

LES TURBINES A VAPEUR

PAR

Ch. HANOCQ,

Ingénieur, Assistant à l'Université de Liège.

Note communiquée à l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège (Section de Liège), le 2 décembre 1906.

(Suite et fin. — Voir tome XVIII, page 145 (1).)

CHAPITRE III.

Calcul des turbines à vapeur.

Nous n'aurons en vue, dans ce chapitre, que le calcul des dimensions principales des différents systèmes de turbines à vapeur. Nous déterminerons notamment, dans chaque cas, le diamètre des disques, les hauteurs des aubes fixes et mobiles, le degré d'injection, etc. ; nous montrerons, pour chaque système, la disposition générale, et nous évaluerons le rendement correspondant.

Pour mieux préciser les idées, nous ferons tous les calculs, en supposant *qu'il s'agisse d'une turbine de 700 chevaux effectifs, à la vitesse angulaire de 2500 tours par minute* ; nous supposerons que la tension maxima d'admission p_0 soit de 13 kg., la température correspondante t_0 de 260°, la tension au condenseur de 0,07 kg.

Comme la turbine doit être capable d'une certaine

(1) N. B. — Les numéros des pages, des planches et des figures rappelées dans le texte sont relatifs aux articles de février tome XVII et de mai tome XVIII.

surcharge, et qu'ordinairement le réglage se fait par la variation de la pression d'admission, nous admettrons que la pression soit ramenée de 13 à 10 kg. par laminage, à la puissance normale de 700 chevaux-effectifs. Pour trouver la température correspondant à la pression de 10 kg., il suffira de mener dans le diagramme de *Mollier*, Pl. 5, par le point représentant l'état de la vapeur à $p_0 = 13$ kg., $t_0 = 260^\circ$, une droite parallèle à l'axe d'entropie; cette droite coupera la courbe de pression constante $p = 10$ kg., en un point qui déterminera la température après le laminage; en effet, on peut admettre que la quantité de chaleur λ contenue dans la vapeur reste constante pendant cette opération thermique. La valeur ainsi trouvée est de 255° .

A. — Turbines d'action.

Nous commencerons par résoudre le problème pour les turbines d'action et nous examinerons successivement les différentes solutions possibles.

Nous supposerons que l'on puisse adopter *a priori*, pour les aubes et les tuyères employées, les valeurs de φ et de ψ précédemment admises, c'est-à-dire :

$$\varphi = 0,95 \quad \psi = 0,80.$$

On pourrait en tous cas déterminer ces valeurs par des expériences préalables.

Comme les formules du rendement montrent qu'il y a avantage à prendre α_1 aussi petit que possible, nous adopterons

$$\alpha_1 = 19^\circ,$$

valeur qui constitue un minimum au point de vue de la construction.

1) Turbine à une chute de pression. — Le problème peut être résolu en adoptant une seule chute de pression. La pression d'aval p_1 des tuyères étant dans ce cas égale

à 0,07 kg., la vitesse d'écoulement théorique c_0 est égale à

$$c_0 = \sqrt{\frac{2g}{A} (\lambda_0 - \lambda_1)} = 1249 \text{ m.};$$

en effet, le diagramme de *Mollier* indique pour valeur de l'énergie disponible $(\lambda_0 - \lambda_1)$, dans la détente adiabatique de $p_0 = 10$ kg. à $p_1 = 0,07$ kg.,

$$\lambda_0 - \lambda_1 = 697,5 - 510,5 = 187 \text{ calories,}$$

la température t_0 étant supposée égale à 255° .

La vitesse réelle à la sortie de la tuyère sera donc

$$c_1 = 1186 \text{ m.}$$

Calcul du diamètre D de la roue. — Les diagrammes du rendement indiqué (Pl. 7, T. XVIII) montrent que, pour obtenir un rendement d'environ 0,60 avec une seule chute

de vitesse, il faut adopter un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,3$, c'est-à-dire une vitesse périphérique

$$u = 0,3 \times 1186 = 356 \text{ m.,}$$

par conséquent un diamètre

$$D = \frac{356 \times 60}{3,14 \times 2500} = 2^m70.$$

La fabrication d'un tel disque offrirait des difficultés très grandes et conduirait à une solution coûteuse.

Si, au lieu d'adopter une chute de vitesse, on adopte deux chutes de vitesse, les diagrammes du rendement

montrent que pour $\frac{u}{c_1} = 0,2$, c'est-à-dire pour

$$u = 237 \text{ m.} \quad \text{et} \quad D = 1^m81,$$

le rendement est sensiblement égal au précédent.

Nous adopterons donc le système à deux chutes de vitesse et un diamètre $D = 1^m81$.

Calcul des tuyères. — Nous avons résolu précédemment le problème de la détermination des dimensions d'une tuyère pour un débit donné ; il est pratiquement impossible d'adopter les dimensions données par le calcul, quand la chute de pression est grande et la pression finale p_1 très faible. En effet, dans les conditions du problème par exemple, la section finale de la tuyère doit être 25 fois plus grande que la section au col ; cela conduit, avec une section circulaire et un diamètre de 5 mm au col, à un diamètre final de 25 mm ; pour éviter une trop grande conicité dans la partie divergente de la tuyère, on est alors amené à donner une longueur démesurée à celle-ci.

En raison de cette difficulté, on calcule la section finale pour que la pression d'aval soit de 0,12 kg. par exemple, la détente se continuant alors dans l'aubage mobile ; la différence de pression, de part et d'autre de la roue, résultant de cette détente, n'offre guère d'inconvénients au point de vue des fuites et de la poussée sur l'axe, cette différence de pression étant très faible.

Nous avons tracé à l'échelle $\frac{1}{2}$ (fig. 35), la coupe d'une tuyère pouvant débiter 0,03 kg. de vapeur par seconde, en fonctionnant entre les pressions $p_0=10$ kg. et $p_1=0,12$ kg. Le diamètre au col d est de 5,4 mm et le diamètre maximum d_1 de 19 mm.

Avec la forme circulaire, le jet de vapeur à l'entrée de la roue a une section elliptique, et les canaux mobiles sont incomplètement remplis ; il en résulte un entraînement de la vapeur ambiante et des remous qui occasionnent des pertes relativement importantes. Pour cette raison, on donne ordinairement à l'extrémité de la tuyère, soit à la presse, soit autrement, une section rectangulaire.

Connaissant la consommation de la turbine, soit par comparaison avec une turbine existante, soit par le cal-

cul, on peut déterminer le nombre de tuyères nécessaires et le degré d'injection.

