de raccordement de l'élément avec le collecteur de vapeur.
5. Autoclaves de nettoyage des tubes.
6. Mamelons vissés dans les boites avant.
7. Manchons filetés raccordant les tubes aux mamelons.
8. Bagues filetées assurant l'étanchéité des raccordements.
9. Tubes longs, sans manchon (Epaisseur ordinaire).
10. Tube long, sans manchon (Epaisseur moyenne).
11. Tubes courts, à manchons (Epaisseur ordinaire).
12. Tube court, à manchon (Epaisseur moyenne).
13. Tubes courts, à manchon (Epaisseur forte).
14. Tube supérieur.
15. Chevilles fusibles.
16. Cloisons mobiles.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

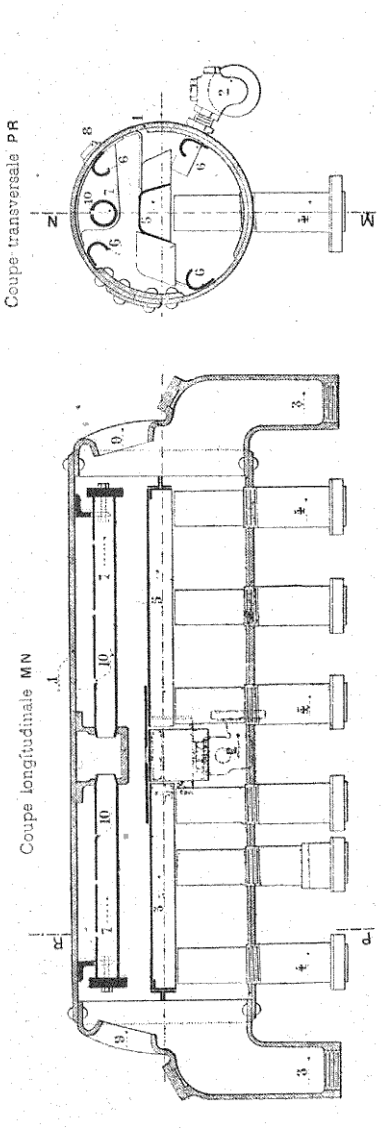


FIG. 204. — Collecteur épurateur de vapeur et d'eau d'alimentation pour générateur Belleville du type marin.

1. Corps de l'épurateur.
2. Injecteur d'alimentation.
3. Tubulures de retour d'eau.
4. Tubulures d'arrivée de vapeur.
5. Cloche à vapeur recouvrant les tubulures (4).
6. Tôles brise-lames.
7. Tubes de prise de vapeur percés d'une série de trous (10).
8. Manchon de sortie de vapeur sur lequel est fixée la tête porte-soupape.
9. Autoclaves de nettoyage.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

de la vapeur saturée sèche ou de la vapeur surchauffée, les constructeurs font passer la vapeur prise au collecteur-épurateur dans un ou plusieurs tubes disposés au-dessus du faisceau vaporisateur.

Économiseur-réchauffeur d'eau d'alimentation (*fig.* 199-2). — Il se place immédiatement avant la cheminée où le passage des gaz est réglé par un registre que

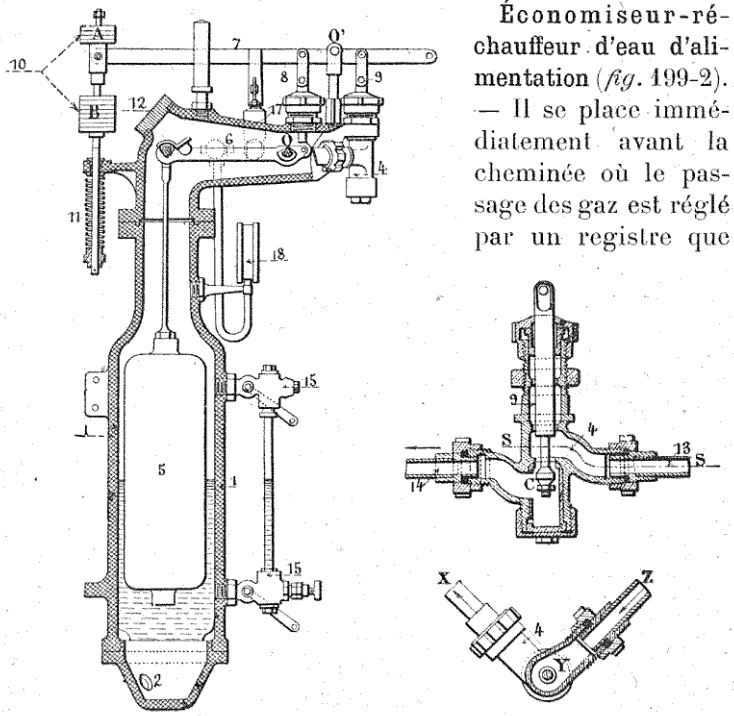


FIG. 202 à 204.

1. Colonne de niveau.
2. Tuyau de communication avec l'eau du générateur.
3. Tuyau de communication avec la vapeur du générateur.
4. Robinet automoteur d'alimentation.
5. Flotteur.
6. Levier du flotteur.
7. Levier du contrepoids.
8. Poinçon de commande du levier 7.
9. Poinçon-soupape du robinet automoteur 4.
10. Contrepoids A partie variable, B partie fixe.
11. Ressort du contrepoids.
12. Bride de visite.
13. Tuyau d'arrivée d'eau au robinet automoteur.
14. Tuyau de sortie d'eau du robinet automoteur.
15. Robinets de niveau.
16. Robinet de jauge.
17. Sifflet avertisseur du manque d'eau.
18. Manomètre et son robinet.

commande un régulateur automatique.

Régulateur d'alimentation (*fig.* 202 à 204). — Si le niveau

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vient à baisser, il en est de même du flotteur 5 et de la partie gauche du levier 6 articulé en O. La partie droite, au contraire, se relève; le poinçon 8 est poussé par le galet, de sorte que la partie gauche du levier 7 se relève également en soulevant les contrepoids 10 et en augmentant la tension du ressort 11. Le levier est articulé en O', de sorte que le poinçon 9 et le clapet qu'il commande descendent en découvrant de plus en plus l'orifice d'admission C. L'alimentation devient plus abondante et le niveau normal se rétablit. Un sifflet avertisseur 17 prévient d'ailleurs le chauffeur dès que la baisse du plan d'eau est trop grande.

Dans le cas de trop d'eau, les mouvements inverses se produisent, l'orifice de passage de l'eau diminue et l'alimentation se ralentit.

Pour augmenter cet orifice et par suite le débit de l'eau, il suffit d'enlever quelques rondelles du contrepoids; on en ajoute si l'on veut obtenir l'effet contraire; la raison est facile à trouver.

Régulateur automatique de combustion et de pression (*fig.* 205). — Comme l'indique le dessin, le régulateur est composé d'une cuvette en fonte renfermant un ressort à capacité étanche fixé sur le couvercle de cette cuvette par l'intermédiaire de la tige filetée 6. L'intérieur de la cuvette et par suite l'extérieur du ressort sont en communication avec l'atmosphère par le jeu qui existe entre la tige du ressort et le trou du couvercle à travers lequel passe la tige.

Le ressort, en se comprimant à mesure que la pression tend à s'élever au delà de la limite voulue dans le générateur et par suite dans la cuvette, entraîne avec lui la tige 4, laquelle agit par l'intermédiaire de la chape 6 sur le levier 7, dont l'extrémité s'abaisse et permet au registre qui s'y trouve raccordé par l'intermédiaire d'une bielle, de se fermer proportionnellement. L'inverse a lieu lorsque la pression diminue dans le générateur; la détente du ressort fait ouvrir le registre.

Collecteur d'alimentation (*fig.* 199-4). — Il est constitué par une caisse horizontale à section carrée située à la partie infé-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

rieure A de tous les éléments vaporisateurs avec lesquels elle communique. L'eau y arrive du déjecteur.

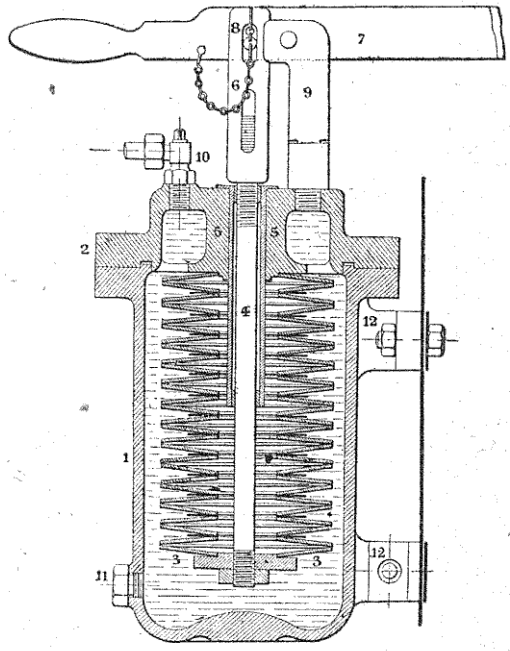


FIG. 205.

1. Cuvette du régulateur.
2. Couvercle de la cuvette.
3. Ressort Belleville.
4. Tige du ressort.
5. Guide de la tige du ressort.
6. Chape graduée pour le réglage.
7. Levier de commande du registre.
8. Clavette d'enclanchement du levier.
9. Support du levier.
10. Raccord d'arrivée de vapeur.
11. Bouchon de vidange.
12. Pattes d'attache.

Petit cheval alimentaire (*fig.* 206-207). — C'est une véritable machine à vapeur dans laquelle la tige du piston à vapeur est solidaire du piston de la pompe. La vapeur d'échappement du petit cheval est généralement utilisée pour réchauffer l'eau d'alimentation.

A cet effet on place dans la bâche alimentaire un serpentin dans lequel passe la vapeur d'échappement, l'évacuation de la vapeur condensée se fait au dehors de la bâche.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

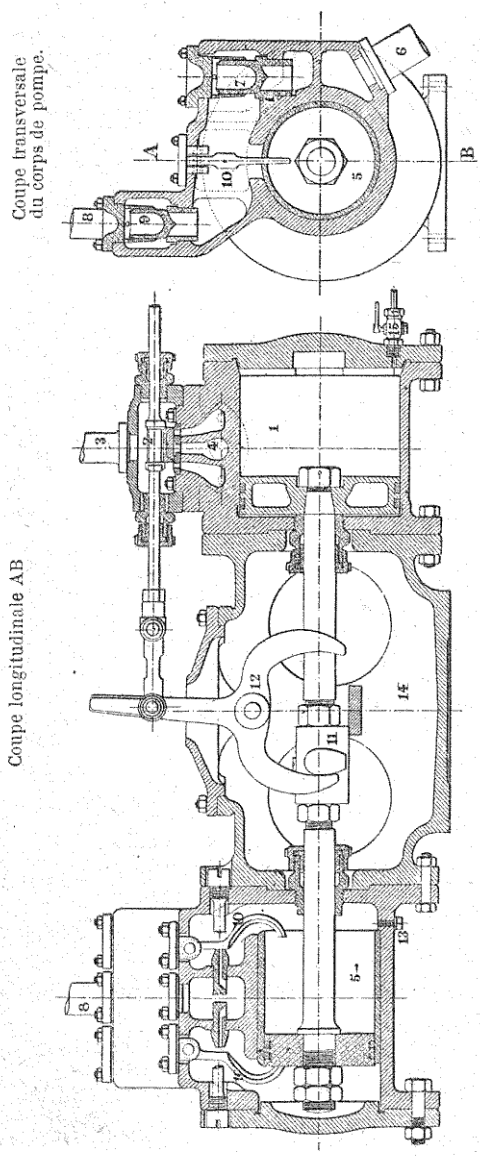


FIG. 206 et 207. — Cheval alimentaire modèle 1889.

1. Cylindre à vapeur.
2. Tiroir de distribution.
3. Tuyau d'arrivée de vapeur.
4. Tuyau d'échappement.
5. Corps de pompe.
6. Tubulure d'aspiration.
7. Clapets d'aspiration.
8. Tuyau de refoulement.
9. Clapets de refoulement.
10. Leviers clapets d'évacuation.
11. Manchon d'accouplement des tiges de piston.
12. Fourche de commande du tiroir.
13. Bouchon de vidange du corps de pompe.
14. Bâti d'assemblage des cylindres.
15. Robinets de purge du cylindre à vapeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fonctionnement (*fig.* 208). — L'eau arrivant par la conduite A dans la bâche B munie d'un serpentin de vapeur est aspirée par le petit cheval C qui l'envoie dans l'économiseur F où elle parvient après avoir traversé le robinet gradué D, le régulateur E et le clapet de retenue O. Par la conduite G, l'eau réchauffée renfermant déjà des sels en suspension est amenée au sein de la vapeur dans le collecteur épurateur H.

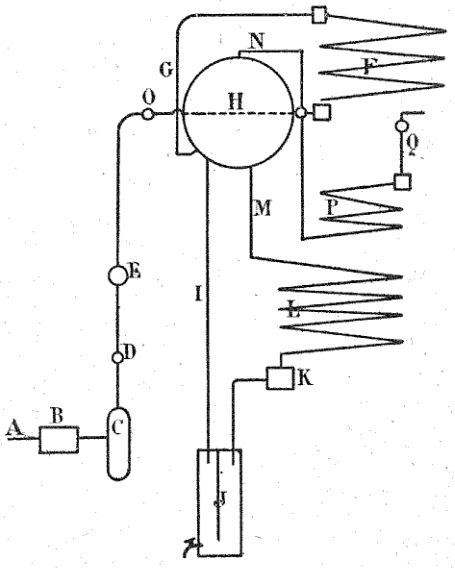


FIG. 208.

Le tube de retour I conduit le liquide chargé de boues au déjecteur J où les sels se déposent. L'eau ainsi décantée arrive au collecteur d'alimentation K, puis aux tubes vaporisateurs L, d'où la vapeur se dégage dans le collecteur H. La vapeur humide en N est séchée ou surchauffée en P.

Enfin, sur la conduite Q, un détendeur peut être placé s'il y a lieu de réduire la pression obtenue au générateur.

192. **Générateur Montupet à tubes Field. — Principe.** — Lorsque on chauffe la partie inférieure d'un vase A (*fig.* 209) renfermant de l'eau,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

on constate que l'ébullition est tumultueuse, bien que l'on distingue assez nettement un courant ascendant de vapeur le long des parois et un courant descendant d'eau dans la région axiale.

Si, à l'intérieur du vase A, on place un tube sans fond B, on obtient le dispositif Field (*fig.* 210). Les mouvements de la vapeur dans la couronne cylindrique et de l'eau dans le tube intérieur se dessinent d'une façon beaucoup plus nette. Cependant le dégagement de la vapeur se trouve encore gêné par toute la charge d'eau qui se trouve au-dessus du ciel du foyer, pendant que l'eau puisée un peu plus haut renferme des bulles, est plus légère et descend moins rapidement que si elle était plus dense. Il arrive même parfois que la circulation se trouve renversée ; dans tous les cas,

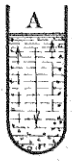


Fig. 209.

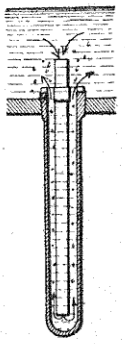


Fig. 210.

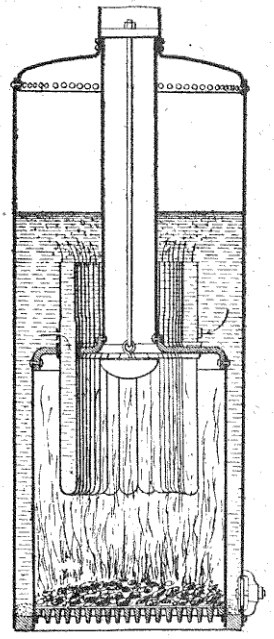


Fig. 211.

elle est assez souvent contrariée, donc ralentie.

Le dispositif imaginé par M. Montupet (*fig.* 211) supprime cet inconvénient. Il consiste à prolonger la couronne cylindrique de dégagement de vapeur jusqu'à la partie supérieure du réservoir d'eau. La prise d'eau se fait dans le fond par un tube latéral ; de la sorte, la descente du liquide est assurée et l'ascension de la vapeur n'est en rien entravée ; la circulation est très active.

Dans les tubes Field, les dépôts de tartre se font dans le culot du tube, région la plus chauffée, la plus exposée à être détruite. Grâce à l'intensité de la circulation dans les tubes Montupet, cet ennui est en partie évité, parce que le courant de vapeur est suffisant pour entraîner les boues formées. Quoi qu'il en soit, il est préférable d'alimenter avec l'eau la plus pure possible ces chaudières, qui conviennent d'ailleurs très bien dans la petite industrie.

Description. — La figure 211 représente la disposition d'une chaudière Field munie de tubes Montupet à circulation intensive. Elle est semblable à celle de la chaudière verticale à bouilleurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Un générateur de ce type de 10^{m2} de surface de chauffe a donné aux essais :

	AVEC TUBES FIELD	AVEC TUBES MONTUPET
Vaporisation normale en 1 heure.....	165^{kg}	265^{kg}
Consommation de charbon en 1 heure.....	30^{kg}	40^{kg}
Vaporisation par kilogramme de charbon....	$5^{kg},500$	$6^{kg},625$

193. Générateur Niclausse. — **Principe.** — C'est le même que celui de la chaudière Field ; mais, pour éviter la localisation des dépôts dans la région la plus chauffée tout en conservant une circulation très active, la position qui a paru la plus rationnelle est celle dans laquelle les tubes sont légèrement inclinés sur l'horizon (*fig.* 212).

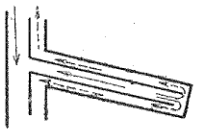


Fig. 212.

Description. — En dehors du foyer, le générateur Niclausse (*fig.* 213) comprend essentiellement un *faisceau tubulaire* et un *récepteur d'eau et de vapeur* renfermant un détartreur ; sur demande, on y adjoint un *surchauffeur de vapeur*.

Faisceau tubulaire. — Il est composé d'un certain nombre d'organes vaporisateurs (*fig.* 214) comprenant chacun un *tube bouilleur* soumis à l'action des flammes ou des gaz chauds, et un *tube de circulation*, intérieur et concentrique au précédent. Les extrémités *A'* de chaque tube débouchent dans des *collecteurs verticaux*.

Tube bouilleur. — Le tube bouilleur est en acier doux, il est fermé à la partie arrière par un bouchon démontable qui se visse à l'extrémité filetée conique du tube. La partie *A'* du tube bouilleur appelée *lanterne* comporte deux cônes venant faire joints sur les parties correspondantes formant faces *A'* et *R* des collecteurs. Entre ces deux cônes sont formés deux jeux de fenêtres qui correspondent aux conduits de descente d'eau et de montée de vapeur des collecteurs.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

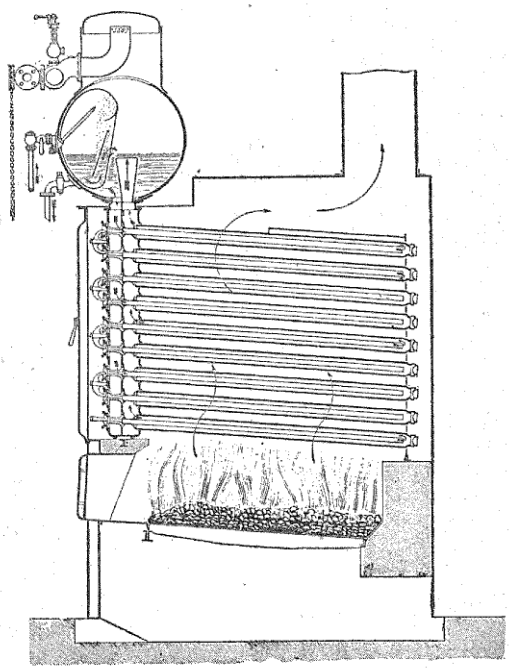


FIG. 213.

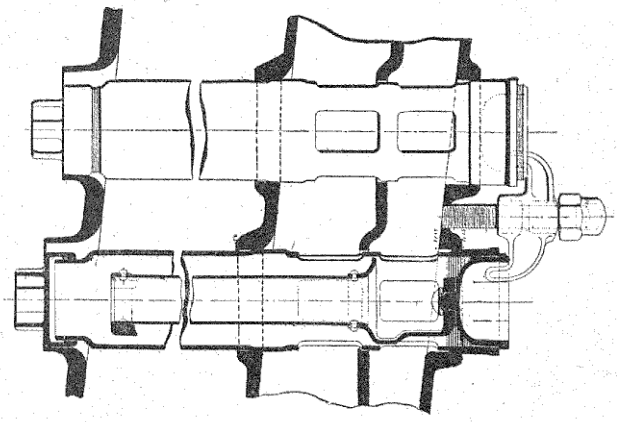


FIG. 214.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tube de circulation. — Ce tube étant toujours rempli d'eau et soumis à une pression identique à l'intérieur et à l'extérieur se fait en acier extra-doux. Il est ouvert à l'extrémité R où il débouche dans le tube bouilleur, et, à l'autre extrémité V, il se fixe sur un *lanterneau* qui obstrue le tube bouilleur dont une partie évidée correspond à celle de la lanterne et permet la circulation de l'eau dans la partie V du collecteur.

Collecteurs. — Chacun d'eux est partagé en deux par une cloison intérieure parallèle aux deux faces V et R.

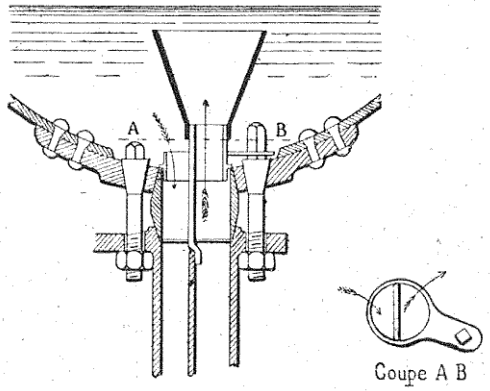


FIG. 215.

Les deux conduits ainsi formés servent, l'un, celui d'V, à la descente de l'eau ; l'autre, celui d'R à la montée de la vapeur. La partie supérieure des collecteurs est munie d'une bride qui reçoit des boulons coniques portés par le piètement du réservoir (*fig.* 215). Les collecteurs sont généralement réunis à leur partie inférieure par des tuyaux de faible section appelés *clarinettes* et munis d'organes de vidanges et d'extractions de fond. Le nombre de collecteurs dépend de l'importance de l'installation.

Récepteur d'eau et de vapeur. — C'est un corps cylindrique en acier doux ayant même longueur que la façade de la chaudière et surmonté d'un dôme. La partie inférieure est renforcée d'une plaque très résistante en acier doux appelée *pièce-*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ment. Ce piètement est percé de trous coniques destinés à assurer le joint avec les collecteurs par l'intermédiaire d'une bague biconique en acier qui pénètre dans les deux cônes du collecteur et du piètement ; l'étanchéité est assurée par le serrage des boulons à tête conique.

Détartreur. — Il est placé à l'intérieur du récepteur d'eau et de vapeur. Il se compose d'une auge en tôle mince dans laquelle vient déboucher la lance d'alimentation : l'eau projetée contre une cloison au sein de la vapeur s'écoule dans l'auge où elle abandonne les précipités de tartre qui se rassemblent à la partie inférieure, munie d'un autoclave pour l'extraction. De là, l'eau se répand sur toute la surface du récepteur dont le niveau normal se trouve légèrement au-dessous de celui de l'auge. Le compartiment de montée de chaque collecteur est prolongé par un entonnoir qui permet à l'eau d'alimentation de descendre, sans être gênée par le courant ascensionnel de vapeur.

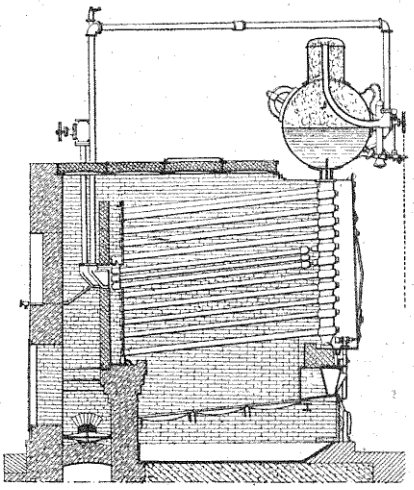


Fig. 216.

Surchauffeur. — Sur demande, les chaudières Niclausse sont pourvues d'un surchauffeur de vapeur disposé à l'intérieur du faisceau tubulaire. Les tubes du surchauffeur d'un diamètre plus petit que les autres, 50^{mm} au lieu de 80, sont assemblés de manière à former serpentin (*fig.* 216).

Fonctionnement. — L'eau introduite dans le détartreur par la buse d'injection se trouve pulvérisée. Son contact intime avec la vapeur l'élève à une haute température (140 à 160°), ce qui entraîne le précipitation du tartre.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dès que l'eau commence à s'échauffer, une circulation s'établit : l'eau descend dans la partie *A* des collecteurs, passe dans les tubes intérieurs où elle s'échauffe ; elle revient ensuite dans l'espace annulaire où elle se vaporise et monte dans le compartiment *R* des collecteurs pour se dégager dans l'entonnoir du récepteur. Cette vapeur saturée est prise sur un dôme s'il n'y a pas de surchauffeur. Lorsque cet appareil existe, la prise de vapeur se fait par un tuyau coudé dans la partie supérieure du récepteur ; le fluide surchauffé est distribué par un robinet à soupape situé en dehors des maçonneries.

Les successeurs de M. *Montupet* construisent un générateur tout à fait analogue à celui que nous venons de décrire,

194. Générateur de Naeyer (*fig.* 217-218). — **Principe.** — Des tubes d'eau A de 95^{mm} de diamètre, disposés sur plusieurs rangées verticales, débouchent dans deux caisses B et C reliées au réservoir d'eau et de vapeur D. La vapeur tendant à s'élever se dégage par les caisses *A*, B ; elle est immédiatement remplacée par l'eau du réservoir D qui descend par un tube de retour E, et arrive dans les caisses *R*, C.

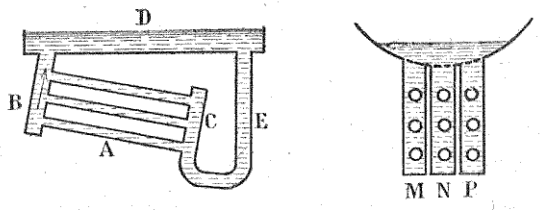


FIG. 217.

Générateur. — Il se compose d'un nombre plus ou moins grand d'éléments verticaux M, N, P juxtaposés et réunis entre eux par des collecteurs d'alimentation et de vapeur. Chaque élément est formé par deux caisses de section carrée en acier forgé reliant les tubes vaporisateurs. Ces tubes sont mandrinés dans les caisses ; ils ont un diamètre maximum de 100^{mm} et une épaisseur de 4^{mm} ; leur longueur varie de 3^{m},50 à 5^{m},50. Les tubes sont inclinés vers l'*R* de la chaudière pour faciliter l'évacuation de la vapeur. La caisse d'*A* est réunie par sa partie supérieure au collecteur de vapeur. La caisse d'*R* est réunie par sa partie inférieure au collecteur d'alimentation. Cette disposition présente le grand avantage de sectionner le faisceau tubulaire et de rendre le montage et le remontage excessivement simples et rapides. Le faisceau tubulaire est divisé au moyen de cloisons en trois compartiments, ce qui oblige les gaz à lécher toute la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

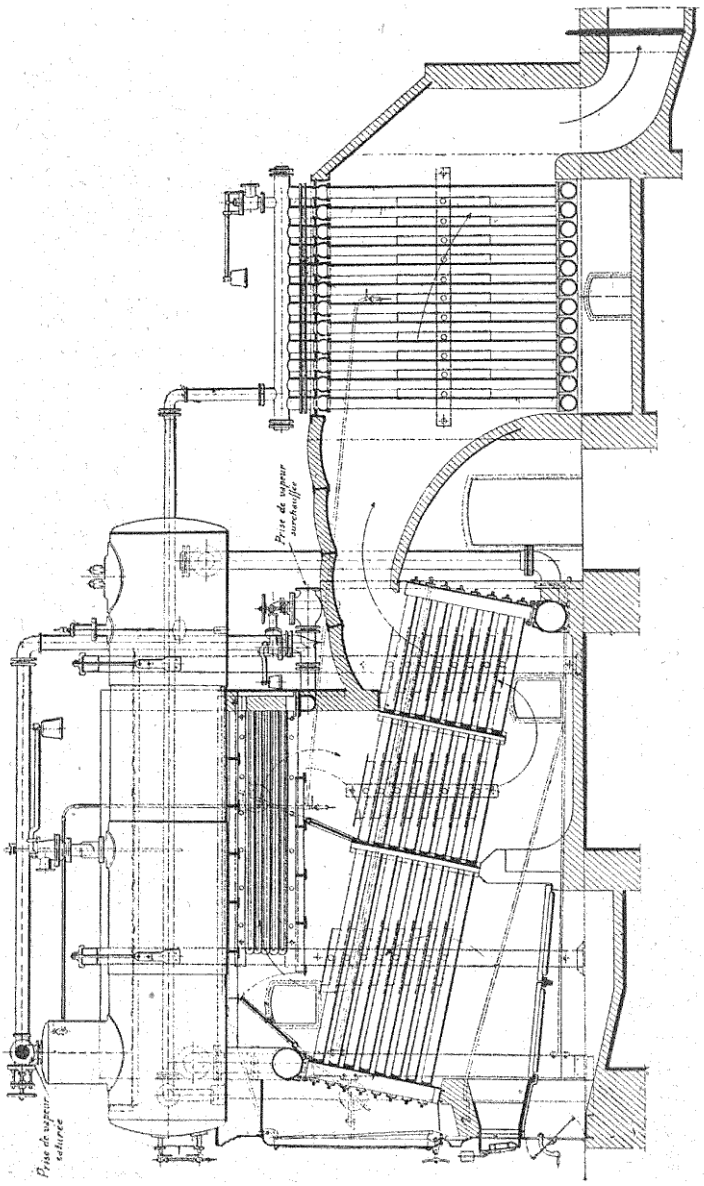


FIG. 218.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

surface des tubes et procure une utilisation parfaite du calorique produit. En face de chaque extrémité des tubes les caisses présentent des ouvertures fermées par des bouchons autoclaves permettant la visite et le nettoyage des tubes. Un réservoir à grand volume, avec dôme, surmonte le faisceau tubulaire.

Réchauffeur d'eau d'alimentation. — La chaudière qui vient d'être décrite laisse s'échapper les produits de la combustion allant à la cheminée à une température de 200 à 225°.

Cette chaleur peut être utilisée de manière à augmenter le rendement en vapeur. Dans ce but, on place entre la chaudière et la cheminée un certain nombre de tubes, disposés en quinconce et dans lesquels l'eau d'alimentation circule en serpentant de bas en haut, c'est-à-dire en sens inverse de la marche des gaz chauds.

Cette disposition permet de dépouiller les gaz de la plus grande partie de leur chaleur et d'arriver à ne les laisser échapper qu'à 100° environ. L'économie réalisée est de 10 à 15 0/0.

Surchauffeur de vapeur. — Il se place au-dessus des premier et deuxième compartiments du faisceau tubulaire. Cet appareil, dont la surface varie suivant la température que l'on veut obtenir, se compose d'un certain nombre de tubes en acier sans soudure de très faible diamètre (40^{mm}) assemblés dans des collecteurs spéciaux en acier forgé. Dans ce faisceau tubulaire serpente la vapeur qui, en marche normale, peut atteindre une température moyenne de 370° environ, et, en marche forcée, peut dépasser 450°.

Entre le surchauffeur et le faisceau tubulaire se place une voûte contre les extrémités de laquelle viennent reposer deux registres. En ouvrant ou fermant ces derniers, on force les gaz chauds à traverser le surchauffeur ou on l'isole complètement du parcours des gaz. Cette combinaison permet de marcher à volonté avec ou sans surchauffeur et d'envoyer à la machine ou aux appareils de la vapeur saturée ou surchauffée.

Fonctionnement. — L'alimentation se fait à l'avant du réservoir, dans le courant de vapeur qui se dégage du collecteur supérieur. L'eau portée brusquement à une température de 140 à 150° ne dissout presque plus les sels calcaires qui se précipitent à l'état pulvérulent et se déposent sous forme de boue dans le collecteur du bas, d'où on les extrait facilement par purge sans arrêter la chaudière.

L'eau épurée arrivant au collecteur d'alimentation par les tuyaux de retour d'eau se répartit uniformément dans chaque élément du faisceau tubulaire. Le courant ascensionnel de la vapeur produit une grande circulation du liquide. La vapeur se dégage par les caisses d'avant reliées au collecteur de vapeur, qui communique lui-même avec le réservoir.

La vapeur est prise sur le dôme ou à la sortie du surchauffeur selon qu'on la désire saturée ou surchauffée.

195. **Autres chaudières à gros éléments** (80 *à* 100^{mm} *de diamètre extérieur*). — L'un des types *Roser* (*fig.* 219) est, comme le précédent, à collecteurs droits et à retour d'eau ; le type *Buttner* (*fig.* 219 *bis*), construit par *M. Leflaive*, présente aussi beaucoup d'analogie avec les précédents, mais

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

l'eau arrive directement à la partie supérieure du faisceau vaporisateur.

Le type *Babcock et Wilcox* est à collecteurs sinueux, pour faciliter la marche des gaz chauds. Si on le désire, un surchauffeur et un réchauffeur économiseur peuvent occuper le même emplacement que dans le type *De Naeyer*.

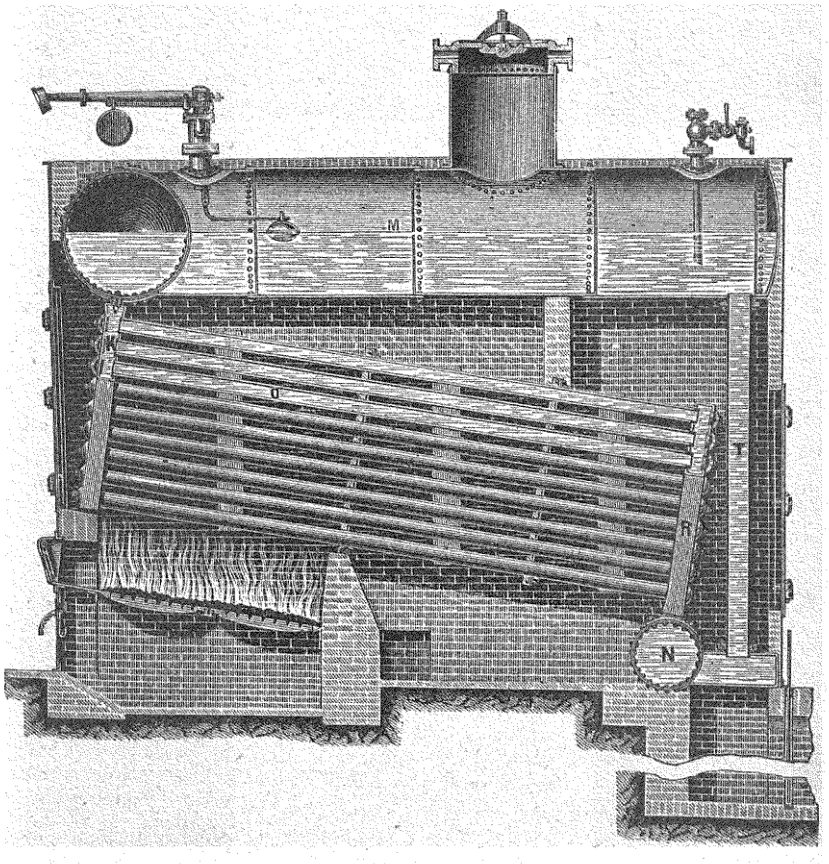


FIG. 219.

Lorsque la consommation de vapeur se fait par intermittence comme dans les mines, forges, sucreries, papeteries, teintureries, etc., les constructeurs disposent dans une région assez éloignée du foyer un second réservoir d'eau et de vapeur communiquant avec le premier (*fig.* 220). On l'appelle **accumulateur.** La vapeur qui se dégage du faisceau vaporisateur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

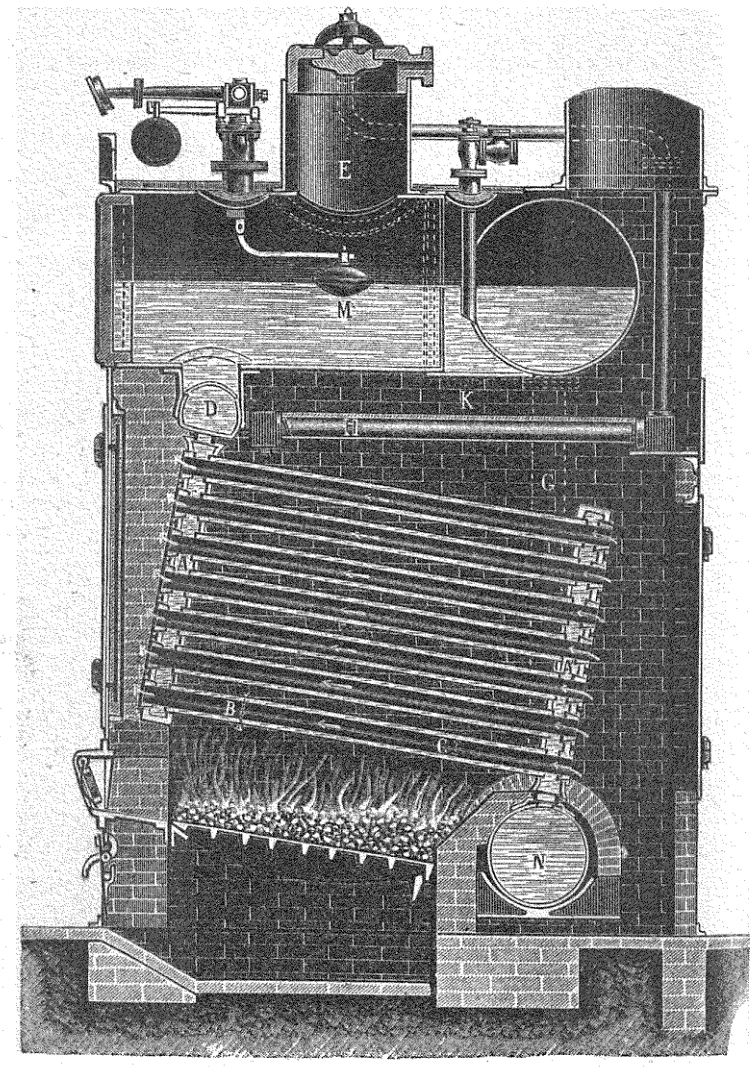
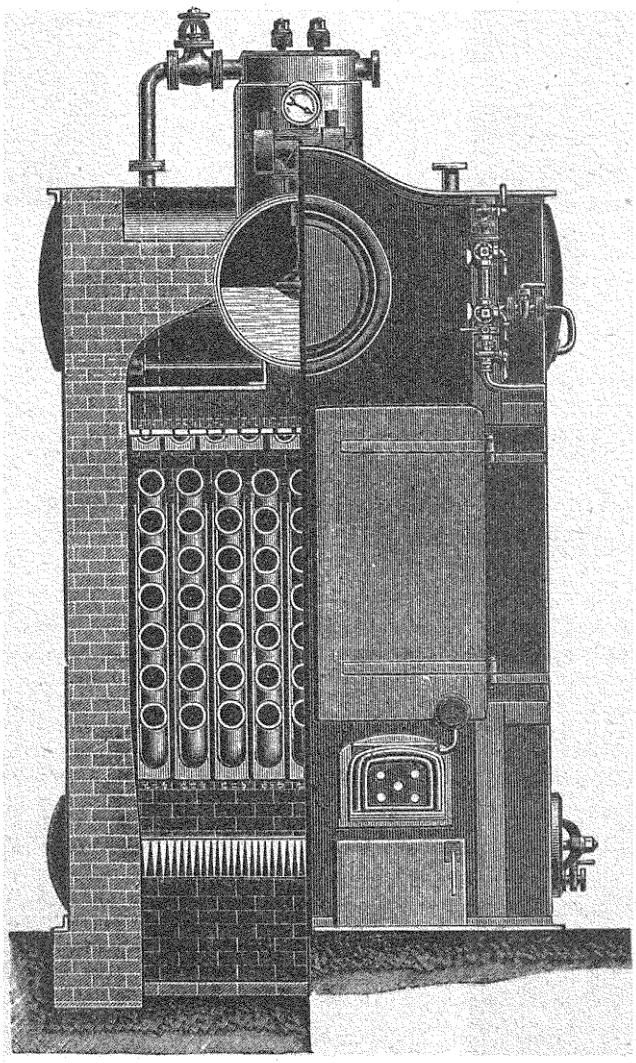


FIG.
Chaudière Roser à tubes d'eau

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



ıbes de fumée concentriques.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans le premier réservoir est conduite par des tubes appropriés AB dans le

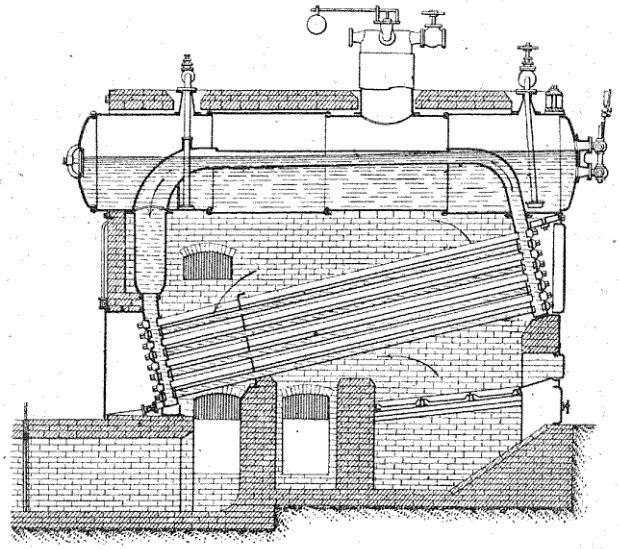


FIG. 219 *bis*.

réservoir supérieur où elle se répand dans toute la masse d'eau grâce à un tube perforé C.