En comptant sur une consommation de 6,2 kg. par cheval-heure effectif en marche normale, le débit Q par seconde sera :

$$Q = \frac{700 \times 6,2}{3600} = 1,182 ;$$

le nombre de tuyères sera donc :

$$n = \frac{1,2}{0,03} = 40,$$

et comme chacune occupe un arc de

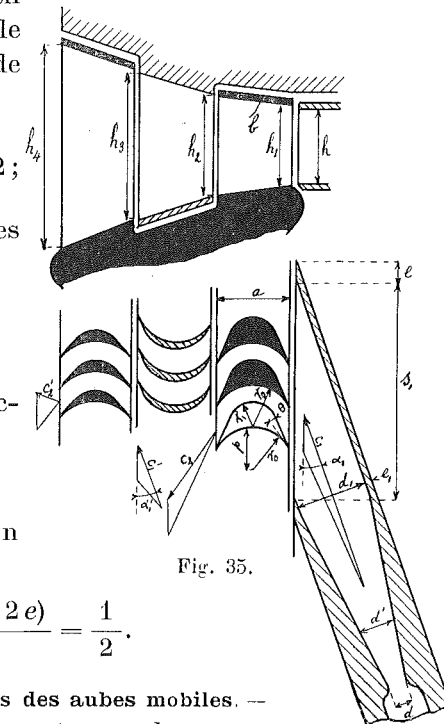
$$s_1 + 2e = 71 \text{ mm.},$$

le degré d'injection sera :

$$i = \frac{n(s_1 + 2e)}{\pi D} = \frac{1}{2}.$$

Calcul des dimensions des aubes mobiles. — On adopte ordinairement une longueur axiale a des aubes (fig. 35) de 8 à 10 mm pour une hauteur h de 20 à 30 mm, et une longueur de 25 mm pour une hauteur de 200 à 250 mm. On ne peut guère dépasser cette dernière dimension, et l'on adopte, quand cela devient nécessaire, une roue de plus grand diamètre.

Le pas p (fig. 35) dépend de la longueur axiale a ; il convient en effet que le rapport $\frac{r_1}{r_0}$ ne soit pas plus petit que $\frac{1}{2}$ par exemple, ce qui conduit à adopter, pour p ,



environ $\frac{1}{2} a$; on voit que le nombre d'ailettes dépend de la longueur axiale a .

Pour ne pas multiplier outre mesure le nombre d'ailettes mobiles, dans le cas qui nous occupe d'une roue de grand diamètre, nous adopterons :

$$a = 20 \text{ mm.}$$

Le jeu entre les couronnes d'aubes fixes et mobiles doit être de 1 mm au moins. Quant aux profils des aubes, on sait que la direction de la vitesse relative d'entrée doit être tangente au dos de l'aube, et que θ doit être aussi petit que possible. Nous avons adopté $\theta = 11^\circ$.

Pour calculer les hauteurs successives à donner aux aubes, il suffit de tenir compte de la relation exprimant la continuité. C'est ainsi que nous aurons pour hauteur h_2 à la sortie du premier aubage mobile, une valeur donnée par la relation :

$$\frac{h_1 (r_0 - r_1) \omega_1}{v_1} = \frac{h_2 (r_0 - r_1) \omega_2}{v_2}.$$

Nous pouvons prendre, pour v_1 , le volume spécifique à la sortie de la tuyère et, pour v_2 , la valeur

$$v_2 = v_1 \frac{x_2}{x_1},$$

où x_2 et x_1 représentent les titres de la vapeur à l'entrée et à la sortie du premier aubage mobile. Le titre x_2 peut être trouvé au moyen du diagramme de *Mollier*, en observant que l'énergie correspondant aux frottements, et qui a pour valeur :

$$\frac{A}{2g} (\omega_1^2 - \omega_2^2) = A (1 - \psi^2) \frac{\omega_1^2}{2g} = 40 \text{ calories,}$$

se transforme en chaleur. Cette transformation ayant lieu à pression constante, il suffit de porter vers le haut, à

partir du point caractérisant l'état 1 et suivant l'ordonnée, une longueur correspondant à 40 calories; en menant par l'extrémité de celle-ci une horizontale jusqu'à l'intersection avec la courbe de pression p_1 , on aura le point caractérisant l'état 2. On lit au diagramme $x_2 = 0,93$; comme $x_1 = 0,86$, on a :

$$h_2 = h_1 \frac{v_2}{v_1} \times \frac{\omega_1}{\omega_2} = h_1 \frac{x_2}{x_1} \frac{1}{\psi} = 1,35 h_1.$$

La valeur de h_1 doit être prise égale à h , hauteur de la tuyère; pour le tracé, il convient pourtant de prendre h_1 un peu plus grand que h , afin d'éviter que le jet de vapeur ne vienne frapper le bord de la roue ou la bande b rivée à l'extrémité des ailettes.

En faisant le calcul pour les hauteurs h_3 et h_4 , on trouve

$$h_3 = 1,55 h_2, \quad h_4 = 1,25 h_3.$$

Nous avons supposé, dans le calcul de h_3 , que l'angle α'_1 était égal à $\alpha_1 = 19^\circ$.

Nous n'avons pas tenu compte de ce que la détente supposée incomplète dans la tuyère, doit se continuer dans l'aubage mobile; nous avons simplement augmenté la hauteur h_4 de 10%. On voit que les hauteurs successives des ailettes augmentent très vite, et qu'il serait impossible de faire croître plus rapidement les sections, sans s'exposer à un décollement entre la veine fluide et les parois.

Calcul du rendement. — Le rendement organique est donné par la formule indiquée précédemment :

$$\eta_0 = \frac{(1 - \nu) N_e}{N_e + N'_f}, \quad (1)$$

où ν varie entre 0,04 et 0,07, suivant la puissance, et où N'_f est donné par la relation :

$$N'_f = 1,46 D^2 \frac{u^3}{10^6} \Sigma \delta + 0,83 D \frac{u^3}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1 - i) \delta.$$

Cette relation peut s'écrire en fonction de D et de ω ; en observant que :

$$\frac{\omega D}{2} = u,$$

il vient :

$$N'_f = 1,46 \frac{D^5}{8} \frac{\omega^3}{10^6} \Sigma \delta + 0,83 \frac{D^4}{8} \frac{\omega^3}{10^6} \Sigma h^{1,5} (1-i) \delta. \quad (2)$$

Dans le cas présent, en raison de la simplicité du système, ν peut être pris égal à 0,04, à la vitesse de 2500 tours ; pour les vitesses différentes nous admettrons que

$$\nu = 0,04 \times \frac{n}{2500},$$

n représentant le nombre de tours.

La valeur du facteur $\Sigma h^{1,5} (1-i)$ est égale à

$$\Sigma h^{1,5} (1-i) = (2,5^{1,5} + 4,5^{1,5}) \left(1 - \frac{1}{2}\right) = 6,7.$$

On peut donc écrire :