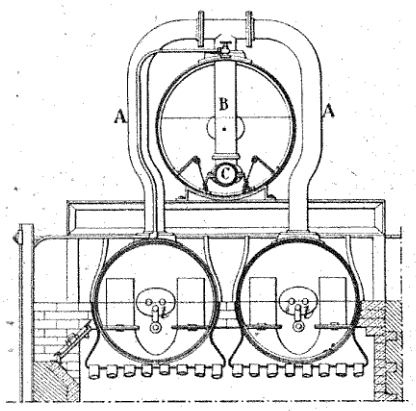


FIG. 220.

L'alimentation peut se faire indifféremment dans l'accumulateur ou dans la chaudière normalement, l'eau de l'accumulateur fait retour à la chaudière et l'alimentation se fait en grand s'il n'y a pas consommation ; à la reprise du travail, on alimente uniquement avec de l'eau très chaude de l'accumulateur et, si la puissance demandée est considérable, on peut même arrêter l'arrivée d'eau froide dans l'accumulateur jusqu'à ce que le niveau du réservoir inférieur soit descendu à sa position minima.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La figure 220 représente le dispositif *Babcock et Wilcox*.

Pour la marine, la même firme incline le faisceau tubulaire vers l'*AV* et dispose le réservoir transversalement. La vapeur se dégageant à l'*AR* est conduite au réservoir par des tubes horizontaux (*fig.* 221).

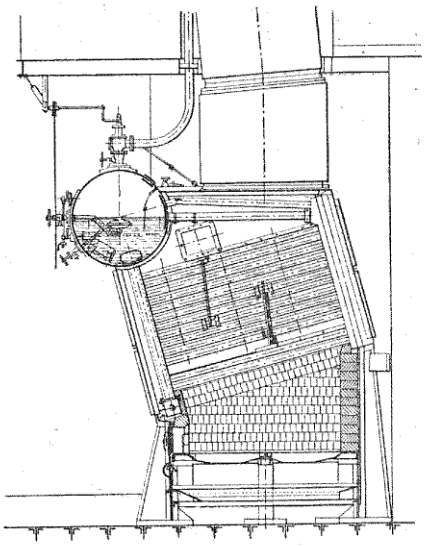


FIG. 221.

Nous signalerons encore le type *Roser* à retour de flamme (*fig.* 222), dans lequel les gaz chauds, après avoir cédé une partie de leur chaleur en contournant les tubes d'eau B, pénètrent à l'intérieur de ceux-ci en passant dans des tubes de fumée C concentriques aux premiers. L'eau circule dans la couronne cylindrique ainsi formée. Le réservoir d'eau et de vapeur a la forme d'un T, la barre médiane étant disposée dans le sens de la longueur. L'échauffement de l'eau est très méthodique : l'alimentation se fait dans le réservoir M et descend par de gros tubes G dans l'hydro-déjecteur N en suivant un parcours inverse de celui des gaz chauds. De là, l'eau passe dans le faisceau tubulaire B, se vaporise en partie, et le tout fait retour au réservoir M muni d'un dôme de vapeur E. Cette vapeur peut être séchée ou surchauffée dans une série de tubes placés en K.

Les précipités s'accumulent à l'état boueux dans l'hydro-déjecteur N, d'où il est facile de les extraire par robinets de purge et autoclaves.

NOTA. — Les différents types décrits offrent, à des degrés différents, à peu près les mêmes avantages : grandes surfaces de grille et de chauffe pour un faible encombrement ; mise en pression rapide ; circulation, combustion et vaporisation actives ; bonne utilisation de combustible ; facilités de transport, montage, démontage et nettoyage des tubes ; réparations rapides et faciles ; dilatation libre des tubes.

Par contre, leur conduite exige une attention soutenue, des nettoyages fréquents, des purges nombreuses, des chauffeurs sérieux, habiles et intelligents. Leur emploi pour des travaux

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

intermittents et des puissances variables nécessite des dispositions spéciales du réservoir d'eau et de vapeur.

Grâce à leurs qualités et aux soins qui sont apportés dans leur construction, ces générateurs se répandent de plus en plus dans l'industrie et dans la marine.

196. Générateurs aquatubulaires à petits éléments (*25 à* 40^{mm} *de diamètre extérieur et* 2 *à* 3^{mm} *d'épaisseur*). — Ces générateurs, très employés dans la marine militaire, en particulier sur les torpilleurs, sont à vaporisation très rapide et permettent de grandes vitesses. Ils sont constitués par un réservoir de vapeur dit collecteur supérieur, en tôle d'acier, et par deux collecteurs d'eau parallèles au premier et situés à la base. L'eau provenant de ces collecteurs circule à l'intérieur d'un faisceau vaporisateur formé d'un grand nombre

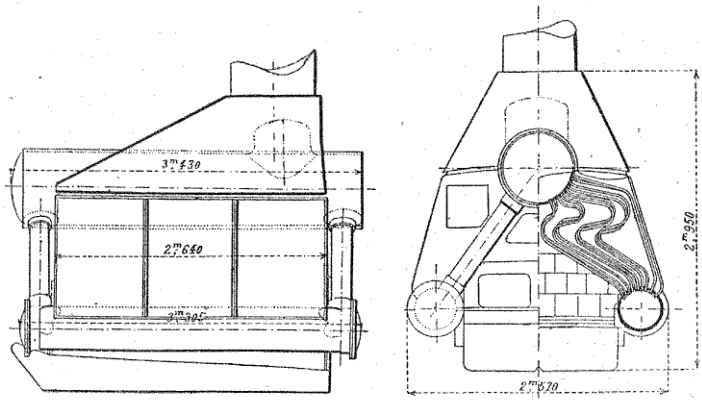


FIG. 223.

de petits tubes recourbés et soumis à l'action des flammes. La vapeur se dégage à la partie supérieure en entraînant le liquide qui fait retour aux collecteurs d'eau inférieurs par quatre gros tubes disposés deux à l'AV, deux à l'AR, et soustraits à l'action des flammes. La voûte formée par les tubes constitue la chambre de combustion. Cette chaudière est due au commandant *Du Temple* (*fig.* 223).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans les chaudières *Du Temple-Guyot* et *Normand*, on a rapproché la forme des tubes de la ligne droite et obligé les gaz chauds à suivre un plus long parcours à l'aide de cloisons appropriées.

XXVII. — Appareils de contrôle et de sûreté

La réserve considérable d'énergie accumulée dans les générateurs de vapeur constitue pour ceux qui sont chargés de leur conduite et pour le voisinage un tel danger que les pouvoirs publics ont été amenés à édicter des mesures de sécurité. Le dernier décret en date, concernant les « mesures de sûreté relatives aux chaudières placées à demeure », est celui du 9 octobre 1907.

197. **Essais, timbre.** — « Art. 2. — Aucune chaudière neuve ne peut être mise en service qu'après avoir subi l'épreuve réglementaire ci-après définie.....

« Art. 3. — Lorsqu'une chaudière a subi dans un atelier de construction ou de réparation des changements notables, l'épreuve doit être renouvelée...

« L'intervalle entre deux épreuves consécutives ne doit pas être supérieur à dix années.....

« Art. 4. — L'épreuve consiste à soumettre la chaudière à une pression hydraulique supérieure à la pression effective qui ne doit point être dépassée dans le service. Cette pression d'épreuve sera maintenue pendant le temps nécessaire à l'examen de la chaudière. Toutes les parties doivent pouvoir être visitées.

« La surcharge d'épreuve est égale, en kilogrammes par centimètre carré :

« A la pression effective avec minimum de 1/2, si le timbre n'excède pas 6 ;

« A 6 si le timbre est supérieur à 6 sans excéder 20 ;

« A 7 si le timbre est supérieur à 20 sans excéder 30 ;

« A 8 si le timbre est supérieur à 30 sans excéder 40 :

« Au 1/5 de la pression effective si le timbre excède 40.



Fig. 224.

« Art. 5. — Après qu'une chaudière a été éprouvée avec succès, il y est apposé un ou plusieurs timbres (*fig.* 224) indiquant en kilogrammes par centimètre carré la pression effective que

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la vapeur ne doit pas dépasser. Les timbres sont poinçonnés et reçoivent trois nombres indiquant le jour, le mois et l'année de l'épreuve. »

198. **Indicateur de pression.** — « ART. 9. — Toute chaudière est munie d'un manomètre en bon état placé en vue du chauffeur et gradué de manière à indiquer en kilogrammes par centimètre carré la pression effective de la vapeur dans la chaudière.....

« Une marque très apparente indique sur l'échelle du manomètre la limite que la pression ne doit pas dépasser. La chaudière est munie d'un ajutage terminé par une bride de 4^{cm} de diamètre et 5^{mm} d'épaisseur disposé pour recevoir le manomètre vérificateur. »

Manomètre métallique. — C'est le seul employé pour les hautes pressions, les manomètres à eau et les manomètres à mercure à air libre ou à air comprimé ne pouvant être utilisés que pour de faibles pressions à cause de leurs grandes dimensions.

Principe. — Si un tube circulaire à section elliptique est en communication, à une extrémité, avec la chaudière, et fermé à l'autre extrémité, toute augmentation de pression a pour effet de redresser, c'est-à-dire de dérouler ce tube. L'extrémité libre, étant réunie par une petite bielle à une aiguille, communique à celle-ci un mouvement dont on peut lire l'amplitude et les variations sur une graduation indiquant en kilogrammes par centimètre carré la pression effective au générateur (*fig.* 225).



FIG. 225.

La figure 226 représente un manomètre pour machines soumises à des trépidations : locomotives, locomobiles et machines marines. Le mouvement du tube est transmis à l'aiguille par un secteur denté qui actionne une petite roue de même axe que l'aiguille.

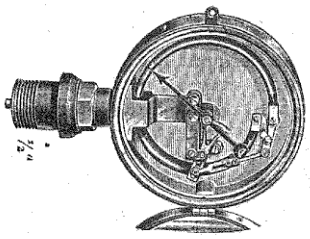


FIG. 226.

Manomètre enregistreur Richard (*fig.* 227). — L'aiguille du manomètre est munie d'une pointe (crayon ou plume à encre aniline), qui se déplace sur une feuille de papier recouvrant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un tambour. Celui-ci est actionné par un mouvement d'horlogerie et fait un tour en douze ou vingt-quatre heures, parfois une semaine.

Le tambour a 100mm de diamètre et 90mm de hauteur, les lignes horizontales des bulletins indiquent les pressions et les courbes indiquent les divisions horaires.

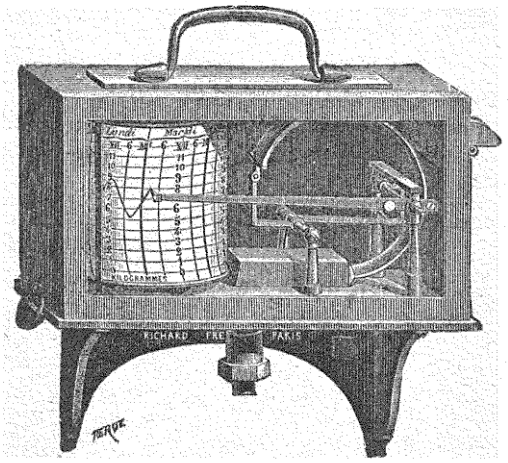


FIG. 227.

Ces manomètres, obligatoires dans la marine, permettent de contrôler la conduite des chaudières. Les courbes de pression donnant d'utiles indications sur la mise en marche, l'état des tôles et le calage des soupapes, les chances d'explosion sont très diminuées. De plus, la régularité de la chauffe et de la pression entraîne toujours une économie sensible de vapeur et de combustible.

199. **Indicateur du niveau d'eau.** — « ART. 12. — Toute paroi en contact par une de ses faces avec la flamme ou les gaz de la combustion doit être baignée par l'eau sur sa face opposée.

« Le niveau de l'eau doit être maintenu dans chaque chaudière à une hauteur de marche telle qu'il soit, en toutes circonstances, à 6cm au moins au-dessus du plan pour lequel la condition ci-dessus cesserait d'être remplie. La position limite sera indiquée d'une façon très apparente, au voisinage du tube de niveau mentionné à l'article suivant.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Art. 13. — Chaque chaudière est munie de deux appareils indicateurs du niveau de l'eau, indépendants l'un de l'autre et placés en vue de l'ouvrier chargé de l'alimentation.

« L'un au moins de ces appareils indicateurs est un tube de verre, disposé de manière à pouvoir être facilement nettoyé et remplacé au besoin.

« Des précautions doivent être prises contre le danger provenant des éclats de verre en cas de bris des tubes, au moyen de dispositions qui ne fassent pas obstacle à la visibilité du niveau. »

200. Indicateurs à tube de verre. — *a*) **Principe** (*fig.* 228). — C'est celui des vases communicants : le niveau est le même dans la chaudière et le tube ; mais plusieurs causes peuvent fausser ses indications :



Fig. 228.

1° L'eau du tube est plus froide, donc plus dense que celle de la chaudière ; le niveau indiqué h' tend à être trop petit : $h' < h$.

2° Par contre, cette eau provenant de la condensation de la vapeur, en grande partie, est moins chargée de sel et par suite moins dense que celle de la chaudière. De ce fait, on aurait $h' > h$.

Les deux causes atténuent leurs effets à condition d'être peu importantes. Pour cela la conduite I doit être très courte et l'eau de la chaudière peu chargée de sels. On arrive à ce dernier résultat en épurant l'eau d'alimentation et en faisant des purges fréquentes.

3° Si la conduite I se trouve obstruée par des boues ou des dépôts, le niveau du tube monte toujours à cause de la condensation de la vapeur ; celui de la chaudière peut baisser d'une façon anormale et déterminer des détériorations ou des accidents.

4° Si c'est la conduite I′ qui s'obstrue, la vapeur se condense dans le tube ; sa pression p' diminue, devient inférieure à celle de la chaudière ($p' < p$), qui refoule l'eau dans le tube. Celui-ci indique encore une hauteur trop grande : $h' > h$.

On évite ces inconvénients par des purges fréquentes et par le contrôle des indications que donnent différents appareils : pour purger la conduite supérieure et le niveau, on ferme B ; on ouvre B′ et E. Pour purger la conduite inférieure, on ferme B′, on ouvre B et E (*fig.* 229-230).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

b) **Description** (*fig.* 229-230). — Un tube de verre VV′ communique avec la chaudière par deux conduites I, I′ munies chacune d'une bride de fixation A, d'un robinet B et d'un bouchon fileté C. Dans le prolongement du tube se trouvent un bouchon D′ à la partie supérieure et un robinet de purge E à la partie inférieure. Les montures sont en bronze ordinaire ou en bronze phosphoreux. Le tube de verre y est assemblé à l'aide de presse-étoupes H à garniture de caoutchouc ou mieux d'amiante. Cette garniture-ci assure en effet une étanchéité absolue et une manœuvre très douce des robinets.

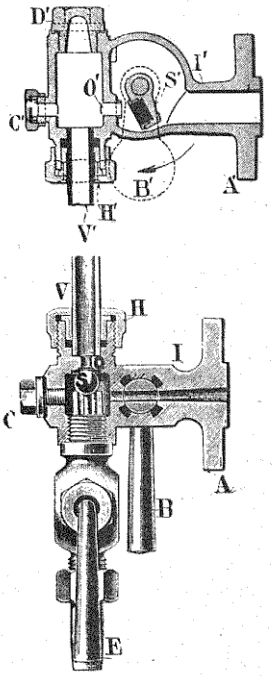


FIG. 229 et 230.

c) **Indicateur à fermeture automatique.** — En cas de rupture, l'eau est projetée au dehors avec violence à cause de la pression à laquelle elle est soumise. Il y a là un grave danger que l'on évite avec l'appareil de la figure 230. La partie inférieure est pourvue d'un clapet **automatique** sphérique. En temps ordinaire, la boule soumise à la même pression sur toute sa surface reste sur son siège à cause de son poids. Si le tube vient à se rompre, la pression supérieure n'existe plus ; la pression de l'eau applique alors le clapet S sur l'orifice O qu'il ferme. Dans la partie du haut se trouve un autre obturateur qui, lors de la rupture du verre, empêche le passage de la vapeur.

Pour les eaux boueuses, le clapet à battants garnis (*fig.* 229) doit avoir la préférence. La position de la figure 229 est celle d'ouverture ; la fermeture a lieu en manœuvrant la manette dans le sens de la flèche ; la rupture du verre applique le clapet S′ sur l'orifice O′ qu'il obstrue.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Fermeture simultanée des robinets B et B′ (*fig.* 231). — Elle diminue les dangers présentés par la fermeture des robinets qu'il est pourtant indispensable de faire à la main, quand elle n'est pas automatique, lors de la rupture du verre.

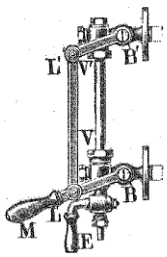


Fig. 231.

Protecteur en cristal armé (*fig.* 232). — Il offre une sécurité absolue contre la projection des éclats de verre, sans altérer la visibilité du niveau. Il consiste en une armature de fils d'acier noyée dans la masse de cristal. Le protecteur semi-cylindrique est fixé à l'aide de ressorts à boudin R reliés chacun à un tirant T, qui prend appui contre l'écrou du presse-étoupe H.

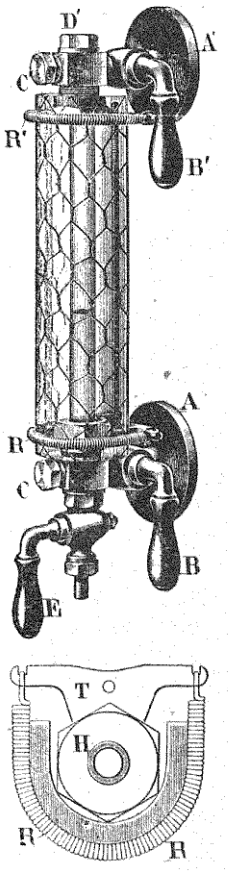


Fig. 232.

Indicateur avec glace à réflexion. — *L'eau y apparaît en noir et la vapeur en blanc argenté.* — La glace, striée longitudinalement, est encastrée dans une boîte en bronze très résistante; grâce à sa disposition, l'eau se laisse traverser par les rayons lumineux alors que ceux-ci sont entièrement réfractés dans la zone renfermant la vapeur. Le fond de la boîte étant teinté de noir, on s'explique le phénomène cité. Il n'y a donc aucune hésitation dans la lecture du niveau.

Niveau d'eau sur bouteille en fonte ou clarinette (*fig.* 233). — C'est la bouteille qui est fixée sur la chaudière par de larges tubulures. Les boues se déposent dans le fond de la clarinette d'où on peut les extraire par le bou-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

chon N. Un autre bouchon M permet de fixer un manomètre à la partie supérieure, Le tube de verre moins soumis à la chaleur risque moins d'être brisé. Il peut exister deux niveaux, l'un à gauche, l'autre à droite pour contrôle. Une flèche indique la hauteur normale du niveau.

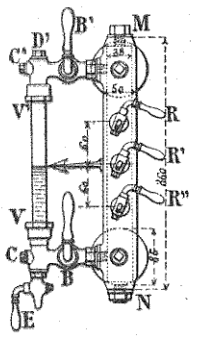


FIG. 233.

201. Robinets de jauge. — Généralement au nombre de trois, ils se fixent soit sur la chaudière, soit sur la clarinette (*fig.* 233). Ils servent à contrôler les indications du niveau d'eau, mais on doit les ouvrir assez fréquemment pour s'assurer de leur bon fonctionnement : R doit toujours donner de la vapeur, R″ de l'eau, R′ l'une ou l'autre.

202. Indicateurs à flotteur. — Un flotteur à forme lenticulaire en tôle suit les mouvements du plan d'eau et les transmet, au moyen d'une tige à crémaillère et d'un secteur denté, à une aiguille indicatrice qui se déplace sur un cadran dont le zéro correspond au niveau normal de l'eau.

Des butées *b*, *b′* fixées sur la tige ouvrent les **sifflets d'alarme de trop d'eau** S′ et de **manque d'eau** S, dès que les limites sont atteintes. Le sifflet de manque d'eau a un son grave, l'autre un son aigu. Le premier présente les avantages suivants :

1° Il appelle le chauffeur dès que la chaudière commence à manquer d'eau et avant que l'eau ne soit assez basse pour craindre un danger ;

2° Il cesse de siffler dès que l'alimentation est suffisante ;

3° Il n'exige pas de surveillance et ne peut être déréglé par le chauffeur.

Indicateur magnétique (*fig.* 234). — La tige du flotteur se termine par un puissant aimant entraînant avec lui un curseur qui se déplace devant une échelle graduée sur une plaque d'émail. La graduation est double et le zéro indique le niveau moyen. Généralement cet indicateur est muni des sifflets

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

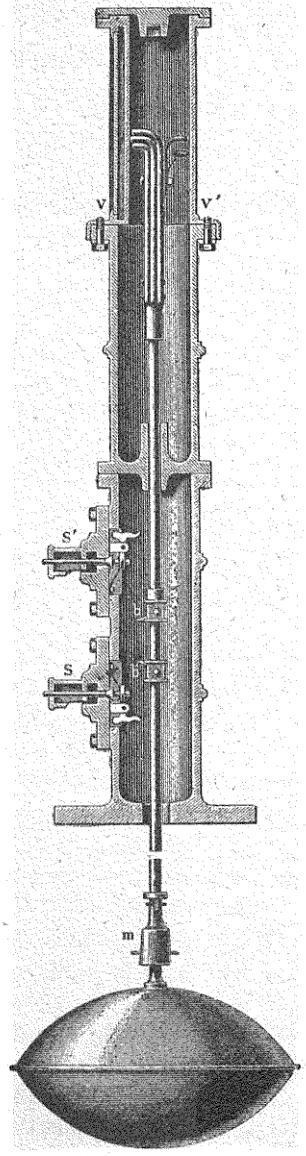


FIG. 234.

d'alarme. Assez souvent l'indicateur à flotteur est monté sur la même tubulure que la soupape de sûreté double.

203. **Soupapes de sûreté.** — « ART. 7. — Chaque chaudière est munie de deux soupapes de sûreté, chargées de manière à laisser la vapeur s'écouler dès que sa pression effective atteint la limite maximum indiquée par le timbre réglementaire.

« Chacune de ces soupapes doit suffire pour évacuer à elle seule et d'elle-même toute la vapeur produite, dans toutes les circonstances du fonctionnement, sans que la pression effective dépasse de plus de 1/10 la limite ci-dessus. »

Soupape à contrepoids (*fig.* 235). — Un clapet, guidé par ailettes, repose sur une faible surface annulaire, d'épaisseur $e < 2^{mm}$, sur un siège contre lequel il doit être parfaitement rodé pour éviter toute perte inutile de vapeur par fuites.

Le décret de 1907 ne prévoit aucune formule pour la détermination du diamètre $d = 2R$ de la soupape. Auparavant, on appliquait la suivante :

$$d = 2{,}64\sqrt{\frac{\text{surface de chauffe}}{0{,}6 \times \text{pression du timbre}}},$$

qui donne une grande sécurité.

La soupape est soumise sur sa face inférieure à un effort de soulèvement $F = \pi R^2 p$ (p désignant la pression qui règne au générateur). Elle est maintenue sur son siège

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

par un pointeau qui supporte l'effet d'un contrepoids Q calculé de telle manière que la soupape se lève dès que la pression effective de la chaudière dépasse celle du timbre ($p \geqq t$) :

$$Q = \frac{(\pi R^2 t - A)\, a - M_0 L}{b}.$$

(A poids de la soupape et du pointeau, a et b : bras de levier respectifs du pointeau et du contrepoids, M_0L = poids du fléau $\times$ son bras de levier.)

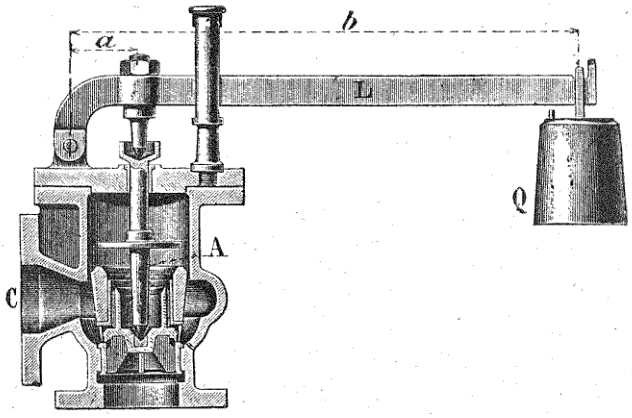


FIG. 235.

Les soupapes ordinaires signalent le danger, mais sont parfois insuffisantes pour empêcher la pression de monter. Cela peut provenir : 1° de l'adhérence des surfaces; 2° d'une levée trop faible laissant un trop petit orifice d'échappement ($2\pi Rh < \pi R^2$); 3° de la détente de la vapeur dont la pression diminue en sortant.

La soupape **Hafner** (*fig.* 235) permet d'éviter cet inconvénient. L'obturateur possède un double siège, de sorte que la vapeur agit sur une surface plus grande, donc avec une force plus considérable dès que le soulèvement a commencé. Elle est dite pour cette raison à **échappement progressif.** En outre, cette soupape est à échappement latéral. Une conduite C em-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mène la vapeur soit dans la cheminée, soit au dehors, pour éviter qu'elle ne se répande dans la chaufferie.

Soupapes Schaeffer et Budenberg chargées par un ressort. — Elles s'emploient pour toutes les machines locomotives, locomobiles et marines, qui sont soumises à des trépidations.

La tension du ressort $N = (\pi R^2 \ell - A)$ se règle à l'aide d'une douille à carré agissant sur le plateau du ressort (*fig.* 236). Un écrou de sûreté à six pans immobilise la douille une fois le réglage opéré, et s'oppose à tout déréglage. Un levier d'essai permet de se rendre compte à chaque instant de la mobilité des organes.

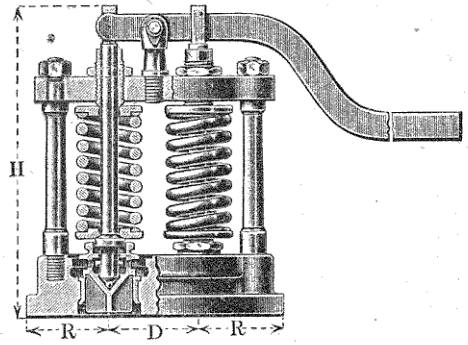


Fig. 236.

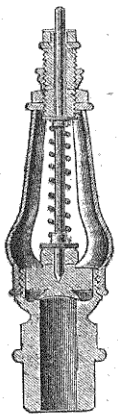


Fig. 237.

La figure 237 représente une *soupape pour cylindre de machines à vapeur*.

Nous verrons ultérieurement qu'au moment de la mise en route, l'eau entraînée et celle qui résulte de la condensation de la vapeur sur les parois froides du cylindre peuvent occasionner des ruptures dangereuses. Les soupapes (*fig.* 237) évitent ces dangers ; la tension du ressort se règle généralement à 3^{kg} au-dessus de la pression maxima dans le cylindre ($N = p + 3$), à l'aide d'une douille munie d'un contre-écrou de sûreté.

204. Bouchon fusible. — C'est un dispositif de sûreté

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

non réglementaire et cependant assez employé (*fig.* 238). Il a pour but d'éteindre le feu d'une chaudière dès que l'eau ne couvre plus que de 25 à 30^{mm} les tôles du foyer. Il est formé d'un bouchon extérieur P en bronze vissé sur la tôle du foyer et taraudé intérieurement pour recevoir le bouchon C entouré d'un alliage fusible.

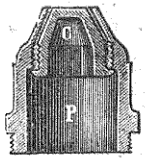


FIG. 238.

Ce bouchon C tombe dans le foyer lorsqu'il y a fusion de l'alliage. Un rebord inférieur protège le métal fusible contre la chaleur du foyer et l'empêche de s'écouler, tant que la pression de la chaudière ne pousse pas le bouchon C.

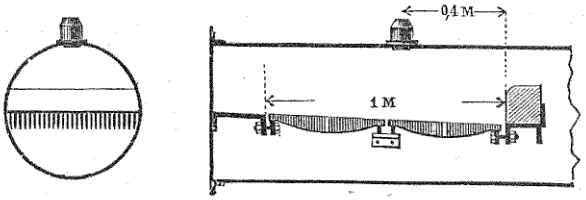
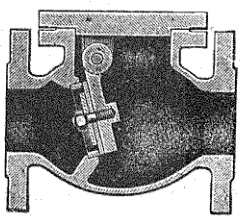


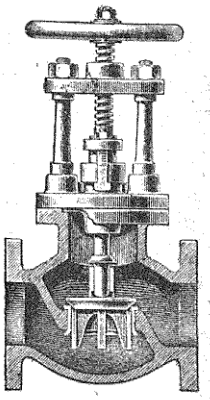
FIG. 239 et 240.

L'emplacement de ce dispositif est situé au-dessus de chaque foyer, à une distance de 40 à 80^{cm} de l'autel (*fig.* 239 et 240).

205. Clapets de retenue. — « ART.° 10. — Chaque chaudière est munie d'un appareil de retenue, soupape ou clapet, fonctionnant automatiquement et placé au point d'insertion du tuyau d'alimentation qui lui est propre. »


FIG. 241.

La figure 241 représente un clapet simple à battant.


FIG. 242.

La figure 242 représente un clapet disposé de façon à pouvoir servir de soupape d'arrêt. Le clapet figure 243 est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

muni d'un robinet d'arrêt, qui permet la visite de la soupape.

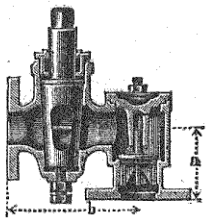


FIG. 243.

Ces appareils sont destinés à empêcher tout refoulement d'eau de la chaudière dans l'alimentation, quelle que soit la pression qui règne au générateur. Ils sont généralement construits, corps en fonte, siège et obturateur en bronze, munis ou non d'une garniture.

206. **Soupapes d'arrêt.** — « ART. 11. — Chaque chaudière est munie d'une soupape ou d'un robinet d'arrêt de vapeur, placé, autant que possible, à l'origine du tuyau de conduite de vapeur sur la chaudière même.

« ART. 14. — Sur les groupes générateurs composés de deux ou plusieurs appareils distincts, toute prise de vapeur correspondant à une conduite de plus de 50^{cm2} de section intérieure et par laquelle, en cas d'avarie à l'un des appareils, la vapeur provenant des autres pourrait refluer vers l'appareil avarié, est pourvue d'un clapet ou soupape de retenue disposé de manière à se fermer automatiquement dans le cas où le sens normal du courant de vapeur viendrait à se renverser. »

Robinets de prise de vapeur à soupape Schæffer et Budenberg. — Ces robinets se placent entre la chaudière ou le surchauffeur, selon les cas, et la conduite de vapeur. Ils sont destinés à isoler la chaudière de la machine dès l'arrêt de celle-ci. La fixation a lieu par brides. Le col d'équerre (*fig.* 244) ou allongé (*fig.* 245) se fait en fonte ou acier doux coulé au creuset et recuit. Cette dernière matière permet une plus grande légèreté.

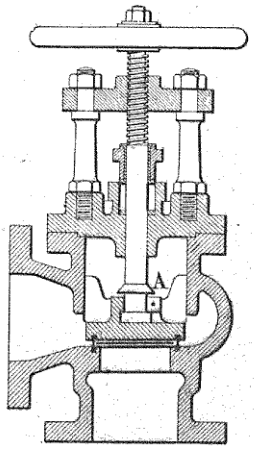


FIG. 244.

Le soulèvement du clapet est obtenu par une tige filetée munie d'un volant de manœuvre. L'obturateur peut être suspendu au collet de la tige (*fig.* 244) ou maintenu par un écrou (*fig.* 245). La tige en bronze (orifice $< 100^{mm}$) ou en fer traverse le couvercle du corps dans

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

un presse-étoupe en bronze, dont la garniture est protégée contre la vapeur pendant l'ouverture du robinet, par le cône de la tige ou le sommet de l'écrou.

Pour vapeur surchauffée, le clapet est en acier ; il est pourvu, ainsi que la partie du corps formant siège, de bagues en alliage spécial (*fig.* 246).

Pour vapeur saturée, le clapet et le siège rapporté sont en bronze ordinaire ou phosphoreux.

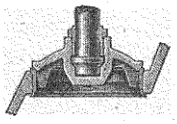


Fig. 246.

Le siège serti dans le corps, ne peut être soulevé par le passage de la vapeur. Dans les deux cas, le guidage du clapet a lieu par ailettes, inférieures ou supérieures, quelquefois les deux pour de larges orifices.

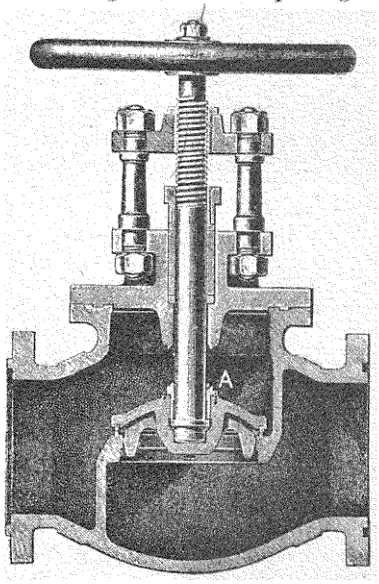


Fig. 245.

Ces robinets conviennent pour hautes pressions. Ils peuvent être munis d'un indicateur d'ouverture.

Clapets automatiques d'arrêt de vapeur Schæffer et Budenberg. — Ils répondent à l'article 14 précité. Le clapet sphérique (*fig.* 247) est calculé de façon que son poids le maintienne au repos, lors du passage normal de la vapeur. Par contre, l'accélération de vitesse ou de pression du fluide entraîne le boulet qui obstrue la conduite, quel que soit le sens du courant, qu'il soit dirigé de la chaudière vers la conduite générale ou inversement. Un plateau régulateur permet de varier la section du passage de la va-

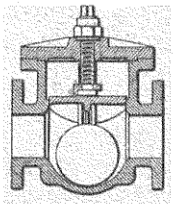


Fig. 247.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

peur et, par suite, la sensibilité de l'appareil, car la vitesse est d'autant plus grande que la section est plus petite. — Ce plateau se manœuvre à l'aide d'une vis cheminant dans le couvercle, ce qui permet de l'approcher plus ou moins de la sphère. Le passage intérieur du corps est calculé de façon que la sphère fonctionne encore à plateau entièrement levé, dès qu'il se produit une rupture du courant principal ; si on désire que le clapet ferme déjà lors de la rupture d'un tuyau secondaire, on descend le plateau au moment où la consommation de vapeur est à son maximum, jusqu'au moment où se produira la fermeture du clapet. On remonte ensuite le plateau de quelques tours ; le clapet ne fermera plus que par une augmentation sensible de la pression. On peut alors goupiller la tige dans l'écrou pour éviter tout déréglage.

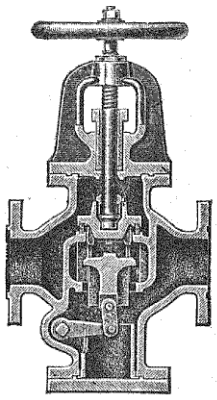


FIG. 248.

La figure 248 représente un clapet automatique d'arrêt de vapeur muni d'un robinet de prise de vapeur. En temps normal, la position du clapet est réglée par un ressort qui le maintient à égale distance des deux sièges. Si la pression de la vapeur augmente dans la chaudière, le clapet est appliqué sur le siège supérieur. Si, au contraire, la pression baisse d'une façon anormale au générateur, le clapet retombe sur le siège inférieur, sous la tension du ressort.

Un changement de l'emplacement de la bride permet d'utiliser ce clapet pour conduites d'équerre. La prise de vapeur est facile à enlever si l'on ne veut pas l'employer ; on remplace le couvercle de la figure par une simple fermeture analogue à celle du bas.

XXVIII. — Canalisations de vapeur

207. Considérations générales. — Dans les installations importantes, il existe souvent plusieurs générateurs,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qu'il est avantageux de grouper en batterie, pour faciliter la conduite, l'entretien et le contrôle, pour produire la vapeur avec économie. Or il n'est pas toujours possible d'installer à proximité de cette batterie les moteurs utilisant la vapeur. On est donc dans la nécessité d'établir des **tuyauteries** destinées à conduire la vapeur aux différents appareils d'utilisation.

Quel que soit l'emplacement des canalisations, le fluide qu'elles renferment se trouvant à une température beaucoup plus élevée que celle de l'air environnant tend à céder une partie de la chaleur qu'il possède. Pour éviter autant que possible ce refroidissement, on entoure les tuyaux de matières mauvaises conductrices de la chaleur appelées **calorifuges.** On les dispose en outre dans des galeries ou sous des abris pour éviter l'action des intempéries : pluie, vent ou neige.

Malgré ces précautions, il existe toujours une diminution de chaleur provoquant, avec l'emploi de la vapeur saturée, la condensation d'une partie de cette vapeur. Nous rappelons en outre que celle-ci entraîne avec elle, du générateur, une certaine quantité de poussière d'eau liquide, dite de *primage.* Cette eau, quelle que soit sa provenance, est une source d'ennuis et peut être la cause de graves dangers lorsque, entraînée par la vapeur, elle peut arriver jusqu'au cylindre moteur. Pour l'arrêter, on dispose sur le parcours de la vapeur des appareils spéciaux appelés **sécheurs de vapeur** ou **séparateurs d'eau.**

L'eau arrêtée est expulsée par des **purgeurs.**

Enfin, si pour des raisons d'économie on produit dans les générateurs de la vapeur à une pression plus haute que celle qui doit être utilisée, on obtient la réduction de pression dans des **détendeurs.**

208. Tuyauteries. — **Nature des matières employées.** — La *fonte* est peu coûteuse, mais elle est lourde, nécessite de nombreux joints (tous les 4^{m}) et se dilate difficilement. Elle ne convient que pour les basses pressions ($p < 6^{kg}$) et la vapeur non surchauffée. On l'emploie pour les canalisations d'échap-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pement du condenseur, lorsque celui-ci est à proximité de la machine.

Le *cuivre* est plus souple, mais n'offre pas suffisamment de résistance aux températures élevées. Il est de plus en plus délaissé.

L'*acier* répond à tous les besoins et ne présente aucun inconvénient; son emploi tend, à juste titre, à se généraliser.

Dilatation. — Pour en prévoir les effets, on utilise des tuyaux cintrés d'une assez grande longueur. Les conduites de faible diamètre peuvent être droites si on les munit de parties cintrées appelées *cols de cygne* (*fig.* 249), dont la boucle doit être tournée vers le haut pour éviter la formation de poches d'eau. Dans le cas où cette condition ne peut être réalisée à cause de sujétions locales, la partie inférieure doit toujours posséder un purgeur automatique. Les *joints à soufflet* (*fig.* 250) peuvent être appliqués aux conduites de plus grand diamètre.

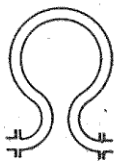


Fig. 249.

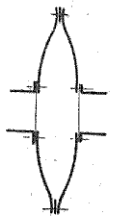


Fig. 250.

Si l'on ne peut employer ces joints, faute de place, on dispose un *compensateur à presse-étoupe* (*fig.* 251) : l'un des tubes A est terminé par un about en bronze B, qui peut glisser à frottement doux à l'intérieur du tube C. Celui-ci est renflé de façon à former corps de presse-étoupe D. La garniture est pressée par le chapeau E, dont le serrage est obtenu à l'aide de l'écrou I. La tige MN assure en outre le guidage rectiligne du tube B.

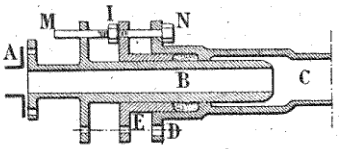


Fig. 251.

209. Enveloppes calorifuges. — Elles sont basées sur la mauvaise conductibilité de l'air sec et de certains produits d'origines diverses : feutre, laine, soie, liège, argile, magnésie, laine minérale, amiante, etc.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Tôle perforée (*fig.* 252). — On la fait en bandes de 40 à 70^{mm} que l'on enroule de manière que les griffes reposent sur le tuyau à protéger. Elle convient pour les pressions élevées et

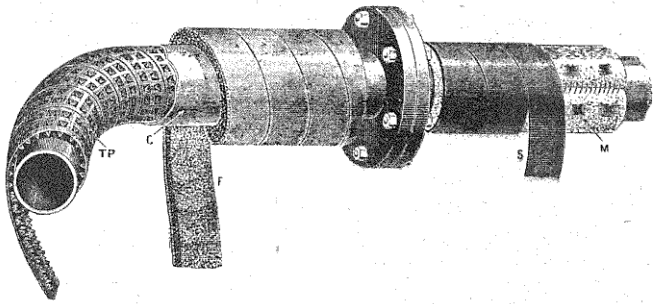


FIG. 252.

TP, Tôle perforée formant chambre d'air.
C, Carton d'amiante.
F, Feutre en bandes.
M, Matelas amiante en manchons.
S, Sangle goudronnée.

les hautes surchauffes, mais ne s'emploie jamais seule. On la recouvre de *feutre en bandes* ou de *bourrelets de soie*. Elle forme chambre d'air.