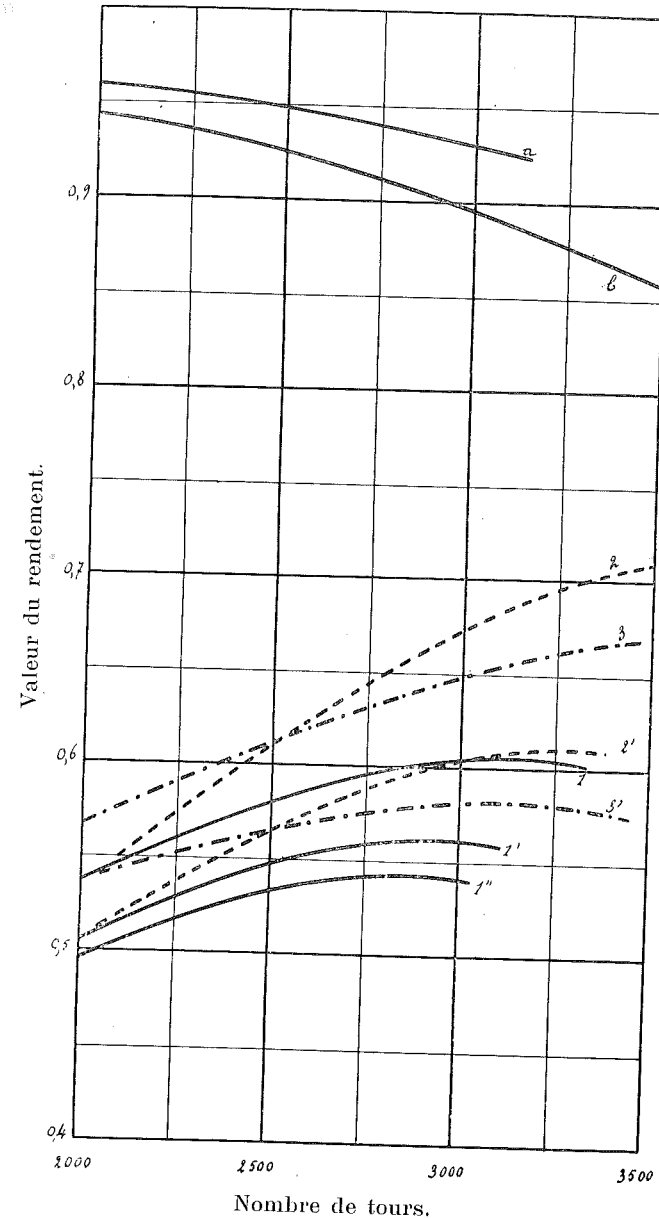
$$N'_f = 10,99 \delta \frac{\omega^3}{10^6}$$

$$\eta_0 = \frac{(1-\nu) N_e}{N_e + N'_f} = \frac{\left(1 - 0,04 \frac{n}{2500}\right) N_e}{N_e + N'_f}$$

et tracer la courbe a du rendement organique, en fonction du nombre de tours (fig. 36). La valeur de δ a été prise égale à $\frac{1}{\nu} = 0,05$, ν représentant le volume spécifique de la vapeur à la sortie de la roue, lorsque la pression au condenseur est de 0,07 kg.

Ayant tracé la courbe 1 du rendement indiqué en fonction du nombre de tours, il nous a suffi de multiplier les

Fig. 36.



ordonnées correspondantes des deux courbes *a* et 1, pour obtenir la courbe du rendement effectif 1'.

A la vitesse de 2500 tours, le rendement est de 0,548.

La consommation théorique C_t serait donc égale, dans ce système, à

$$C_t = \frac{635}{787 \times 0,548} = 6,20 \text{ kg.}$$

Cette consommation de 6,20 kg. correspond à

$$6,20 \times 697,5 = 4325 \text{ calories,}$$

soit à
$$\frac{4325}{655} = 6,60 \text{ kg.}$$

de vapeur saturée à 6 atmosphères, par cheval-heure effectif. Ce résultat suppose que le rendement des tuyères est de $\varphi^2 = 0,90$; ce chiffre est certainement trop élevé pour des tuyères très longues, comme celle représentée fig. 35.

Description de la turbine. — La fig. 37, pl. 4, représente, à l'échelle $\frac{1}{10}$, une demi-coupe verticale de la turbine réalisée avec la roue en porte-à-faux, comme cela a été fait dans la turbine *Riedler-Stumpf* à une seule roue.

On voit qu'il suffit d'enlever le couvercle d'avant *a* pour avoir accès à la roue. L'aubage intermédiaire *i* est fixé à l'enveloppe, après la mise en place de celle-ci.

L'arrivée de vapeur aux tuyères se fait par le canal *e*; lorsque le réglage de la turbine s'opère par laminage, de petites soupapes permettent de supprimer successivement l'arrivée de vapeur aux différentes tuyères.

En *b* se trouve une boîte à bourrage, à joint en labyrinthe, destinée à empêcher les rentrées d'air vers le condenseur. Ordinairement on fait une faible injection de vapeur entre les cannelures du milieu du joint, afin que la vapeur, en se condensant, forme une sorte de fermeture hydraulique.

2) Turbine à deux chutes de pression. — Si, au lieu de faire la détente en une seule fois, comme dans la turbine précédente, on fait la détente en deux fois, l'énergie à dépenser par chute sera, non plus de 187 calories, mais de $\frac{187}{2} = 93,5$. A cette dépense de 93,5 calories, correspond une vitesse c_1 égale à

$$c_1 = \varphi c_0 = 0,95 \sqrt{\frac{2g}{A} 93,5} = 838 \text{ m.}$$

Calcul du diamètre des roues. — En adoptant le système à deux chutes de vitesse et un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$, on trouve pour *u* 167,6 m.,
et pour *D* 1,28 m.

Les diagrammes tracés fig. 3, pl. 8, pour une vitesse $u = 180$ mètres et une puissance de 700 chevaux à 2500 tours, montrent que l'on augmenterait le rendement effectif, en adoptant pour $\frac{u}{c_1}$ une valeur plus grande que 0,2, mais le tracé des aubages mobiles deviendrait à peu près impossible, du moins lorsque ψ a pour valeur 0,80.

Les mêmes diagrammes montrent qu'il serait tout à fait désavantageux d'employer le système à une chute de vitesse pour la première chute de pression, puisque le rendement maximum, pour une roue de ce système fonctionnant avec une pression d'amont de 10 kg., est égal à 0,495, tandis qu'il est égal à 0,52 avec le système à deux chutes de vitesse.

Le rendement pourrait être augmenté, en employant pour la seconde chute, une roue à une chute de vitesse, avec un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,32$; en effet, la pression d'amont étant, pour la seconde roue, d'environ 1 kg., le rendement

effectif est donné par la courbe (c'), fig. 3, pl. 8; il est, comme on le voit, de 0,595 pour $\frac{u}{c_1} = 0,32$, alors qu'avec une roue à deux chutes de vitesse et $\frac{u}{c_1} = 0,2$, le rendement n'est que de 0,555. Cette solution serait par contre beaucoup plus coûteuse, puisqu'elle conduirait à adopter pour la seconde roue un diamètre de 2 mètres environ.

Il résulte donc des diagrammes du rendement effectif qu'avec le système à deux chutes de pression, la solution la plus avantageuse consiste à adopter des roues à deux chutes de vitesse. Nous choisirons donc ce système et nous prendrons :

$$D = 1,28 \text{ m.}$$

Calcul des tuyères. — Dans le cas présent, on peut donner aux tuyères une section rectangulaire, la section terminale n'étant pas supérieure à deux fois la section au col.