Carton d'amiante gaufré (*fig.* 253). — Il s'emploie comme la tôle perforée, mais supporte moins bien la surchauffe. Les plaques A sont enroulées sur les surfaces à isoler T, les cannelures placées le long des génératrices du cylindre. Elles sont maintenues par une ligature légère en fil de fer. On peut les recouvrir ensuite d'une couche B de ciment d'amiante de 5 à 10^{mm}, et l'on entoure le tout d'une sangle goudronnée C. Les espaces emprisonnés D forment chambre d'air (*fig.* 253). Parfois la

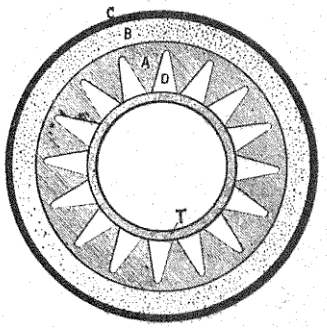


FIG. 253.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

chambre d'air est double (*fig.* 254) et la sangle est placée immédiatement par-dessus.

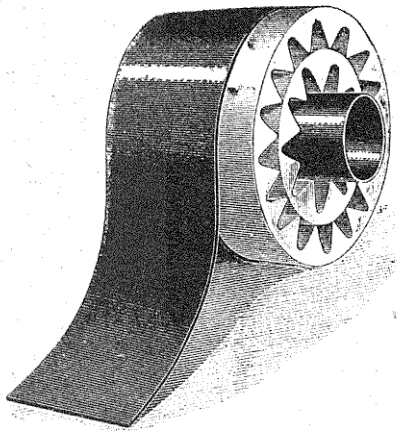


Fig. 254.

Carton d'amiante mince et matelas d'amiante. — Ils s'interposent entre le calorifuge organique et la conduite de vapeur à basse ou moyenne pression. L'amiante lui-même est mauvais conducteur et incombustible. Ces isolants ne forment pas chambre d'air.

Déchets de soie et feutres. — La soie s'emploie en bourrelets ; c'est un calorifuge parfait, mais qui serait sujet à s'altérer si on ne le préservait de la trop grande chaleur.

Les feutres se fabriquent généralement sur *toile de jute*, sur *toile d'amiante* et sur *toile de chanvre*, pouvant être *peinte et goudronnée*. Ils s'emploient comme la soie, sur carton d'amiante ou sur tôle perforée selon les cas. Ils s'appliquent en spirales ou en manchons. Pour empêcher son altération, on incorpore au feutre de l'*alun*.

Liège, sciure, copeaux. — Utilisés comme bourrages, ou comme coquilles de liège aggloméré (*fig.* 255).

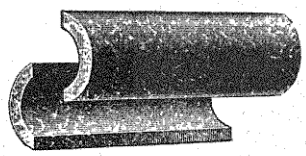


Fig. 255.

Laines minérales. — Elles sont à base de silice ; elles proviennent des scories de hauts fourneaux et de corps divers ; on en fait des bourrages entre la conduite à isoler et un revêtement en bois ou en métal. On en prépare aussi des bandes ou des matelas entre toile de jute ou toile d'amiante.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Ciment d'amiante à base de kieselguhr ; ciment de magnésie. — On en fait des mortiers faciles à employer pour les organes présentant une forme variée et accidentée, tels que vannes, dômes, raccords. On en applique plusieurs couches successives de faible épaisseur. Le kieselguhr, à base d'alumine et d'oxyde de fer, est un minéral blanc grisâtre ; coulé dans des moules avec de l'amiante et une armature en toile métallique, il fournit des plaques ondulées pour chambres d'air.

210. Séparateurs d'eau et de vapeur. — Ils servent à séparer de la vapeur l'eau de condensation se formant dans les conduites ; on les appelle quelquefois *sécheurs de vapeur*. On les place sur la prise de vapeur, au-dessus du générateur, avec retour d'eau dans celui-ci, ou bien un peu en avant de la machine avec adjonction d'un *purgeur automatique*.

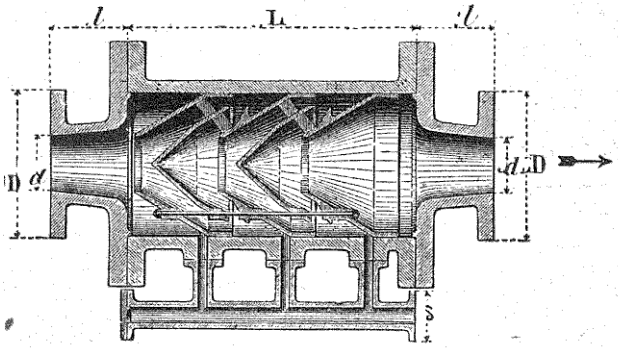


FIG. 256.

Principe. — La vapeur animée d'une grande vitesse vient frapper des cloisons appelées *chicanes*. Les particules d'eau se trouvent arrêtées ; elles adhèrent aux parois et s'écoulent en vertu de leur propre poids dans une chambre de décharge d'où on peut les extraire.

Dans le sécheur Ehlers (*fig.* 256), construit par la Société Schaeffer et Budenberg, l'eau s'écoule par les tubulures com-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

muniquant avec le tuyau collecteur et de là se rend au générateur.

211. Purgeurs ou extracteurs d'eau de condensation. — Ils servent à évacuer automatiquement l'eau qui se forme dans les conduites par suite de la condensation de la vapeur due aux pertes de chaleur. Il importe d'effectuer le montage de ces appareils de façon que le tuyau allant au purgeur soit embranché au point le plus bas de la conduite à purger. La section de ce tuyau doit être suffisante pour que l'eau ne soit pas entraînée par la vapeur, au delà de son embouchure.

Purgeur à flotteur Schæffer et Budenberg (*fig.* 257). — Il se compose d'un cylindre en fonte portant une tubulure supérieure d'arrivée d'eau et de vapeur et une bride inférieure pour la fixation de la boîte à soupape d'évacuation d'eau. Le couvercle boulonné sur le corps cylindrique est muni d'un robinet qui permet d'éliminer l'air que peut contenir l'appareil lors de la mise en marche. Un bouchon de vidange permet d'extraire les impuretés contenues dans le purgeur dont le nettoyage complet s'effectue d'ailleurs aisément en enlevant le couvercle. Un levier réunit le flotteur à la soupape.

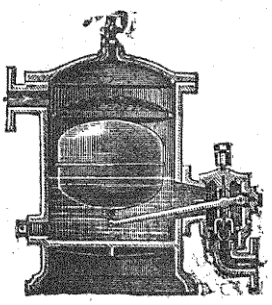


FIG. 257.

L'eau arrive à la partie supérieure ; elle s'accumule dans le récipient et fait monter le flotteur ; le levier soulève modérément un petit clapet de 6^{mm} d'orifice par lequel l'eau commence à s'écouler. Lorsque l'eau arrive en abondance et que le flotteur monte davantage, le clapet se soulève entièrement ; la pression soulève automatiquement la soupape équilibrée et l'eau s'écoule par un plus grand orifice.

L'eau de condensation se trouvant refoulée peut être utilisée à un endroit plus élevé, mais on doit alors raccorder un clapet de retenue à la bride de sortie du purgeur.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

212. Détendeurs de vapeur Schæffer et Budenberg (*fig.* 258-259). — **Définition.** — Ces appareils sont destinés à assurer à la vapeur qui se rend au moteur une pression constante égale ou inférieure à celle qui existe au générateur.

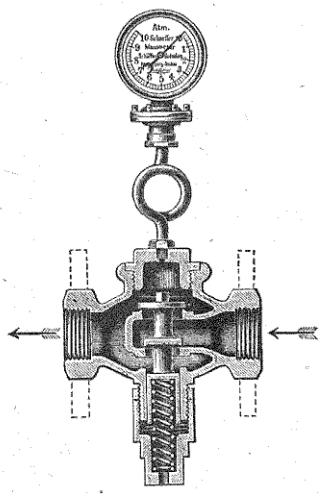


Fig. 258.

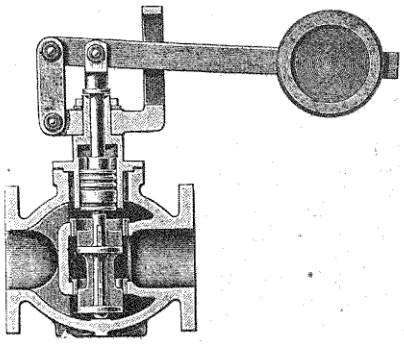


Fig. 259.

Principe. — La vapeur détendue, à la pression p, agit sur un piston de section s, formant obturateur étanche d'un cylindre, avec une force

$$F = p \cdot s,$$

équilibrée à l'aide d'un levier à contrepoids ou d'un ressort. En réglant la position du contrepoids, ou la tension du ressort par le serrage d'un écrou, on peut aisément obtenir des valeurs différentes pour la pression p.

Fonctionnement. — Dès que la pression de sortie est supérieure à celle déterminée par le réglage, le piston monte et obstrue partiellement le passage jusqu'au moment où la pression réduite voulue s'établit de nouveau. En faisant communiquer la conduite de sortie avec un manomètre, on se rend facilement compte si la pression qui y règne est celle que l'on désire.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XXIX. — Choix. — Installation. — Conduite et entretien des générateurs

213. Choix. — Il doit être basé d'abord sur les sujétions locales, d'après les avantages et les inconvénients que présente chaque type dans les conditions particulières d'emploi et que nous avons précédemment énumérées. On fera donc intervenir successivement les facteurs suivants :

Encombrement, quantité de vapeur produite en marche normale et en marche forcée par mètre carré de surface de chauffe et de projection horizontale ;

Facilités de transport et de montage ;

Pression et température de la vapeur désirées ;

Facilités de visite, de nettoyage et de réparation ;

Aptitudes du personnel dont on dispose ;

Régularité dans la production et la consommation de vapeur ;

Rapidité de mise en pression ;

Importance de l'installation ;

Etat de pureté des eaux dont on dispose.

A différents points de vue, les chaudières à foyer intérieur et semi-tubulaires à bouilleurs munies de dispositifs assurant la circulation de l'eau et le brassage des flammes (tubes Galloway, dispositif Montupet ou similaires) offrent de sérieux avantages. Cependant les générateurs à tubes d'eau, étant de création récente, possédant tous les perfectionnements modernes, se prêtant facilement au réglage, peuvent être adoptés partout dès que l'installation est importante : 1° si le travail des moteurs est irrégulier, on leur adjoint un *accumulateur d'eau et de vapeur*, réservoir cylindrique d'assez grande capacité soustrait à l'action directe des flammes ; 2° lorsque le moteur doit marcher avec de la vapeur à moyenne pression, on place un *détendeur* sur la conduite ; 3° l'eau dont on dispose est-elle impure ? on la fait passer dans un *épurateur* avant son introduction dans la chaudière.

En second lieu, lorsque l'on a trouvé les différents types qui

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

conviennent à l'installation projetée, on peut calculer le prix de revient de la vapeur en tenant compte de :

L'amortissement des frais d'achat, de transport et d'installation ;

Les frais de réparation et d'entretien (chômages compris) ;

La consommation du charbon et de l'eau ;

La main-d'œuvre ;

La durée de la chaudière, celle du travail journalier et du travail annuel.

214. Essais de réception, de consommation et de vaporisation. — Lorsqu'on a fait choix d'un type de générateur et qu'on a établi *dans un cahier des charges* les différentes conditions auquelles il doit satisfaire, il y a intérêt, si l'on n'a point de fournisseur attitré et pour de grandes installations, à s'adresser à plusieurs constructeurs afin d'obtenir un prix assez avantageux. Avant que la vente ne soit définitive, on fait procéder à des essais de réception, qu'il est bon de renouveler après un certain temps de marche afin de voir si le constructeur a bien tenu ses engagements.

A titre d'exemple, nous donnons le résumé des essais effectués, les 17 et 18 février 1904, par les ingénieurs de l'**Association pour la surveillance des chaudières à vapeur** (*directeur, M. R. Vinçotte*), sur un **générateur multitubulaire** *De Naeyer* ayant pour caractères :

Réservoir. — Diamètre extérieur D = $1^{m},50$; longueur L = $5^{m},50$.

Faisceau vaporisateur. — 12 éléments de 8 tubes, D = 95^{mm} ; E = 4^{mm} ; L = $5^{m},250$; surface de chauffe S = 135^{m2}.

Surchauffeur. — 70 tubes, D = 40^{mm} ; E = 4^{mm} ; L = $5^{m},88$; S = $51^{m2},6$.

Réchauffeur. — 80 tubes, D = 120^{mm} ; E = $4^{mm},5$; L = $2^{m},50$; S = $75^{m2},4$.

Surface de grille. — $s = 3^{m2},80$.

Date	17 février	18 février
Nom du chauffeur	Chauff. de l'établissement	
Nature du charbon	Menu graineux Monceau-Fontaine	
Durée totale de l'essai	$8^{h}\,51^{m}$	$9^{h}\,46^{m}$
Pression de la vapeur	$7^{atm},4$	$7^{atm},5$
Hauteur de l'eau dans l'indicateur	156^{mm}	64^{mm}
Etat des feux	5^{cm}	6 à 7^{cm}
Niveau de l'eau dans le grand bac	152^{mm}	194^{mm}
Température de l'eau introduite	$5°,3$	$4°,7$
Température de la vapeur avant le surchauffeur	$170°,6$	$171°,8$
Température de la vapeur après le surchauffeur	$372°$	$455°,6$
Poids total de la vapeur réellement produite	$25.293^{kg},5$	$33.658^{kg},41$
Charbon chargé sur les grilles	3.360^{kg}	5.160^{kg}

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Correction pour la différence des feux	0	0
Humidité du charbon	3,525 0/0	4,1 0/0
Cendres et escarbilles réellement produites	472^{kg}	767^{kg}
— — — 0/0.	14,56 0/0	15,5 0/0
Cendres trouvées à l'analyse	12,80 0/0	12,1 0/0
Vapeur à 650 calories faite par kilogramme de charbon brut	8^{kg},73	8^{kg},06
Vapeur à 650 calories faite par kilogramme de charbon net	10^{kg},366	9^{kg},567
Vaporisation par m^2 de surface de chauffe totale et par heure	10^{kg},13	12^{kg},22
Vaporisation par m^2 de surface de chauffe de chaudière seule et par heure	19^{kg},18	22^{kg},24
Combustion par m^2 de surface de chauffe totale et par heure	1^{kg},34	1^{kg},87
Combustion par m^2 de surface de grille et par heure	100^{kg},4	139^{kg},8
Hauteur moyenne dont le registre a été levé	178^{mm}	735^{mm}
Dépression moyenne dans le foyer	5^{mm},2 eau	7^{mm},55 eau
— — dans le régistre	14^{mm},28	16^{mm},9 eau
Température moyenne des gaz avant le registre.	160°	202°,5
Température moyenne des gaz avant le réchauffeur	272°	346°
Température moyenne des gaz après le surchauffeur	377°	461°
Température moyenne des gaz avant le surchauffeur	634°	711°,4
Température moyenne de l'eau après le réchauffeur	72°,3	73°,8
Pouvoir calorifique net du charbon	8.337^{cal}	8.327^{cal}
Teneur en matières volatiles	15,65 0/0	14,40 0/0
Rendement total de la chaudière	80,8 0/0	76,4 0/0
Part de la chaudière dans le rendement	77,7 0/0	72,7 0/0
— du surchauffeur —	14,1 0/0	18,7 0/0
— du réchauffeur —	8,2 0/0	8,6 0/0

Pour effectuer les essais, c'est-à-dire contrôler le rendement des chaudières, il est indispensable de mesurer l'eau vaporisée et le charbon consommé. Le mesurage de l'eau se fait soit par des bâches, soit par des compteurs. Pour obtenir le poids de charbon, le moyen le plus simple consiste à placer sur le chemin conduisant les bennes de charbon à la chaufferie, une bascule romaine.

215. **Installation** (voir les prescriptions réglementaires, art. 19 à 24 du décret du 9 octobre 1907). — La première préoccupation d'un industriel

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

doit être d'assurer à son personnel les conditions de travail le plus hygiéniques possibles. Pour atteindre ce but :

La salle de chauffe sera assez vaste ;

Des tuyauteries et des canalisations appropriées entraîneront au dehors les eaux de vidanges et de purges ; parfois aussi les échappements de vapeur par les soupapes ; l'enlèvement des escarbilles et l'approvisionnement de charbon seront faciles ;

La porte du foyer sera établie à environ $0^{m},70$ *au-dessus du niveau du sol, de façon que le chauffeur ait un bon coup de pelle ; les chaudières à demi enterrées sont antihygiéniques, à cause de la température élevée qui règne dans l'enfer.*

La salle doit être bien aérée, et de manière à ne pas provoquer un courant d'air froid sur les ouvriers. A cet effet, le mode d'entrée d'air le plus rationnel est celui qui a lieu à la partie supérieure non plafonnée de la salle de chauffe. L'air se trouve alors réchauffé à son arrivée dans le cendrier et le léger refroidissement des parois qu'il provoque n'est pas entièrement une perte.

Un massif de maçonneries en briques réfractaires, entourant le fourneau, s'oppose aux pertes de chaleur par rayonnement ; sa construction exige un soin particulier.

Le dallage de la chaufferie est en pierre dure, en briques posées sur champ ou en ciment de 5 à 6^{cm} d'épaisseur. S'il existe des appareils annexes ou des caniveaux au sous-sol, des plaques en fonte ou en tôle d'acier doux reposant sur des poutrelles noyées dans le dallage ou la couche de ciment, en permettent l'accès.

216. Accidents d'appareils à vapeur. — L'explosion d'une chaudière, c'est-à-dire la rupture des parois d'un de ses éléments, peut avoir des conséquences excessivement graves, parce que : 1° la vaporisation instantanée de l'eau à sa sortie (sa température dans la chaudière varie de 150 à 200° alors qu'elle bout à 100° à l'air libre) occasionne la projection violente des débris du récipient et des massifs de maçonnerie ; 2° l'eau chaude, les charbons incandescents et les parties chauffées provoquent de graves brûlures ; 3° la vapeur et les fumées, en pénétrant dans les poumons, déterminent l'asphyxie et d'autres désordres physiologiques.

De 1880 à 1900, on a enregistré 480 morts :

CAUSES	1880-84	1885-89	1889-94	1895-1900
Défauts de construction et d'établissement	24 0/0	17 0/0	17 0/0	14 0/0
Défauts d'entretien et de nettoyage	47	45	52	55
Manque d'eau	12	14	11	6
Excès de pression	7	12	8	5
Divers	10	12	12	20

D'après M. Walckenaer, ingénieur en chef des mines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Défauts de construction et d'établissement. — Ils proviennent de la mauvaise qualité des matières employées, de l'insuffisance d'épaisseur, de l'emploi de la fonte, de foyers mal entretoisés, de ciels de foyers non recouverts d'eau ; de la formation de poches ou ciels de vapeur, dus aux difficultés de dégagement, sur le parcours des gaz chauds ; de l'emploi de tampons non autoclaves et de la mauvaise construction des fourneaux.

Défauts d'entretien et de nettoyage. — Ces défauts comprennent : les corrosions ; les dépôts calcaires et autres ; l'usure des tubes de fumée ; la rupture des tubes d'eau occasionnée par les mauvaises soudures, les cantonnements de vapeur et les dépôts calcaires.

Les *corrosions extérieures* proviennent des fuites dues à un mauvais rivetage, à un matage des tôles insuffisant, à un mauvais dressage des tôles formant joint, à des dilatations inégales des parties inégalement chauffées, à l'insuffisance des nettoyages intérieurs, à une mauvaise disposition contrariant le dégagement de la vapeur. Les fuites pouvant être très graves lorsque la chaudière est entourée d'un massif en maçonnerie, il faut la soumettre à l'épreuve hydraulique et ne laisser absolument aucune trace de fuite, si minime soit-elle, avant d'édifier le fourneau en maçonnerie.

Les corrosions extérieures sont encore produites par les vapeurs sulfureuses provenant du combustible. Ces vapeurs s'attaquent surtout aux rivets et aux matages en provoquant des fuites ; il ne faut pas hésiter à changer le charbon.

Les *corrosions intérieures* sont dues à une alimentation renfermant des chlorures de Na, Ca, Mg. Ceux-ci se décomposent en donnant naissance à l'HCl qui attaque les tôles. L'emploi de CO^3Na comme désincrustant à l'intérieur de la chaudière est également à rejeter ; son emploi dans les épurateurs ne doit jamais être en excès.

L'accumulation des dépôts et leur durcissement isole l'eau à vaporiser de la tôle, provoque la surchauffe de celle-ci, la formation d'un téton, puis la rupture. On dit qu'il y a *coup de feu*.

Mauvais fonctionnement des appareils. — Le fonctionnement des pompes et injecteurs peut manquer par suite d'une rentrée d'air dans le tuyau d'aspiration, du collage des clapets de retenue, de l'usure des soupapes, de mauvais joints, de l'obstruction des tuyaux d'alimentation, aspiration ou refoulement. L'obstruction des robinets de jauge, des conduites, des indicateurs de niveau à tubes de verre et un montage défectueux des indicateurs à flotteur ont parfois provoqué un accident par manque d'eau.

Excès de pression. — Ils sont dus à l'insuffisance des soupapes, à leur surcharge ou à une mise en marche dangereuse. Nous avons donné en son temps la formule qu'il convient d'adopter avec les soupapes ordinaires ; pour les soupapes perfectionnées, on pourra généralement s'en rapporter au fournisseur, à condition toutefois de ne lui imposer aucune condition de prix.

Moyens préventifs des accidents. — Ils sont contenus en partie dans *la conduite et l'entretien* traités ci-après ; nous recommanderons seulement, d'après une communication que nous a faite un ingénieur des plus compétents *M. A. Montupet :*

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Le rivetage hydraulique ; la suppression de l'emploi de petites pannes ; le placement des appareils et robinets sur des tubulures ou piètements tournés, rivés sur les chaudières, ce qui rend les joints complètement indépendants et permet leur réfection sans avoir à faire la vidange des chaudières ; l'emploi de foyers avec portes s'ouvrant à l'intérieur, de cendriers avec portes équilibrées, de traverses de sûreté pour les boîtes à fumée, de fermetures solides ; les visites extérieures et intérieures obligatoires tous les deux ans pour les chaudières fixes, tous les ans pour les locomobiles ; le complément de l'épreuve réglementaire par une seconde épreuve à la pression du timbre avec tous les appareils posés et sans fuite et par la visite intérieure et extérieure ; l'interdiction des tampons non autoclaves et des bouchons à ancre, des chaudières d'âge indéterminé ou ayant plus de vingt-cinq ans et présentant des dispositions défectueuses ; la publication annuelle des accidents ; la remise aux chauffeurs d'instructions sur les dispositions à prendre en cas d'accident ; l'extension du rôle et des attributions des *Associations des propriétaires d'appareils à vapeur*. »

Dispositions réglementaires. — « ART. 16. — Sur toute chaudière à vapeur, ainsi que sur tout réchauffeur d'eau, sécheur ou surchauffeur de vapeur, les orifices des foyers, les boîtes à tubes et les boîtes à fumée sont pourvus de fermetures solides, établies de manière à empêcher, en cas d'avarie, les retours de flamme ou les projections d'eau et de vapeur sur les ouvriers.

« Dans les chaudières à tubes d'eau et les surchauffeurs, les portes de foyers et les fermetures de cendriers seront disposées de manière à s'opposer automatiquement à la sortie éventuelle d'un flux de vapeur. Des mesures seront prises pour qu'un semblable flux ait toujours un écoulement facile et inoffensif vers le dehors.

« ART. 17. — La chambre de chauffe de toute chaudière et de tout surchauffeur à foyer doit être de dimensions suffisantes pour que toutes les opérations de la chauffe et de l'entretien courant s'effectuent sans danger. Elle doit offrir aux chauffeurs des moyens de retraite faciles dans deux directions au moins. Elle doit être bien éclairée.

« Les plates-formes des massifs doivent posséder des moyens d'accès aisément praticables. Tout travail à poste fixe est interdit sur ces massifs, sauf pour le service de la chaufferie.

« La ventilation des locaux où sont installés les chaudières ou groupes générateurs doit être assurée, et de telle manière que la température n'y soit jamais exagérée. »

217. Conduite des générateurs. — Outils nécessaires. — Il faut :

1° Une *pelle* légère de dimensions moyennes ;

2° Un *ringard*, taillé en ciseau, ayant 8 à 10^{cm} de largeur, pour détacher et soulever les mâchefers ;

3° Un *crochet* à deux dents, pour piquer le charbon, l'égaliser sur la grille et enlever les mâchefers ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

4° Un *râteau* pour pousser le charbon au fond du foyer, le ramener sur la grille, mettre bas les feux et vider le cendrier;

5° Un *marteau* pour concasser les morceaux plus gros que le poing.

Allumage. — Avant d'allumer, après un long repos, on s'assure par des visites que le nettoyage, tant à l'intérieur qu'à l'extérieur, est convenable; on ouvre les robinets de jauge et ceux des tubes-indicateurs de niveau; on maintient les soupapes soulevées pour évacuer l'air de la chaudière et des conduites; on alimente, on ferme les robinets lorsqu'ils donnent de l'eau et l'on arrête l'introduction de l'eau lorsqu'elle atteint le niveau de l'index du tube.

Pour allumer, on place une légère couche d'eau au fond du cendrier, on ferme sa porte, on ouvre partiellement le registre, on place sur toute l'étendue de la grille une légère couche de charbon en menus morceaux, puis en tête de grille, on place les papiers, chiffons gras ou copeaux, le bois et le charbon; on met le feu en maintenant entr'ouverte la porte du foyer par où se fait l'entrée d'air. Quand le charbon est bien allumé, on le répand sur toute la grille, on ferme la porte du foyer en ouvrant progressivement celle du cendrier, puis on charge très légèrement du combustible frais. Dès que le robinet de jauge supérieur et les soupapes donnent de la vapeur, on laisse retomber celles-ci sur leur siège; la pression monte peu à peu: lorsqu'elle atteint 2 ou 3^{kg}, la mise en marche peut s'effectuer. A cet effet, on doit: 1° ouvrir très faiblement la prise de vapeur (un demi-tour environ); 2° commencer l'alimentation, mais d'une façon très modérée; 3° ouvrir le registre et les portes du cendrier de plus en plus.

Conduite du feu. — Pour être économique, elle doit être méthodique:

1° *Charger souvent, peu à la fois et d'une façon régulière;*

2° *Charger alternativement* une moitié de la grille, puis l'autre; s'il existe plusieurs foyers, charger successivement toutes les moitiés gauches, puis toutes les moitiés droites. Les hydrocarbures qui distillent lors d'un chargement de char-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

bon frais se trouvent ainsi en présence d'une flamme claire oxydante qui amène leur combustion;

3° *Entretenir sur la grille une couche de charbon de* 10, 12 *ou* 15^{cm} *selon que la houille est grasse* (*bitumineuse*) *ou maigre*, et ne pas brûler plus de 90^{kg} de charbon par heure en marche normale. Une couche plus épaisse se laisse moins facilement pénétrer par l'air et provoque la réduction de CO^2 en CO (n° 147), ce qui occasionne une perte de chaleur, la production de fumées noires par suite de la non-combustion des hydrocarbures. La présence de CO se révèle par une flamme bleue qui se produit par suite d'une rentrée d'air lorsqu'on ouvre la porte du foyer. Une combustion complète donne un charbon incandescent et une flamme très claire. Il faut cependant se garder d'admettre une quantité d'air exagérée, qui s'échaufferait, sans profit aucun, au détriment de la chaleur transmise à l'eau;

4° Employer de préférence les houilles maigres ou peu grasses à flamme courte très claire et à coke incandescent;

5° *Si le charbon est bitumineux ou renferme beaucoup de poussier, le mouiller très légèrement, l'introduire à l'entrée de la grille en repoussant vers le fond le charbon incandescent.* La combustion des hydrocarbures sera ainsi assurée;

6° *Laisser les portes du foyer ouvertes le moins longtemps possible;* l'air froid qui rentre alors refroidit les flammes et les entraîne avant leur combustion ; il frappe les tôles les plus fortement chauffées, détermine leur contraction et par suite une fatigue très nuisible à leur bonne conservation;

7° *Concasser le charbon* en morceaux de la grosseur du poing;

8° *Toucher le moins possible au feu*, sauf pour enlever les mâchefers, égaliser le charbon et empêcher la formation de trous d'air;

7° *Décrasser les grilles* toutes les trois ou quatre heures en laissant un intervalle entre les décrassements de chaque foyer s'il y en a plusieurs. Pour décrasser, laisser diminuer un peu la couche de charbon, fermer partiellement le registre, pousser le coke vers le fond, décoller le mâchefer sur la partie décou-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

verte et l'enlever; ramener le coke à l'avant, décoller le mâchefer à l'arrière et l'extraire par-dessus le charbon; égaliser le reste et charger très légèrement le combustible frais, puis rouvrir le registre;

10° *Régler l'alimentation* de façon à obtenir un niveau convenable et un réchauffement méthodique de l'eau avant son arrivée sur les parois fortement chauffées;

11° Pour *arrêter*, faire monter le niveau, fermer les portes du cendrier, pousser le feu au fond du foyer, le recouvrir de menu mouillé, fermer le registre et décrasser les grilles, fermer la vanne d'arrêt;

12° Pour *remettre en marche*, faire une purge abondante, ouvrir le registre, ramener le charbon sur toute la grille, ouvrir les portes du cendrier et charger le charbon frais;

13° Si l'arrêt doit durer plus d'une nuit, *mettre bas les feux;* à cet effet, ralentir le feu une demi-heure avant l'arrêt, faire tomber le charbon incandescent dans le cendrier et l'y étaler. Si l'on doit procéder au nettoyage, faire le plein en alimentant le plus possible; *ne vider le générateur qu'après refroidissement complet;*

14° Ne jamais laisser les cendres s'accumuler dans le cendrier et entretenir dans le fond une faible couche d'eau; trier les escarbilles et les brûler.

Contrôle des appareils et mesures de sécurité. — 1° Pour s'assurer que les *soupapes de sûreté* fonctionnent bien et ne sont pas collées sur leur siège, les soulever légèrement une fois par jour et faire monter de temps à autre la pression jusqu'à celle du timbre. Ne jamais les caler, les surcharger ni les négliger; on s'exposerait aux plus graves dangers. Si la pression dépasse celle du timbre, couvrir le feu, fermer le registre et les portes du cendrier; ouvrir graduellement le robinet de jauge supérieur qui sert de décharge de vapeur; si le fait se produit à la reprise du travail, n'ouvrir que très lentement le robinet de prise de vapeur. Si ces mesures sont insuffisantes, jeter bas le feu;

2° Le *manomètre* doit marquer zéro à la pression atmosphérique, et le chiffre du timbre quand les soupapes com-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mencent à cracher ; sinon le vérifier avec un manomètre-étalon ;

3° Purger les *robinets de jauge* et les *tubes de niveau*, puis vérifier les indications qu'ils donnent avec les *indicateurs à flotteur, magnétiques ou à cadran* et les *sifflets d'alarme*. Tenir très propres les tubes de verre ;

4° Dans le cas de *manque d'eau*, couvrir le feu comme pour l'excès de pression. Il ne faut ni alimenter, ni arrêter, ni mettre en marche la machine ;

5° S'assurer que les *tuyaux d'alimentation* n'ont aucune fuite et que les différents *clapets* sont étanches et d'un bon fonctionnement.

218. Nettoyage et entretien. — Outils nécessaires. — Ce sont :

1° Le *balai*, pour le nettoyage de la chambre de chauffe ;

2° Les *coupe-tartre, gratte-tubes, marteaux ordinaires ou automatiques, turbines de nettoyage*, etc., pour détacher le tartre des parois en contact avec l'eau ;

3° Les *brosses et raclettes* métalliques avec leur tringle pour le nettoyage des tubes de fumée et des tubes-foyer ;

4° La *lance à jet de vapeur* pour enlever la suie autour des tubes d'eau.

Purges. — Ouvrir les robinets de purge tous les jours, de préférence après un repos, un quart d'heure avant la reprise du travail l'après-midi. Vider complètement les chaudières tous les huit ou quinze jours pour éviter la saturation des eaux.

Nettoyages. — Ne jamais laisser s'accumuler le tartre sur une épaisseur de $1^{mm},5$. Enlever également la suie surtout à l'intérieur des tubes de fumée.

Visites. — S'assurer qu'il n'y a ni pailles, ni fissures, ni fuites, ni rentrée d'air dans les carneaux autre que celle de la grille ; remédier immédiatement à ces défauts.

Conservation. — Ne jamais vider une chaudière ni la remplir d'eau froide lorsqu'elle est encore chaude ainsi que les carneaux. Alimenter à l'eau chaude, toutes les fois que c'est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

possible (épurateurs à chaud, réchauffeurs, économiseurs). Ne réchauffer l'eau par mélange avec la vapeur d'échappement que si on emploie pour le graissage des huiles minérales et si on dispose d'excellents séparateurs d'huile et de vapeur.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Calculer le pouvoir calorifique d'un charbon qui renferme 5,3 0/0 d'humidité, 19,4 0/0 de matières volatiles, 7,3 0/0 de cendres et 68 0/0 de carbone fixe. La composition moyenne des matières volatiles est de 1 atome de carbone C pour 3 atomes d'hydrogène H et leur pouvoir calorifique moyen 12.000 calories.

II. — Calculer le pouvoir calorifique des matières volatiles contenues dans les charbons dont nous donnons l'analyse immédiate dans le tableau ci-dessous :

NATURE DU CHARBON	BRIQUETTES DE ANZIN			BRIQUETTES DE LENS	MENU GRAINEUX MONCEAU-FONTAINE		DEMI-GRAS DOUVRIN
Humidité.....	0,7 0/0	0	0	0	3,5 0/0	4,1 0/0	0
Mat. volatile..	17,0 0/0	15,2 0/0	16,4 0/0	20,4 0/0	15,7 0/0	14,4 0/0	15,8 0/0
Cendres.....	4,8 0/0	4,5 0/0	3,7 0/0	4,6 0/0	12,8 0/0	12,1 0/0	7,6 0/0
Carbone par..	77,5 0/0	80,3 0/0	79,9 0/0	75,0 0/0	68,0 0/0	69,4 0/0	76,4 0/0
Pouv. cal.....	8285 C	8127 C	8413 C	8353 C	6978 C	6978 C	8018 C

III. — Lors des essais effectués le 29 juillet 1898 sur un générateur Belleville, en service chez MM. Motte et Bourgeois, on a brûlé 4.408 kilogrammes de briquettes de Lens à 4,6 0/0 de cendres, 20,4 0/0 de matières volatiles et 75 0/0 de carbone fixe, ayant un pouvoir calorifique de 8.353 calories, pour vaporiser, à la pression de $11^{kg},110$, $38.697^{kg},350$ d'eau, prise à 38°. Calculer :

1° Le pouvoir vaporisateur du combustible ;

2° Le rendement thermique du générateur ;

3° La perte due aux escarbilles, sachant que le poids total des résidus de la combustion : cendres, mâchefers et escarbilles, est $277^{kg},500$;

4° Le poids d'oxygène O employé, en admettant pour les matières volatiles une composition moyenne de 1 atome de carbone pour 2 atomes d'hydrogène — les gaz de la combustion renfermaient 10,20 0/0 d'oxygène O, 10 0/0 d'anhydride carbonique CO^2 et 0,15 0/0 de l'oxyde de carbone CO ;

5° Le poids total des gaz de la combustion ;

6° La chaleur qu'ils emportent dans l'atmosphère sachant que leur chaleur spécifique est 0,24 et leur température dans les carneaux 211° ;

7° La perte due à la production de l'oxyde de carbone CO ;

8° La perte due au rayonnement du générateur (*par différence*).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

IV. — Rechercher les résultats des essais ci-dessous

MARQUE DU GÉNÉRATEUR	NICLAUSSE			BABCOCK		SEMI-TUBULAIRE à BOUILLEURS	
Durée de l'essai	3h	10h	4h	8h	8h	8h	20h
Surface de chauffe du générateur en mètres carrés	179m2	243m2	46m2,5	263m2	245m2,3	90m2	90m2
— de l'économiseur-réchauffeur	80m2	96m2	»				
— du surchauffeur	28m2	55m2	13m2				
Surface de grille en mètres carrés	5m2,32	7m2,24	1m2,85	7m2,15	5m2,9	1m2,50	1m2,50
Poids total d'eau vaporisée en kilogrammes	13.236kg	63.800kg	4.870kg	64.200kg	42.604kg	11.650kg	21.303kg
Température de l'eau d'alimentation	22°	28°	13°	4°,4	41°,9	22°	23°
— après le réchauffeur	»	»	»				
Pression moyenne de la vapeur	12kg	13kg,7	14kg,3	12kg,6	14kg,7	8kg,05	8kg,5
Température moyenne de surchauffe	290°	327°	252,°6				
Poids total du charbon chargé sur la grille	1.620kg	6.847kg	520kg	7.076kg	4.0 0kg	1.365kg	2.870kg
Poids des cendres et escarbilles	11,5 0/0	4,5 0/0	27kg	762kg	452kg	150kg	400kg
Pouvoir calorifique du charbon	7.125cal	8.127cal	7.837cal	7.583cal	8.120cal	8 020cal	
Chaleur latente totale contenue dans le charbon ?							
Chaleur totale utilisée par le générateur ?							
— par le surchauffeur ?	.....	.....	.....	»	»	»	»
— par l'ensemble ?							
Rendement calorifique total 0/0 ou « Efficiency » ?	.....	.....	.....	.....	.....	.....	»
Vaporisation par mètre carré de surface de chauffe ?							
Combustion par mètre carré de surface de grille ?							
Vaporisation par kilogramme de charbon brut ?							
— — net ?							

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

MACHINES A VAPEUR [1]

XXX. — Condensation

219. Pression au condenseur. — Nous avons signalé dans le premier volume que la condensation de la vapeur d'échappement à l'intérieur d'une capacité close avait pour conséquence de déterminer à l'intérieur de cette capacité une diminution de la pression, qui devient beaucoup plus faible que la pression atmosphérique. Si cette pression résultait uniquement de la tension maxima de la vapeur d'eau à la température du condenseur, elle serait celle du tableau ci-dessous. Il serait logique d'exprimer cette tension en kilogrammes par centimètre carré, mais il est encore d'usage de dire que la condensation de la vapeur produit un *vide* (*dépression* serait plus exact) que l'on évalue en colonne de mercure : c'est l'excès de la pression atmosphérique sur la pression qui règne au condenseur. Pour faciliter la détermination de celle-ci, quelques constructeurs emploient pour la *dépression* (*vide*) une notation en centièmes de kilogramme.

TABLEAU I

TEMPÉRATURE	TENSION DE LA VAPEUR en kg par cm²	DÉPRESSION en mm de Hg	TEMPÉRATURE	TENSION DE LA VAPEUR en kg par cm²	DÉPRESSION en mm de Hg
0	0,006	759	60	0,202	610
10	0,012	751	70	0,317	530
20	0,024	743	80	0,482	400
30	0,043	729	90	0,714	250
40	0,075	705	100	0,033	0
50	0,125	669			

[1] Voir le premier volume.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

L'examen du I tableau montre que la condensation nécessite une température assez basse du condenseur, mais qu'il n'y a aucun intérêt à l'abaisser au-dessous de 50 ou 40°.

La pression qui existe réellement au condenseur est égale à la tension de la vapeur d'eau, augmentée de celle de l'air dissous dans l'eau réfrigérante. Celle-ci est d'ailleurs égale à celle-là, de sorte que, si l'on désire au condenseur une pression de $0^{kg},250$, on devra y assurer la température à laquelle la tension de la vapeur d'eau est $0^{kg},125$, c'est-à-dire $t_1° = 50°$.

220. Quantité d'eau nécessaire à la condensation. — Pour condenser un poids P^{kg} de vapeur à $t° = 158°$ et l'amener à $t_1° = 50°$, il faut lui enlever la chaleur nécessaire pour transformer l'eau à $t_1° = 50°$ en vapeur à $t° = 158°$.

Pour 1^{kg}, cette quantité de chaleur est égale à :

$$q^{cal} = 606,5 + 0,305t - t_1,$$
$$q^{cal} = 606,5 + (0,305 \times 158) - 50 = 604^{cal}.$$

Pour P^{kg}, la quantité de chaleur est :

$$Q = q \times P = 604\ P^{cal}.$$

Si l'on emploie à cet effet de l'eau à $t_2° = 10°$, en admettant qu'il y ait une utilisation parfaite, 1^{kg} d'eau absorbera :

$$t_1 - t_2 = 50 - 10 = 40^{cal}.$$

Il en faudra donc un poids V tel que :

$$V \times (t_1 - t_2) = Q = (606,5 + 0,305t - t_1)\,P,$$
$$V = \frac{606,5 + 0,305t - t_1}{t_1 - t_2} \times P = \frac{604P}{40} = 15,1P.$$

Ce qui revient à dire qu'il faut 15 à 16^l d'eau pour 1^{kg} de vapeur. Assez généralement on fait

$$606,5 + 0,305t = 650;$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la formule devient pour P = 1 :

$$V = \frac{650 - t_1}{t_1 - t_2}.$$

Nous donnons quelques chiffres calculés d'après cette formule en considérant que l'eau de rivière, en été, peut atteindre une température de 25° ; nous y ajoutons le volume que tend à occuper, à la pression du condenseur, l'air dissous dans l'eau (0l,05 pour 1l d'eau à la pression atmosphérique).

TABLEAU II

CONDENSEUR		INJECTION D'EAU A 10°		INJECTION D'EAU A 25°	
PRESSION TOTALE	TEMPÉRATURE	POIDS NÉCESSAIRE	AIR INTRODUIT	POIDS NÉCESSAIRE	AIR INTRODUIT
0kg,086	30°	31kg,0	37l,3	124kg,0	149l,4
0 ,114	35°	24 ,6	22 ,3	61 ,5	55 ,8
0 ,150	40°	20 ,3	14 ,1	40 ,7	28 ,2
0 ,194	45°	17 ,3	9 ,2	30 ,3	16 ,1
0 ,250	50°	15 ,0	6 ,2	24 ,0	9 ,9
0 ,319	55°	13 ,2	4 ,3	19 ,8	6 ,4
0 ,405	60°	11 ,8	3 ,0	16 ,9	4 ,3

Il est facile, à l'aide de ce tableau, d'évaluer le débit que devront posséder la ou les pompes destinées à faire circuler l'eau réfrigérante et à extraire l'air, l'eau de condensation et l'eau réfrigérante. Par exemple, si l'on désire au condenseur une pression de 0kg,200 correspondant à une dépression de 620mm de Hg, et à la température de 46° en employant de l'eau à 25°, il faudra extraire :

V = 30l (eau réfrigérante) + 16l (air) + 1l (eau de condensation) = 47l.