Reportons-nous à la fig. 35, et supposons que les diamètres d et d_1 représentent maintenant les largeurs au col et à l'extrémité de la tuyère. Calculons d'abord les tuyères de la première chute. Appelons h la hauteur, c la vitesse et φ le volume spécifique correspondant à la pression au col, c'est-à-dire à $p = 0,58 p_0$ environ; q étant le débit d'une des tuyères, on a la relation :

$$\frac{h \times d \times c}{\varphi} = q;$$

en adoptant $d = 0,005 \text{ m.}$ et $h = 0,010 \text{ m.}$, on trouve, pour $p_0 = 10 \text{ kg.}$, $t_0 = 255^\circ$,

$$p = 5,8 \quad \varphi = 0,354 \quad c = \varphi \sqrt{\frac{2g}{A}} \times 28 = 458 \text{ m.}$$

$$q = 0,065 \text{ kg.}$$

La section finale sera donnée par la relation :

$$\frac{h \times d_1 \times c_1}{\varphi_1} = 0,065.$$

Pour connaître φ_1 , il faut déterminer p_1 et x_1 ; pour cela il suffit de porter vers le bas, dans le diagramme de *Mollier*, à partir du point représentant l'état de la vapeur à la pression p_0 et à la température t_0 , une ordonnée correspondant au nombre de calories dépensées dans la chute, c'est-à-dire à 93,5 calories; on trouve ainsi :

$$p_1 = 1,25 \quad \text{et} \quad x_1 = 0,936.$$

Le titre x_1 trouvé est celui qui existerait après une détente adiabatique; le titre réel est plus grand, et on peut en faire le calcul, en supposant que la quantité de chaleur

$$(1 - \varphi^2) \times 93,5 = 9,35 \text{ calories,}$$

correspondant à la perte d'énergie cinétique, ait servi à augmenter le volume spécifique à pression constante; il suffira alors de porter, à partir du point caractérisant l'état 1, une portion d'ordonnée égale à 9,35 calories, et de mener par l'extrémité de celle-ci, une horizontale jusqu'à l'intersection avec la courbe de pression p_1 . En procédant ainsi, on trouve :

$$x_1 = 0,954$$

et par conséquent

$$d_1 = \frac{0,065 \times 1,38 \times 0,954}{0,01 \times 838} = 0,010 \text{ m.}$$

Ainsi dans le cas présent, avec une hauteur constante de 10 mm, la section terminale de la tuyère se trouverait en d' (fig. 35).

Pour calculer le degré d'injection i de la première roue, il suffit de remarquer que le nombre de tuyères doit être égal à

$$n = \frac{Q}{q} = 18,$$

si l'on suppose que Q soit égal à 1,2 kg, comme pour la turbine précédente. L'arc occupé par chacune des tuyères, quand celles-ci sont constituées par la juxtaposition d'aubes, comme cela est indiqué fig. 27, est égal à

$$\frac{d_1 + e_1}{\sin \alpha_1} = \frac{0,010 + 0,002}{0,325} = 0,037 ;$$

(dans cette formule e_1 représente l'épaisseur à l'extrémité des aubes et peut être pris égal à 2 mm). Le degré d'injection a donc pour valeur :

$$i = \frac{0,037 \times 18}{\pi \times 1,28} = 0,165.$$

Pour le calcul des tuyères de la seconde chute, il est nécessaire de connaître l'état de la vapeur à la sortie de la première roue. Remarquons que la chaleur correspondant aux pertes par frottements de la vapeur contre les aubages et contre la roue en mouvement, a pour effet d'augmenter le volume spécifique à la pression constante ; or l'énergie perdue par frottements de la vapeur est représentée par

$$A [1 - (\eta_0 + \nu) \eta_i] \frac{c_0^2}{2g} ;$$

il suffira donc de porter, dans le diagramme de *Mollier*, une portion d'ordonnée égale à

$$A [1 - (\eta_0 + \nu) \eta_i] \frac{c_0^2}{2g},$$

à partir du point 1 caractérisant l'état de la vapeur après une détente adiabatique jusqu'à p_1 , et de mener, par l'extrémité de cette ordonnée, une horizontale jusqu'à l'intersection avec la courbe de pression constante p_1 . La valeur du rendement organique η_0 peut être égale à 0,92, d'après les diagrammes fig. 3, pl. 8 ; la valeur de ν est égale à 0,05.

En faisant le calcul, on trouve que la vapeur est saturée, et le titre égal à l'unité. Si l'on mène une ordonnée par le point caractérisant l'état de la vapeur *au titre 1 et à la pression* p_1 , on obtient, à l'intersection avec la courbe de pression $p_2 = 0,07$ kg., l'état de la vapeur à la sortie des tuyères, abstraction faite des frottements dans celles-ci.

En tenant compte de ces frottements, comme nous l'avons fait dans le calcul précédent relatif aux tuyères, on trouve pour volume spécifique v_1 à la sortie :

$$v_1 = 21,11 \times 0,880 = 18,57.$$

Appelons s_1 la longueur, mesurée suivant la circonférence, de l'espace libre entre deux aubes ; appelons $(s_1 + e)$ la distance entre deux aubes consécutives, mesurée de la même manière ; nous aurons pour valeur de la section ouverte au passage de la vapeur, lorsque le degré d'injection est représenté par i et la hauteur des aubes par h ,

$$\frac{\pi D i}{s_1 + e} \times h s_1 \sin \alpha_1,$$

et par conséquent l'équation de continuité pourra s'écrire :

$$\frac{\pi D i h \frac{s_1}{s_1 + e} \sin \alpha_1 \times c_1}{v_1} = Q. \quad (3)$$

En adoptant l'injection totale pour la seconde roue, nous aurons :

$$h = \frac{1,2 \times 18,57}{\pi \times 1,28 \times 0,82 \times 0,325 \times 838} = 0,025 \text{ m.},$$

$\frac{s_1}{s_1 + e}$ pouvant être pris égal à 0,82, comme le montre le tracé des aubes fixes (fig. 27).

Le calcul de la section au col de la tuyère se ferait comme précédemment, en remarquant que la pression p correspondante est égale à environ 0,58 p_0 , soit 0,725 kg.

REMARQUE I. — Si l'on mesure la longueur de l'ordonnée comprise entre le point caractérisant l'état de la vapeur à la pression p_1 et au titre $x = 1$, et le point caractérisant l'état de la vapeur à la pression p_2 après détente adiabatique, on trouve non pas 93,5 calories, mais 101 ; cette différence provient de l'augmentation du volume spécifique de la vapeur dans la première cellule, par suite de la transformation des frottements en chaleur. L'augmentation du travail extérieur est donc de $\frac{7,5}{187}$, soit 4 % ; en multipliant ce gain par le rendement effectif de la seconde roue 0,55, on aura l'augmentation du rendement effectif correspondant, soit 2,2 %.

Dans le calcul de h nous avons supposé que c_1 était égal à la valeur trouvée pour la première chute, soit 838 mètres ; en réalité

$$c_1 = \varphi \sqrt{\frac{2g}{A} \times 101} = 874$$

et par conséquent, d'après l'équation (3),

$$h = 0,024 \text{ m.}, \text{ au lieu de } 0,025 \text{ m.}$$

II. — Pour conserver le rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$, on devrait prendre pour la seconde roue, un diamètre de 1,33 mètre. Il est évidemment plus pratique d'adopter un même diamètre pour les deux roues, et de calculer les dimensions des aubages fixes, pour que la vitesse à la sortie soit la même dans la première et la seconde chute. Pour cela il suffit de prendre, comme énergie dépensée dans la première chute, non pas 93,5 calories, mais $93,5 + \frac{7,5}{2}$, soit 97,3.

La vitesse c_1 est dans cette hypothèse égale à

$$c_1 = 855 \text{ m.},$$

et pour conserver le rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$, il suffira de prendre $D = 1,30 \text{ m.}$

Tracé des aubages mobiles. — Le tracé des aubages mobiles est identique à celui de la fig. 35, puisqu'il ne dépend que du rapport $\frac{u}{c_1}$; le calcul des hauteurs h_1, h_2 , peut se faire de la même manière.

Description de la turbine. — La fig. 38 donne une demi-coupe verticale à l'échelle $\frac{1}{10}$ de la turbine, telle qu'elle est réalisée par l'A. E. G. L'enveloppe se compose de trois parties a, c, d . Le couvercle a enlevé, on peut détacher l'aubage intermédiaire i qui n'existe que sur la partie de la circonférence correspondant à l'emplacement des tuyères ; celles-ci sont groupées dans la première cellule en deux groupes symétriques de 10 ou 12, les tuyères supplémentaires n'étant ouvertes qu'en cas de forte surcharge. Pour avoir accès à la seconde roue, il faut enlever la première qui est calée sur une portée conique, et tenue en place par une bague filetée sur l'arbre. Les boîtes à bourrage sont figurées schématiquement en b_1, b_2, b_3 .

Calcul du rendement. — Les formules (1) et (2) que nous avons rappelées plus haut, permettent de calculer le rendement organique en fonction du nombre de tours ; nous avons déterminé la courbe b (fig. 36) du rendement organique, les valeurs de δ étant respectivement de 0,68 pour la première cellule et 0,05 pour la seconde. Nous avons admis pour ν la valeur $0,05 \frac{n}{2500}$. En multipliant les ordonnées de la courbe 1 du rendement indiqué, par celles de la courbe b , nous avons obtenu la courbe 1'' du rendement effectif.

Le rendement effectif trouvé à 2500 tours est de 0,536 ; en y ajoutant les 0,022 dus à la transformation des frottements en chaleur, on voit que l'on peut compter sur 0,558. A cette valeur du rendement correspond une

consommation C_t de 6,09 kg., soit 6,48 kg. de vapeur saturée à 6 atmosphères, par cheval-heure effectif.

Aux essais avec une pression absolue d'admission de 13 kg., une température correspondante de 280°, une contrepression de 0,06 kg., la consommation d'une turbine de cette puissance et de ce système a été de 5,6 kg. par cheval-heure effectif; à cette consommation correspond un rendement de 0,56.

On voit que le rendement calculé concorde bien avec le rendement trouvé aux essais; même quand on tient compte des pertes par fuite, le rendement calculé n'est pas inférieur à 0,55, la perte par les bourrages ne dépassant pas 0,008, à la puissance normale.

3) Turbine à 10 chutes de pression. — Si l'on calcule la vitesse d'écoulement au col d'une tuyère, on trouve pour de très grandes variations des pressions d'amont et d'aval des valeurs comprises entre 440 et 460 mètres environ. On peut donc chercher à construire une turbine où la vitesse de 450 mètres n'est pas dépassée, afin de n'avoir comme distributeurs que des aubages fixes simplement convergents. C'est ce qu'ont fait M. Zoelly et M. Rateau.

L'équation

$$\frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} = \frac{1}{A} (\lambda_0 - \lambda_1),$$

qui donne la vitesse d'écoulement en fonction du nombre de calories disponibles dans la chute, permet de déterminer la valeur de $(\lambda_0 - \lambda_1)$ pour laquelle la vitesse c_1 est égale à 450 mètres; on trouve

$$(\lambda_0 - \lambda_1) = 27 \text{ calories.}$$

Pour le cas qui nous occupe, le nombre de chutes doit donc être de $\frac{187}{27} = 7$, la vitesse périphérique des roues de

$$u = 0,3 c_1 = 135 \text{ m.,}$$

si on suppose que l'on adopte une chute de vitesse par chute de pression, et un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,3$.

Dans la turbine Zoelly de 700 chevaux à 2500 tours, on n'a pas dépassé la vitesse périphérique de 111 mètres, mais le nombre de chutes a été porté à 10.

Adoptons la vitesse périphérique de 111 mètres, et calculons le nombre de chutes nécessaires pour obtenir un rendement voisin du maximum.

Calcul du diamètre des roues et du nombre de chutes. — Puisque nous adoptons la vitesse périphérique de 111 m., le diamètre des roues sera de 0,850 m.

Nous avons tracé (fig. 2, pl. 8), pour une vitesse de 110 m., une puissance de 700 chevaux à 2500 tours, les diagrammes du rendement effectif. Ces courbes montrent que pour obtenir un rendement voisin du maximum,

il convient d'adopter un rapport $\frac{u}{c_1}$, variant depuis la première roue jusqu'à la dernière, de 0,27, par exemple, à 0,36, suivant la pression d'amont de la roue considérée; malheureusement cela conduit à employer des profils d'aubes mobiles différents pour chaque chute, puisque le tracé de ceux-ci dépend du rapport $\frac{u}{c_1}$. Tout ce qu'on

peut donc faire pratiquement, c'est d'adopter $\frac{u}{c_1} = 0,28$ par exemple, pour les trois premières roues, et $\frac{u}{c_1} = 0,34$ pour les autres.

Les vitesses d'injection seraient, dans ces conditions, respectivement de $c_1 = \frac{111}{0,28} = 396 \text{ m.}$ et de $c_1 = \frac{111}{0,34} = 327 \text{ m.}$; à ces vitesses correspondent des dépenses par chute de

$$\lambda_0 - \lambda_1 = A \frac{1}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} = 20,8 \text{ calories,}$$

pour les trois premières roues, et de

14,3 calories

pour les autres. Pour utiliser les 187 calories dont on dispose dans le cas présent, il faudrait donc un nombre de chutes égal à

$$3 + \frac{187 - 20,8 \times 3}{14,3} = 12.$$

Comme le prix de la turbine est, toutes choses égales, sensiblement proportionnel au nombre de chutes, la turbine *Zoelly* de la puissance de 700 chevaux à 2500 tours ne comporte que 10 chutes ; cette turbine ne fonctionne donc pas à la vitesse correspondant au maximum de rendement.

La turbine de 500 chevaux à 3000 tours qui a été soumise à des essais très complets par M. *Stodola*, était construite, au contraire, pour fournir le maximum de rendement effectif ; elle comportait cinq roues de 0,716 m. de diamètre et cinq roues de 0,830 m., soient des vitesses périphériques de 112 et 130 m. ; à ces vitesses et avec la pression d'admission observée pendant l'essai, les

valeurs du rapport $\frac{u}{c_1}$ étaient d'environ 0,32 et 0,37, soit une valeur moyenne de 0,345.

Nous adopterons pour les calculs qui vont suivre, 10 chutes et $u = 111$ m., soit un diamètre de 0,850 m., et nous supposerons que l'on conserve, pour toutes les roues, le même rapport $\frac{u}{c_1}$.

Calcul des aubages fixes. — Ceux-ci peuvent être constitués par une simple tôle pliée, de manière que l'angle d'inclinaison α_1 sur le plan de la roue soit de 19° . Les seuls éléments à déterminer sont : 1) la hauteur h de chaque aubage ; 2) le degré d'injection i correspondant.