La possibilité des rentrées d'air, les variations dans la consommation, la nécessité d'augmenter parfois la puissance, font adopter pour la pompe d'extraction, dite *à air humide*, un débit de 100l par kilogramme de vapeur, et la quantité d'eau à injecter est réglée par un robinet. Assez souvent on recommande de prendre une pompe engendrant 20 à 25 0/0 ou

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

10 à 12 0/0 du volume engendré par le piston moteur, selon qu'elle est à simple ou à double effet.

REMARQUE. — La nécessité d'actionner des pompes et d'en amortir les frais d'installation peut devenir un obstacle à la condensation. Si l'on puise l'eau à 30 ou 40m, le bénéfice disparait; au-dessus de 20m, il y a intérêt à adopter au condenseur une température de 50 à 60°. Notons cependant qu'avec une installation rationnelle, on pourra souvent éloigner ces limites en faisant circuler la même eau après refroidissement à l'air.

221. Classification des condenseurs. — Le refroidissement qui provoque la condensation de la vapeur est généralement obtenu par une circulation d'eau, quelquefois aussi, mais rarement, par un courant d'air.

a) La condensation est dite *à injection ou à* (*ou bien par*) *mélange*, lorsque l'eau réfrigérante est mise directement en contact avec la vapeur, de manière à former un mélange intime des deux fluides.

b) La condensation est dite *à* (*ou par*) *surface* lorsque le contact de l'eau ou de l'air réfrigérants avec la vapeur a lieu indirectement, par l'intermédiaire d'une cloison métallique étanche, et que l'échange de calories se fait à travers cette cloison.

Dans l'un et l'autre cas, la condensation est :

1° *A courants parallèles*, si la vapeur et le fluide réfrigérants sont admis en même temps à une extrémité, cheminent dans le même sens, et sont évacués à l'autre extrémité (schéma 260);

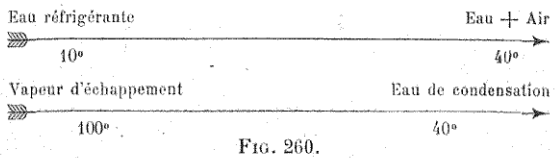


FIG. 260.

2° *A courants contraires ou à contre-courants*, si l'eau et la vapeur sont admises à des extrémités opposées et cheminent en sens inverse l'une de l'autre (schéma 261).

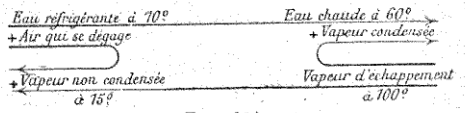


FIG. 261.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le second procédé est plus rationnel que le premier, et le refroidissement de la vapeur y est plus méthodique; cependant ce n'est pas le plus répandu.

Dans les condenseurs à mélange, le vide est entretenu par une *pompe à simple effet ou à double effet;* il peut l'être par un *éjecto-condenseur* dont le fonctionnement est analogue à celui des *injecteurs*. On appelle *aéro-condenseurs* les condenseurs à surface dans lesquels le fluide refroidissant est l'air que débite un ventilateur. Nous résumons dans un tableau ces différentes catégories d'appareils :

Condenseurs
- à mélange
  - Courants parallèles
    - Pompes à air humide
      - Simple effet.
      - Double effet.
    - Ejecto-condenseurs.
  - Contre-courants.
- à surface
  - à circulation d'eau.
  - à circulation d'air. — Aéro-condenseurs.

222. Condenseur par mélange à simple effet Piguet et C^ie^ (*fig.* 262). — L'eau d'injection pénètre dans le condenseur par l'ajutage 3, réglable à volonté de la salle des machines par une tige munie d'un volant de manœuvre. En sortant de cet ajutage, l'eau s'épanouit en nappe conique dans laquelle la vapeur arrive par l'ajutage 4, après avoir traversé le robinet 12 dont le clapet 13 permet d'envoyer la vapeur soit dans le condenseur, soit à l'air libre.

Les produits de la condensation passent alors dans le corps 1 de la pompe à air à simple effet logée dans la capacité du condenseur 2. Un piston 5 muni d'un clapet 6 peut se mouvoir à l'intérieur du cylindre 7, dont les fonds 8 et 9 sont munis de clapets analogues 10 et 11.

Le mélange est alors rejeté dans une bâche en fonte placée immédiatement au-dessus de la pompe à air et d'où il se dirige à l'extérieur, soit pour se perdre à l'égout, soit pour servir à nouveau à la condensation après refroidissement, soit pour servir à l'alimentation.

Le condenseur est situé dans une fosse au-dessous du palier

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

moteur et la pompe à air est actionnée directement par une bielle et une contre-manivelle solidaire de l'arbre moteur.

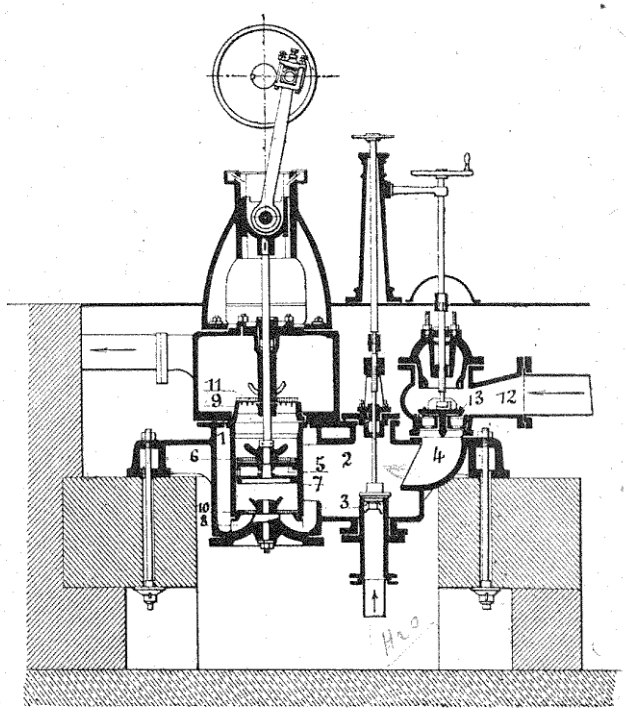


FIG. 262.

Lorsque les appareils de condensation sont munis d'une pompe alimentaire, celle-ci est commandée par la même bielle que la pompe à air.

223. Pompe à air humide horizontale à double effet (*fig.* 263). — Dans la chambre d'injection A débouchent le tube de vapeur B et le tuyau d'eau réfrigérante C, concentrique intérieur au premier et perforé dans sa partie supérieure de façon à former pluie en retombant sur la vapeur. Le piston plein P se meut dans le corps de pompe H. Dans sa course *AV*,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

il aspire par le clapet M le fluide (eau échauffée + air + eau de condensation) de la chambre A, et le refoule par le clapet O′ dans la capacité E, alors que les clapets M′ et O sont appliqués sur leur siège. Pendant la course R, le même phénomène se reproduit, mais ce sont les clapets M′ et O qui fonctionnent.

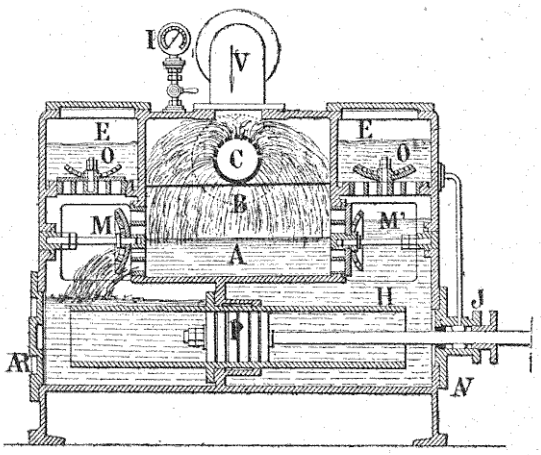


FIG. 263.

En I se place l'indicateur de vide, à cadran. En J, un tuyau amène l'eau de E dans une sorte de presse-étoupe de façon à former un joint hydraulique qui assure l'étanchéité de la tige du piston. Des robinets de purge peuvent être placés à la partie inférieure et des regards ménagés dans les parois pour permettre la surveillance des clapets.

Selon les usages auxquels on la destine, l'eau de E s'écoule aux égouts, ou bien est envoyée à la bâche alimentaire après séparation des huiles, ou bien est conduite par d'autres pompes dans des tours réfrigérantes, si elle doit resservir à la condensation.

224. Éjecto-condenseur (*fig.* 264). — L'eau entre en A et la vapeur à condenser en B : La condensation de cette

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur détermine dans toute la capacité une dépression qui provoque un nouvel afflux d'eau réfrigérante. Celle-ci est alors animée d'une grande vitesse, qui va en augmentant à cause de la forme des ajutages convergents. Après la sortie par le divergent C doit se trouver 1 mètre de tuyauterie, de façon à ce que son extrémité débouche au-dessous du niveau de l'eau dans la bâche ou l'égout où l'on envoie l'eau utilisée. Ces appareils sont très simples ; ils ne renferment aucun organe en mouvement et ne sont sujets à aucune usure ; de plus, leur fonctionnement ne dépend pas de la vitesse de la machine. Par contre, ils doivent être établis de façon à recevoir l'eau en charge (4m,50 environ) ; si c'est impossible, l'eau doit être envoyée par une pompe centrifuge qui la refoule au condenseur à une pression de 5 à 6kg.

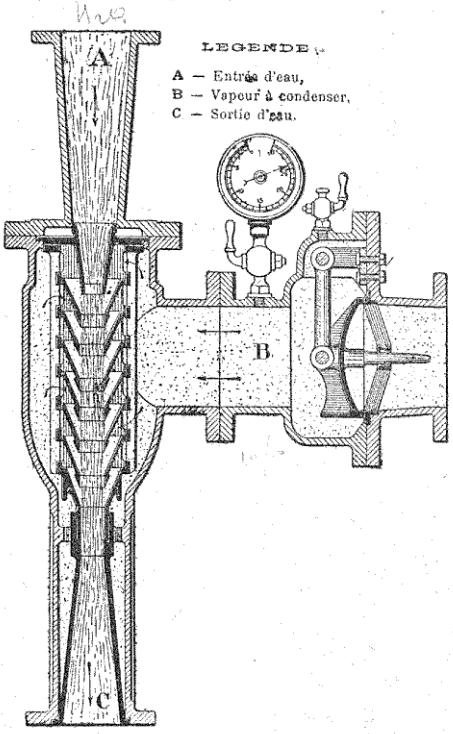


FIG. 264.

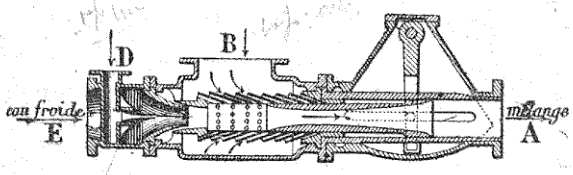


FIG. 265.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Le condenseur universel *Kœrting* (*fig.* 265) est muni d'une tuyère d'arrivée de vapeur vive D qui permet d'aspirer l'eau jusqu'à 3 mètres, mais il est préférable encore de faire arriver l'eau en charge. L'eau arrive en E, la vapeur d'échappement en B.

225. Condenseur par mélange à contre-courants, système Weiss (*fig.* 266). — Une *pompe rotative* A (non

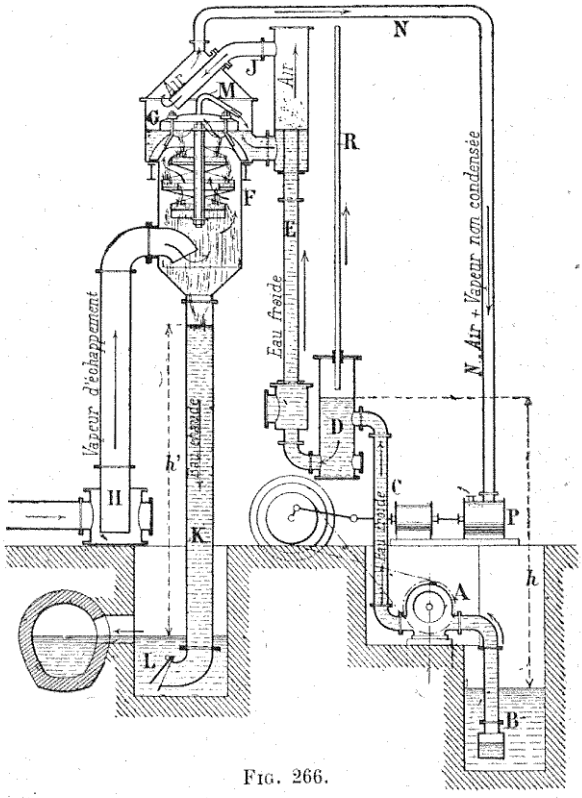


Fig. 266.

centrifuge) aspire l'eau d'un puits B et la refoule par la conduite C dans un *réservoir* D.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

De là, l'eau s'élève dans la conduite E à cause de la dépression qui règne au *condenseur* F, où elle arrive à la partie supérieure G, pendant que la vapeur d'échappement, venant par la conduite H, débouche à la partie inférieure I.

En arrivant dans le haut de la conduite E, l'air dissous dans l'eau (3 0/0 de son volume) se dégage et se rend dans le chapeau du condenseur par le tube J. L'eau tombe en cascade sur un plateau, s'y étale en nappe et déborde pour retomber sur un plateau inférieur. Sa vapeur se mélange à cette eau, se condense de plus en plus et continue à s'élever pendant que la partie condensée descend avec l'eau et s'écoule par le *tube barométrique* K dans une citerne L où plonge la partie inférieure de ce tube.

La vapeur non condensée gagne par le tuyau M le chapeau du condenseur d'où on l'extrait avec l'air, par la conduite N, à l'aide d'une *pompe à air sec* P.

Remarques. — 1° L'air se dégageant à une température voisine de celle de l'eau, 15° par exemple, occupe un volume plus restreint que s'il se dégageait à la température de l'eau chaude, 60° par exemple; il en résulte que les dimensions de la pompe à air et le travail absorbé sont également moindres. On a d'ailleurs constaté que la quantité d'eau nécessaire pour provoquer une même dépression était moins considérable dans ce type que dans les précédents;

2° Le travail d'élévation de l'eau est égal au produit de son poids Q par la hauteur h. Si un excès de vapeur au condenseur venait à provoquer son échauffement et la diminution du vide, l'eau retomberait dans le tuyau E mais pour s'y relever, ainsi que dans le tuyau R, sous l'influence de la pompe à eau A, qui continuerait à refouler l'eau jusqu'au nouvel amorçage du condenseur;

3° Le niveau d'eau dans le tube barométrique K s'établit de manière que la colonne h' augmentée de la pression au condenseur fasse équilibre à la pression atmosphérique; il doit donc avoir une hauteur au moins égale à $10^{m},33$. C'est d'ailleurs pour cette raison qu'on l'appelle barométrique.

226. Condenseur à surface (*fig.* 267). — Il se compose généralement d'un faisceau tubulaire renfermé dans une cuve. Autrefois la vapeur circulait à l'intérieur des tubes et l'eau à l'extérieur; actuellement on croit qu'il y a plus d'avantages à faire passer l'eau à l'intérieur des tubes et la vapeur autour comme l'indique le schéma 267.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Les condenseurs par surface étant d'une installation plus coûteuse que les autres et exigeant un volume d'eau considérable sont peu employés dans les installations fixes. Par contre ils rendent d'inappréciables services dans la marine : en effet, l'économie de charbon et d'eau douce est d'une importance capitale et la condensation s'impose à bord des navires. D'autre part le mélange de l'eau de mer dont on dispose avec la vapeur provoquerait de dangereux dépôts incrustants aussi bien à l'intérieur du condenseur que dans le générateur.

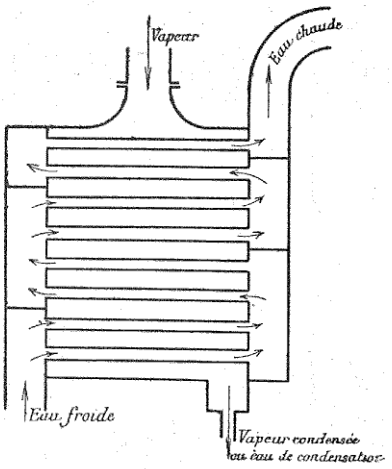


FIG. 267.

La condensation par surface seule permet d'utiliser comme eau d'alimentation celle qui provient de la condensation, et il suffit d'un très faible apport de nouvelle eau douce pour compenser les pertes et les purges.

La condensation par surface exige toujours deux pompes au moins : la pompe de circulation d'eau et la pompe à vide aspirant l'eau de condensation et la vapeur non condensée.

La quantité d'eau nécessaire dépend de trop de facteurs (conductibilité de la matière employée et surface) pour pouvoir être calculée ici. On compte généralement 50^{kg} d'eau à 10° pour condenser 1^{kg} de vapeur et une surface réfrigérante de $0^{m2},1$ par cheval-vapeur indiqué, pour les machines perfectionnées de grande puissance, de $0^{m2},2$ par cheval-heure pour les autres.

L'emploi de l'air comme réfrigérant conduit à des appareils encombrants, **aéro-condenseurs,** qui ne sont pratiques que si l'on peut utiliser l'air échauffé pour souffler des forges, fourneaux, cubilots, etc.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

227. Séparateurs d'huile. — Lorsqu'on désire utiliser pour l'alimentation des générateurs l'eau provenant de la condensation de la vapeur d'échappement, il est indispensable d'en éliminer les matières grasses qui s'opposeraient à la transmission de la chaleur des tôles à l'eau et qui favoriseraient le primage en provoquant une évaporation tumultueuse. On peut *extraire* l'huile de la vapeur avant l'arrivée au condenseur, ou bien *filtrer* l'eau de condensation.

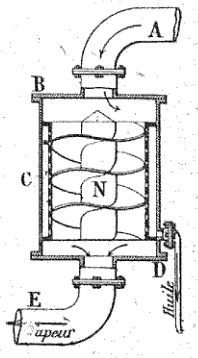


FIG. 268.

Extracteur Fouché (*fig.* 268). — La vapeur d'échappement est amenée par la conduite A dans le cylindre B. Un cylindre perforé C, concentrique au premier, est muni d'une surface hélicoïdale maintenue par le noyau N. La vapeur est obligée de parcourir cette hélice, la force centrifuge projette sur le cylindre perforé C les molécules d'huile qui s'écoulent par le tuyau D pendant que la vapeur se rend au condenseur par la conduite E.

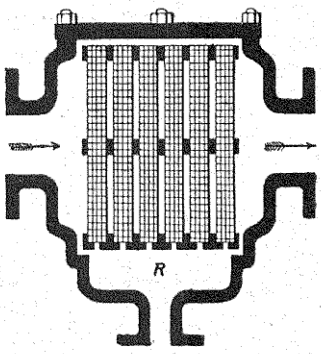


FIG. 269.

Extracteur Phénix (*fig.* 269). — La vapeur projetée à une grande vitesse sur des cloisons disposées en chicanes y abandonne l'huile, qui s'écoule par son propre poids dans le réservoir inférieur.

Filtre Edmiston (*fig.* 270). — L'eau refoulée de l'appareil alimentaire arrive par la conduite A. Pour sortir par la conduite B, elle doit traverser une masse filtrante de déchets de coton ou de feutre, pressée entre deux cylindres concentriques perforés. L'huile s'accumule à la partie supérieure, d'où on peut l'extraire sous pression par un robinet R vissé dans le couvercle. Le nettoyage doit être effectué une fois par jour et dès que l'indication du manomètre est supérieure de $1^{kg},500$ à la pression de la chaudière. A cet effet, on ferme les vannes C et D, on remplit l'appareil E d'une lessive de soude, on ouvre le robinet d'extraction R et l'on fait arri-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ver pendant deux minutes la vapeur vive par E. En marche normale, la

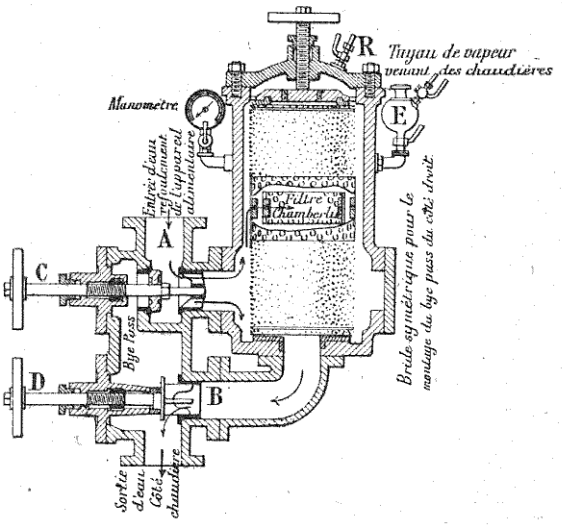


FIG. 270.

résistance du filtre est de $0^{kg},200$ à $0^{kg},350$ (*d'après MM. Glaenzer et Perreaud*).

228. Réfrigérants. — Lorsque l'eau chaude doit resservir à la condensation, on la refroidit à l'air libre dans de vastes tours où sa surface de contact avec l'air est assurée soit par l'épanouissement d'un jet, soit par de larges nappes d'eau retombant en cascades de plateau en plateau, soit en assurant un violent courant d'air par ventilateur ou cheminée.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Calculer la quantité d'eau à 12° nécessaire pour condenser, à 50°, 8^{kg} de vapeur à 100°.

II. — Pour condenser 20^{kg} de vapeur à 110°, on injecte 500^{l} d'eau à 18°. On demande : 1° la température au condenseur ; 2° la tension de la vapeur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'eau à cette température (tableau I); 3° la pression totale au condenseur exprimée en kilogrammes; 4° la dépression ou vide exprimé en colonne de mercure; 5° la quantité d'air à 0° contenue dans cette eau (5 0/0); 6° le volume de cet air à la température du condenseur; 7° le volume total de fluide à extraire par la pompe à air humide.

III. — Un cheval alimentaire utilise de la vapeur à la pression effective de 5^{kg} et travaille à pleine pression pendant toute la durée de la course. La vapeur s'échappe au condenseur où règne une dépression de 850^{g}. Le diamètre du piston est de $0^{m},640$ et sa course $0^{m},875$. Déterminer pour un coup de piston : 1° le travail réel de la vapeur (pertes négligées); 2° le supplément de travail dû à la condensation; 3° le bénéfice 0/0 dû à ce travail; 4° le vide au condenseur exprimé en colonne de mercure; 5° la tension totale au condenseur; 6° la tension de la vapeur d'eau; 7° la température correspondante; 8° la température de la vapeur à la pression de 5^{kg}; 9° la quantité d'eau à 8° nécessaire; 10° le travail dépensé pour puiser cette eau à $6^{m},30$ de profondeur avec une pompe dont le rendement est 70 0/0; 11° le bénéfice net 0/0 de la condensation, sachant que les frais d'installation augmentent le prix de revient de 2 0/0 et que le travail de la pompe à air humide est le 0,01 du travail total.

IV. — Dans le cas précédent, est-il plus avantageux d'entretenir au condenseur une température de 20° ou de 50°?

V. — Dans un condenseur à contre-courants, à quelle hauteur s'élève l'eau dans le tube barométrique lorsque la tension au condenseur est $0^{kg},250$.

VI. — Le condenseur d'une machine à vapeur a la forme d'un cylindre de 40^{cm} de diamètre et de 40^{cm} de hauteur. Il reçoit à chaque coup de piston 100^{g} de vapeur supposée saturante et sèche à la température de 130°. On demande le poids d'eau à 10° qu'il faudra injecter dans le même temps pour maintenir la température à 40°, sachant : 1° que la chaleur latente de vaporisation est donnée par la formule de Regnault ($Q = 606^{c},5 - 0^{c},695.t$); 2° que le rayonnement enlève au condenseur, à chaque coup de piston, une grande calorie par chaque mètre carré de surface. (*Ecole des mécaniciens de la flotte de Toulon.*)

XXXI. — Détente

229. Travail de détente. — Loi de Mariotte. — *La pression d'une même masse de vapeur dont la température est constante est inversement proportionnelle au volume qu'elle occupe :*

$$pv = p'v' = \text{constante}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Par conséquent, si après avoir admis la vapeur pendant une fraction $\frac{1}{m}$ de la course du piston, on supprime l'admission, cette vapeur tendant à occuper le plus grand volume se détendra en continuant à pousser le piston jusqu'à ce que sa pression soit devenue égale à la contre-pression. On dit que $\frac{1}{m}$ est la fraction d'admission et que *m est la détente*.

Pour fixer les idées, considérons la vapeur à la pression absolue de 6^{kg} admise pendant le $\frac{1}{6}$ de la course du piston.

La pression initiale est p_0 ou					6^{kg}
La pression après le	premier	sixième	de	course	est 6^{kg}
—	—	deuxième	—	—	$6 : 2 = 3^{kg}$
—	—	troisième	—	—	$6 : 3 = 2^{kg}$
—	—	quatrième	—	—	$6 : 4 = 1^{kg},5$
—	—	cinquième	—	—	$6 : 5 = 1^{kg},2$
—	—	sixième	—	—	$6 : 6 = 1^{kg}$

Représentation graphique. — Pour obtenir la courbe des pressions, il suffit de porter à une échelle déterminée, sur deux axes de coordonnées rectangulaires Ox et Oy, les fractions de course en abscisses et les pressions en ordonnée (*fig.* 271), puis de joindre d'un trait continu les points obtenus B, C, D, E, F, G. Cette *courbe de détente* est un *arc d'hyperbole équilatère*.

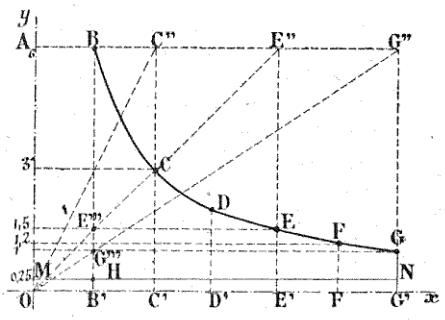


FIG. 271.

On détermine rapidement la pression au bout d'une course quelconque OE′ en rappelant le point E′ sur la parallèle à Ox située à une distance OA représentant la pression initiale $p_0 = 6^{kg}$ et en joignant le point obtenu E″

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à l'origine O. La droite OE″ coupe l'ordonnée B′B en un point E‴ tel que B′E‴ représente la pression au bout de la course OE′.

En effet, la similitude des triangles OB′E‴ et OE′E″ donne la relation :

$$\frac{B'E'''}{E'E''} = \frac{OB'}{OE'} \qquad \text{ou} \qquad \frac{p'}{p} = \left(\frac{l}{l'}\right) = \frac{ls}{l's} = \frac{v}{v'} \qquad \text{ou} \qquad pv = p'v'.$$

Il existe donc un moyen facile d'obtenir autant de points qu'on le désire sans faire aucun calcul.

Pression moyenne. — C'est la pression p' de la vapeur qui, agissant pendant toute la durée de la course OG′, produirait le même travail que la vapeur agissant à pleine pression pendant la course OB′ et se détendant pendant la course B′G′. Elle est égale à la moyenne arithmétique du nombre infini des pressions qui existent à chaque instant. Pratiquement on en considère 10, et l'on suppose qu'elles subsistent chacune pendant 0,1 de course :

$$(1) \qquad p' = 0{,}1\ (p'_1 + p'_2 + \dots p'_{10}).$$

En réalité, le résultat obtenu est approché par excès ; sa vraie valeur est :

$$(2) \qquad p' = \frac{p_0}{m}\ (1 + \log \text{nép}\ m) = \frac{p_0}{m}\ (1 + 2{,}3026 \log m),$$

p_0 étant la pression de la vapeur d'admission.

Quant au travail moyen, il est égal au produit de la pression moyenne p' par la surface du piston s en cm² et par le chemin parcouru L en mètres, c'est-à-dire la course du piston pour un demi-tour :

$$(3) \qquad T = F \times L = p's \times L,$$

ou

$$(4) \qquad T = \frac{p_0 s L}{m} \times (1 + 2{,}3026 \log m).$$

Comme le travail de pleine pression correspondant à la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

fraction de course $\frac{L}{m}$ est :

$$\frac{p_0 s L}{m}, \tag{5}$$

celui de détente s'obtient par différence :

$$T_d = \frac{p_0 s L}{m} \times 2{,}3026 \log m. \tag{6}$$

Application. — Dans notre cas, en supposant pour le piston une section de 2.000^{cm2} et une course de $0^m{,}72$, on a :

$$\frac{p_0 s L}{m} = 6^{kg} \times 2.000 \times 0^m{,}12 = 1.440^{kgm},$$

$$T_d = 1.440^{kgm} \times 2{,}3026 \times \log 6$$
$$= 1.440^{kgm} \times 2{,}3026 \times 0{,}77815 = 2.580^{kgm}.$$

Le travail total :

$$T = 1.440 + 2.580 = 4.020^{kgm}.$$

Contre-pression. — Mais il faut en retrancher le travail de contre-pression T_c, qui a pour valeur :

$$T_c = 1^{kgm}{,}033 \times 2.000 \times 0{,}72 = 1.487^{kgm}$$

lorsque l'échappement a lieu à l'air libre et

$$T_c' = 0^{kgm}{,}250 \times 2.000 \times 0{,}72 = 360^{kgm}$$

quand l'échappement a lieu dans un condenseur où la tension est de 250^g.

Consommation de vapeur. — Dans les conditions où nous nous sommes placés, la consommation de vapeur pour un coup de piston est :

$$V^{m3} = 0^{m3}{,}2000 \times 0{,}12 = 0^{m3}{,}024$$

de vapeur à la tension de 6^{kg}, pesant $3^{kg}{,}165$ le mètre cube) soit :

$$3^{kg}{,}165 \times 0{,}024 = 0^{kg}{,}075960.$$

Si la machine est à échappement à l'air libre, ce poids de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vapeur produit :

$$4.020 - 1.487 = 2.533^{kgm}.$$

Le cheval-heure de 270.000^{kgm} exigera :

$$0^{kg},075960 \times \frac{270.000}{2.533} = 8^{kg},1 \text{ de vapeur.}$$

Si la machine est à condensation, il y a par coup de piston production de :

$$4.020 - 360 = 3.660^{kgm}.$$

Le cheval-heure exigera :

$$0^{kg},075960 \times \frac{270.000}{3.660} = 5^{kg},6 \text{ de vapeur.}$$

Sur le graphique (*fig.* 271), l'économie due à la condensation est représentée par le rectangle MNG1. Celle qui est due à la détente est représentée par le polygone curviligne BGNH s'il y a condensation, BGG''' si l'échappement se fait à l'air libre.

Remarque. — L'économie due à la condensation augmente avec la détente; l'économie due à la détente augmente avec la condensation.

230. Avantages de la vapeur à haute pression. — Considérons, d'une part l'admission de la vapeur à 12^{kg} pendant $\frac{1}{12}$ de la course, et d'autre part l'admission de la vapeur à 6^{kg} pendant $\frac{1}{6}$ de la course.

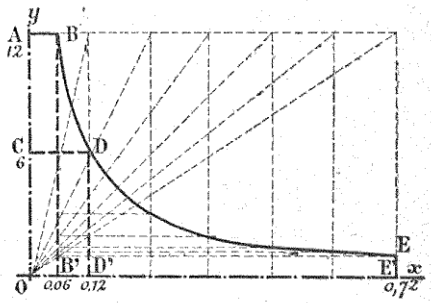


Fig. 272.

Lorsque la vapeur à 12^{kg} occupera les $\frac{2}{12}$ de la capacité engendrée par le piston, sa tension sera réduite

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à 6^{kg} et, à partir de ce moment, les travaux de détente DD'EE' seront identiques. Les travaux de pleine pression le sont aussi puisque

$$12s \times \frac{1}{12} L = 6s \times \frac{1}{6} L = sL.$$

Donc la vapeur à 12^{kg} fournit en plus le travail de détente BB'DD' = ABDC, pour un même poids de vapeur, quelle que soit d'ailleurs la contre-pression.

Ce bénéfice est facile à évaluer, puisque

$$T_d = \frac{p_0 sL}{m} \times 2{,}3026 \log m.$$

Entre B' et D', la détente est 2; donc, si l'on considère encore un piston de section $s = 2{,}000^{cm2}$ et de course $L = 0^m{,}72$, le bénéfice

$$T_d = 1.440^{kgm} \times 2{,}3026 \times 0{,}30103 = 998^{kgm}.$$

Or la quantité de chaleur nécessaire pour obtenir cet avantage est insignifiante :

$$Q = 0^{cal}{,}48 \times 0^{kg}{,}076 \times (187^\circ - 158^\circ) = 1^{cal}.$$

Consommation de vapeur. — Avec une machine à échappement libre, le travail total produit par coup de piston est :

$$2.533 + 998 = 3.531^{kgm}.$$

Le cheval-heure exigera :

$$\frac{0^{kg}{,}076 \times 270.000}{3.531} = 5^{kg}{,}60 \text{ de vapeur.}$$

Si la machine est à condensation, le travail produit est :

$$3.660 + 998 = 4.658^{kgm};$$

le cheval-heure exigera :

$$\frac{0^{kg}{,}076 \times 270.000}{4.658} = 4^{kg}{,}65 \text{ de vapeur.}$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

231. Avantages de la vapeur surchauffée. — Rappelons que, si l'on surchauffe à pression constante de la vapeur saturée dont la tension est 6^{kg} et la température 158° pour amener sa température à 250° (moyenne surchauffe), puis à 350° (haute surchauffe), il en résultera une augmentation de volume telle que :

$$V_1 = V \times \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = V \times \frac{273 + 250}{273 + 158} = V \times \frac{523}{431},$$
$$V_2 = V \times \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t} = V \times \frac{273 + 350}{273 + 158} = V \times \frac{623}{431}.$$

Avec de la vapeur saturée dont la tension est 12^{kg} et la température 187°, on obtient :

$$V'_1 = V \times \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t'} = V \times \frac{273 + 250}{273 + 187} = V \times \frac{523}{460},$$
$$V'_2 = V \times \frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t'} = V \times \frac{273 + 350}{273 + 187} = V \times \frac{623}{460}.$$

Les poids d'un même volume de vapeur sont inversement proportionnels aux volumes occupés par une même masse ; par conséquent les consommations de vapeur à 6^{kg} ou à 12^{kg} surchauffée à la température T = 250° ou 350° s'obtiennent en multipliant les consommations de vapeur saturée par :

$$\frac{431}{523}, \frac{460}{523}, \frac{431}{623}, \frac{460}{623}$$

ou plus généralement

$$\frac{1 + \alpha t}{1 + \alpha T}.$$

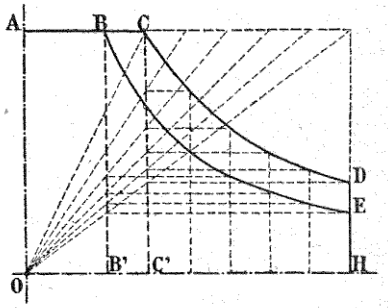


FIG. 273.

Si l'on employait le même poids de vapeur dans la même machine, il y aurait encore économie, provenant de l'augmentation de travail BCDE, mais elle serait moins considérable parce que la détente serait diminuée : C'H < B'H.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

232. Remarque. — Les avantages qui résultent de la condensation, de l'augmentation de pression et de la surchauffe, peuvent s'expliquer à l'aide du théorème de Carnot : *Le rendement maximum k d'un moteur thermique est égal au rapport qui existe entre la diminution* $(t - t')$ *de température de la vapeur et la température absolue* $(273 + t)$ *la plus élevée :*

$$(1) \qquad k = \frac{t - t'}{273 + t}.$$

La température initiale t de la vapeur est 158° pour une tension de 6^{kg} (pression effective de 5^{kg}) ; elle est de 187° pour une tension de 12^{kg} (pression effective de 11^{kg}) ; elle est 250° ou 350° pour les surchauffes considérées. Quant à la température finale t', elle est égale à 100° lorsque la pression d'échappement est celle de l'atmosphère et 64° lorsque la pression au condenseur est $0^{kg},250$. En effectuant l'équation (1) pour les différents cas, on obtient pour k les valeurs du tableau ci-dessous, dans lequel nous avons en outre consigné les poids théoriques P de la vapeur consommée par cheval-heure. Toutes les pertes sont négligées.

MACHINES	TENSION de LA VAPEUR	ÉTAT DE LA VAPEUR		
		SATURÉE	SURCHAUFFÉE A 250°	SURCHAUFFÉE A 350°
Sans détente (1).....	6^{kg}	$P = 17^{kg},1$	$P = 14^{kg},1$	$P = 11^{kg},49$
	6^{kg}	$k = 0,13$	$k = 0,28$	$k = 0,40$
A détente sans condenseur		$P = 8^{kg},1$	$P = 6^{kg},6$	$P = 5^{kg},6$
	12^{kg}	$k = 0,18$	$k = 0,28$	$k = 0,40$
		$P = 5^{kg},6$	$P = 5^{kg},0$	$P = 4^{kg},1$
A détente avec condenseur	6^{kg}	$k = 0,21$	$k = 0,35$	$k = 0,45$
		$P = 5^{kg},6$	$P = 4^{kg},6$	$P = 3^{kg},9$
	12^{kg}	$k = 0,27$	$k = 0,35$	$k = 0,45$
		$P = 4^{kg},7$	$P = 4^{kg},1$	$P = 3^{kg},5$

(1) Il en existe encore quelques exemples dans les pompes à action directe ou petits-chevaux sans volant.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Quelle doit être la détente pour que la pression finale de la vapeur d'échappement soit égale à la pression du condenseur lorsque :

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

La tension initiale de la vapeur est	6^{kg}	et la tension au condenseur	300^{g} ?
—	8^{kg}	—	500^{g} ?
—	12^{kg}	—	400^{g} ?
—	15^{kg}	—	250^{g} ?
La pression effective de la vapeur est	4^{kg}	et le vide au condenseur	500^{mm} de Hg ?
—	9^{kg}	—	408^{mm} de Hg ?
—	13^{kg}	—	650^{mm} de Hg ?
—	10^{kg}	et l'échappement est à air libre ?	
—	5^{kg}	—	
La tension initiale de la vapeur est	7^{kg}	—	
—	11^{kg}	et le vide au condenseur	600^{mm} Hg ?

II. — Calculer la puissance maxima que peut atteindre une machine utilisant de la vapeur dont la pression effective est 11^{kg}. Le vide au condenseur est 57^{mm} de mercure, la détente $m = 10$, la course du piston $L = 1^{m},200$ et son diamètre $D = 0^{m},604$; le nombre de tours par minute $n = 80$. Construire le diagramme du travail pour un coup de piston. Echelles : 0,1 pour les longueurs, 4^{mm} par kilogramme pour les pressions.

III. — Déterminer la consommation théorique minima de vapeur par cheval-heure d'une machine utilisant de la vapeur dont la tension est 8^{kg} ; l'échappement est à air libre ; le diamètre du piston $D = 0^{m},400$, sa course $L = 0^{m},750$, et la détente $m = 8$. Construire le diagramme comme pour le problème précédent.

IV. — Même problème pour une machine utilisant de la vapeur à la pression effective de $8^{kg},500$ ($t = 177°$), surchauffée à $T = 327°$; la tension au condenseur est $0^{kg},200$; le diamètre du piston $D = 0^{m},500$; sa course $L = 0^{m},800$ et la fraction d'admission $\frac{1}{m} = 0,08$. Construire le diagramme.

XXXII. — Travail réel de la vapeur

233. Pertes d'énergie dans les machines à vapeur. — Dans les recherches de consommation de vapeur que nous avons faites jusqu'ici, nous n'avons tenu aucun compte des pertes qui sont inhérentes au fonctionnement de la machine à vapeur et qui viennent augmenter sensiblement le poids de vapeur nécessaire pour produire un travail déterminé. Ces pertes ont pour causes : 1° *les fuites ;* 2° *le primage ;* 3° *les condensations dans les conduites et le cylindre ;* 4° *l'espace mort ;* 5° *les frottements et le fonctionnement des organes annexes.*

Fuites. — Elles sont dues à un rodage défectueux ou à un

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

soulèvement intempestif des soupapes de sûreté, au manque d'étanchéité des joints dans les conduites, des presse-étoupes, de la tige du piston et de la tige d'excentrique, de la garniture du piston, etc. La plupart de ces fuites peuvent être évitées par une construction soignée, par le serrage des joints et par l'examen du diagramme en ce qui concerne les fuites intérieures. Pour empêcher le soulèvement des soupapes, il convient d'utiliser une chaudière timbrée à une pression supérieure de 1^{kg}, à la pression usuelle.

Primage. — La quantité d'eau entraînée par la vapeur est d'autant plus grande que l'ébullition est plus tumultueuse, d'où la nécessité d'employer pour l'alimentation de l'eau aussi pure que possible; d'avoir au générateur un grand volume et un large plan d'eau ; d'ouvrir progressivement le robinet de prise de vapeur. Il convient en outre de faire passer le fluide par une cloison perforée qui arrête l'eau plutôt que par un large orifice, et de prendre la vapeur aussi loin que possible du plan d'eau. Les remèdes au primage consistent dans l'emploi des séparateurs d'eau et de vapeur, des sécheurs et des surchauffeurs.

Outre la perte qui résulte des calories perdues par l'eau entraînée Q^{kg} à t^{o} :

$$T = 425^{kgm} \times Qt = 425Qt^{kgm},$$

l'accumulation d'un liquide incompressible dans les fonds de cylindre peut amener la rupture de ceux-ci ; on les munit parfois de soupapes de sûreté (*fig.* 238).