Pour les premières chutes, on peut adopter une hauteur

h constante égale à 10 mm par exemple, en faisant varier le degré d'injection.

La formule (3) que nous avons établie pour le calcul des aubages de la turbine précédente,

$$\frac{\pi D i h \frac{s_1}{s_1 + e} \sin \alpha_1 c_1}{v_1} = Q, \quad (3)$$

permet de déterminer le degré d'injection quand on connaît c_1 et v_1 . Nous pouvons, en effet, prendre pour Q 1,2 kg et pour $\frac{s_1}{s_1 + e}$ 0,85. Pour déterminer c_1 , on a la relation

$$\frac{1}{c_1^2} \frac{c_1^2}{2g} = \frac{1}{A} \frac{187}{10}, \quad (4)$$

dans le cas où l'on utilise le même nombre de calories par chute ; le calcul donne

$$c_1 = 376 \text{ m.}$$

Pour déterminer le volume spécifique de la vapeur à la sortie de chaque aubage, voici comment nous avons procédé, en nous servant du

diagramme de *Mollier* : partant du point 0 (fig. 39) représentant l'état de la vapeur à 10 kg et à 255° , nous avons porté vers le bas, et suivant l'ordonnée, une longueur égale à 18,7 calories ; nous avons trouvé l'état (1) de la vapeur à la sortie du premier aubage, abstraction faite des frotte-

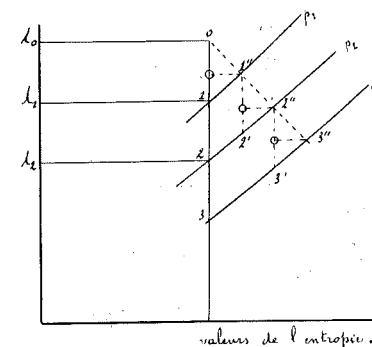


Fig. 39.

ments dans celui-ci ; ces frottements ne représentant que 1,8 calorie, on peut négliger leur influence dans le calcul. Pour obtenir l'état (1'') de la vapeur à la sortie de la roue,

nous avons porté, suivant l'ordonnée, une longueur correspondant à la valeur des pertes :

$$[1 - (\eta_0 + \nu) \eta_i] 18,7,$$

et nous avons mené par l'extrémité une parallèle à l'axe d'entropie jusqu'à la ligne de pression p_1 ; nous avons adopté pour η_0 , le rendement organique moyen 0,90, et pour ν , 0,05, ce qui donne pour valeur des pertes 7,3 calories.

Pour connaître l'état (2') de la vapeur à la sortie du second aubage, nous avons porté sur l'ordonnée passant par 1, une longueur égale à 18,7 calories, et nous avons déterminé ainsi le point 2 et la ligne de pression p_2 ; par 1'', nous avons mené une ordonnée jusqu'à l'intersection avec la ligne de pression p_2 , et nous avons obtenu le point caractérisant l'état (2') à la sortie du second aubage.

Pour déterminer l'état (2'') de la vapeur à la sortie de la deuxième roue, nous avons procédé comme pour la première; nous avons trouvé successivement les points 1, 2, 3 ..., puis les points 1'', 2', 2'', 3', 3''.

Nous avons dressé le tableau ci-contre dans lequel nous avons porté :

- dans la colonne 1, les pressions successives dans les cellules 1, 2, 3 ...,
- dans la colonne 2, les volumes spécifiques correspondants, pour un titre $x = 1$,
- dans la colonne 3, les températures de saturation,
- dans la colonne 4, la température ou le titre correspondant aux points 1, 2, 3 ...,
- dans la colonne 5, la température ou le titre correspondant aux points 1'', 2', 3', 4' ...,
- dans la colonne 6, la température ou le titre correspondant aux points 1'', 2'', 3''

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	p	$u + \sigma$	θ	t ou x	t' ou x'	t'' ou x''	v	v'	v''	h en mm	i	$\frac{v'' - v}{v}$	$\frac{f}{Q}$	
0	10,00	0,196	178,8	255°	—	—	0,229	—	—	—	—	—	—	—
1	6,94	0,276	163,6	211°	226	226	0,292	0,297	0,297	10	0,129	0,017	—	—
2	4,73	0,393	148,9	167	180	195	0,411	0,422	0,437	10	0,183	0,064	0,256	0,0170
3	3,13	0,584	134,2	0,988	150	164	0,578	0,607	0,628	10	0,267	0,069	0,180	0,0124
4	1,95	0,910	118,7	0,962	0,997	131	0,875	0,907	0,938	10	0,393	0,060	0,119	0,0083
5	1,25	1,385	105,7	0,935	0,982	0,996	1,294	1,358	1,380	10	0,588	0,067	0,080	0,0068
6	0,745	2,251	91,1	0,910	0,967	0,980	2,045	2,175	2,203	10	0,950	0,078	0,050	0,0043
7	0,485	3,730	77,4	0,886	0,952	0,965	3,303	3,550	3,600	16,5	0,950	0,089	0,031	0,0028
8	0,250	6,314	64,6	0,862	0,936	0,948	5,440	5,920	5,980	27,0	0,950	0,100	0,018	0,0019
9	0,138	11,090	51,5	0,838	0,920	0,933	9,320	10,200	10,350	46,5	0,950	0,110	0,0108	0,0010
10	0,070	21,115	38,8	0,815	0,905	0,918	17,230	19,130	19,420	88,0	0,950	0,127	0,0055	0,0005

Les colonnes 7, 8, 9 donnent les volumes spécifiques résultant des valeurs données par les colonnes 2, 4, 5, 6.

La colonne 8 donne donc le volume spécifique de la vapeur à la sortie de chaque aubage fixe, c'est-à-dire la valeur v_1 de la formule (3).

Nous avons indiqué dans les colonnes 10 et 11, les hauteurs données par la formule (3) et les degrés d'injection correspondants; nous avons adopté 0,95 comme degré d'injection maximum, parce qu'il est impossible, avec la construction adoptée (fig. 40, pl. 4), de disposer des aubes sur tout le pourtour des disques distributeurs.

REMARQUE I. — Si l'on mesure les ordonnées comprises entre 1'' et 2', entre 2'' et 3', on trouve non pas 18,7 calories, mais une quantité plus grande. La différence constitue le gain dû à l'augmentation du volume spécifique résultant des frottements. Nous avons indiqué page 190, le moyen de déterminer le gain % pour chaque chute. On peut remarquer que le calcul revient sensiblement à prendre, pour valeur du gain %, le rapport

$$\frac{v'' - v}{v}$$

Nous aurons de cette manière tenu compte à la fois de l'influence de toutes les pertes, tant de celles relatives aux frottements de la vapeur dans les aubes, que de celles relatives aux frottements des disques contre la vapeur ambiante des cellules. Nous avons indiqué, dans la colonne 12, les valeurs trouvées. En faisant la somme des 9 premières valeurs et en divisant par 10, nous aurons l'augmentation en % de la surface totale du diagramme de détente adiabatique. En multipliant par le rendement effectif, nous obtiendrons l'augmentation du rendement :

$$A\eta_e = 0,0654 \times 0,568 = 0,037.$$

REMARQUE II. — Pour être tout à fait exact dans le calcul des sections des aubages, il convient de prendre

pour c_1 la valeur trouvée, en introduisant dans l'équation (4) le nombre de calories réellement disponibles dans chaque chute; ce nombre est représenté par les portions d'ordonnées comprises entre 1'' et 2', entre 2'' et 3', etc.