Condensations dues au refroidissement. — Dans les conduites la perte de chaleur est due au rayonnement et à la conductibilité du métal. L'emploi des enveloppes calorifuges en déchets de laine, de feutre, de soie, de liège, de paille, de bois, de scories et d'amiante s'impose dès que les conduites atteignent une certaine longueur ou se trouvent au dehors des bâtiments. Il est même nécessaire dans ce cas de les protéger par un auvent ou une toiture contre le vent et la pluie.

Le cylindre se refroidit aussi pour les mêmes raisons, mais

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

la température s'abaisse surtout à cause de la détente de la vapeur et de la communication avec le condenseur. On combat

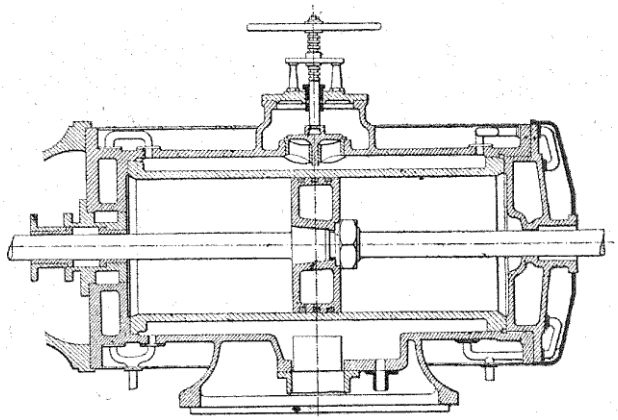


FIG. 274.

ce refroidissement non seulement par des enveloppes calorifuges et des matelas d'air, mais surtout par une circulation de vapeur dans une enveloppe ménagée à l'extérieur du cylindre (*fig.* 274) et parfois aussi à l'intérieur du piston (*fig.* 275). Le remède le plus efficace semble être la surchauffe de la vapeur à une température suffisante pour qu'elle soit encore sèche ou légèrement surchauffée à la fin de la course du piston.

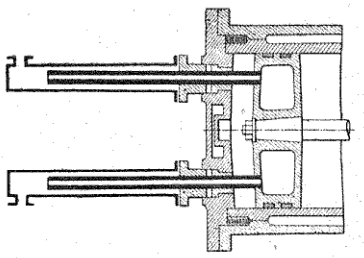


FIG. 275.

La fermeture de l'orifice d'échappement avant la fin de la course du piston, en amenant une compression, contribue au réchauffement de la machine en même temps qu'elle évite les chocs aux points morts.

Espace mort. — On appelle ainsi le volume qui résulte de l'excès de la longueur du cylindre sur la course du piston, et

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

celui des conduits d'admission entre le distributeur et le cylindre. L'intervalle qui existe entre le fond de cylindre et le piston au point mort est nécessaire à cause des condensations et du jeu des articulations des organes; il est de 4^{mm} dans les machines bien construites. La vapeur contenue dans l'espace mort ne produit aucun travail de pleine pression, mais seulement un travail de détente. Elle est perdue à la pression qui existe à la fin de la course du piston, par conséquent plus faible dans les machines à détente que dans les machines à pleine pression.

La compression résultant de la fermeture anticipée de l'échappement diminue la perte due à l'espace mort (n° 236).

234. Indicateurs de pression. — **Définition.** — Ce sont des appareils qui ont pour but de faire enregistrer automatiquement, par la machine elle-même, le travail produit par la vapeur sur les faces du piston. Ils sont nécessaires parce que la pression qu'exerce cette vapeur est essentiellement variable et que le calcul du travail serait non seulement pénible, mais encore entaché d'erreur à cause de la complexité et du nombre des phénomènes qui se produisent simultanément.

Principe. — L'appareil décrit une courbe fermée dont les abscisses sont à chaque instant proportionnelles aux courses du piston et les ordonnées proportionnelles aux pressions exercées par la vapeur. Il en résulte que la surface comprise à l'intérieur de cette courbe est proportionnelle au travail produit.

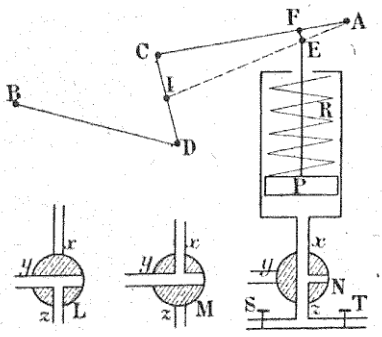


FIG. 276.

Description de l'indicateur Richard (*fig.* 276-277). — Il se compose d'un cylindre vertical, dans lequel se meut un piston soumis sur sa

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

face supérieure à la tension d'un ressort, et dont la face inférieure peut être mise en communication avec la capacité engendrée par l'une des faces du piston moteur. La tension du ressort est réglée de telle sorte que les déplacements du piston soient proportionnels aux pressions qui s'exercent sur sa face inférieure.

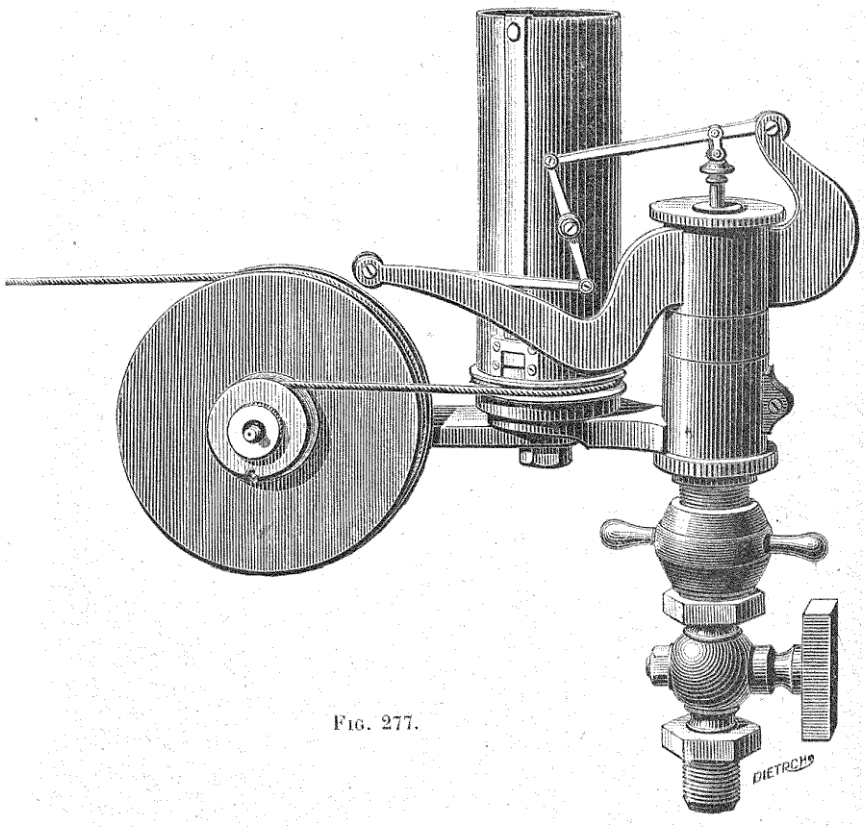


FIG. 277.

Un quadrilatère articulé ACDB est formé de deux tiges AC et DB pouvant osciller autour des points fixes A et D; ces tiges sont réunies par une biellette CD articulée aux points C

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et D ; AC reçoit en F l'action de la tige du piston dont l'extrémité E se trouve sur la droite joignant le point fixe A au milieu I de CD. Grâce à cette disposition, le point I se déplace sur une parallèle à E, et ses déplacements sont proportionnels à ceux de E et du piston. Au point I est fixé un stylet (crayon) en cuivre ou en maillechort devant lequel tourne un tambour sur lequel on enroule une feuille de papier recouverte d'oxyde de zinc (ZnO).

Le réducteur de course (*fig.* 277) est composé de deux poulies à gorge montées sur le même axe : sur la plus grande passe une cordelette reliée au coulisseau de la machine ; sur la plus petite passe une autre cordelette qui s'enroule, d'autre part, sur une gorge du tambour. Il résulte de cette disposition que les chemins parcourus par le piston et son coulisseau, d'une part, et le tambour d'autre part, sont entre eux comme les rayons des deux poulies, donc proportionnels. Pendant la course $\mathcal{R}$ du coulisseau, un puissant ressort de rappel assure le mouvement inverse. L'appareil se place sur le fond de cylindre, ou mieux sur une conduite pouvant communiquer avec les deux capacités du cylindre moteur. Un robinet à trois voies N peut faire communiquer à volonté deux des trois conduites menant à l'appareil x ; à l'atmosphère y ou au cylindre z. Deux robinets S, T ou un robinet à deux voies mettent la conduite z en relation avec les faces $\mathcal{N}$ ou $\mathcal{R}$ du piston moteur.

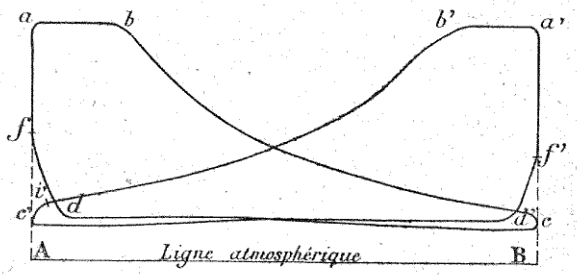


FIG. 278.

Cylindre HP d'une machine compound.
$3^{mm} = 1^{kg}$ par cm^2 ;
$n = 112$ tours ; $D = 0^m,400$; $L = 0^m,800$.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Relevé du diagramme. — Après avoir monté l'appareil et réglé les cordelettes, on dispose le robinet suivant L pour purger les conduites de vapeur, suivant N pour échauffer l'indicateur, suivant L pour purger l'indicateur et faire tracer la ligne atmosphérique AB, de nouveau suivant N pour tracer les diagrammes A', a', b', c', d' et A, a, b, c, d (*fig.* 278), ou un seul selon les cas.

Calcul du travail indiqué (*fig.* 279). — La ligne atmosphérique AB étant partagée en dix parties égales, 0, 1, 2, 3, ..., 10 ;

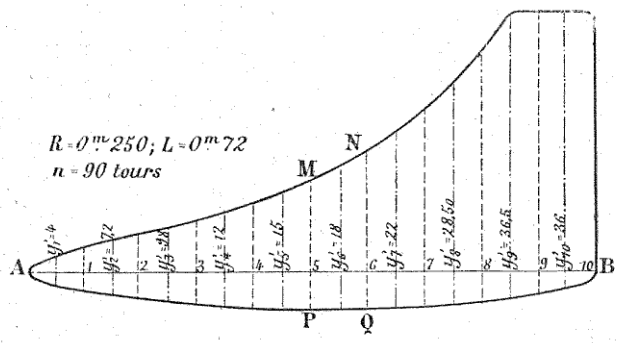


FIG. 279.

on trace les ordonnées $y'_1, y'_2, y'_3, \ldots, y'_{10}$, bases moyennes des trapèzes curvilignes tels que MNPQ, obtenus en menant par les points de division les perpendiculaires à AB. L'*ordonnée moyenne* y_m est la moyenne arithmétique des ordonnées y'_1, y'_2, ..., y'_{10} :

$$y_m = 0{,}1 \times (y'_1 + y'_2 + y'_3 + \ldots y'_{10}),$$
$$y_m = 0{,}1 \times (4 + 7{,}2 + 9{,}8 + 12 + 15 + 18 + 22 + 28{,}5 + 36{,}5 + 36) = 18^{mm},9.$$

On appelle *échelle de l'indicateur* le rapport constant qui existe entre le déplacement du stylet et la variation de pression correspondante

$$k = \frac{y'_1}{p'_1} = \frac{y'_2}{p'_2} = \ldots \frac{y_m}{p_m} = \text{C}^{te} ; \qquad \text{d'où} \qquad p_m = \frac{y_m}{k}.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Dans notre exemple, l'échelle $k = 3^{mm}$ pour 1^{kg} par 1^{cm2}.

Par suite :

$$p_m = \frac{y_m}{k} = \frac{18^{mm},9}{3^{mm}} = 6^{kg},3.$$

Dès lors, pour obtenir le travail, il suffit de multiplier la pression moyenne par la surface exprimée en centimètres carrés :

$$S^{cm2} = \pi R^2 = 0,25\pi D^2 ;$$

le résultat obtenu par la course exprimée en mètres, L^m ; le nouveau résultat par 2 pour un tour, par $(n : 60)$ pour une seconde, et de diviser par 75 pour obtenir le résultat en chevaux-vapeur indiqués :

$$T_i = p_m \times S^{cm2} \times L^m \times 2 \times \frac{n}{60} \times \frac{1}{75} = \frac{y_m \pi R^2 L n}{k \times 2.250} = \frac{0,001396 y_m R^2 L n}{k}.$$

Pour une *machine déterminée*, R et L étant fixes, il y a intérêt à calculer la constante,

$$\alpha = 0,001396 R^2 L = 0,001396 \times 25^2 \times 0,72 = 0,62832 \text{ dans notre cas.}$$

$$T_i = \alpha \frac{y_m \times n}{k} = 0,62832 \times \frac{18,9}{3} \times 90 = 356^{chx},25.$$

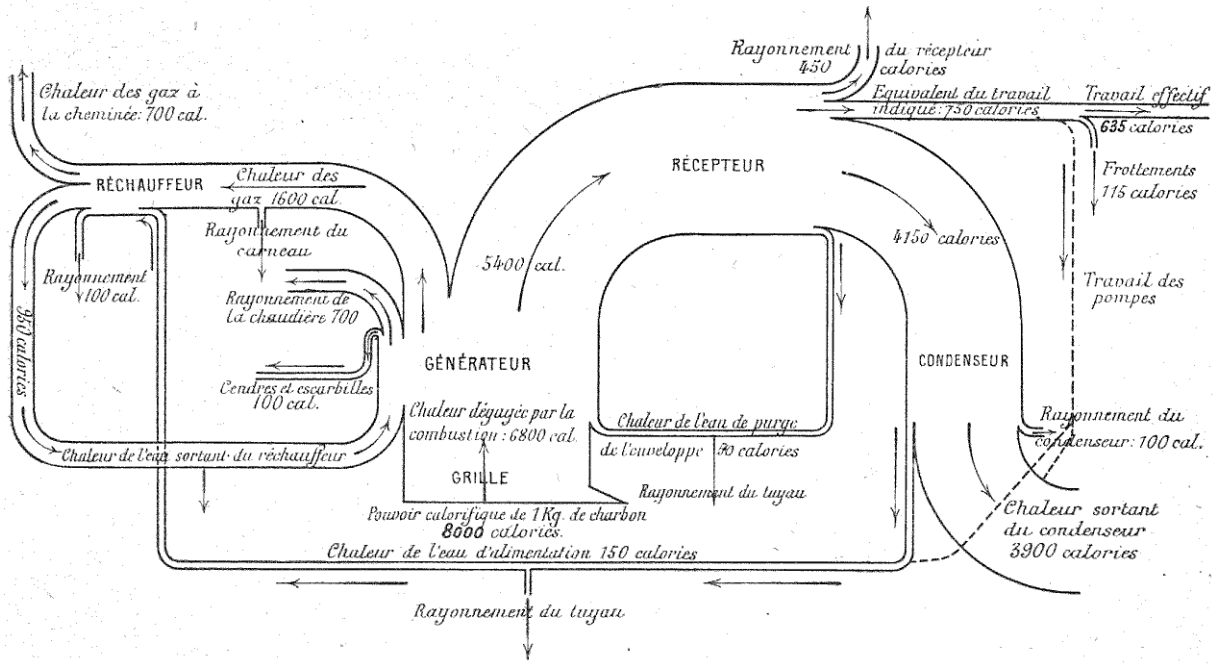
On pourrait naturellement calculer y_m à l'aide de la formule de Simpson ou à l'aide d'un intégrateur comme le planimètre d'Amsler dont nous avons déjà parlé.

Nota. — Lorsqu'on relève deux diagrammes pour le coup AV et le coup AR, on fait la somme des travaux pour un tour au lieu de doubler le travail représenté par le diagramme unique.

235. Travail effectif. — C'est le travail réellement disponible sur l'arbre moteur ; on le désigne par T_e ou T_u ; c'est le travail utilisable. On l'évalue à l'aide des freins : de Prony, à bascule, à sangle ou autres ; et à l'aide du travail fourni aux pompes ou aux dynamos. Sa valeur est égale à celle du travail indiqué T_i diminué du travail passif T_p absorbé par les frottements et par le fonctionnement des organes annexes.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Répartition approximative de la chaleur dans une machine consommant 1 kg de charbon par cheval-heure effectif, *d'après M. Walckenaer, ingénieur en chef des mines.*



Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

On appelle *rendement organique* d'une machine le rapport qui existe entre le travail effectif

$$T_e = T_u = T_i - T_p$$

et le travail indiqué :

$$k = \frac{T_e}{T_i} = \frac{T_i - T_p}{T_i}.$$

Il varie ordinairement de 70 à 90 0/0.

Fonctionnement des organes. — Les tiges du piston et du tiroir, le piston dans le cylindre, l'excentrique et son collier, les articulations du pied et de la tête de bielle, le frottement du tiroir sur sa glace, de l'arbre moteur dans ses coussinets, le fonctionnement du régulateur et du condenseur, les transmissions diverses absorbent en quantité plus ou moins grande, mais toujours appréciable, une partie de l'énergie produite. C'est le travail de frottement, travail résistant ou travail passif, T_p.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Dans une machine où la détente réglée est $m = 8$, le volume de l'espace mort est les 0,06 de la capacité engendrée par une face du piston. Sachant que la pression effective est 6^{kg}, le vide au condenseur 57^{cm} de Hg, le diamètre du piston $0^m,500$ et la course $0^m,800$, construire les diagrammes superposés, en négligeant, puis en tenant compte de l'espace mort; en déduire la détente réelle, l'augmentation de puissance et l'augmentation dans la consommation de vapeur par cheval-heure. Echelle des pressions : 1^{cm} par kilogramme; échelle des longueurs : 0,1.

II. — Calculer la puissance indiquée du cylindre haute pression sur lequel on a relevé le diagramme figure 278.

III. — Les essais effectués sur une machine Piguet installée à la Manutention militaire de Paris ont accusé : 1° par les diagrammes, une puissance indiquée de $187^{chx},52$; 2° par le frein, une puissance effective de $165^{chx},89$.

Quel est le rendement organique de cette machine ?

IV. — Les essais effectués sur l'installation élévatoire de l'usine du

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Grand-Camp pour le service d'eau de la ville de Lyon ont accusé : puissance indiquée par les diagrammes des machines à vapeur 673^{chx},30 ; durée de l'essai, 10^{h} ; nombre de tours, 73.863^{t},5 ; volume d'eau élevée par coup de piston, 392^{l},4 ; hauteur moyenne d'élévation totale de cette eau, 51^{m},695 ; consommation totale de houille brute à 15 0/0 de cendres. On demande : 1° quel est le rendement combiné des machines et pompes ; 2° quelle est la consommation de charbon brut et de charbon net par cheval-heure indiqué et par cheval-heure en eau montée ; 3° quel est le prix de revient du cheval-heure indiqué et du cheval-heure en eau montée, si le charbon rendu à l'usine coûte 24 francs (nombre arbitraire) la tonne.

V. — Une machine Piguet accuse, lors des essais, une vitesse moyenne de 90^{t},27 à la minute, une pression effective dans la boîte à tiroir de 7^{kg},409, une admission moyenne de 12 0/0, une puissance indiquée de 181^{chx}. Sachant que le diamètre du piston est 0^{m},500 et sa course 1^{m}, quelle serait la puissance si aucune perte n'existait ?

VI. — Nous extrayons les données suivantes du compte rendu des essais effectués par l'*Association des propriétaires d'appareils à vapeur du Nord de la France* sur deux générateurs semi-tubulaires, alimentant une machine monocylindrique dont le diamètre du piston est 0^{m},460, celui de la tige 0^{m},075 et la course 1^{m},080, le tout installé à l'*usine de tramways électriques de Boulogne-sur-Mer* :

Durée des essais	10^{h}.
Poids de houille brute et humide brûlée	2.408^{kg},500
Pression moyenne de la vapeur au générateur	7^{kg},700
Température moyenne de l'eau d'alimentation	10°,95
Poids d'eau vaporisée	18.581^{kg},650
Pressions initiales dans le cylindre	*N*, 7^{kg},27 ; *R*, 6^{kg},81
Vitesse moyenne	84^{t},60
Indication du tableau de la dynamo	270^{amp},33 et 496^{volts},74
Prix de la tonne de charbon : prise à la mine	13^{f},10
— rendue à l'usine	20^{f},85

Calculer : 1° le poids d'eau vaporisée, et 2° le nombre de calories utilisées par kilogramme de charbon ; 3° la puissance indiquée d'après les diagrammes (*fig.* 280) ; 4° la puissance de la dynamo ; 5° le rendement global de la dynamo, y compris les annexes de la machine et les transmissions ; 6° le travail total de la dynamo en kilowatts-heure ; 7° la consommation de vapeur et de charbon par cheval indiqué et par heure, ainsi que le prix de revient

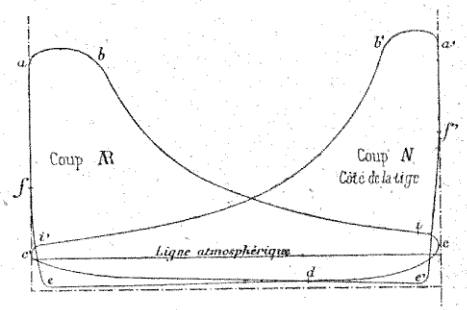


FIG. 280.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à la mine et à l'usine ; 8° la consommation de vapeur et de charbon par kilowatt-heure ainsi que le prix de revient à la mine et à l'usine ; 9° le prix de revient de la tonne de vapeur ; 10° la perte 0/0 de travail dû à la différence de pression absolue entre le générateur et le cylindre.

XXXIII. — Distribution de la vapeur

236. Différentes phases de la distribution. — Nous avons vu (n° 229) qu'il y avait économie, après avoir *admis* la vapeur sur une face du piston pendant une fraction seulement de sa course, à laisser la vapeur *se détendre*, en fermant l'orifice d'admission. Comme cette même face du piston est en communication avec l'*évacuation*, pendant le retour, la distribution comprend au moins trois phases (*fig.* 271) : **aller** : 1° *l'admission*, AB *ou* OB′ ; 2° *la détente*, BG *ou* B′G′ ; — **retour** : *l'échappement à l'atmosphère ou au condenseur*, NM *ou* G′O.

Dans la réalité, les orifices d'échappement n'étant pas ouverts en grand instantanément, la pression ne peut tomber brusquement de G à N (*fig.* 271), et il régnerait au début du retour une compression bien supérieure à la tension de l'air ou à celle du condenseur, comme l'indique la courbe *cd* du diagramme 280. Pour faciliter l'évacuation, on démasque les orifices d'échappement avant que le cylindre ne soit à son point mort, en *i′* (*fig.* 278) ; c'est l'*avance à l'échappement*. Grâce à cette période, la contre-pression se maintient beaucoup plus basse et plus constante de *c* en *d* et de *c′* en *d′* (*fig.* 278).

En fermant l'orifice d'échappement avant la fin du retour du piston, on augmente la contre-pression en comprimant la vapeur qui reste à évacuer, et l'on perd un certain travail. Par contre, on a le double avantage : 1° de refouler cette vapeur dans l'espace mort qui, sans elle, s'emplirait, à l'admission, de vapeur fraîche ; 2° de provoquer, par la compression, un échauffement des parois du piston et du cylindre qui, étant très refroidies par la détente et la communication avec le condenseur ou l'atmosphère, seraient une cause de conden-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

sation de la vapeur nouvellement admise. Il y a donc utilité à établir une période de *compression*.

Enfin, on démasque les orifices d'admission avant que le piston n'ait terminé sa course de retour. Cette *avance à l'admission* a pour but d'assurer une ouverture très nette des orifices d'admission, dès le début de la course directe. Il en résulte également une contre-pression figurée par *df*, *d'f'* (*fig.* 278) ; *ef*, *e'f'* (*fig.* 280). Si ces courbes étaient dues à la compression, ce seraient des branches d'hyperboles équilatères comme celle de détente : *bi*, *b'i'* (*fig.* 280). En résumé, six phases :

Aller
1° *Admission ;*
2° *Détente ;*
3° *Avance à l'échappement ou échappement anticipé.*

Retour
4° *Échappement ;*
5° *Compression ;*
6° *Avance à l'admission ou admission anticipée.*

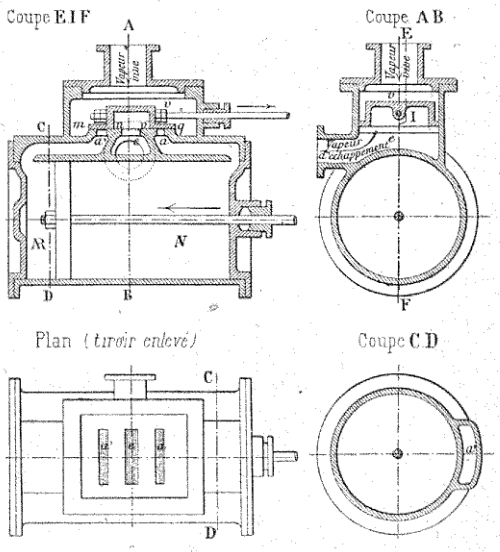


FIG. 281 à 284.

237. Tiroir à coquille, à recouvrements. — Des-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

cription (*fig.* 281-284). — Il se compose d'une caisse renversée, ou parallélipipède rectangle creux, ouvert suivant une de ses faces, et muni suivant le périmètre de cette face d'un rebord plan, parfaitement poli, que l'on nomme *glace* du tiroir, et par l'intermédiaire duquel la caisse glisse sur la glace du cylindre. Les parties *mn* et *pq* s'appellent *barrettes*; elles se déplacent devant les orifices *a* et *a'* des conduits de vapeur et *e* d'échappement, que présente la glace du cylindre. Le tiroir est animé d'un mouvement R.-A. par une tige que commande directement ou indirectement un excentrique ou une contre-manivelle, calés sur l'arbre moteur.

Le tiroir se déplace dans une boîte à vapeur *v* qui est en communication avec les générateurs par la tubulure A. On appelle *recouvrements* extérieurs ou intérieurs les parties des barrettes qui dépassent les orifices des conduites, lorsque le tiroir est dans sa position moyenne.

Jeu du tiroir (*fig.* 285). — En O et O′ sont figurés les orifices des conduits de l'R et de l'V cylindre; en 1, 2, 3,..., 17,

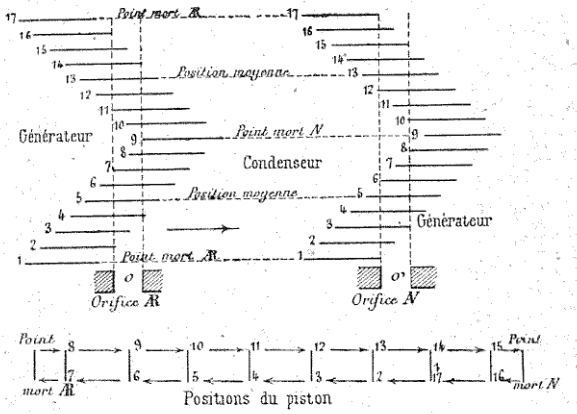


FIG. 285.

les positions horizontales des barrettes. Considérons successivement ce qui se passe sur les deux côtés du piston. De 1 à 9, course V du tiroir; de 9 à 17, course R du tiroir.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

a) $\mathcal{R}$ *cylindre* (*côté gauche*). — De 1 à 4, l'admission est fermée, l'échappement ouvert ; en 4, fermeture de l'échappement.

De 4 à 7, l'admission et l'échappement étant fermés, c'est la période de compression ; le piston doit donc revenir vers l'$\mathcal{R}$ de 1 à 7. En 7, a lieu l'ouverture de l'admission ; si l'introduction n'est pas anticipée, le piston doit être au point mort $\mathcal{R}$, prêt à commencer sa course $\mathcal{N}$. Le tiroir est alors aux $\frac{3}{8}$ de sa course totale et non pas au quart, comme avec le tiroir sans recouvrements ; l'excentrique doit être calé à plus de 90° en avant de la manivelle ; soit $\alpha = 120°$, par exemple. On dit que le tiroir à recouvrements nécessite une avance angulaire $\gamma = 120 - 90 = 30°$. S'il existe une avance à l'admission, le piston et la manivelle ne sont pas encore à leur point mort $\mathcal{R}$; il y a de ce fait un supplément d'avance angulaire de l'excentrique. Dans la marine, on prend :

$$\gamma = 35° ; \qquad \alpha = 90 + \gamma = 125°.$$

De 7 à 11, l'admission est ouverte, l'échappement fermé.

De 11 à 14, l'admission et l'échappement sont fermés, c'est la période de détente.

L'échappement reste ouvert jusqu'à ce que le tiroir, ayant franchi son point mort $\mathcal{R}$ et recommencé sa course $\mathcal{N}$, soit revenu en 4 où a lieu la fermeture à l'échappement.

b) $\mathcal{N}$ *cylindre* (*côté droit*). — Il est visible que de 1 à 3 a lieu l'admission ; de 3 à 6, la détente ; de 6 à 12, l'échappement ; de 12 à 15, compression, et de 15 à 17 et à 3, admission.

Nota. — Les déplacements du piston ne sont pas proportionnels à ceux du tiroir ; pour avoir les positions respectives des deux organes à chaque instant et déterminer, selon les cas, la durée des différentes phases de la distribution, la longueur des recouvrements ou l'angle de calage, on effectue une *épure de régulation*. Dans cette épure, on commence toujours par supposer que les déplacements du *piston* et du *tiroir* sont respectivement égaux aux projections, sur la direction de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

leurs tiges, des centres du *bouton de manivelle* et du *disque d'excentrique*. L'erreur que l'on commet ainsi est très petite, parce que la longueur des bielles l est très grande par rapport aux diamètres d des circonférences décrites par ces

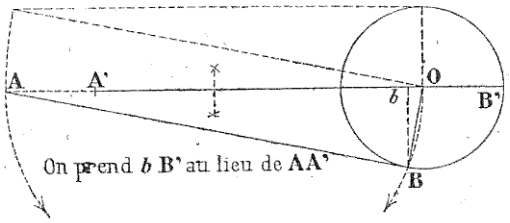


FIG. 286.

centres généralement $l > 2{,}5d$. Dans le cas où $l = 2{,}5d$, l'épure exacte (*fig.* 286) et le calcul montrent que l'erreur maxima est:

$$\frac{bB' - AA'}{AA'} = \frac{3\sqrt{26} - 13}{26} = 0{,}08 = 8\ 0/0.$$

On peut d'ailleurs corriger cette erreur en modifiant l'épure après son exécution dans l'hypothèse précédente.

238. Épure de Rech ou de Reuleaux (*fig.* 287). — En supposant que les orifices ab, $a'b'$; les recouvrements extérieurs à l'admission ac, $a'c'$; les recouvrements intérieurs bi, $b'i'$, et le rayon d'excentrique OE soient représentés à la même échelle, nous étudierons successivent les déplacements des quatre arêtes extérieures e, e' et intérieures i, i'. Le tiroir étant supposé dans sa position moyenne, pour qu'il commence à découvrir l'orifice ab afin de permettre l'*admission* AR, il faut que le centre du disque d'excentrique passe de la position moyenne E_0 à la position E. Si cette ouverture de l'admission a lieu au moment où le piston est à son point mort AR la manivelle OM_3 est alors horizontale et l'angle de *calage* α surpasse 90° de l'*avance angulaire* γ :

$$\alpha = 90° + \gamma.$$

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Si l'on désirait une petite période d'*avance à l'admission ou d'admission anticipée*, il faudrait qu'au moment où le centre d'excentrique est en E_1, le piston et la manivelle ne fussent pas encore à leur point mort $\mathcal{R}$, en OM'_1 au lieu de OM_1 par exemple. Ce but serait atteint en augmentant l'avance angulaire et l'angle de calage :

$$\alpha' = \alpha + \delta > \alpha.$$

Le tiroir continuant sa course $\mathcal{N}$ et l'excentrique tournant dans le sens φ passent à leur point mort au moment où le centre E est en 2 ; ils commencent alors leur course $\mathcal{R}$ et l'admission reste ouverte jusqu'à la position 3 de E symétrique de 1 par rapport à la ligne des points morts.

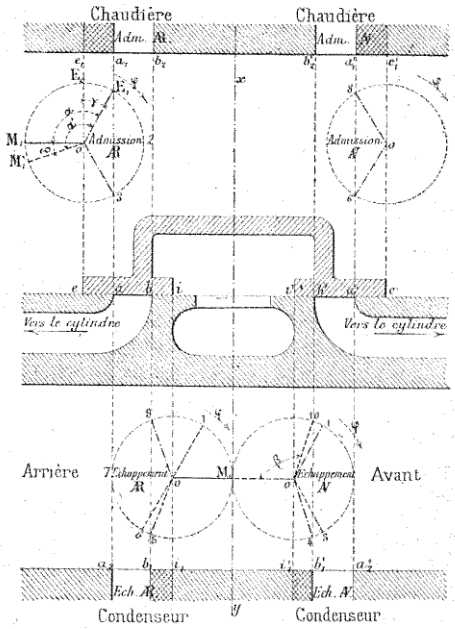


Fig. 287.

Pendant toute cette *période d'admission* $\mathcal{R}$, E_1, 2, 3, l'échappement $\mathcal{R}$ est fermé ; il y reste, et la *détente* se produit jusqu'à ce que le centre E d'excentrique soit en 5. A cet instant, l'arête intérieure démasque l'orifice *ab* et l'échappement a lieu. C'est un *échappement anticipé*, car le piston et la manivelle ne sont pas encore à leur point mort $\mathcal{N}$, M_6 ; ce fait n'a lieu qu'à l'instant où le point E est en 6 diamétralement opposé à E_1 ; l'arbre moteur a fait un demi-tour. L'*échappement* se continue pendant que le centre E décrit l'arc 6-7, passe à son point mort $\mathcal{R}$ et recommence sa course $\mathcal{N}$ jusqu'en 9 où se produit la fermeture à l'échappement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pendant le parcours de l'arc 9-1 par E, l'admission et l'échappement R sont fermés, le piston étant dans sa course R, il y a *compression* de la vapeur non expulsée.

On se rend facilement compte qu'il n'y aurait pas d'échappement anticipé si O-1 et O-5 étaient en ligne droite ou s'il existait une avance à l'admission $\delta \geqq \widehat{5\text{-O-}6}$.

Pour la capacité V du cylindre, on voit que l'échappement se produit pendant une durée 10, 1, 3, 4 supérieure à l'admission R 1, 3. Quant à l'admission V, elle a lieu pendant la rotation 6, 8 de E. Il est à noter que, dans notre hypothèse, 0,6 ; 0,8 ; 0,10 et 0,4 sont respectivement dans le prolongement de 0,1 ; 0,3 ; 0,5 et 0,9 ; de sorte que les phases de la distribution sont identiques à l'V et à l'R.

L'épure circulaire a pour but de rassembler sur une seule circonférence les résultats que nous avons constatés sur quatre. On peut déjà rapprocher la demi-circonférence gauche de l'échappement R et la demi-circonférence droite de l'échappement V. Les recouvrements intérieurs $b_1 i_1$, $i'_1 b'_1$ se rejoindront suivant l'axe en conservant leurs positions respectives.

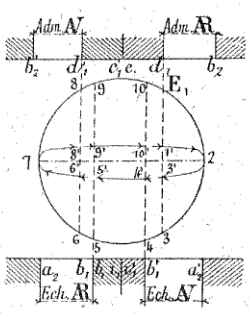


FIG. 288.

Au contraire, il convient de prendre la demi-circonférence droite de l'admission R et la demi-circonférence gauche de l'admission V, de sorte que les recouvrements extérieurs $e_1 d_1$ et $d'_1 e'_1$ se rejoignent encore suivant l'axe, mais en changeant de côté (*fig.* 288).

Les nombres 1, 2, ..., 10 indiquent les positions respectives du centre d'excentrique, et 1′, 2′, ..., 10′, celles d'un point quelconque du tiroir. Il reste à figurer celles du piston. En admettant que l'on prenne, pour représenter les déplacements du centre d'excentrique et du bouton de manivelle, des échelles proportionnelles à leurs distances à l'axe de rotation, ces déplacements se feront sur la même circonférence. Le centre

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

d'excentrique E se trouvera en avance de l'angle de calage α sur le centre M du bouton de manivelle (*fig.* 289). Lorsque la manivelle est à son point mort M_m, si le point E se trouve en E_m, en avant de E_1, cela indique une avance de l'admission $\overset{\frown}{E_1OE_m}$. A une position quelconque de M en correspond une de E, telle que $\overset{\frown}{MOE} = \alpha$; une du piston P, qui est dans sa course $\mathcal{A}$, et une du tiroir T, qui est dans sa course $\mathcal{R}$.

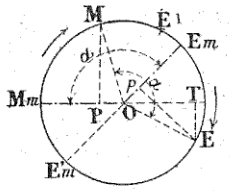


FIG. 289.

Pour éviter la confusion qui résulterait d'un trop grand nombre de points sur la circonférence et le diamètre des points morts, on fait tourner le point M_m de manière à l'amener en coïncidence avec le point E_m; tous les points M se confondront ainsi avec les points E. Mais alors la ligne des points morts de la manivelle devant passer par M_m sera $E_m E'_m$, et nous avons admis au début que les projections des points M sur cette ligne étaient égales aux déplacements du piston. Il suffira donc d'obtenir ces projections.

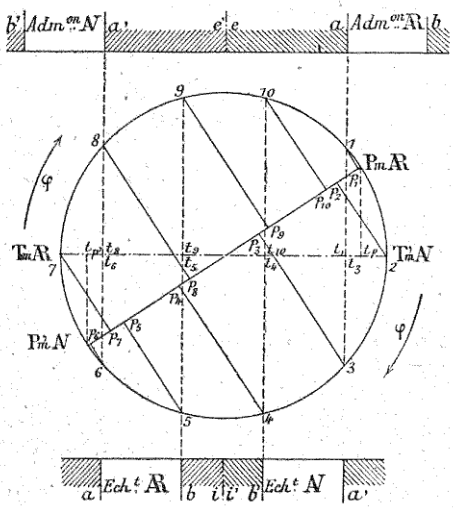


FIG. 290.

Nous désignons par les initiales $P_m\mathcal{R}$ (point mort $\mathcal{R}$ du piston) et par $P'_m\mathcal{A}$ (point mort $\mathcal{A}$ du piston), les extrémités de cet axe. Nous désignons de même par $T_m\mathcal{R}$ (point mort $\mathcal{R}$ du tiroir) et par $T'_m\mathcal{A}$ (point mort $\mathcal{A}$ du tiroir) les extrémités du diamètre horizontal (*fig.* 290-291).

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

A l'aide des indices chiffrés, il est facile de suivre les mouvements des organes, tiroir et piston, ainsi que les phases de la distribution. Nous les résumons en un tableau.

POSITIONS			PHASES DE LA DISTRIBUTION	
DE E ET DE M	DU PISTON	DU TIROIR	A L'$\mathcal{R}$-CYLINDRE	A L'$\mathcal{N}$-CYLINDRE
$P_m\mathcal{R}$	Point mort $\mathcal{R}$	t_p		
2 — $T_m\mathcal{N}$	p_2	Point mort $\mathcal{N}$	Admission	Échappement
3	p_3	t_3		
4	p_4	t_4	Détente	
5	p_5	t_5		Compression
6	p_6	t_6	Avance à l'échappement	Av. à l'admission
$P_m'\mathcal{N}$	Point mort $\mathcal{N}$	t_p'		
7 — $T_m\mathcal{R}$	p_7	Point mort $\mathcal{R}$	Échappement	Admission
8	p_8	t_8		
9	p_9	t_9		Détente
10	p_{10}	t_{10}	Compression	
1	p_1	t_1		Avance à l'échappement
$P_m\mathcal{R}$	Point mort $\mathcal{R}$	t_p	Av. à l'admission	

Course $\mathcal{N}$ — Course $\mathcal{R}$ — Course $\mathcal{N}$ — Course $\mathcal{R}$

Diagramme (*fig.* 291). — Il s'obtient en prenant comme axe horizontal la ligne des points morts $P_m\mathcal{R}$, $P_m'\mathcal{N}$, en élevant des perpendiculaires en chacun des points remarquables et en traçant entre elles la ligne des pressions : sur le diagramme concernant le coup $\mathcal{R}$, l'admission est *ab*, la détente *bc*, l'avance à l'échappement *cd*, l'échappement *de*, la compression *ef*, et l'avance à l'admission *fa*.

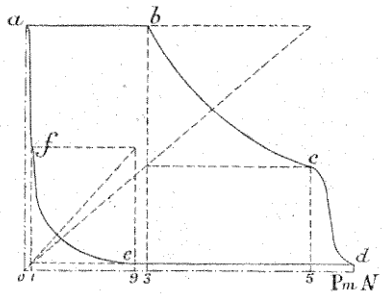


FIG. 291.

Variations des différentes phases. — En augmentant les recouvrements extérieurs *ea*, *a'e'*, il faut généralement augmenter l'angle de calage α ; la période d'admission diminue, la détente et la compression augmentent.

En augmentant les recouvrements intérieurs, *ib*, *b'i'*, l'échappement diminue, la compression et la détente augmentent.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

En augmentant l'angle de calage sans toucher aux recouvrements, l'admission et l'échappement diminuent, les avances à l'admission et à l'échappement augmentent, la détente et la compression augmentent très légèrement.

La diminution de la course du tiroir a même effet que l'augmentation simultanée de tous les recouvrements, c'est un simple changement d'échelle. Les modifications inverses se trouvent aisément.

Il est bon de retenir que l'on est limité dans le degré de détente, le diagramme 291 l'indique suffisamment.

Diagramme défectueux. — L'examen du diagramme relevé sur une machine permet de se rendre compte des défauts de la distribution.

a) *Avance nulle à l'admission.* — Elle est mise en évidence par le prolongement de l'hyperbole de compression *ef* jusqu'en *f'* et la courbe *f'a'* ; la perte de travail *aia'* est loin d'être compensée par le gain *f'fi*.

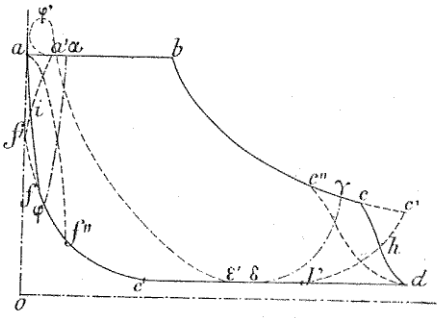


FIG. 291 *bis*.

b) *Avance nulle à l'échappement.*—L'extrémité du sabot prend la forme *cc'j''*, ce qui occasionne la perte de travail *j''hd — chc'*.

c) *Avance exagérée à l'admission.* — La courbe de compression s'arrête en *f'''* ; la perte est considérable, représentée par *aff'''*.

d) *Avance exagérée à l'échappement.* — L'hyperbole de détente s'arrête en *c''*, la courbe *c''d* accuse une perte *c''ed*.

e) *Retard à l'admission.* — La période de compression se continuant jusqu'au passage au point mort, l'hyperbole de compression ne s'arrête qu'en *f''*.

Dans le retour du piston, la vapeur comprimée se détend, la courbe de détente se confond avec celle de compression jus-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qu'en φ, puis la pression remonte suivant $\varphi\alpha$ jusqu'à la pression maxima. La perte est considérable : $\varphi f a \alpha$.

f) *Retard à l'échappement.* — L'hyperbole de détente se continue jusqu'en c', la courbe de compression suivante se confond avec la précédente jusqu'en γ, puis la chute de pression se produit jusqu'en δ, la perte de travail est donnée par l'aire $\gamma c d \delta$.

g) *Compression exagérée.* — La courbe de compression commence prématurément en ε', monte jusqu'en φ' au-dessus de ab, l'avance à l'admission se produit, rétablit l'équilibre. Le diagramme présente alors une boucle, si le tiroir est toujours maintenu sur sa glace. Sinon il y a refoulement du mélange comprimé dans la boîte à vapeur. Le travail perdu est considérable.

Rectification de l'erreur commise. — Pour toutes les positions remarquables du tiroir, on doit faire la construction que nous indiquons pour le point t (*fig.* 292). On prolonge à l'Æ

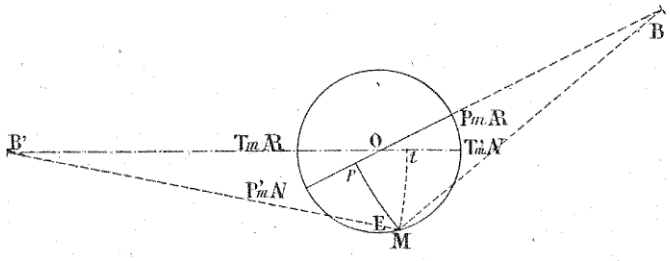


FIG. 292.

les lignes des points morts $T'_m\text{Æ}$, $T_m\text{Æ}$; $P'_m\text{Æ}$, $P_m\text{Æ}$. Du point t comme centre, avec un rayon égal à la bielle d'excentrique (à l'échelle du tiroir), on décrit un arc coupant en B′ le prolongement de T′T. B′ représente l'articulation de la tige du tiroir avec la bielle d'excentrique. Le centre d'excentrique est à ce moment en E, sur l'arc de centre B′ et de rayon B′t = longueur de bielle. Le point M superposé à E est la position du bouton de manivelle ; on décrit de ce point, avec un rayon représentant la bielle motrice (à l'échelle du piston), un arc

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

qui coupe la ligne P'P en B. Le point B représente l'articulation de la tige du piston avec sa bielle. De ce point comme centre, avec le même rayon, on décrit l'arc Mp qui détermine la position du piston sur l'épure.

Les variations de t étant égales à celles de B' et celles de p à celles de B, l'épure ainsi obtenue est exacte ; elle est d'ailleurs aussi facile à exécuter lorsque l'on a bien compris sur les précédentes la durée des différentes phases de la distribution.

239. Changement de marche. — Les locomotives, les machines marines et les machines d'extraction doivent pouvoir tourner en sens inverse de la marche normale ; d'autres doivent pouvoir développer pendant certaines périodes une puissance plus grande, et par conséquent admettre

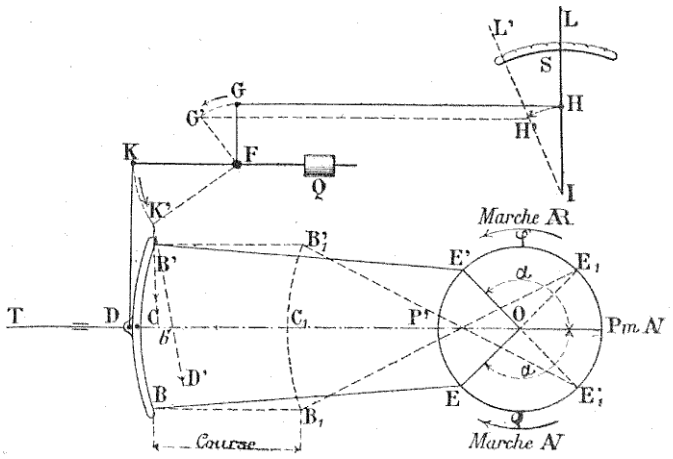


FIG. 293.

davantage de vapeur. Pour atteindre ces résultats, de nombreux dispositifs ont été employés ; nous décrirons la *coulisse de Stephenson* (*fig.* 293) : deux excentriques E, E', sont calés sur l'arbre moteur, l'un E en avance de l'angle α dans le sens φ, sur la manivelle OM ; l'autre E' en avance du même angle,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans le sens φ'. Les pieds de bielle B, B′ des excentriques sont réunis par une coulisse dans laquelle se trouve emprisonné le bouton d'entraînement C (extrémité $\mathcal{N}$) de la tige T du tiroir.

Selon que la coulisse est relevée ou abaissée, le tiroir est commandé par l'excentrique E ou par E′, la machine marche en $\mathcal{N}$ ou en $\mathcal{R}$ (*fig.* 294-295).

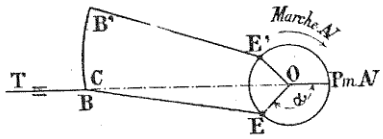


FIG. 294.

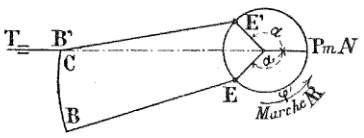


FIG. 295.

La manœuvre de la coulisse se fait suivant la puissance du moteur, à l'aide d'un système de leviers articulés oscillant autour des points fixes I et F, ou bien à l'aide d'une vis sans fin, ou bien encore d'un petit moteur de changement de marche.

Lorsqu'on rapproche le point B, par exemple, du milieu de la coulisse, tout se passe comme si on diminuait la course du tiroir et si on augmentait l'angle de calage de E; la détente est prolongée. Lorsque la position médiane est atteinte (*fig.* 293), on voit que la course ($B_1B < P'P$) est réduite; elle le serait davantage encore avec le dispositif à *bielles croisées* (*fig.* 296), le précédent étant à *bielles ouvertes* (*fig.* 293).

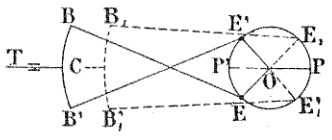


FIG. 296.

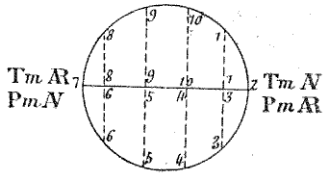


FIG. 297.

D'autre part, cette position médiane équivaut à un calage à 180°, de sorte que l'avance à l'admission 1-2 (*fig.* 297) est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

égale à l'admission 2-3; la détente 3-5 est égale à la compression 9-1, et l'avance à l'échappement 5-7 a même durée que l'échappement 7-9 ; le travail résultant est nul. Pour cette raison, la position correspondante du levier L par rapport au secteur (*fig.* 293) est dite au *cran d'arrêt*.

240. Tiroirs à détente fixe. — Le tiroir à coquille que nous avons étudié présente l'inconvénient d'exiger une longue course, de presser fortement contre la glace du cylindre, d'absorber un travail de frottement considérable; de provoquer un fort laminage de vapeur à l'admission ; enfin la détente est très limitée et entraîne toujours d'assez fortes périodes de compression et d'admission anticipée. Cependant le frottement assure une étanchéité excellente ; le laminage de vapeur évite le choc à fin de course, et il est aisé de modifier la puissance ou de changer le sens de la marche. Ces qualités ont fait conserver la distribution par tiroir dans la marine et sur les locomotives, mais des modifications diverses y ont été apportées pour diminuer l'un ou l'autre de ses défauts.

Tiroir à orifices multiples Trick (*fig.* 298). — Pour diminuer la course du tiroir, l'admission a lieu simultanément par l'arête extérieure e' et par le conduit cmc'.

La course $= 2i'a' + 2a'b'$ au lieu de $2i'e' + 2a'b' = (2i'a' + 2a'b') + 2a'e'$ est donc inférieure à celle du tiroir à coquille.

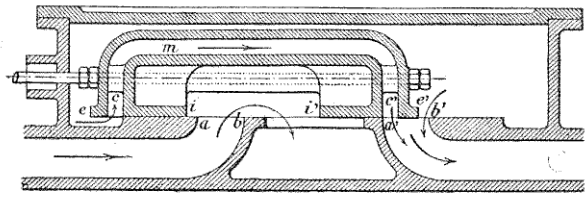


FIG. 298.

Tiroirs compensés. — Ils ont pour but de diminuer le frottement en réduisant la pression normale, qui est égale au

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

produit de la tension de la vapeur par la projection du tiroir sur la glace.

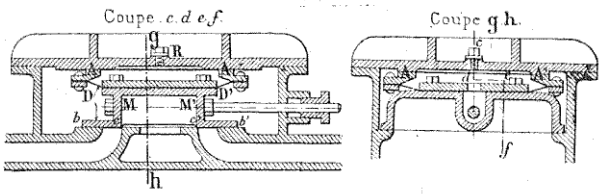


FIG. 299-300.

Le *tiroir Dawe* (*fig.* 299-300) est muni d'un diaphragme DD′ constitué par une feuille métallique maintenue sur le dos du tiroir MM′. La pression de la vapeur sur ce diaphragme a pour effet : 1° d'assurer l'étanchéité des surfaces glissantes AA′ ; 2° d'équilibrer par une pression de bas en haut celle qui s'exerce de haut en bas sur les barrettes *bc*, *b′c′*.

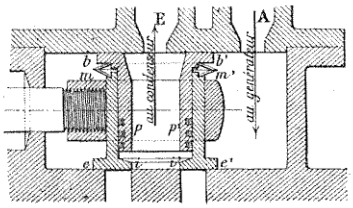


FIG. 301.

Le *tiroir Caillard* (*fig.* 301) est constitué par un *tiroir à dos percé eim* à l'intérieur duquel se trouve un piston *pp′* dont la base *bb′* glisse sur la paroi supérieure de la boîte de vapeur ; elle y est maintenue par un ressort *mm′*.

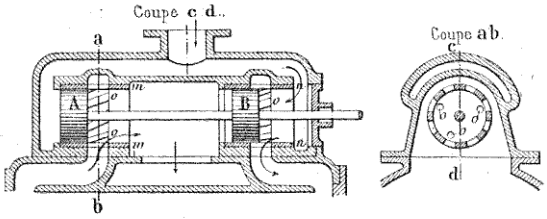


FIG. 302.

Dans le *tiroir cylindrique* (*fig.* 302), les obturateurs sont constitués par deux pistons A et B pouvant se déplacer à l'in-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

térieur de deux douilles m et n qui présentent dans leur partie médiane une série d'orifices ou *lumières* o légèrement inclinées sur les génératrices.

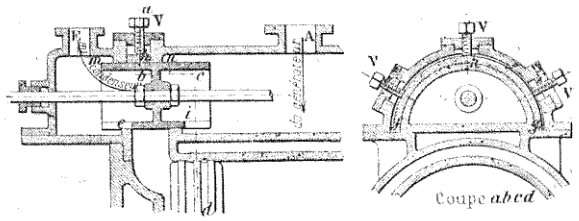


FIG. 303.

Le *tiroir en* D (*fig.* 303) est semi-cylindrique; la pression de la vapeur sur les barrettes *ei* est équilibrée par celle qui correspond à la surface *mn*. La vapeur est admise par les arêtes intérieures *i* et s'échappe par les arêtes extérieures *e*. L'étanchéité du joint à la partie supérieure est assurée par une douille en bronze *fhg* qui reçoit l'action des vis V.

A cause de la disposition particulière de l'admission, l'angle de calage de l'excentrique doit être inférieur à 90°; $\alpha < 90°$.

241. Tiroirs à tuiles de détente. — Ces distributeurs ont pour but d'augmenter la détente en interrompant l'arrivée de la vapeur par un second tiroir avant que le premier n'ait recouvert complètement les orifices d'admission. La valeur de la détente peut également y être réglée par des dispositifs divers.

Tiroir à cames Farcot (*fig.* 304). — Des plaques ou tuiles de détente d, d' sont placées sur le dos du tiroir t, t', où elles sont maintenues par la pression de la vapeur. Celle-ci pénètre par des orifices multiples o à l'intérieur du tiroir et de là par e dans le cylindre, lorsque le tiroir t dans sa course AI vient à découvrir le conduit m. Celui-ci devrait rester ouvert pendant la fraction de course ei; mais bien avant ce moment le heurtoir h' vient frapper la came c; le tiroir t avance sans les

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

plaques d qui obstruent bientôt les orifices o. L'admission de vapeur cesse.

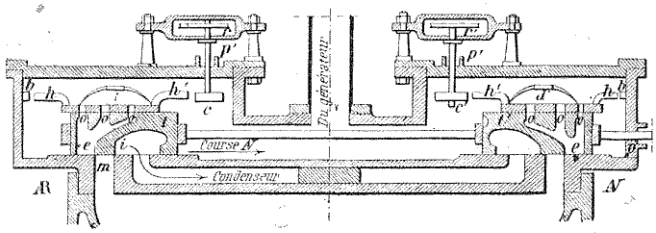


Fig. 304.

Au retour, les plaques de détente sont de nouveau entraînées et les orifices o restent fermés tant que se produit l'échappement. Ce n'est que dans la nouvelle course N' qu'ils se trouvent de nouveau découverts.

Les roues r et r' permettent de changer la position des cames c, c' et de présenter aux heurtoirs h' un rayon plus ou moins grand ; la fermeture de l'admission est ainsi avancée ou retardée.

Détente à excentrique Meyer (*fig.* 305). — Les tuiles de détente d, d' sont mues par une tige ab que commande un

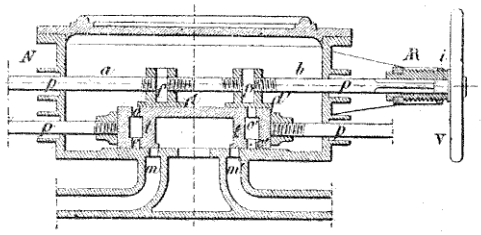


Fig. 305.

second excentrique en avance sur celui qui commande le tiroir t d'un angle $\gamma = 60°$ environ. [Ce dispositif a sur le précédent l'avantage d'éviter les chocs des heurtoirs h sur les cames c ou contre les butoirs b (*fig.* 304).] La tige ab est filetée et traverse les écrous f, f' qui entraînent les plaques de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

détente. Son extrémité $\mathcal{N}$ peut tourner dans un étrier, sans entraîner la rotation de la barre d'excentrique. L'extrémité $\mathcal{R}$ est à section carrée et peut recevoir l'action d'un volant V qui provoque le rapprochement ou l'éloignement des tuiles de détente dd'. Un index i se déplaçant devant une tige graduée marque le degré de détente obtenu.

242. Machines à quatre distributeurs. — Les admissions $\mathcal{N}$ et $\mathcal{R}$, les échappements $\mathcal{N}$ et $\mathcal{R}$ sont commandés par des distributeurs particuliers, de sorte que la durée des différentes phases est absolument réglable comme on le désire.

Tiroirs rotatifs ou robinets Corliss (*fig.* 306). — Les obturateurs d'admission A sont disposés à la partie supérieure des fonds de cylindre, dans l'enveloppe de vapeur. Ceux d'échappement E sont disposés à la partie inférieure des fonds de cylindre à l'origine des conduites allant au condenseur. Le mouvement des obturateurs est C.-A.; il est généralement communiqué à leur axe par un excentrique actionnant un plateau P sur lequel sont articulées les quatre

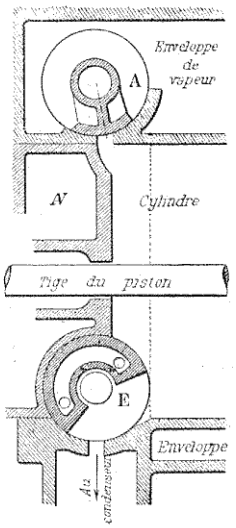


Fig. 306.

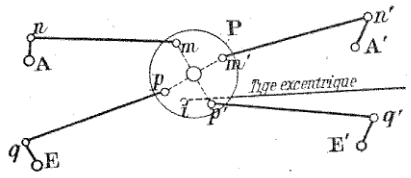


Fig. 307.

biellettes mn, $m'n'$, pq, $p'q'$ de commande des distributeurs (*fig.* 307). La forme du plateau P est variable.

Soupapes (*fig.* 308). — Ces distributeurs n'exigent aucun graissage, parce qu'ils fonctionnent sans frottement ; ils con-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

viennent donc pour les très hautes surchauffes. Par contre ils nécessitent un espace mort assez considérable et sont exposés à se déformer sous l'action des chocs répétés. La commande a lieu par cames ou par excentriques et tiges articulées.

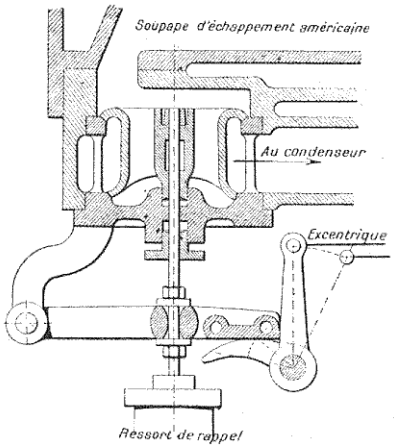
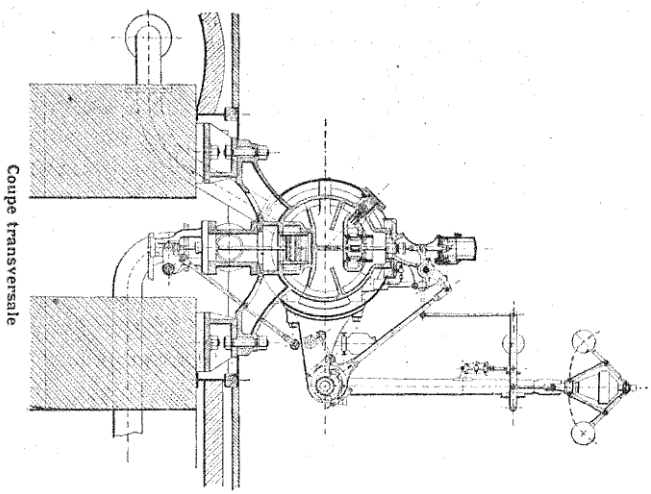


FIG. 308.

Pistons-valves équilibrés de la machine Dujardin et Cie (*fig.* 308 *a*, 308 *b*). — « Le cylindre proprement dit est un simple tube à double paroi formant enveloppe de vapeur, tandis que les fonds sont les parties essentielles, en ce sens qu'ils constituent des réservoirs de vapeur et qu'ils contiennent les organes de distribution. Ceux-ci sont constitués par des lanternes cylindriques percées sur toute leur périphérie de lumières verticales débouchant dans un canal circulaire aboutissant au cylindre. Ces lanternes sont rapportées dans les fonds par un simple emmanchement à la presse hydraulique; elles sont donc amovibles et pourraient, en cas de nécessité, être aisément remplacées.

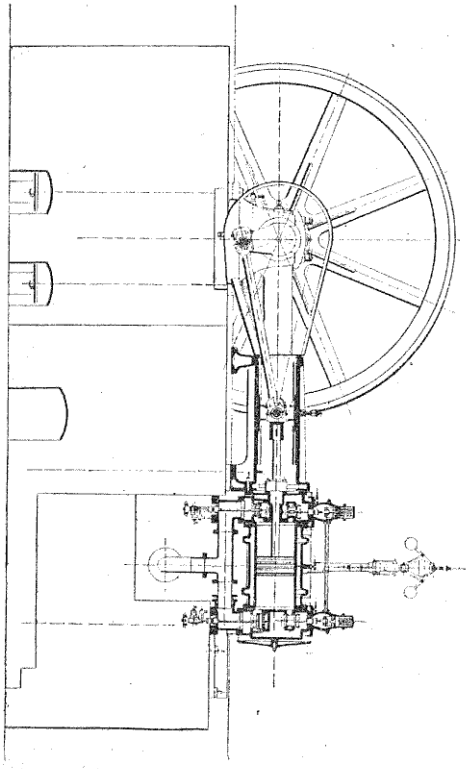
« Dans chacune des lanternes se meut un piston distributeur formé par un simple anneau cylindrique en fonte spéciale garni extérieurement de segments et intérieurement de ner-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires



Coupe transversale

Fig. 308 *a*.



Coupe longitudinale

Fig. 308 *b*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

vures reliées à un moyeu central qui sert de point d'attache à la tige de commande. Quand l'anneau mobile formant le piston-valve est en regard des lumières, la communication avec le cylindre est interceptée. Un déplacement vertical découvre les lumières et donne passage à la vapeur.

« Les distributeurs d'admission sont entourés par la vapeur vive qui, après avoir circulé autour du cylindre, remplit les fonds qui forment ainsi réservoir de vapeur. Elle traverse de part en part les pistons-valves d'admission. Ceux-ci forment ainsi, en quelque sorte, le prolongement du tuyau d'arrivée de vapeur. Lorsqu'ils sont soulevés par les organes de distribution, la vapeur traverse les lumières et pénètre dans le cylindre. Depuis son entrée dans l'enveloppe jusqu'à son arrivée derrière le piston, elle suit un parcours ascendant, tout à fait favorable pour éviter les entraînements d'eau.

« Les organes d'échappement sont établis suivant les mêmes principes ; mais ils sont enfermés dans une sorte de cloche venue de fonte avec le fond et entourés par la vapeur vive, sans aucune possibilité de communication avec celle-ci, c'est-à-dire sans présenter aucune chance de fuite. La lanterne et le piston-valve forment ainsi, dans la position de fermeture, un cul-de-sac, point de départ du tuyau d'échappement. La vapeur qui travaille dans le cylindre entoure extérieurement la lanterne ; quand le piston-valve se soulève, les lumières sont découvertes et la vapeur du cylindre s'échappe dans le conduit d'évacuation allant au condenseur, ou à un deuxième cylindre, si la machine est compound, c'est-à-dire à double expansion, ou encore à l'air libre, si elle ne comporte pas de condensation.

« Les orifices d'échappement se trouvant en contre-bas de la génératrice inférieure du cylindre, l'eau que celui-ci peut contenir ou condenser se trouve naturellement évacuée à chaque course du piston. »

La disposition verticale adoptée permet d'éviter toute ovalisation des lanternes. Les maisons Dujardin, de Lille, et Van den Kerchove, de Gand, emploient cette distribution pour la vapeur surchauffée, jusque 400°. La maison Piguet emploie

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

des pistons-valves à axe horizontal à l'échappement seulement (*fig.* 315).

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Le tiroir Dawe (*fig.* 300) est reproduit à l'échelle 0,1, sa course est de $0^m,120$; celle du piston, $0^m,600$. Faire l'épure de régulation : 1° avec un calage d'excentrique en avance de 135° sur la manivelle ; 2° déterminer l'angle de calage pour obtenir une avance à l'admission nulle et une admission de 40 0/0 de la course du piston; 3° établir le diagramme et calculer la puissance indiquée pour un angle de calage $\alpha = 135°$, une pression de vapeur $p_e = 8^{kg}$, un diamètre du piston $d = 0^m,50$ et une vitesse $n = 100$ tours par minute.

II. — Même problème pour le tiroir en D (*fig.* 303) avec admission de vapeur à l'intérieur.

XXXIV. — Classification des machines à vapeur

243. Nous ne parlerons pas des machines rotatives dans lesquelles la vapeur agit par pression : 1° moteur Behrens à piston circulaire ; 2° moteur Pilner et Hill analogue aux pompes rotatives à engrenages ; 3° moteur Brahma analogue aux pompes rotatives à palettes ; 4° moteur Brotherhood à trois pistons, etc. Leur emploi est excessivement rare.

Nous ne ferons que signaler les précurseurs : Héron d'Alexandrie (120 av. J.-C.), Salomon de Caus (1615), Giovanni Branca (1629), Denis Papin (1690) et Savery (1698). Newcomen (1705) est le véritable inventeur de la machine actuelle, mise au point par Watt (1770). On rencontre quelquefois encore des machines à balancier de Watt, à fourreau, à cylindre oscillant, à bielles de retour, ou des machines verticales avec cylindre à la partie inférieure, mais on n'en fabrique plus, ou rarement.

La vapeur agit par puissance vive dans les *pulsomètres*, les *injecteurs* et les *éjecteurs* déjà étudiés, ainsi que dans les *turbines à vapeur*, qui feront l'objet d'un chapitre spécial.

Les machines à piston sont parfois à action directe : marteaux-pilons à simple ou double effet, et pompes à vapeur ou petits chevaux.

Ces différents cas spéciaux étant exceptés, on peut dire que les machines à vapeur à piston actuelles sont toutes à détente

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

et que la transmission de mouvement s'y obtient par un système bielle et manivelle. Nous avons vu précédemment que l'échappement de la vapeur pouvait avoir lieu soit à l'air libre, soit dans un condenseur.

Les machines sont *horizontales* ou *verticales* selon la direction de l'axe des cylindres. Dans le dernier cas, ce sont les organes de transmission qui sont à la partie inférieure; les cylindres sont en haut, d'où la dénomination de type *pilon*.

La vitesse inférieure à 70 tours par minute est dite faible, on ne la rencontre que rarement; elle est moyenne entre 70 et 150 tours, et grande au-dessus de 200 tours; elle peut atteindre 400 et 500 tours par minute.

Les basses pressions de 2, 3 et 4 atmosphères ne sont plus usitées; les moyennes de 5 à 9^{kg} sont courantes, et les hautes pressions atteignant 10^{kg} et au delà se répandent de plus en plus.

Nous savons également que les machines utilisent la vapeur saturée ou la vapeur surchauffée.

Au point de vue de leur rôle, les machines sont dites :

1° **Locomotives,** lorsqu'elles sont destinées à remorquer des convois en se déplaçant par leur propre force; les locomotives sont terrestres (trains, tramways, rouleaux à vapeur) ou marines (bateaux);

2° **Locomobiles,** lorsqu'elles sont montées sur un chariot de manière à être facilement transportées d'un lieu à un autre;

3° **Semi-fixes,** lorsque, installées à demeure, leur déplacement ne nécessite pas de travaux spéciaux de maçonnerie; elles font corps avec le générateur;

4° **Fixes,** lorsque leur puissance atteignant 40 chevaux nécessite une installation spéciale.

244. Mode d'expansion de la vapeur, nombre et disposition des cylindres. — *a*) **Machines à simple expansion.** — 1° *Monocylindrique.* — La vapeur admise dans un cylindre unique s'y détend et s'échappe dans l'atmosphère ou au condenseur. La machine monocylindrique est la plus simple et la moins coûteuse, mais la détente y est limitée et la

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

consommation de vapeur plus grande qu'avec les autres types. On l'emploie avec avantage dans les cas suivants : 1° la puissance est faible ; 2° la marche n'est pas fréquente (moteur de secours) ; 3° le travail change brusquement dans des proportions considérables ; 4° la vapeur est à basse pression ; 5° la condensation est impossible ; 6° la vapeur d'échappement est utilisée entièrement pour le chauffage, par exemple.

2° *Jumelée* (*fig.* 309). — Elle est formée par l'accouplement de deux cylindres identiques, placés à côté l'un de l'autre sur deux lignes parallèles. La vapeur vive arrive séparément dans

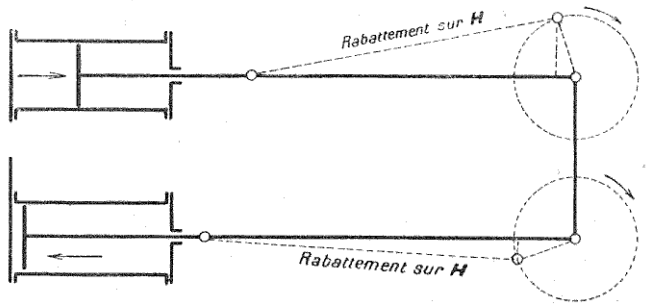


FIG. 309.

chacun d'eux ; elle en est évacuée comme dans deux machines séparées. Les manivelles attaquent le même arbre et sont calées en quadrature, c'est-à-dire que l'une est en avance de 90° sur l'autre. Il n'y a plus de point mort proprement dit. Pour une même puissance, le volant nécessaire est moins lourd, la régularité plus grande, mais la consommation est aussi élevée et les mêmes causes que les précédentes doivent justifier le jumelage.

b) **Machines à double expansion ou compound.** — Elles ont deux cylindres de grandeurs différentes. La vapeur arrive dans le petit ou cylindre haute pression dit *admetteur* H ; elle s'y détend partiellement et s'échappe dans le grand ou cylindre basse pression, dit *détendeur* B, 2,5 à 3 fois plus volumineux, dans lequel la détente se fait d'une façon beaucoup plus com-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

plète avant l'évacuation, qui a lieu généralement au condenseur.

Le travail de la machine est égal à la somme des travaux dans les deux cylindres représentés par les diagrammes *abcdef* + *ghij* (*fig.* 310), relevés sur une machine compound à distributeurs Corliss. On remarque, *a priori*, entre les deux cylindres, une perte de travail représentée par la surface hachurée *cdefghik*. Cependant, grâce à l'augmentation de détente, impossible à obtenir avec un seul cylindre, la consommation de vapeur est sensiblement diminuée, même avec des machines déjà perfectionnées.

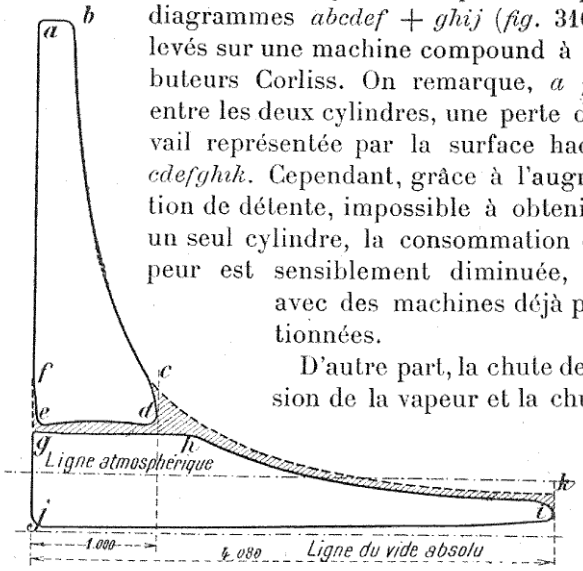


FIG. 310.

D'autre part, la chute de pression de la vapeur et la chute de température se trouvant réparties sur deux cylindres, les variations de température auxquelles sont soumises les parois de chaque cylindre sont beaucoup plus faibles ; les condensations de vapeur contre ces parois sont plus réduites et ce fait contribue encore à diminuer la consommation de vapeur (voir tableau n° 245). L'économie est d'autant plus élevée qu'il existe un condenseur, que les pressions sont hautes ($p \geqq 7^{kg}$) et que la vapeur est surchauffée. La surchauffe entre les deux cylindres surtout est très avantageuse.

1° *Compound à cylindres parallèles.* — Au début, le grand cylindre ne possédait pas de distribution spéciale, les manivelles étaient calées à 180° (*fig.* 311). Du générateur, la vapeur est admise par *a* dans le cylindre H ; sur l'autre face, la vapeur s'échappe par *e'* et se rend par *a'* dans le cylindre B pendant

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

que sur l'autre face du piston P la vapeur est évacuée au condenseur. C'est une machine de Woolf.

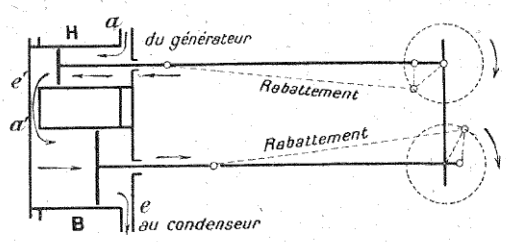


FIG. 311.

Actuellement, la vapeur d'échappement du petit cylindre n'est pas admise directement au grand ; elle est conduite dans un cylindre intermédiaire, d'où elle est puisée comme de la chaudière par un distributeur indépendant. Cette disposition permet de caler les manivelles à 90° comme dans les machines jumelées dont on retrouve les avantages de régularité.

2° *Compound tandem* (*fig.* 313). — Les deux cylindres sont placés sur une même ligne; les pistons sont reliés par une même tige à un seul système bielle et manivelle qui attaque l'arbre moteur. Ce type équivaut au précédent ; la régularité est peut-être un peu moindre, mais la construction est plus simple. Les dispositions horizontale et verticale conviennent également aux deux sortes de groupements. La première offre plus de stabilité, plus de facilités de visites, de nettoyages et d'entretien. Par contre, elle est plus encombrante et l'ovalisation des pistons par suite d'usure sera plus grande si l'on n'a pas soin de les munir d'une contre-tige et d'employer de la fonte extra-dure.

On a quelquefois jumelé deux machines tandem.

c) **Machines à triple expansion.** — Elles sont basées sur le même principe de sectionnement de la détente, mais poussé plus loin. La vapeur passe dans trois cylindres, à *haute*, à *moyenne* et à *basse pression*, qui sont de plus en plus grands. La détente est encore plus complète et la consommation de vapeur moindre que dans les machines compound. Les ma-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

chines à triple détente conviennent surtout pour les fortes

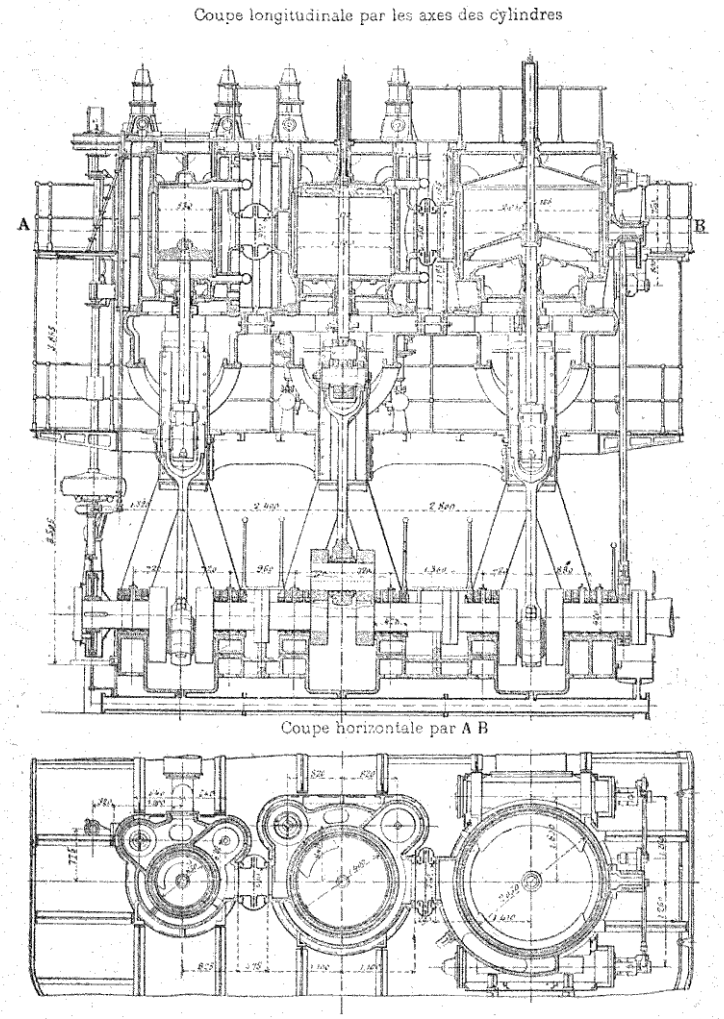


Fig. 312.

puissances : paquebots, centrales électriques, épuisements des

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

mines, et celles qui sont très peu variables : filatures, tissages, papeteries, usines élévatoires d'eau. Elles sont très avantageuses lorsque l'on emploie la vapeur à haute pression ($p \geqq 11^{kg}$), la condensation et la surchauffe. On a construit quelques moteurs à quadruple et quintuple expansion.

Les groupements de cylindres les plus usités sont :

1° *Trois cylindres parallèles du type vertical pilon* (*fig.* 312). Les courses sont les mêmes ; les diamètres vont en augmentant : 830, 1.400 et 2.050^{mm} ; les manivelles sont calées à 120° ; l'arbre à plusieurs coudes est appelé vilebrequin. Cette disposition est la plus fréquente sur les bateaux. Assez souvent les distributeurs sont des soupapes pour les cylindres HP et MP des tiroirs Corliss ou des pistons-valves pour les cylindres BP.

2° *Trois cylindres sur deux lignes :* ceux à haute et moyenne pression, en tandem, attaquent la même manivelle en quadrature avec celle du cylindre basse pression ;

3° *Quatre cylindres sur deux lignes :* sur l'une, celui à haute pression n° 1 et celui à basse pression dédoublé n° 3*a* ; sur l'autre, celui à moyenne pression n° 2 et celui à basse pression dédoublé n° 3*b*. Les manivelles sont calées à 90°.

245. Consommations de vapeur par cheval-heure indiqué.

I. — POUVOIR VAPORISATEUR. — RÉSULTATS DE 5 CONCOURS DE CHAUFFEURS FAITS PAR L'ASSOCIATION DES PROPRIÉTAIRES D'APPAREILS A VAPEUR DU NORD DE LA FRANCE. — MOYENNE DES 10 CONCURRENTS.

ANNÉES	SURFACE DE CHAUFFE	POIDS DE HOUILLE PAR MÈTRE CARRÉ		POIDS D'EAU VAPORISÉE PAR KG DE HOUILLE	
		de S de grille	de S de chauffe	réellement	à 650 calories
1894.....	145^{m2}	62^{kg},813	1^{kg},332	10^{kg},324	8,493
1895.....	145	62 ,771	1 ,331	10 ,243	8,567
1896.....	160	47 ,223	1 ,101	7 ,817	8,566
1897.....	150	74 ,235	1 ,725	12 ,558	8,219
1898.....	150	76 ,818	1 ,785	12 ,730	8,169

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

II. — PRIX DE REVIENT DE LA FORCE MOTRICE AVEC MOTEURS A VAPEUR, d'après M. L. Saint-Martin.

	MACHINES A ÉCHAPPEMENT LIBRE			MACHINES A CONDENSATION AVEC CHAUDIÈRES SÉPARÉES		
	Locomobiles 5 chx	Demi-fixe 10 chx	Demi-fixe 40 chx	Mono-cylindrique 50 chx	Mono-cylindrique 100 chx	Compound 500 chx
Bases du prix de revient:						
Dépenses totales d'installation (1)..... Fr.	4.500	10.000	26.000	36.000	60.000	200.000
Consommation de charbon par cheval-heure indiqué (2). Kg.	4,4	3,8	3	2,2	1,9	1,25
Dépenses annuelles pour 3.000 heures de marche :						
Dépenses de combustibles (3)..... Fr.	1.650	2.850	7.200	6.600	11.400	37.500
Frais généraux, eau, entretien, graissage, réparation, etc.....	500	800	2.400	3.200	5.000	15.000
Salaires.....	1.000	1.300	2.200	3.000	3.600	6.000
Intérêt et amortissement (4).....	360	800	2.080	2.880	4.800	16.000
TOTAUX par an..... Fr.	3.510	5.750	13.880	15.680	24.800	74.500
Nombre annuel de chevaux-heure indiqués (marche constante à pleine charge).....	15.000	30.000	120.000	150.000	300.000	1.500.000
a) Prix de revient normal du cheval-heure *indiqué*..... Cent.	23,4	19,1	11,57	10,45	8,26	4,97
Prix (5) de revient normal du cheval-heure *effectif*.... Cent.	28,5	23	13,6	12,2	9,5	5,7
b) Prix de revient réel du cheval-heure *utile*.....	42,7 à 71	34,5 à 57,5	20,4 à 34	18,3 à 30,5	14,2 à 23,8	8,65 à 14,2

N. B. — Les chiffres *a* se rapportent au *travail produit* par les machines motrices et les chiffres *b* au *travail réellement utilisé* par les machines de l'atelier, en admettant entre ces deux quantités de travail un rapport de 1,5 à 2,5.

(1) Ces dépenses comprennent les frais d'achat, transport et montage des machines, chaudières et tous accessoires plus une part de bâtiments, la cheminée et les fondations de machines, mais pas de terrains.

(2) Ces chiffres se rapportent aux consommations *industrielles, pour des machines à pleine charge* et comprennent les allumages, pertes, condensations.

(3) Le charbon considéré est de la houille demi-grasse à 7.500 calories vaporisant pratiquement 7kg,500 d'eau par kilogramme de charbon. — Prix : 25 francs la tonne, pour les petites installations, et 20 francs la tonne rendue en soute, pour les machines de 20 à 500chx.