Calcul des aubages mobiles. — Le tracé de ceux-ci n'offre rien de particulier; on pourrait adopter, pour les premières roues, une longueur axiale a des aubes de 12 mm. par exemple, puisque la hauteur h de celles-ci est très faible, mais pour simplifier la construction et n'avoir qu'un seul profil d'aubage, on adopte la valeur de a qui convient pour les derniers aubages, soit 20 mm par exemple.

La hauteur des aubes mobiles devra naturellement être un peu plus grande que la hauteur des aubes fixes.

Description de la turbine. — Nous avons donné (fig. 40) une demi-coupe verticale, à l'échelle $1/10$, de la turbine système *Zoelly*, que nous venons de calculer. La vapeur arrive par e . L'enveloppe (a, c) est divisée en deux par un joint horizontal rodé qui permet, par le déplacement de la partie supérieure formant couvercle, la mise en place de l'arbre portant les roues. Les disques fixes 2, 3, 4... portant les aubages distributeurs et constituant les parois des cellules, sont également divisées en deux. Pour permettre l'alésage par parties cylindriques et éviter les rainures d'encastrement des disques fixes, on remarquera que l'étanchéité des cellules est obtenue en faisant porter un disque sur le précédent, par une portée rodée.

Sauf pour les premières cellules où l'injection est partielle et où les aubages mobiles sont constitués par des groupes d'aubes rapportés, les aubes fixes parachevées à la fraise, sont introduites dans le moule à la fonderie, et forment ainsi corps avec les disques; pour limiter rigoureusement la hauteur de l'aubage à la valeur calculée, on ajuste deux cercles f lors du parachevement.

On a donné une forme conique aux disques fixes pour

augmenter leur résistance; pour diminuer les frottements et éviter un parachèvement de toute la surface des disques, on a recouvert ceux-ci de part et d'autre de deux plaques en tôle, convenablement ajustées.

En b_1 et b_2 se trouvent les bourrages, dessinés schématiquement, qui doivent être très longs surtout du côté de l'admission où la pression est de 7 kg. L'étanchéité est assurée par une série de bagues élastiques placées en $g_1 g_2$ et exerçant une légère pression sur l'arbre; une circulation d'eau est ménagée en k_1 et k_2 , et le bourrelet isolant l est destiné à empêcher une trop grande condensation de vapeur. En cas de très grande surcharge, on peut amener de la vapeur fraîche dans la seconde cellule par le conduit e' .

Calcul du rendement. — Nous avons déterminé la courbe du rendement organique en fonction du nombre de tours

(fig. 36), en supposant $\nu = 0,05 \frac{n}{2500}$; cette courbe coïncide avec celle obtenue pour la deuxième turbine calculée.

En multipliant les ordonnées de la courbe 2 du rendement indiqué, par les ordonnées correspondantes de la courbe b , nous avons obtenu la courbe 2' du rendement effectif.

On voit que celui-ci est de 0,568 à 2500 tours; en y ajoutant le gain de 0,037 calculé précédemment, on obtient 0,605 comme rendement effectif total.

Cherchons à évaluer l'influence des fuites sur le rendement; pour cela, déterminons les valeurs de l'énergie disponible dans 1 kg. de vapeur à l'état 0, 1'', 2''...; désignons ces valeurs par $e_0, e_1, e_2...$. Déterminons ensuite les valeurs $e'_2, e'_3...$ de l'énergie disponible dans 1 kg. de vapeur amenée par laminage de p_1 à p_2 , de p_2 à p_3 , etc. En représentant par $f_1, f_2...$, les fuites en kg. par seconde, de la première cellule dans la seconde, de la

seconde dans la troisième, etc., nous avons vu que la perte totale par seconde (1) était de :

$$F = f_1 \frac{e_1 - e'_2}{e_0} + f_2 \frac{e_2 - e'_3}{e_0} + \dots + f_n \frac{e_n}{e_0} \quad (5)$$

Nous avons vu également que les fuites $f_1, f_2 \dots$ pouvaient s'évaluer au moyen de la formule :

$$f = k \frac{s \times c}{\nu},$$

où s représente la section ouverte à la fuite, c la vitesse d'écoulement adiabatique, ν le volume spécifique dans la section finale du joint, k un coefficient qui peut être pris égal à 0,7.

En supposant un jeu de 1 millimètre entre l'arbre et les différents disques fixes, nous aurons, pour s :

$$s = \pi \times 0,15 \times 0,001 = 0,00047 \text{ m}^2;$$

nous pourrions prendre, pour ν , les valeurs indiquées dans la colonne 8 du tableau précédent, et pour c , la valeur donnée par la relation :

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{1}{A} 18,7,$$

c'est-à-dire

$$c = 395.$$

(1) Cette formule diffère un peu de celle que nous avons proposée T. XVIII, n° de mai, page 176; nous n'avions pas remarqué que la formule ne tenait pas compte de ce fait que si la vapeur qui fuit de l'avant-dernière cellule dans la dernière, par exemple, est perdue, elle a déjà fourni un travail dans les cellules précédentes. Voici comment nous avons raisonné, pour établir la formule ci-dessus : la perte en calories disponibles résultant de la fuite f_1 est égale à $f_1 (e_1 - e'_2)$; comme on dispose de e_0 calories par kg. de vapeur, la perte en poids par seconde est égale à $f_1 \frac{e_1 - e'_2}{e_0}$ et par conséquent la perte totale est égale à :

$$F = f_1 \frac{e_1 - e'_2}{e_0} + f_2 \frac{e_2 - e'_3}{e_0} + \dots$$

Nous avons porté dans la colonne 13 les pertes % $\frac{f_1}{Q}, \frac{f_2}{Q}$, etc., calculées dans les hypothèses ci-dessus. Dans la colonne 14, nous avons porté les valeurs

$$\frac{f_1}{Q} \frac{e_1 - e'_2}{e_0}, \quad \frac{f_2}{Q} \frac{e_2 - e'_3}{e_0}, \dots$$

La somme des nombres de cette colonne donne la perte % totale, soit 0,055 ; on voit, d'après ces chiffres, la nécessité de réduire les fuites dans les premières cellules particulièrement. Certains constructeurs adoptent à cet effet un véritable joint en labyrinthe, pour séparer l'une de l'autre les premières cellules.

Dans les hypothèses du calcul, le rendement total serait donc égal à

$$0,605 - 0,055 = 0,550,$$

à la vitesse de 2500 tours.

La courbe 2' du rendement effectif montre que l'on peut compter sur un gain de 0,040, en portant la vitesse à 3000 tours ; on pourrait donc obtenir, à cette vitesse, un rendement de

$$0,550 + 0,04 = 0,590.$$

Or les essais faits sur une turbine de 700 chevaux à 3000 tours du système *Zoelly*, avec une pression d'admission de 9,7 kg., une température de 260°, une contre-pression de 0,078 kg., ont donné un rendement de 0,588. A cette valeur correspond une consommation

$$C_r = \frac{635}{0,588 \times 187} = 5,77 \text{ kg.}$$

de vapeur à 10 kg. et à 255°, soit

$$C = \frac{5,77 \times 697,5}{655} = 6,15 \text{ kg.}$$

de vapeur saturée à 6 atmosphères par cheval-heure effectif.