(4) L'intérêt est pris à 5 0/0 et l'amortissement à 3 0/0 (moyenne), soit en tout 8 0/0 des dépenses de construction.

(5) Les prix de revient par cheval-heure *effectif* ont été déduits de ceux du cheval *indiqué*; rendement organique 82 à 88 0/0, suivant la puissance des machines.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

III. — CONSOMMATION DES MACHINES SULZER

TYPE DE LA MACHINE	ÉTAT DE LA VAPEUR	SANS CONDENSATION	AVEC CONDENSATION
A simple expansion.....	Saturée.....	13 à 11	10 à 8,5
	Surchauffée à 250°.....	10,5 à 8,75	8 à 6,75
	Surchauffée à 300°.....	8,75 à 7,5	6,75 à 5,75
A double expansion.....	Saturée.....	9,75 à 8,5	7 à 6
	Surchauffée à 250°.....	8,5 à 7,25	6 à 5,25
	Surchauffée à 300°.....	7,25 à 6,25	5,25 à 4,50
A triple expansion.....	Saturée.....		5,25 à 5
	Surchauffée à 250°.....		5 à 4,5
	Surchauffée à 300°.....		4,5 à 4

IV. — ESSAIS DE MACHINES COMPOUND DUJARDIN

VAPEUR SATURÉE		VAPEUR SURCHAUFFÉE	
PRESSION	CONSOMMATION PAR CH-H.	TEMPÉRATURE	CONSOMMATION PAR CH-H.
6,050	5,378	236°	5,820
7,550	6,022	286°	4,822
7,700	5,698	232°	4,782
8,220	5,155	259°	4,698
9	5,802	300°	4,393

Outre la dépense d'eau et de charbon, il faut compter sur une consommation d'huile de 2 à 3^{g} par cheval-heure indiqué.

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Trouver la puissance indiquée par les diagrammes d'une machine compound (*fig.* 310). Les pistons ont même diamètre (600^{mm}) et leurs courses sont de 1^{m} et 4^{m},080. Echelle des pressions, 6^{mm} par kilogramme.

II. — Sachant qu'une machine Piguet a consommé pendant 12 heures de

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

marche 2.750^{kg} de charbon net (cendres non comprises) et 4^{kg},812 d'huile, alors que le tableau de la dynamo actionnée marquait en moyenne 1.307 ampères et 119^{v},53, on demande quelle fut la consommation de charbon et d'huile par kilowatt-heure.

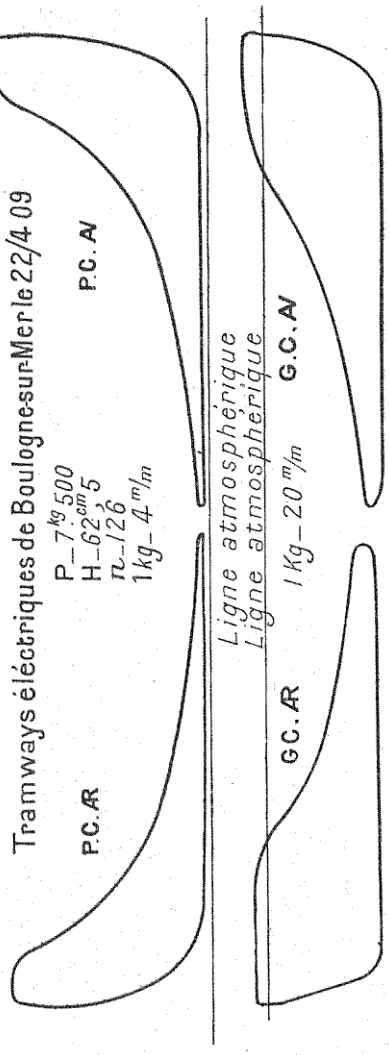


FIG. 313.

III. — Une machine Piguet a consommé 4^{kg},370 de vapeur à la pression de 7^{kg},050, surchauffée à 300°, et 0^{kg},610 de charbon brut par cheval-heure indiqué. En admettant 15° pour la température d'eau d'alimentation, 7.600 calories pour le pouvoir calorifique et 19 francs la tonne pour le prix du charbon, à 19,4 0/0 de cendres, on demande : 1° le rendement calorifique de la chaudière ; 2° celui de la machine ; 3° la dépense de combustible par cheval-heure indiqué.

IV. — Calculer d'après les diagrammes (*fig.* 313) la puissance indiquée d'une machine. Les diamètres sont 750 et 425^{mm} et la course est de 800^{mm}.

V. — Calculer d'après les diagrammes (*fig.* 314) la puissance indiquée aux cylindres haute pression de 0^{m},575 de diamètre et basse pression de 1^{m} de diamètre de la machine compound Dujardin n° 582 de 1^{m},050 de course. La vitesse moyenne est de 88^{t},36 par minute, la pression moyenne 4^{kg},6, le vide au condenseur

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

67cm,5 de Hg. Echelle des ressorts, 3mm par kilogramme au cylindre HP,

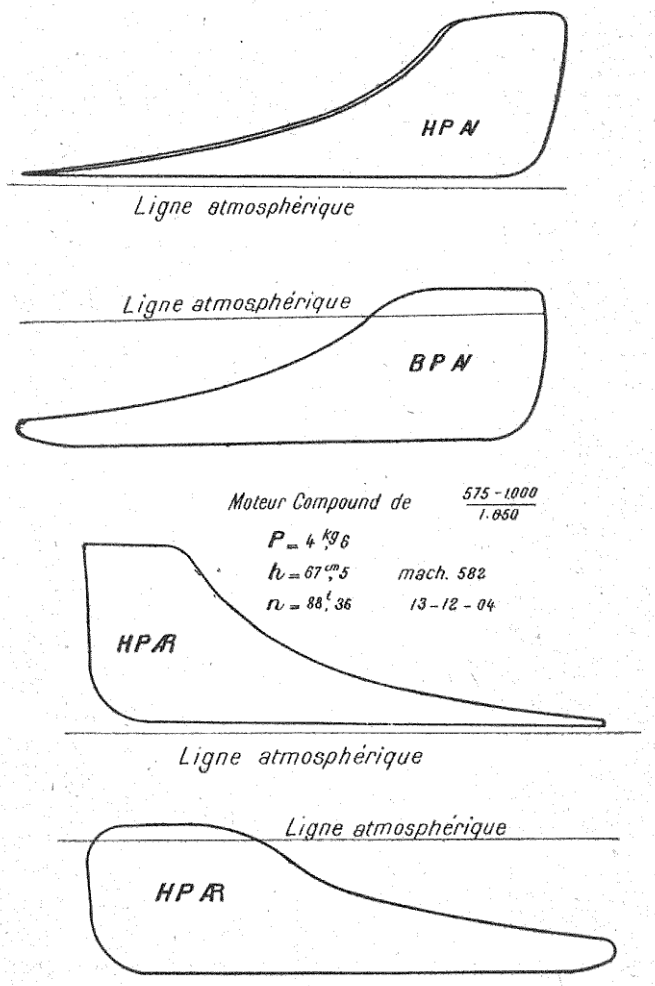


FIG. 314.

20mm par kilogramme au cylindre BP.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

XXXV. — Étude d'ensemble d'une machine

246. Machine Piguet à soupapes et pistons-valves. — **Distribution** (*fig.* 315). — Les Établissements Piguet ont placé :

« 1° *Des soupapes à l'admission*, parce qu'elles ne demandent aucun graissage quelles que soient la pression et la température de la vapeur à son arrivée ; parce que, bien étudiées, bien construites et bien réglées, elles ne se déforment et ne mattent pas, parce qu'elles restent donc indéfiniment étanches ; parce qu'enfin elles n'exigent du régulateur que des efforts insignifiants, très doux, sans secousses violentes, sans désordres.

« 2° *Des pistons-valves à l'échappement*, parce que là, grâce à la chute de pression et de température due à la détente, on peut en assurer l'étanchéité et le graissage facilement et mettre à profit, sans aucun inconvénient, les avantages de la simplicité organique avec laquelle se fait leur application.

« Avec des soupapes à l'admission, on évite un autre inconvénient des pistons-valves qui, lorsqu'ils n'ont à effectuer, pendant un certain temps, qu'une partie de leur course, pour répondre à un régime déterminé, peuvent former des épaulements toujours préjudiciables, et auxquels il faut trop souvent attribuer des ruptures de tiges ou de segments quand, pour une cause quelconque, l'admission augmente. A l'échappement, cet inconvénient n'est pas à craindre des pistons-valves, parce que, là, leur course ne doit jamais changer.

« Soupapes et pistons-valves sont logés dans les fonds de cylindres. La soupape d'admission à double siège, avec larges surfaces coniques, est équilibrée et n'oppose que peu de résistance aux organes en mouvement. Elle est animée, pendant sa levée, d'un mouvement de rotation qui assure un rodage continuel des surfaces d'occlusion, en changeant constamment les points de portée.

« L'ouverture et la fermeture de cette soupape se font sans choc, grâce au dash-pot.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« La tige 2 de la soupape est solidaire d'un piston 3 pouvant monter et descendre à frottement doux dans un cylindre 4 rapporté dans la boîte à ressort étanche 5, en partie remplie d'huile. La paroi du piston 3 est percée de trous 6 qui se découvrent lorsque le piston se soulève et laissent pénétrer l'huile à l'intérieur du cylindre 4.

« Un pointeau 6, facilement manœuvrable à la main, permet d'obturer plus ou moins un trou 7 percé dans la paroi du cylindre 4.

« La tige 2 glisse à frottement doux dans le moyeu 8 du cylindre, moyeu assez long pour assurer une bonne étanchéité.

« Une garniture 9 évite toute fuite d'huile en dehors du dash-pot. Le soulèvement de la soupape et du piston est obtenu à l'aide du levier 10, articulé en 11 et solidaire de la tige 2.

« Ce levier reçoit un mouvement d'oscillation d'un cliquet 12, articulé en 13 sur le levier 14 et maintenu constamment appuyé contre le levier 10, par un ressort 15 à tension réglable.

« Le cliquet reçoit son mouvement de va-et-vient de la barre 16, actionnée par un excentrique.

« Ce cliquet 12, pendant sa course descendante, rencontre un index 17 (dont la position angulaire est fixée par un régulateur), qui l'éloigne du levier 10 et produit la déclenche.

« La fermeture de la soupape se produit alors brusquement, sous l'influence du ressort 18, dont la tension est convenablement réglée.

« Au début de cette chute, le liquide contenu dans le cylindre s'écoule librement par les trous 6, ouverts en grand ; mais la section libre de ces trous va en diminuant progressivement, pour devenir très faible ou nulle quand la soupape arrive tout près de son siège.

« Vers la fin de course, l'huile, sous le piston du dash-pot, crée une contre-pression qui ralentit la chute de la soupape pour qu'elle vienne reposer doucement sur son siège. Le pointeau 6 permet de régler la section finale d'écoulement du liquide pour que le fonctionnemnt soit parfaitement silencieux.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Deux petits clapets 19, 19 laissent entrer le liquide dans le cylindre 4 quand le piston 3 n'a qu'une faible levée, correspondant à une très petite admission. Le réglage du pointeau

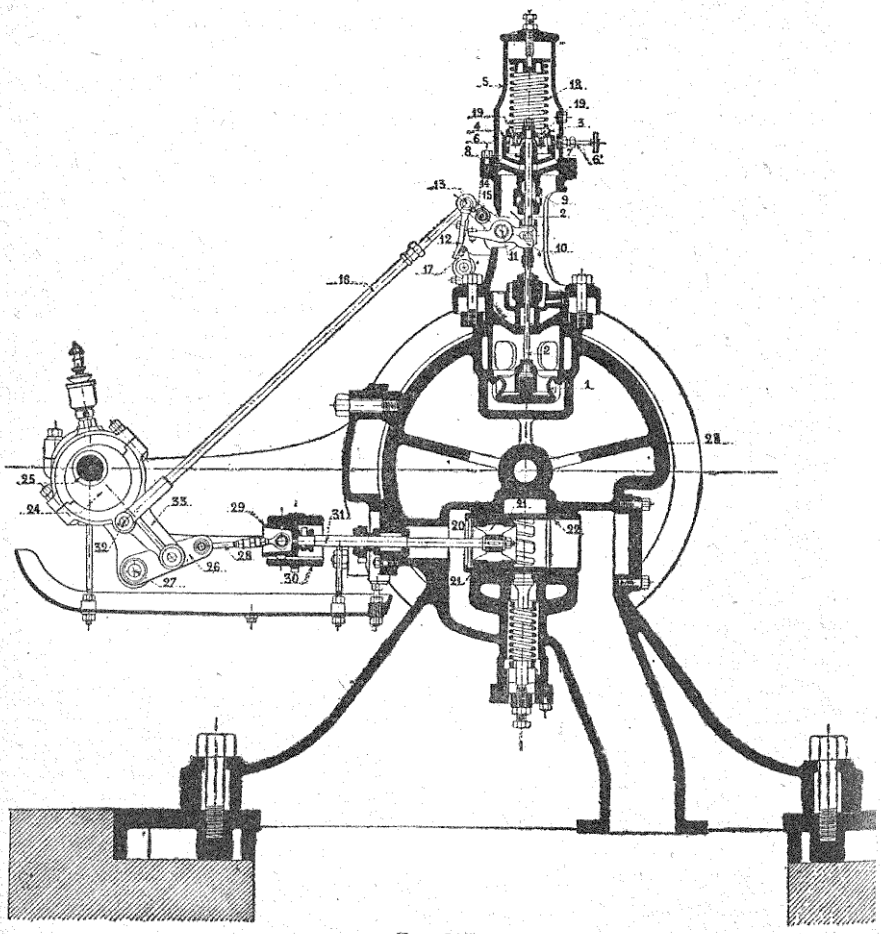


Fig. 315.

est fait une fois pour toutes, et assure un fonctionnement sans choc pour toutes les admissions.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Ce dash-pot permet d'obtenir une chute très rapide de la soupape jusqu'au moment où elle va toucher son siège; à ce moment seulement sa chute est ralentie, et elle vient se poser doucement, dans un temps très court, ce qui évite complètement le laminage de la vapeur.

« Le fonctionnement étant toujours silencieux pour toutes les admissions, les surfaces de contact restent en parfait état et donnent une occlusion durable.

« Le distributeur d'échappement est un simple tiroir cylindrique équilibré, dit « piston-valve », conduit d'une façon positive sans intermédiaire de came ni de ressorts.

« Il est placé horizontalement dans le fond du cylindre; sa génératrice inférieure est un peu en dessous de la génératrice inférieure du cylindre pour faciliter le drainage de la purge. Il est donc bien en dessus du plancher de la salle de la machine et, par suite, d'accès excessivement facile, il peut être démonté et visité très rapidement. Les organes de manœuvre sont également en dessus du sol et sont tous sous les yeux du conducteur.

« Sur la figure 315 on voit, en 20, ce piston-valve, muni de deux segments 21, 21, soigneusement tournés et rodés après avoir été coupés.

« La chemise 22 de ce piston, percée de lumières hélicoïdales, est rapportée à la presse dans le fonds 23, l'alésage est rectifié et rodé après la mise en place.

« Les segments 21 sont exécutés de manière à exercer une pression assez légère, mais permanente et uniformément répartie sur toute leur surface; ils donnent de ce fait une occlusion parfaite.

« La commande du piston-valve se fait à l'aide d'un excentrique 24 claveté sur l'arbre de distribution 25 qui, par l'intermédiaire du levier 26, articulé en 27 et de la bielle 28, actionne un coulisseau 29, jouant dans une glissière 30 et solidaire de la tige 31 du piston-valve.

« L'avance à l'échappement et la compression sont réglables à la main par modification de la longueur de la bielle 28.

« La soupape d'admission est commandée par une barre 16,

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

articulée en un point 32 convenablement choisi sur la barre 33 du collier d'excentrique.

« La position relative du levier 26 et du coulisseau est telle que ce dernier reste immobile pendant une notable partie de la course de l'excentrique. Par suite, le piston-valve reste au repos pendant toute la période d'admission et une grande partie de la période de détente, et il ne commence son mouvement que lorsque la pression dans le cylindre s'est sensiblement abaissée.

« Pendant la période de mouvement, les segments 21 n'ont donc à supporter qu'une faible pression, ce qui ménage les surfaces frottantes et facilite le graissage. De plus, en cas de surchauffe, ils n'ont à supporter qu'une température relativement faible, par suite de la chute de la température initiale pendant la détente.

« En fait, grâce à ces particularités, le piston-valve conserve son étanchéité indéfiniment et n'a pas d'usure appréciable.

« La disposition des distributeurs dans les fonds a permis de réduire à 2 0/0 l'espace nuisible, tout en ayant de très grandes sections de passage pour la vapeur.

« La surface refroidissante, provenant de la distribution seule, ne dépasse pas 1,6 fois la surface du piston. On se rapproche donc beaucoup des conditions de la distribution Corliss qui, avec les obturateurs logés dans les fonds, donne un espace nuisible de 1,7 0/0 et une surface nuisible de 1,8 fois la surface du piston.

« La figure 317 montre que la chemise de vapeur 34 est aussi efficace que dans le système Corliss et réchauffe la totalité de la surface nuisible.

« Tous les axes des articulations sont en acier, trempés et rectifiés ; les bagues, également en acier, sont trempées et rectifiées au centième de millimètre et sont exactement interchangeables.

« **Régulateur.** — Pour effectuer le réglage de la distribution, on emploie un régulateur à force centrifuge, actionné par l'arbre de distribution (*fig.* 316). Il se compose de deux masses

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

pendulaires 35, 35, dans lesquelles sont logés des ressorts

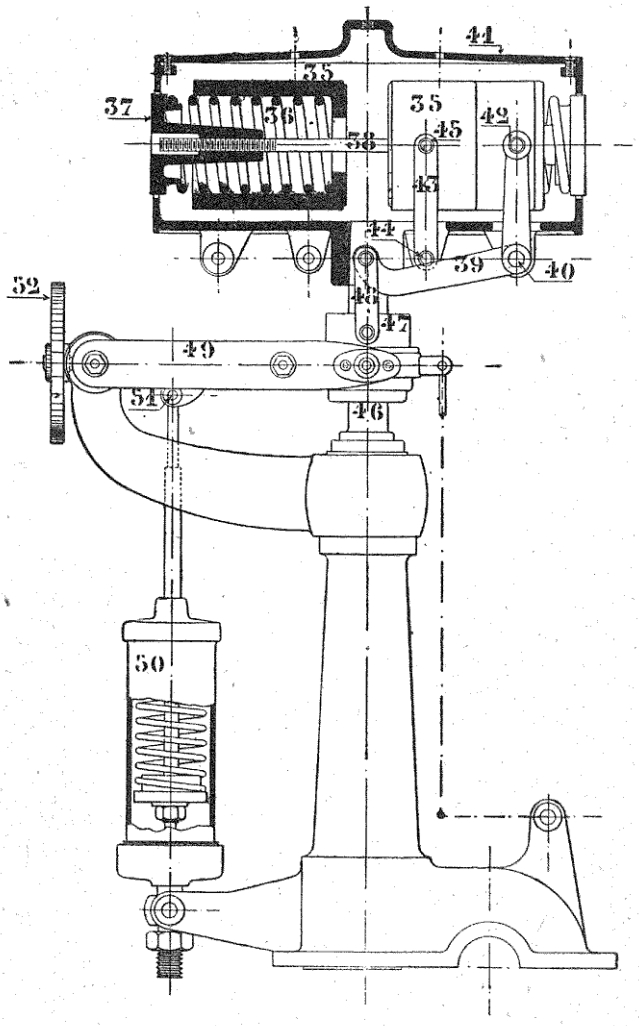


FIG. 316.

36, 36, chargés d'équilibrer la force centrifuge du système en rotation.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« La tension des ressorts peut être réglée par la manœuvre de l'écrou 37 et de la tige filetée 38.

« Chaque masse pendulaire est guidée dans son déplacement par :

« 1° Le levier 39, oscillant autour d'un point fixe 40, pris sur l'extérieur de l'enveloppe et du régulateur, et tourillonné en 42 ;

« 2° Les biellettes 43 oscillant autour du point fixe 44, et tourillonnées en 45 ;

« L'enveloppe 41 est clavetée sur l'arbre 46, actionné par l'arbre de distribution. Les leviers 39 transmettent les déplacements des masses, à l'aide des biellettes 48, à un manchon 47, solidaire du balancier 49.

« La vitesse de la machine peut être modifiée en marche, à l'aide d'une balance à ressort 50, dont le point d'attache 51 peut être déplacé à la main, le long du balancier, en manœuvrant le volant 52.

« Ce régulateur commence donc à agir dès qu'il y a tendance au changement de vitesse comme s'il était complètement dépourvu de frottement; son insensibilité est presque nulle, ainsi que le montrent ses oscillations permanentes traduisant les plus faibles écarts de vitesse de la machine.

« Un mécanisme d'un fonctionnement sûr peut arrêter automatiquement la machine, lorsque le régulateur tombe au bas de sa course pour une cause quelconque, accidentelle ou non.

« Ce dispositif, manœuvrable à la main, peut permettre aussi de supprimer instantanément l'admission de vapeur dans le cylindre. Il consiste simplement à dissocier le régulateur des organes de détente, ces derniers devenant libres sont ramenés en leur position extrême par un contrepoids, ce qui a pour effet d'empêcher complètement l'enclenchement des déclics.

« Les soupapes d'admission n'étant plus soulevées, la vapeur n'est plus introduite dans le cylindre et la machine s'arrête.

« **Machine horizontale compound** (*fig.* 317). — Le nombre des organes et des articulations en mouvement a été réduit

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

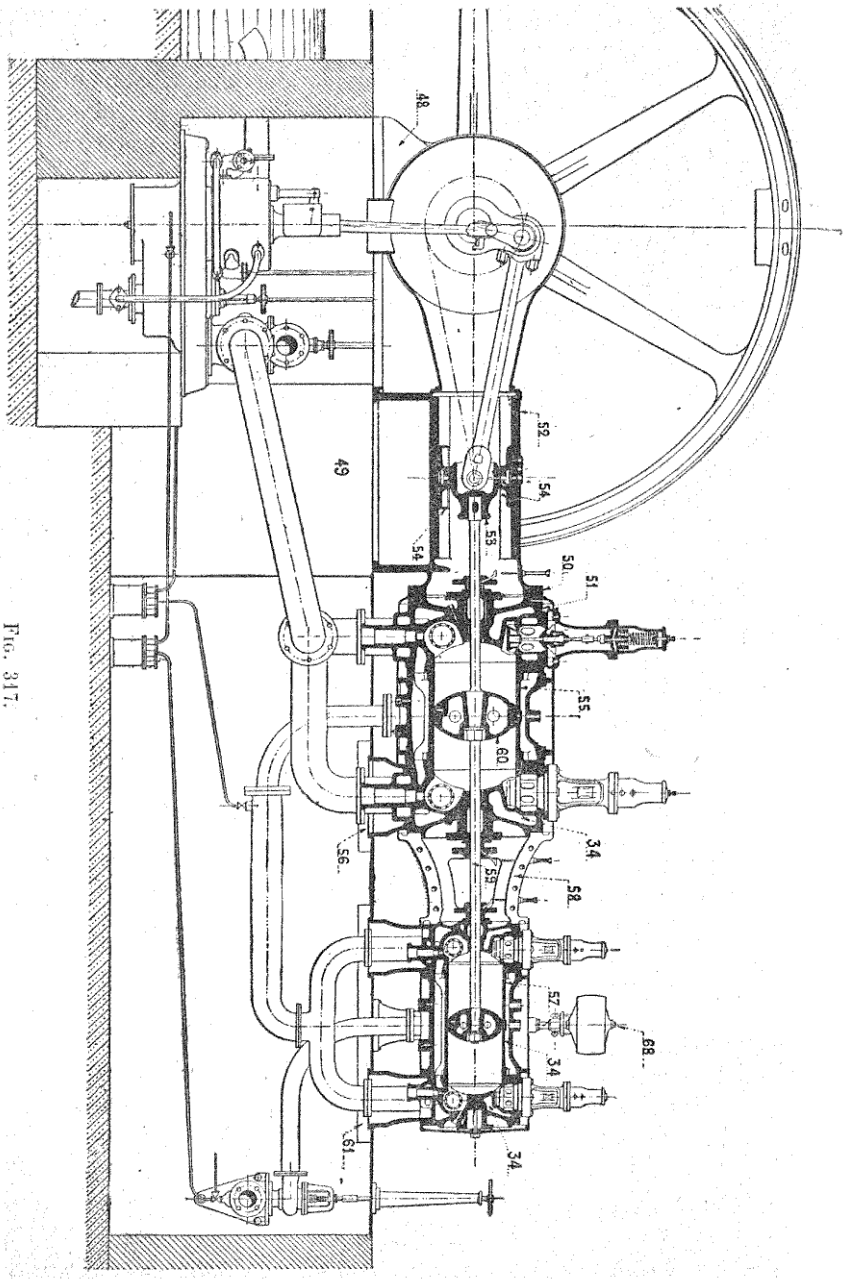


Fig. 317.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

au strict minimum. Le bâti 48 de la machine repose sur toute sa longueur sur un massif en maçonneries, 49, ce qui lui assure une très grande stabilité; sa têtière 50 est alésée et reçoit dans son emboîtement le fonds 51 du grand cylindre : on obtient ainsi une coïncidence parfaite des axes.

« La glissière 52 est cylindrique et reçoit un coulisseau 53 muni de deux patins 54 de rattrapage de jeu.

« Le grand cylindre 55 est boulonné au bâti et repose sur ses glissières 56, en fonte, dressées, permettant une libre dilatation axiale.

« Le petit cylindre 57 est réuni au grand par une entretoise 58, en deux pièces assemblées dans un plan vertical; cette disposition facilite le démontage des fonds de cylindres et des pistons et rend les visites aussi faciles que dans une machine monocylindrique.

« Pour faciliter encore les visites, la tige 58 des pistons est en deux pièces assemblées sur le gros piston 60 par une disposition simple et robuste.

« Le petit cylindre repose également sur des glissières, 61, 62, en fonte, dressées, permettant la libre dilatation axiale.

« De larges fenêtres ménagées dans l'entretoise 58 donnent accès aux garnitures de la tige des pistons.

« Les pistons moteurs sont légers, en une seule pièce, creuse, avec larges segments réglables, assurant une occlusion parfaite sans usure.

« Dans les machines à grande vitesse et de forte puissance, la tige des pistons s'appuie en outre sur un support réglable fixé à l'intérieur de l'entretoise 58.

« L'arbre de distribution 63, placé parallèlement à l'axe de la machine, reçoit son mouvement de rotation de l'arbre moteur 64, à l'aide d'une paire d'engrenages coniques 65.

« Cet arbre 63, en deux pièces réunies par un manchon de dilatation 66 placé entre les deux cylindres, est porté par 3 consoles 67 fixées aux cylindres et au bâti et munies de paliers à graissage automatique. Il actionne le régulateur 68, à l'aide d'engrenages hélicoïdaux plongés dans un bain d'huile.

« **Garniture métallique** (*fig.* 318). — La garniture métallique

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

employée constitue un organe très intéressant de la machine.

« Elle comporte deux chambres 1 et 2.

« Dans la première 1, est logée une série de boîtes annulaires 3, 3, ..., qui reçoivent des segments en fonte 4,4, ..., agissant à frottement doux sur la tige de piston, 5.

« Le peu de vapeur susceptible de passer à travers cette première garniture pénètre dans la deuxième chambre où elle est arrêtée par une garniture composée de deux anneaux, 6, 6, en quatre pièces appuyées sur la tige par des ressorts.

« L'ensemble donne une étanchéité absolue et supprime absolument toute fuite. Le graissage de la tige est fait simplement à l'extérieur de la garniture.

« Le fonctionnement est parfait et ne nécessite aucune surveillance, aucun serrage, aucune intervention du conducteur.

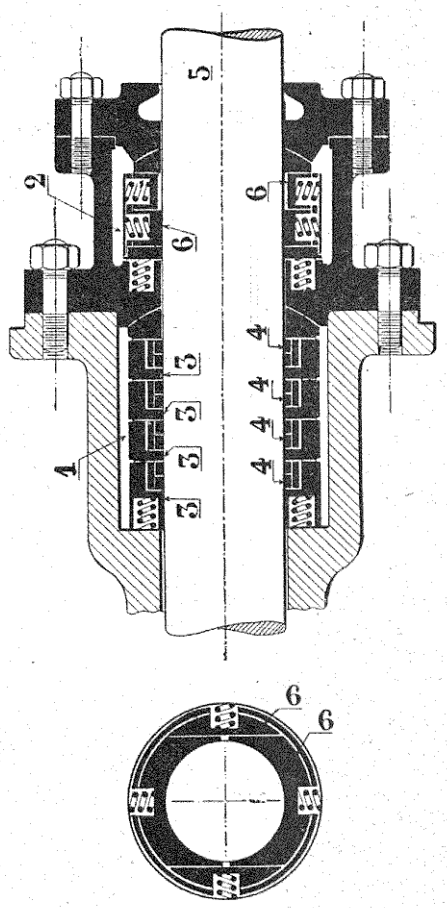


FIG. 318.

« **Palier moteur** (*fig.* 319). — Le coussinet en fonte est en 4 pièces, garnies intérieurement de métal antifriction; il est logé dans une cage alésée.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« Les deux pièces horizontales 24, 24, du coussinet sont facilement réglables par des vis de buttée 25, 25. Ce double rattrapage de jeu permet de toujours maintenir l'axe de l'arbre

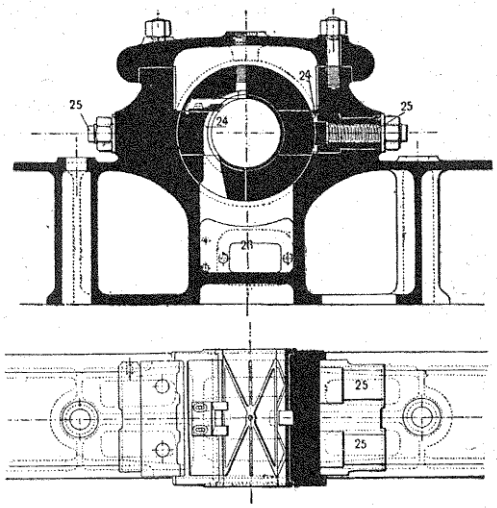


Fig. 319.

moteur dans la position primitive. Le gros tourillon de la bielle est, de ce fait, toujours placé normalement à la bielle, ce qui évite une usure anormale, les échauffements et les chocs.

Appareils de condensation (voir n° 222, *fig.* 262).

« **Graissage.** — Le graissage des cylindres et des pistons-valves est assuré par deux appareils à compression automatique, à compte-gouttes et à niveau visibles, actionnés par l'arbre de distribution.

« Le tourillon de la grosse tête de bielle motrice et celui de la grosse tête de bielle de pompe à air sont pourvus d'un graissage à force centrifuge.

« Le palier moteur, tous les paliers de l'arbre de distribution, le palier extérieur se graissent automatiquement. »

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

247. Conduite des machines à vapeur. — *a*) **Avant la mise en marche.** — 1° Visiter tous les organes, pour s'assurer qu'ils sont en bon état, que les surfaces frottantes ne grippent pas ; que les boulons, goupilles et clavettes d'assemblage ne sont pas desserrés ; que les graisseurs sont propres et remplis d'huile ;

2° Ouvrir les robinets purgeurs, pour amener l'évacuation de l'eau de condensation qui résulte du refroidissement du moteur pendant l'arrêt ;

3° Réchauffer la boîte à tiroir et le cylindre en y admettant progressivement une légère quantité de vapeur, les robinets de purge restant ouverts. On évite ainsi les dilatations brusques et les condensations qui se produiraient à la mise en marche ;

4° Faire faire quelques tours à la machine et, si aucun bruit anormal ne se produit, mettre en route le condenseur et fermer les robinets de purge.

b) **Pendant la marche.** — 1° Consulter souvent les différents appareils indicateurs, en particulier le manomètre, l'indicateur de vide et le tachymètre (compteur de tours), pour contrôler les conditions de marche ;

2° Relever un diagramme de temps à autre, pour s'assurer que la distribution n'est pas déréglée et qu'il n'existe pas de fuites. Celles du piston s'indiquent par un rapprochement anormal des courbes de détente et de compression ; celles du cylindre n'ayant lieu qu'en un point de la course se reconnaissent à une chute de pression en cet endroit ;

3° Veiller attentivement aux bruits qui peuvent s'entendre : le grippement se reconnaît à un bruit aigu et strident ; il nécessite le refroidissement ou le graissage de l'organe, parfois l'arrêt de la machine. Les chocs proviennent du jeu des articulations qu'il faut resserrer après arrêt. Les claquements dus à l'eau de condensation des fonds de cylindre nécessitent une purge.

c) **Pour arrêter le moteur.** — 1° Fermer le robinet de prise de vapeur du générateur, pour éviter les condensations ;

2° Fermer l'injection d'eau au condenseur pour éviter la montée de cette eau dans le cylindre ;

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

3° Ouvrir les robinets de purge et fermer l'admission de la vapeur au cylindre.

d) **Essais d'une machine à vapeur Dujardin de 500^{kw} installée à la fonderie nationale de Ruelle.** — Le marché comportait : 1° marche à pleine charge, soit 500^{kw} pendant 6 heures consécutives ; 2° marche à 75 0/0 charge, soit 375^{kw} pendant 6 heures consécutives ; 3° marche à 50 0/0 charge, soit 250^{kw} pendant 6 heures consécutives ; 4° essai avec 25 0/0 de surcharge, soit 625^{kw} pendant 2 heures ; essai avec 50 0/0 de surcharge, soit 750^{kw} pendant 5 minutes.

RÉSUMÉ DES ESSAIS COMPORTANT UNE GARANTIE DE CONSOMMATION

[Les diagrammes suivent (*fig.* 320)]

Nature de l'essai	0,75 charge	pleine charge	0,50 charge
Durée	3^h 34^m	5^h 35^m	3^h 27^m
Nombre moyen de tours	117^t,3	120^t,1	118 ,4
Pression au petit cylindre	12^{kg},176	11^{kg},531	12^{kg},51
— grand cylindre	0^{kg},400	0^{kg},600	0^{kg},100
Température au petit cylindre	232°	247°	222°
Température correspondant à la pression	187°,5	185°	189°
Valeur de la surchauffe	44°	62°	33°
Vide en centimètres de Hg	69^{cm}	69^{cm}	69^{cm}
Température de l'eau d'injection	11°	10°	11°
Température de l'eau d'injection (sortie du condenseur)	27°	28°	23°
Eau vaporisée en kilogrammes	11.509	22.341	8.124
Consommation du petit cheval	459	747	360
Purges des conduites et surchauffeurs	129	315	126
Consommation nette totale	10.921	21.279	7.638
Puissance en chevaux indiqués (diagrammes)	638	837	441,6
Ampérage moyen	1.529	2.020	1.017
Voltage moyen	250	250	250
Puissance en kilowatts	382	505	254,25
Consommation de vapeur saturée prévue par kilowatt	9,42	9,2	10,325
Consommation de vapeur à 250° prévue par kilowatt	8,500	8,32	9,335
Consommation de vapeur ramenée à la température obtenue par kilowatt	8,775	8,363	9,800
Rapport des chevaux aux kilowatts	1,67	1,65	1,73
Consommation réelle par cheval-heure indiqué	4,799	4,55	5,01
Consommation réelle par kilowatt-heure	8,01	7,54	8,7
Rendement du groupe (machine et dynamo)	0,813	0,819	0,781
Rendement de la dynamo seule	0,94	0,94	0,93

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

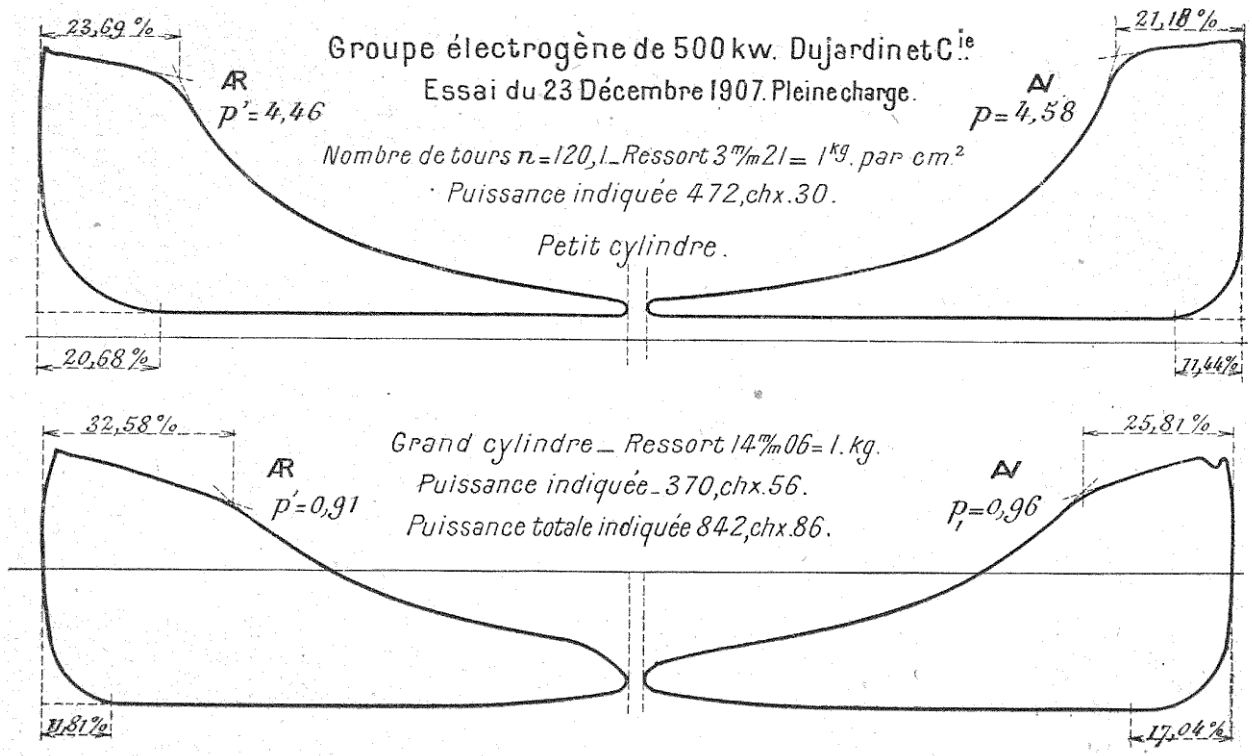


FIG. 320 a.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

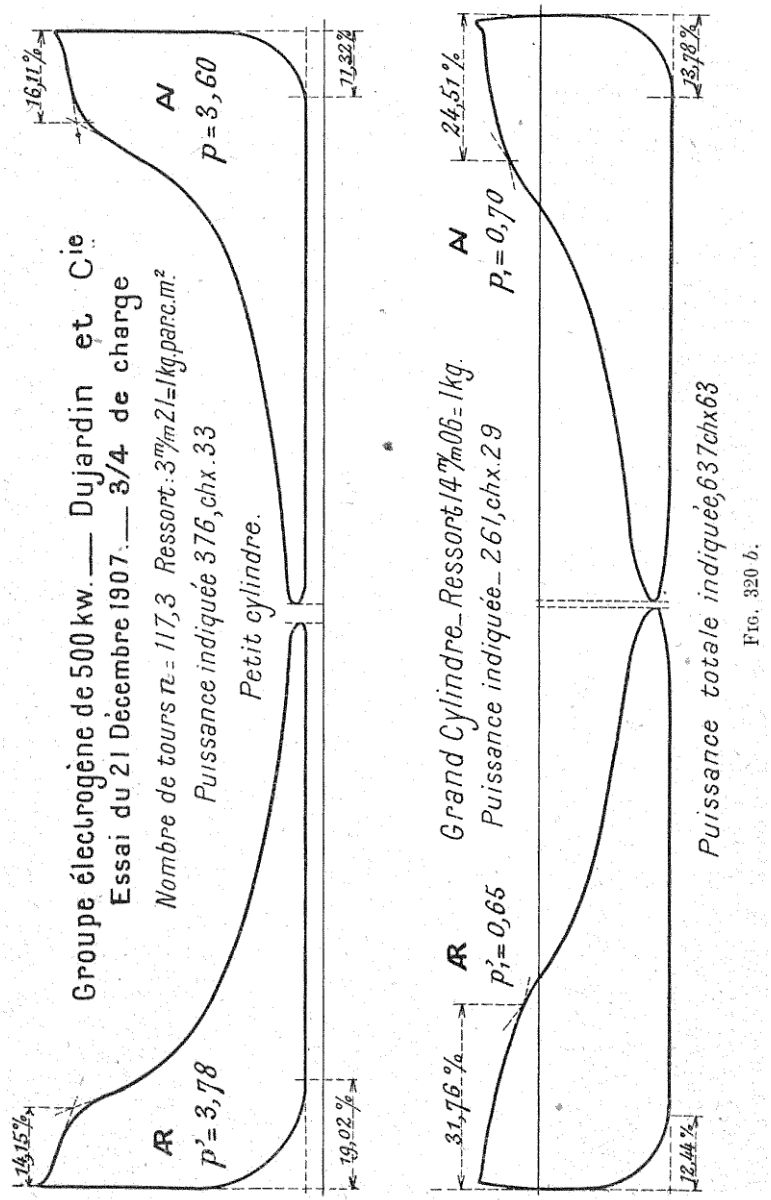


FIG. 320 *b*.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

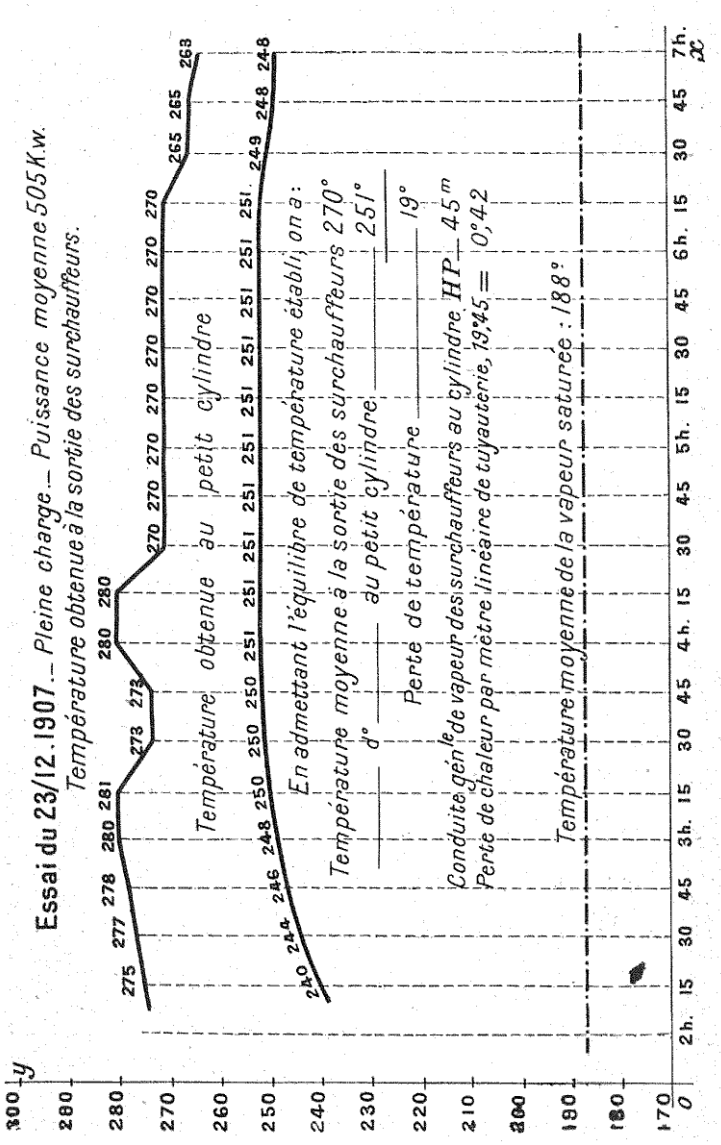


FIG. 320 c.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

« En outre des essais de consommation, il était prescrit de passer de la marche à pleine charge à la marche à vide et inversement, sans qu'il en résulte une variation de vitesse qui dépasse 2 0/0 en plus ou en moins de la vitesse normale (120 t/m).

« De plus, la dépense d'huile de graissage pour cylindres et mouvements ne devait pas dépasser 2^{g} par cheval-heure indiqué.

« Enfin, après essais, une visite des organes désignés par la Commission était prescrite...

« Comme pénalités... dans le cas où la puissance de 500^{kw} ne pourrait pas être réalisée pendant l'essai de 6 heures, le fournisseur subirait une retenue de 100 francs par kilowatt en moins ; si l'un quelconque des chiffres de consommation de vapeur par kilowatt-heure était dépassé, chaque centième de consommation au delà des chiffres garantis donnerait lieu à l'application d'un rabais de 400 francs. Si la consommation était supérieure de plus de 5 0/0 à celle garantie, les pénalités indiquées plus haut seraient doublées. Si la puissance développée était inférieure à 480^{kw} ou si la majoration de consommation atteignait 7 0/0, la machine, ou la dynamo, ou l'ensemble, serait rebuté. »

XXXVI. — Turbines à vapeur

Dès 1827, Réal et Pichon firent breveter une turbine en France ; ils furent suivis par Ewbrank en 1839, Wilson en Angleterre en 1848, Tournaire en France en 1853, Girard en 1855, Autier en 1858 ; mais le premier appareil pratiquement utilisable dans l'industrie date seulement de 1884, il est dû à Parsons. Depuis, un grand nombre de types se sont répandus avec plus ou moins de rapidité et de succès : nous citerons la turbine du Suédois Laval, essayée en 1884, apparue en 1889, celle du Français Rateau en 1896, et plus récemment encore les turbines Curtis (Angleterre) et Zœlly (Suisse).

248. Causes du succès des turbines à vapeur. — Le développement considérable de ces appareils correspond à un véritable besoin industriel : la transformation de l'énergie mécanique en électricité et inversement sans l'intermédiaire de transmissions encombrantes et coûteuses. Le mouvement rotatif étant celui qui convient le mieux aux dynamos, on a une tendance à les accoupler avec des machines rotatives : pompes centrifuges, ventilateurs centrifuges, turbines hydrauliques, turbines à vapeur. Cependant, à cause des grandes vitesses de ces appareils (les premières turbines Parsons tournaient à 18.000 tours, aujourd'hui leur vitesse est abaissée

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

à 1.100 et 500 tours), leur réalisation pratique n'a été rendue possible que grâce aux progrès accomplis :

1° Dans la construction mécanique, de plus en plus précise ;

2° Dans la thermodynamique, notamment par la connaissance des lois d'écoulement de la vapeur ;

3° Dans la métallurgie par l'apparition des métaux à haute résistance.

Ils ont d'ailleurs trouvé un débouché important pour la commande des propulseurs à hélices des bateaux à grande vitesse.

249. Classification. — Selon le mode de parcours de la vapeur, les turbines peuvent être **axiales, radiales centrifuges** et **radiales centripètes.**

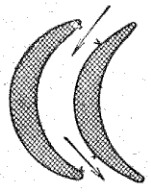


FIG. 321.
Aubage d'une turbine d'action. La section d'écoulement est constante.

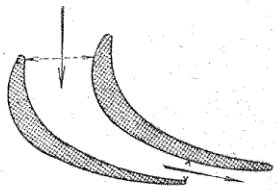


FIG. 322.
Aubage d'une turbine à réaction. La section va en diminuant, la vitesse augmente et la pression diminue.

Disons que malgré, de nombreux essais, les turbines radiales n'ont donné à l'heure actuelle aucun résultat.

Selon le mode d'action de la vapeur, les turbines sont dites :

1° **A action,** quand le travail recueilli sur l'arbre est entièrement dû à la force vive de la vapeur qui s'est détendue dans le distributeur en acquérant une vitesse considérable (transformation de l'énergie potentielle en énergie cinétique);

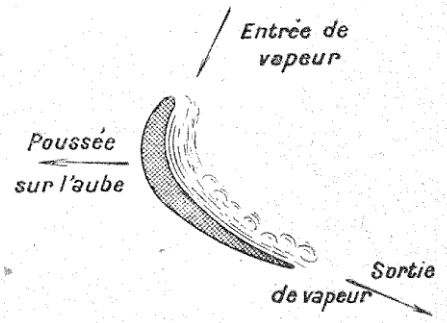


FIG. 323.

2° **A réaction,** lorsque la vapeur agit d'abord par sa pression, puis par sa détente sur la roue mobile

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

elle-même. En réalité, le principe de la turbine à réaction consisterait à laisser échapper par une ouverture tangentielle, la vapeur sous pression se trouvant dans un corps creux rotatif qui serait mis en mouvement par contre-coup;

3° **Mixtes,** si elles utilisent en même temps la force vive, la pression et la détente de la vapeur.

Au point de vue du nombre de roues, les turbines sont **simples,** quand la vapeur agit sur une seule roue; elles sont **multiples ou compound** quand la vapeur passe successivement sur plusieurs roues mobiles.

Enfin les turbines peuvent être à **admission totale** ou à **admission partielle** selon que la vapeur arrive sur tout ou partie de la périphérie de la roue mobile.

250. Turbine Parsons (*fig.* 324).—*a*) **Description.** — Telle qu'on la construit actuellement, la turbine Parsons est une turbine axiale, compound, mixte et à pleine admission.

Elle est constituée par un tambour solidaire de l'arbre moteur B, supporté à ses extrémités par les paliers D et E.

Le tambour est enfermé dans un **cylindre** A formé de deux parties assemblées suivant un plan horizontal.

Entre le cylindre et le tambour existe un espace annulaire destiné à loger les **aubes directrices C′ du distributeur,** fixées à la paroi interne du cylindre, et les **roues mobiles C de la turbine,** fixées à la périphérie du tambour.

Les aubes directrices et les roues mobiles alternent de manière à former une série de couronnes parallèles. Afin de réduire au minimum les pertes de fluide dues aux fuites, on diminue le plus possible le jeu qui existe entre deux couronnes consécutives ainsi que le long des parois du cylindre et du tambour. On ne peut, d'ailleurs, supprimer complètement ce jeu, à cause des frottements qui en résulteraient.

Chaque couple formé par une couronne de directrices et une roue mobile constitue une véritable turbine dans laquelle les aubes ont une forme analogue à celle des aubes d'une turbine hydraulique Fontaine.

b) **Fonctionnement.** — L'admission de la vapeur se fait par une soupape L que commande un système de leviers articulés, Cette vapeur est amenée par une conduite devant la première couronne directrice, où elle reçoit une direction convenable

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

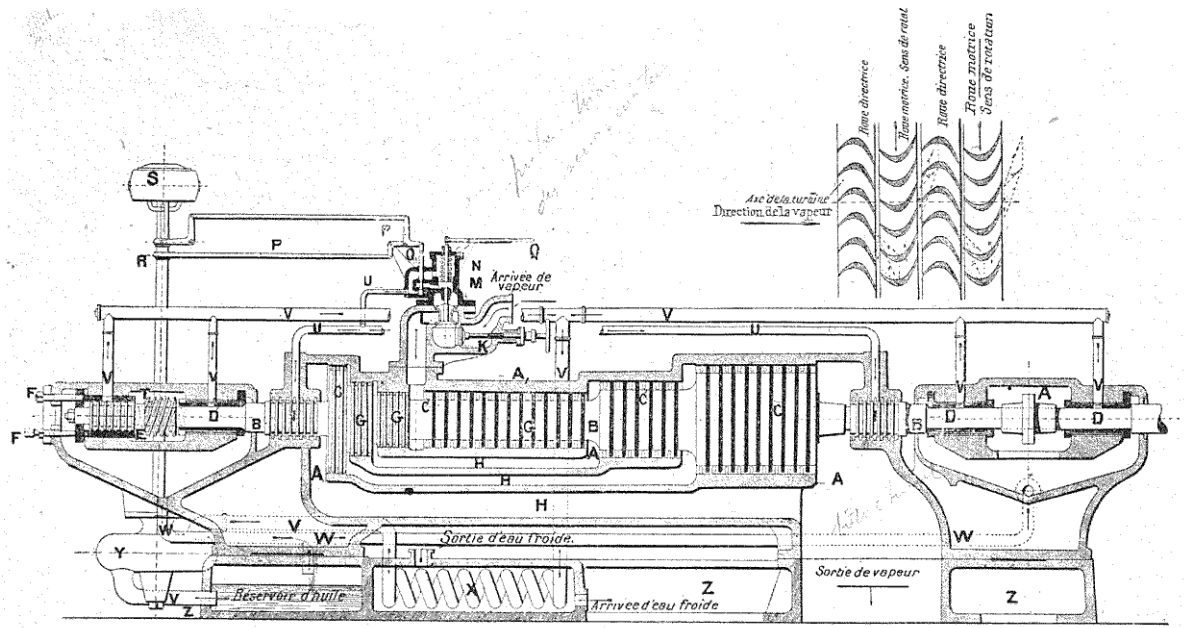


FIG. 324. — Coupe schématique d'une turbine à vapeur système « Brown-Boveri-Parsons ».

A, cylindre ; — B, arbre ; — C, ailettes ; — D, coussinets ; — E, palier de réglage ; — F, vis du palier de réglage ; — G, pistons compensateurs ; — H, canaux de compensation ; — I, boîtes étanches ; — K, soupape d'admission ; — L, soupape de distribution ; — M, piston du servo-moteur ; — N, ressort de rappel du servo-moteur ; — O, tiroir du servo-moteur ; — P, leviers et bielles de commande de la distribution par le régulateur ; — Q, levier de manœuvre à main de la soupape de distribution ; — R, excentrique commandant la distribution ; — S, régulateur ; — U, tuyaux amenant la vapeur aux boîtes étanches ; — T, vis sans fin et roue hélicoïdale commandant la distribution et la pompe à huile ; — V, tuyaux d'arrivée d'huile sous pression aux coussinets ; — W, tuyaux de retour d'huile ; — X, serpentin réfrigérant d'huile ; — Y, pompe à huile ; — Z, plaque de fondation ; — AA, accouplement.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

avant de pénétrer dans la première roue mobile, au sortir de laquelle le fluide passe successivement dans toutes les autres couples de couronnes.

La vapeur se détend partiellement dans la première couronne directrice; elle acquiert de ce fait une puissance vive qui exerce une action motrice sur la roue mobile. La vapeur continue d'ailleurs à se détendre dans cette roue mobile et la réaction qui en résulte s'ajoute à l'action de la puissance vive. Les mêmes phénomènes se reproduisent dans chaque couple, de sorte que la détente totale depuis la pression initiale jusqu'à la pression de l'échappement (air libre ou condenseur selon les cas) a lieu d'une façon progressive. La vitesse se trouve ainsi considérablement réduite en même temps que la vapeur est mieux utilisée.

Remarques. — 1° La vapeur, en se détendant, occupe un volume de plus en plus grand; il est donc nécessaire de donner à une couronne quelconque des dimensions supérieures à celles de la couronne précédente. Lorsqu'il n'est plus possible d'obtenir ce résultat en conservant le même diamètre du tambour, on augmente celui-ci; c'est ce qui explique la forme de tambour à étages que présentent toutes les turbines en général et la turbine Parsons en particulier.

2° Le mouvement de la vapeur dans un sens constant détermine une poussée axiale dans le sens du courant. Pour en annuler les effets nuisibles sur les paliers, des pistons G de mêmes diamètres que les roues mobiles sont disposés sur l'arbre moteur avec lequel ils tournent. Chaque face de piston est en communication par un tuyau spécial H avec la face du tambour de même dimension. Aucun piston ne touche la paroi interne du cylindre, de sorte qu'il n'y a aucun frottement ni absorption de travail passif.

Malgré cette disposition, l'étanchéité est assurée d'une façon parfaite par des rainures circulaires creusées sur le cylindre et dans lesquelles s'engagent avec un faible jeu les saillies correspondantes du piston.

On suppose que la vapeur, qui pour fuir, devrait, à un certain moment, suivre une direction radiale centripète, en est

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

empêchée par les effets de la force centrifuge considérable, à cause des grandes vitesses de rotation.

3° La régulation est assurée par un pendule conique S.

4° Les coussinets E sont à cannelures, afin de maintenir d'une façon rigoureusement constante le jeu de quelques millimètres qui existe entre deux couronnes consécutives. Le graissage de ces coussinets se fait au moyen d'huile sous pression, qui à aucun instant n'est en contact avec la vapeur, ce qui est précieux pour l'utilisation de la vapeur condensée dans l'alimentation des générateurs à bord des navires.

Il existe des turbines Parsons de 25 à 10.000 chevaux.

La vitesse des turbines Parsons actuelles varie, suivant le genre d'utilisation, de 750 à 3.000 tours par minute; elle permet l'accouplement direct avec les génératrices d'électricité.

Les vapeurs à passagers qui font le service entre Boulogne-sur-Mer et Folkestone sont munis des turbines Parsons de 8.000^{ch}. Ce sont : *The Queen*, filant 21,5 nœuds; *Onward*, filant 22,5 nœuds et, *Invicta*, filant 23 nœuds.

251. Turbine Curtis de MM. Leflaive et C^{ie} (*fig.* 325). — C'est une turbine axiale d'action, à roues multiples et à admission totale ou partielle.

a) **Description.** — La turbine Curtis est à arbre horizontal ou vertical; les deux types étant analogues, nous décrirons seulement le dernier.

L'arbre vertical supporte les roues mobiles à aubes D; il repose sur une crapaudine placée dans le socle, et il est guidé par trois paliers H.

La turbine est enfermée dans une cuve aux parois de laquelle sont fixées les couronnes directrices évidées en leur centre pour permettre le passage de l'arbre.

Les roues mobiles sont constituées par des disques en acier dans la jante desquels sont taillées les aubes, sauf pour les grandes puissances pour lesquelles les aubes sont rapportées.

L'étanchéité des paliers est assurée par des bavures en graphite qui servent en même temps de lubrifiant.

b) **Fonctionnement** (*fig.* 326-327). — La vapeur se détend

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans les tuyères A, où son énergie potentielle est tout entière transformée en énergie cinétique. Ensuite la vapeur traverse

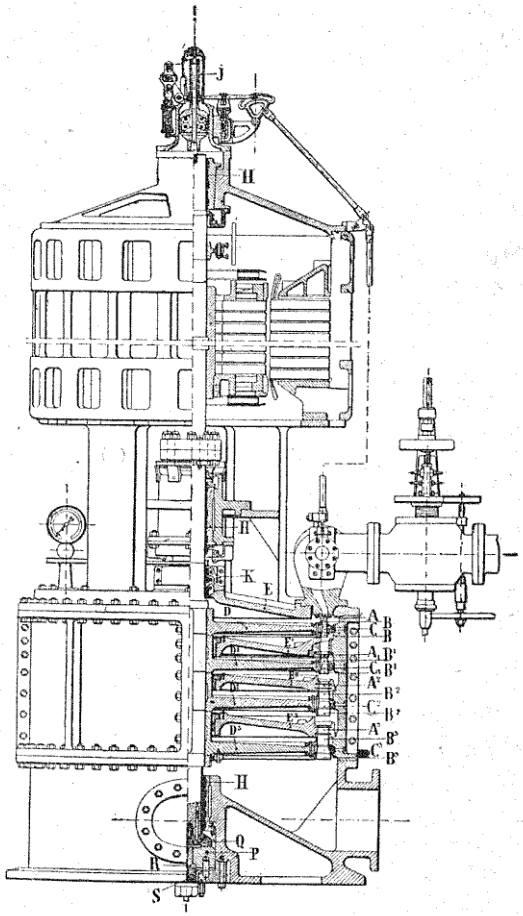


FIG. 325.

la roue mobile B, à laquelle elle cède une partie de son énergie. Après son passage dans la première roue mobile, la vapeur traverse les aubes directrices fixes C qui la renvoient

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

dans la deuxième roue mobile B′ après avoir changé sa direction sans en changer la vitesse, car il n'y a pas de détente dans ces aubes directrices.

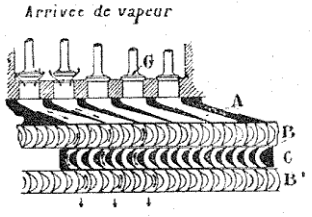


FIG. 326.

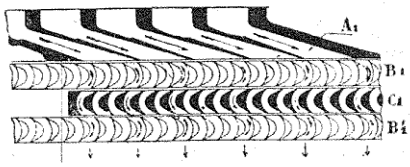


FIG. 327.

La vapeur se rend alors dans les tuyères A_1 de l'étage suivant, où elle effectue un parcours analogue. Après avoir traversé le dernier étage, elle se rend au condenseur.

La vitesse tangentielle est de 120 à 130^m par seconde, et le générateur d'électricité peut être calé sur le même arbre que la turbine.

C'est le cas de l'appareil représenté par la figure 325.

252. Comparaison entre la turbine et la machine à piston. — La machine à vapeur à mouvement alternatif, malgré les nombreux perfectionnements dont elle a été l'objet les distributions ingénieuses permettant tous les degrés de détente, de compression et d'anticipation à l'admission ou à l'échappement; l'emploi des hautes pressions, des surchauffes modérées ou très élevées; la multiple expansion; le réchauffage du cylindre et même du piston; le graissage automatique, etc., utilise assez mal l'énergie contenue dans la vapeur d'eau.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pourtant, elle présente encore sur la turbine de sérieux avantages : 1° sa vitesse modérée; 2° la souplesse et l'élasticité de son fonctionnement ; 3° la réversibilité de marche, c'est-à-dire la possibilité pour son arbre de tourner dans un sens et dans l'autre ; 4° la rapidité de l'arrêt et de la mise en vitesse de régime.

Mais les constructeurs de turbines rivalisent d'ingéniosité afin d'effacer ces causes d'infériorité de leurs appareils. L'emploi des roues multiples, en réduisant la vitesse a permis d'accoupler les turbines avec les dynamos, les alternateurs, les pompes et les ventilateurs centrifuges. Pour la marche arrière des navires, on a installé une turbine supplémentaire disposée sur le même axe que la turbine de marche avant ou sur un autre.

A propos de l'emploi des turbines pour la navigation, signalons un procédé récent pour faire tourner le moteur et l'hélice aux vitesses qui leur assurent un meilleur rendement, 1.000 à 2.000 tours et 200 à 400 tours.

La turbine à vapeur commande une pompe turbine qui alimente une turbine motrice hydraulique sur l'arbre de laquelle est montée l'hélice. Il suffit d'installer une troisième roue hydraulique tournant en sens inverse de la deuxième pour la marche AR.

D'ailleurs, les turbines peuvent revendiquer les avantages suivants : 1° réduction des pertes de travail dues aux frottements et aux chocs ; 2° régularité de l'écoulement de la vapeur et de la vitesse de rotation; 3° possibilité d'une haute surchauffe ; 4° facilité de conduite et d'entretien, absence d'huile dans l'eau de condensation ; 5° simplicité de construction, faible poids et faible encombrement.

L'emplacement occupé par une turbine Curtis de 500^{kw} rapporté à celui d'une machine à piston horizontale est de 1 à 10 ; pour 5.00^{kw}, il est de 1 à 15. Le groupe turbo-générateur du Manhattan El. Railway a un diamètre maximum de 4^{m},300, une hauteur de 7^{m},50 et un poids de 200 tonnes.

Le poids des turbines Parsons est de 15 à 25^{kg} par cheval-heure indiqué. A la station d'électricité de Francfort-sur-le-Mein, deux groupes de 5.000^{kw} l'un ont été installés ; celui des turbines pèse 66.000^{kg}, celui des machines à piston Sulzer pèse 400.000^{kg}, soit environ 6 fois plus.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

253. Consommation des turbines. — *a*) **Vapeur.** — 1° *Turbo-générateurs d'électricité Brown, Boveri-Parsons.* — La consommation par cheval-heure indiqué a été obtenue en supposant un rendement organique de 0,87 pour la machine à vapeur et 0,90 pour la dynamo, de sorte que :

1 kilowatt = $1^{chv} : (0{,}87 \times 0{,}90 \times 0{,}736) = 1{,}76$ cheval-vapeur.

N° d'ordre	PUISSANCE en kw	PUISSANCE en chx eff.	ÉTAT DE LA VAPEUR pression	ÉTAT DE LA VAPEUR température	VIDE 0/0	CONSOMMATION EN KG par kw-h.	CONSOMMATION EN KG par ch.-ind.	OBSERVATIONS
1..	100	150	8,7	280°	88	12,5	7,1	
2..	200	300	12,5	250°	92	9,59	6,2	
3..	350	520	10	saturée	96	10,08	5,9	à majorer
				320°	96	8,34	4,9	de 2,1 0/0
4..	700	1.050	10	saturée	96	8,98	5,3	pour la
				320°	96	7,54	4,2	condensation
5..	500	750	10	250°	90	8,8	5,3	
6..	1.400	2.100	12,5	260°	96	6,95	4,2	maj. de 1,7 0/0
7..	1.800	2.700	12	300°	93,5	6,9	4,2	
8..	2.000	3.000	11,5	300°	95	6,94	4,2	maj. de 1,9 0/0
9..	3.000	4.500	12,5	235°	92	7,2	4,4	maj. de 1,3 0/0
10..	3.200	5.000	11	300°	90	6,7	4,1	
11..	3.000	4.500	10	230°	90	7,64	4,5	maj. de 2 0/0
12..	3.000	4.500	10	300°	90	6,86	4,03	—
13..	3.000	4.500	14	300°	90	6,5	3,82	—

2° Une *turbine Curtis* de 5.000^{kw} installée aux tramways de Chicago consomme 7^{kg} de vapeur et 720^{g} de charbon par kilowatt-heure. Une autre à Berlin, de 600^{kw}, a donné aux essais :

VITESSE ET VIDE	ÉTAT DE LA VAPEUR pression	ÉTAT DE LA VAPEUR température	CONSOMMATION PAR KW AVEC CHARGE 1,00	0,75	0,50	0,25	OBSERVATIONS
1.800 tours	9,8	saturée	8,60	8,79	9,20	10,23	majorer
723^{mm}	9,8	265°	7,55	7,60	8,05	9	de
de Hg	14	277°	7,27	7,40	7,65	8,50	4 à 5 0/0

b) **Huile.** — On estime qu'un groupe électrogène à piston de 1.500^{kw} exige 40^{kg} d'huile par vingt-quatre heures de marche; une *turbine Curtis* exigerait 4^{kg} d'huile.

Avec les turbines Parsons, la consommation d'huile varie de 0^{g},1 à 0^{g},3 par cheval-heure indiqué, au lieu de 0^{g},66 à 4^{g},50 avec les machines à pis-

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

ton. Une turbine Parsons de 5.000chx installée à l'Usine électrique municipale de Francfort-sur-le-Mein a donné lieu aux observations suivantes :

ANNÉES	DÉPENSE TOTALE	DÉPENSE PAR KW-H.	
1901...	21.915 fr.	0c,160	Machines à piston fonctionnant seules.
1902...	15.815	0 ,100	Turbines ayant fonctionné 4 mois.
1903...	8.460	0 ,052	Turbines fonctionnant régulièrement.

Consommation d'huile par cheval-heure indiqué : 1° On évalue la dépense de 7 à 15 et 20 0/0 de celle du charbon.

2° *L'Association de l'Union bavaroise pour la revision des chaudières* a déduit d'une enquête faite en juin 1903 sur un grand nombre de machines à piston, pour la dépense de graissage par cheval-heure; les chiffres suivants :

MACHINES : PUISSANCE :	DOUBLE EXPANSION 100 A 500 CHX		TRIPLE EXPANSION 400 A 1.000 CHX	
CONSOMMATION :	grammes	centimes	grammes	centimes
La plus élevée	4,49	0,301	3,00	0,209
La moins élevée ..	1,32	0,102	0,66	0,051
Moyenne	2,20	0,158	1,90	0,140

3° *MM. Gœrich et Schlumberger* ont présenté à la *Société des industriels de Muhlouse*, en 1903, un tableau dont nous extrayons la dépense de graissage :

Pour une machine de 1.000chx, 0cent,122 par cheval-heure ;
— 500 — 0cent,152 — —
— 100 — 0cent,180 — —

4° Nous extrayons d'un procès-verbal d'essais effectués sur une machine *Piguet* la consommation horaire d'huile pour une machine actionnant une dynamo de 150kw :

Garantie par les constructeurs..... 0kg,680
Constatée aux essais pour une puissance de 156kw.... 0kg,401

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

EXERCICES A RÉSOUDRE

I. — Une turbine Parsons consomme, par kilowatt-heure : $0^{kg},2$ de vapeur saturée à la pression effective de 10^{kg} ou $7^{kg},7$ de la même vapeur surchauffée à 300°. 1° Quelle est la diminution moyenne 0/0 de consommation produite par 10° de surchauffe?

2° Sachant que la turbine précédente développe en moyenne 700^{kw} pendant 300 jours par an et 10 heures par jour, on demande l'économie annuelle de vapeur due à la surchauffe. (L'eau employée revient à 0 fr. 01 le mètre cube.)

3° En admettant que le rendement des générateurs soit dans les deux cas 68 0/0, que le charbon à 20 francs la tonne consommé ait un pouvoir calorifique de 7.800 calories, et que l'eau d'alimentation soit à la température de 10°, on demande quelle est l'économie de charbon réalisée chaque année.

4° L'installation du surchauffeur revenant à 50.000 francs, y aura-t-il avantage à faire cette dépense en tenant compte des intérêts et amortissements qui s'élèvent à 10 0/0 par an?

II. — Une surchauffe de 6° diminue de 1 0/0 la consommation de vapeur d'une turbine Parsons, et celle-ci consomme par kilowatt-keure $9^{kg},50$ de vapeur à la pression effective de $9^{kg},5$ lorsque la contre-pression au condenseur est $0^{kg},100$. Quelle serait la consommation probable, si l'on surchauffait la vapeur à 350°?

III. — Une turbine consomme 10^{kg} de vapeur saturée à la pression effective de 8^{kg} par kilowatt-heure lorsque le vide au condenseur est 90 0/0 de la pression atmosphérique. Sachant que la diminution de 1 0/0 de vide entraîne un surcroît de consommation de vapeur de 1,5 0/0, on demande quelle serait la consommation probable de vapeur si l'échappement se faisait à l'air libre.

IV. — Une machine à vapeur, à piston, à double expansion, consomme 6^{kg} de vapeur et 3^{g} d'huile de graissage, par cheval-heure indiqué. Une turbine dans les mêmes conditions consomme 8^{kg} de vapeur et $0^{g},5$ d'huile par kilowatt-heure. Le rendement organique de la machine à piston est 85 0/0; le rendement électrique de la dynamo est 92 0/0; le rendement thermique des générateurs est 70 0/0. Ceux-ci consomment du charbon à 7.600 calories et à 19 francs la tonne; ils produisent de la vapeur à 10^{kg} surchauffée à 300°. Quel est le bénéfice réalisé par une turbine de 1.000^{kw} pendant une année de 300 jours de marche, sachant qu'elle est actionnée à pleine charge 10 heures par jour? L'huile employée coûte 1 fr. 20 le kilogramme.

FIN

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

TABLE DES MATIÈRES

CINÉMATIQUE

Pages.

I. *Courroie.* — Tension des brins, section..... 1
II. *Engrenages cylindriques droits.* — Calcul des dimensions, tracé des profils..... 4
III. *Engrenages elliptiques*..... 19
IV. *Engrenages coniques*..... 21
V. *Engrenages hélicoïdaux.* — Roue et vis sans fin, roues à chevrons. 22
VI. *Application des mouvements relatifs.* — Train épicycloïdal, roue planétaire, pignon valseur, différentiel d'automobile, colliers, plaque tournante..... 29
VII. *Cames.* — Excentriques à cadre, excentriques d'armure..... 36
Exercices à résoudre sur la cinématique appliquée..... 47

STATIQUE GRAPHIQUE

VIII. *Composition des forces.* — Forces concourantes, forces parallèles, polygone funiculaire, conditions d'équilibre, décomposition des forces..... 50
IX. *Moments statiques des forces*..... 58

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

X. *Résistance des cylindres aux pressions intérieures.* — Epaisseur des chaudières..... 61
XI. *Flexion.* — Lois, forme des sections employées, moment fléchissant, effort tranchant, détermination algébrique et graphostatique, centre de gravité et moment d'inertie, solides d'égale résistance à la flexion..... 65
XII. *Poutres à treillis.* — Ferme..... 87
XIII. *Torsion.* — Lois, moment d'inertie polaire, arbres chargés.... 95
Exercices à résoudre..... 103

PUISSANCE D'UN MOTEUR

XIV. *Freins* de Prony et à sangle, courant électrique, pompe..... 109

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

HYDRAULIQUE

Pages.

XV. *Turbines.* — Axiale, centrifuge, centripète, hélico-centripète; roue Pelton, roue à admission intérieure, pompes rotatives, régulateur..... 115
Exercices à résoudre..... 131
XVI. *Installation hydraulique.* — Dispositions générales, barrage, canal d'amenée, réservoirs, récepteurs, canal de fuite, essais, très hautes chutes..... 132

MACHINES THERMIQUES

XVII. *Équivalence de la chaleur et du travail.* — Principe de Carnot; classification des machines thermiques..... 140
Exercices à résoudre..... 143

GÉNÉRATEURS DE VAPEUR

XVIII. *Vapeur d'eau.* — Vaporisation, tension de la vapeur, pression effective; ébullition, retard à l'ébullition, chaleur de vaporisation; vaporisation en vase clos, principe de la paroi froide; vapeur saturée, primage; vapeur surchauffée, avantages et inconvénients, surchauffeurs; vapeur à haute pression..... 144
Exercices à résoudre..... 156
XIX. *Combustibles et combustion.*— Propriétés, classification, choix des combustibles; combustion, fumivorité..... 157
Exercices à résoudre..... 167
XX. *Appareils de combustion.* — Foyer ordinaire, grille, carneaux, cheminée; tirage artificiel, souffleur à jet de vapeur, foyer Darcet, grille Poillon à lames de persiennes, grille automatique Babcock et Wilcox..... 167
XXI. *Épuration.* — L'eau, épuration physique et chimique; épurateurs Desrumaux, Buron, Granddemange; réchauffeurs, économiseurs.. 177
Exercices à résoudre..... 187
XXII. *Appareils d'alimentation.* — Pompe, injecteur, bouteille alimentaire..... 187
XXIII. *Classification des générateurs*..... 193
XXIV. *Chaudières à grand volume d'eau.* — Verticale à bouilleurs, avec réchauffeurs, Cornwall, Galloway..... 198
XXV. *Chaudières à tubes de fumée.* — Locomotive, marine, semi-tubulaire..... 201
XXVI. *Générateurs à tubes d'eau.* — Belleville, Montupet, Niclausse, de Naeyer, Buttner, Roser, Babcock et Wilcox, du Temple..... 207
XXVII. *Appareils de contrôle et de sûreté.* — Essais, timbre, manomètres, indicateurs à tube de verre, robinets de jauge, indicateurs à flotteur, soupapes de sûreté à contrepoids et à ressort, bouchon fusible, clapets de retenue, soupapes d'arrêt..... 231

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Pages.

XXVIII. *Canalisations de vapeur.* — Tuyauteries, calorifuges, sécheurs de vapeur, purgeurs, détendeurs 244
XXIX. *Choix, installation, conduite et entretien des générateurs.* — Essais de réception, de consommation et de vaporisation, accidents, contrôle des appareils, visites et nettoyages 252
Exercices à résoudre 262

MACHINES A VAPEUR

XXX. *Condensation.* — Pression au condenseur, quantité d'eau nécessaire à la condensation, classification des condenseurs : par mélange à simple effet Piguet, à double effet ; éjecto-condenseur ; condenseur à contre-courants Weiss ; condenseur à surface ; séparateurs d'huile, réfrigérants 264
Exercices à résoudre 276
XXXI. *Détente.* — Travail de détente, représentation graphique ; avantages de la vapeur à haute pression, de la vapeur surchauffée 277
Exercices à résoudre 284
XXXII. *Travail réel de la vapeur.* — Pertes d'énergie, indicateurs de pression, diagrammes, travail effectif 285
Exercices à résoudre 294
XXXIII. *Distribution de la vapeur.* — Différentes phases de la distribution, épure de régulation, changement de marche, tiroirs à détente fixe, tiroirs à tuiles de détente ; machines à quatre distributeurs, robinets, soupapes et pistons-valves 296
Exercices à résoudre 317
XXXIV. *Classification des machines à vapeur.* — Mode d'expansion de la vapeur, nombre et disposition des cylindres ; consommation de vapeur 317
Exercices à résoudre 325
XXXV. *Étude d'ensemble d'une machine.* — Description de la machine Piguet à soupapes et pistons-valves, conduite des machines, essais, diagrammes 328
XXXVI. *Turbines à vapeur.* — Causes de leur succès, classification, turbine Parsons, turbine Curtis, comparaison avec les machines à piston, consommation des turbines 344
Exercices à résoudre 355

Tours. — Imprimerie Deslis Frères.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

H. DUNOD et E. PINAT, Libraires-Éditeurs
47 et 49, Quai des Grands-Augustins, 47 et 49 — PARIS (6e)

BIBLIOTHÈQUE
DE
L'ENSEIGNEMENT TECHNIQUE

PUBLIÉE SOUS LA DIRECTION DE MM.

Michel LAGRAVE, Inspecteur général honoraire de l'Enseignement technique
et Émile PARIS, Inspecteur général de l'Enseignement technique

Secrétaire général : G. BOURREY, Inspecteur de l'Enseignement technique

SÉRIE A. — Volumes à l'usage des Écoles pratiques de Commerce et d'Industrie, rédigés d'après le programme du 28 Août 1909

Les ouvrages ci-après sont à l'impression et paraîtront prochainement en volumes cartonnés, format in-16 jésus ; ils coûteront, suivant leur importance, de 2 fr. 50 à 5 fr.

Les autres livres de la même série : Morale, Langue française, Instruction civique, Commerce et Comptabilité industrielle, Économie industrielle, Dessin, Technologie, Hygiène générale, Législation, Économie commerciale, Marchandises, Calligraphie, Sténographie et Dactylographie, Langue allemande, sont en préparation.

COURS D'HISTOIRE CONTEMPORAINE (2 vol.)

PAR

Paul RISSON
Agrégé de l'Université, Professeur à l'École supérieure pratique de Commerce et d'Industrie de Paris

G. MOUSSET
Professeur à l'École pratique de Commerce et d'Industrie de Dijon

Paru : **Tome I. La France de 1789 à 1848.** In-16 de VII-242 pages, avec cartes..... **2 50**

Sous presse : **Tome II. La France et le monde de 1848 à nos jours.**

(Section industrielle et commerciale)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

H. DUNOD et E. PINAT, Éditeurs, 47 et 49, Quai des Grands-Augustins, PARIS

COURS DE PHYSIQUE (1 vol.)

PAR

J. CHAPPUIS
Professeur à l'Ecole centrale des Arts et Manufactures

A. JACQUET
Professeur à l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Maubeuge

(Section industrielle et commerciale)

Paru. In-16 de VIII-254 pages, avec 234 fig..... **3 50**

COURS DE CHIMIE (1 vol.)

PAR

E. CHARABOT
Docteur ès sciences
Inspecteur de l'Enseignement technique
Professeur à l'Ecole des Hautes Etudes Commerciales

E. MILHAU
Professeur de l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Béziers

Préface de **M. HALLER**, membre de l'Institut

(Section commerciale)

COURS DE GÉOMÉTRIE DESCRIPTIVE APPLIQUÉE AU DESSIN (1 vol.)

PAR

F. HARANG
Professeur à l'Ecole pratique d'Industrie de St-Etienne

H. BEAUFILS
Directeur à l'Ecole pratique d'Industrie de St-Etienne

(Section industrielle)

Paru. In-16 de VII-172 pages, avec 142 fig..... **2 50**

COURS DE MÉCANIQUE INDUSTRIELLE (2 vol.)

PAR

E. GOUARD
Professeur de l'Ecole pratique d'Industrie de Boulogne-sur-Mer

G. HIERNAUX
Licencié ès sciences mathématiques
Professeur à l'Ecole pratique d'Industrie de Reims

Préface de **M. FARJON**, ancien élève de l'Ecole Polytechnique
Inspecteur de l'Enseignement technique

(Section industrielle)

Paru. Tome I. In-16 de VIII-320 pages, avec 334 fig..... **4 »**

COURS D'ÉLECTRICITÉ INDUSTRIELLE (1 vol.)

PAR

P. ROBERJOT
Ancien élève de l'Ecole supérieure d'Electricité
Professeur à l'Ecole pratique d'Industrie de Reims

Préface de **M. P. JANET**
Professeur à l'Université de Paris, Directeur de l'Ecole supérieure d'Electricité

(Section industrielle)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

H. DUNOD et E. PINAT, Éditeurs, 47 et 49, Quai des Grands-Augustins, PARIS

COURS DE GÉOGRAPHIE (1 vol.)

PAR

E. BERTRAND

Professeur à l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Bordeaux

(Section industrielle et commerciale)

COURS D'HYGIÈNE INDUSTRIELLE (1 vol.)

PAR

Dr F. HEIM

Professeur au Conservatoire national des Arts et Métiers

Dr P. BONNEVILLE

Professeur à l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Mazamet

(Section industrielle)

COURS D'ARITHMÉTIQUE ET DE CALCUL ALGÉBRIQUE (1 vol.)

PAR

P. PHILIPPE

Professeur agrégé de l'Université
Examinateur à l'Ecole supérieure pratique de Commerce et d'Industrie de Paris

F. DAUCHY

Professeur à l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Maubeuge

(Section industrielle)

COURS DE GÉOMÉTRIE (1 vol.)

PAR

P. PHILIPPE

Professeur agrégé de l'Université
Examinateur à l'Ecole supérieure pratique de Commerce et d'Industrie de Paris

M. FROUMENTY

Sous-Directeur de l'Ecole pratique d'Industrie de Marseille

(Section industrielle et commerciale)

COURS D'ARITHMÉTIQUE ET DE CALCUL ALGÉBRIQUE (1 vol.)

PAR

P. PHILIPPE

Professeur agrégé de l'Université
Examinateur à l'Ecole supérieure pratique de Commerce et d'Industrie de Paris

F. DAUCHY

Professeur à l'Ecole pratique de Commerce et d'Industrie de Maubeuge

(Section commerciale)

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires

H. DUNOD et E. PINAT, Éditeurs, 47 et 49, Quai des Grands-Augustins, PARIS

COURS DE LANGUE ANGLAISE USUELLE

1er volume : 1re année — 2e volume : 2e année

PAR

L. CHAMBONNAUD
Professeur d'Ecole pratique, détaché
à l'Ecole supérieure pratique
de Commerce et d'Industrie de Paris

P. TEXIER
Professeur
à l'Ecole pratique de Commerce
de Limoges

(*Section commerciale*)

COURS D'ANGLAIS COMMERCIAL

3e volume : 3e année

PAR

L. CHAMBONNAUD
Professeur à l'Ecole pratique, détaché
à l'Ecole supérieure pratique
de Commerce et d'Industrie de Paris

P. TEXIER
Professeur
à l'Ecole pratique de commerce
de Limoges

(*Section commerciale*)

COURS D'ESPAGNOL COMMERCIAL (1 vol.)

PAR

P. LOURTAU
Directeur de l'Ecole pratique
de Commerce et d'Industrie de Cette

LUIS ARIZMENDI
Docteur de l'Université
de Madrid

(*Section commerciale*)

TOURS, IMPRIMERIE DESLIS FRÈRES.

Droits réservés au Cnam et à ses partenaires