REMARQUE. — Si l'on veut obtenir la répartition des pressions que l'on s'est imposée, il est nécessaire de tenir compte des fuites f_1, f_2, \dots en multipliant les sections calculées par $(1 - 0,256)$ pour le second aubage, par $(1 - 0,180)$ pour le troisième, etc.

4) Turbines avec éléments à une et deux chutes de vitesse combinés. — Nous venons de voir que les pertes par fuite étaient relativement importantes, en ce qui concerne les premières cellules particulièrement ; les températures élevées qui règnent dans celles-ci ont, en outre, pour effet de déterminer un allongement important de l'arbre de la turbine.

Ces deux inconvénients peuvent être évités, en remplaçant les quatre premières roues de la turbine précédente, par une seule roue de grand diamètre ; ce diamètre peut être calculé aisément : nous avons vu, en effet, qu'il y avait avantage, lorsque la vitesse périphérique dépassait sensiblement 110 mètres, à employer le système à deux chutes de vitesse pour la première chute de pression ; en adoptant ce système et $\frac{u}{c_1} = 0,2$, nous aurons les deux équations :

$$u = \frac{\pi D \times 2500}{60} = 0,2 c_1,$$

$$c_1 = \varphi \sqrt{\frac{2g}{A} (\lambda_0 - \lambda_4)},$$

$(\lambda_0 - \lambda_4)$ représentant l'énergie disponible dans les quatre premières chutes, c'est-à-dire

$$18,7 \times 4 = 74,8 \text{ calories.}$$

Des deux équations ci-dessus, on tire :

$$c_1 = 750 \text{ m.,} \quad D = 1,14 \text{ m.}$$

La pression dans la première cellule sera de 1,95 kg.

au lieu de 7 kg., la température de la vapeur 150° au lieu de 228°.

On pourrait dresser le tableau des valeurs successives des pressions, des températures ou des titres de la vapeur; ces deux dernières valeurs diffèrent un peu de celles obtenues pour la turbine précédente, en raison du rendement indiqué plus faible de la première roue, rendement qui peut être évalué à 0,58.

Le calcul des tuyères et des aubages de la première roue se ferait comme pour la deuxième turbine calculée.

Description de la turbine. — La fig. 41 donne, à l'échelle $\frac{1}{10}$, une coupe verticale de la turbine de ce système. L'enveloppe est encore divisée en deux parties symétriques par un joint rodé; chaque moitié comporte trois parties *a*, *c*, *d*. La partie *c* peut être alésée à part, ce qui permet de conduire l'outil très aisément, et de faire les rainures d'encastrement des disques fixes avec beaucoup de précision. Ceux-ci sont en une pièce et possèdent des aubages fraisés et rapportés qui sont tenus en place par une frette. Cette construction permet d'adopter, pour les dernières roues, l'injection totale, en disposant des aubes sur tout le pourtour; on peut ainsi rapprocher les disques fixes des roues mobiles, et faire en sorte que les jets de vapeur sortant de celles-ci entrent sans choc dans les aubages distributeurs suivants. Les aubes fixes présentent alors le profil dessiné fig. 24, page 186. Nous avons vu que le rendement indiqué pouvait être augmenté de 4 à 5 % par cette disposition.

Les tuyères de la première roue peuvent ne former qu'un seul groupe ou deux groupes symétriques, et l'on peut disposer quelques tuyères supplémentaires pour le cas de fortes surcharges.

Le bourrage b_1 supposé du même système que celui de la turbine précédente, n'a pas besoin d'être aussi long, la pression dans la première cellule étant beaucoup plus faible.

Calcul du rendement. — Nous avons tracé fig. 36 la courbe du rendement organique qui se confond avec la courbe *b*; la courbe 3 donne le rendement indiqué, la courbe 3' le rendement effectif. Nous avons supposé que le diamètre de la première roue était calculé de manière à maintenir, pour chaque vitesse de rotation, le même rapport $\frac{u}{c_1} = 0,2$; nous avons fait cette hypothèse, afin de ne pas avoir pour la première roue une vitesse plus grande que celle correspondant au maximum de rendement.

On voit que, pour la vitesse de 2500 tours, le rendement effectif est de 0,566; en y ajoutant le gain de 0,037 calculé pour la turbine précédente, nous arrivons à 0,603. En tenant compte des pertes par fuites, pertes qui peuvent être évaluées à 0,0173, le rendement total est donc de :

$$0,603 - 0,017 = 0,586.$$

C'est sensiblement la même valeur que celle trouvée pour la turbine précédente à la vitesse de 3000 tours.

B. — Turbines à réaction.

Nous supposerons encore que l'on puisse adopter, pour φ et ψ , les valeurs 0,95 et 0,80.

Nous n'envisagerons que le cas pratique des turbines à réaction *partielle* dont le degré de réaction est égal ou voisin de $\frac{1}{2}$.

1) **Turbine entièrement à réaction.** — Nous avons vu que l'on était forcé d'employer l'injection totale dans les turbines à réaction; cela conduit à adopter un diamètre initial d'aubage relativement faible. Pour calculer celui-ci, il suffit de faire appel à la relation du débit que nous allons établir pour ce cas particulier.

Remarquons d'abord que dans une turbine à réaction, il n'y a aucun intérêt, au point de vue des fuites, à constituer une cellule par chute de pression, comme pour les turbines d'action ; en effet, il existerait toujours une perte, par le jeu nécessaire entre la roue mobile et l'enveloppe ;

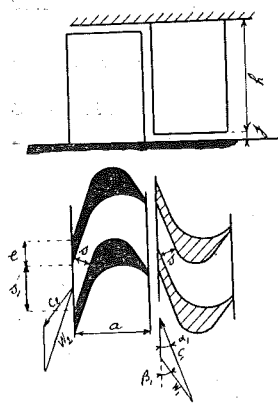


Fig. 42.

en fixant les ailettes mobiles sur un tambour, on n'augmente donc pas considérablement l'importance des fuites et l'on simplifie beaucoup la construction. La fig. 42 montre la disposition des ailettes fixes et mobiles ; on voit que la section d'écoulement est égale à

$$\frac{\pi D}{s_1 + e} s_1 h \sin \alpha_1 + \pi D j,$$

D représentant le diamètre moyen de l'aubage.

La relation donnant le débit peut donc s'écrire :

$$\frac{\pi D}{\varphi} \left(h \frac{s_1}{s_1 + e} \sin \alpha_1 \varphi c_0 + k j c_0 \right) = Q, \quad (1)$$

c_0 étant la vitesse d'écoulement adiabatique, φ et k étant des coefficients de réduction tenant compte des frottements dans l'aubage et dans le joint. Nous pouvons prendre $\varphi = 0,95$; quant à la valeur de k , nous pouvons l'évaluer en raisonnant comme suit : si les filets de vapeur avaient une direction perpendiculaire au joint, k pourrait être pris égal à 0,90, d'après ce que nous avons vu page 176 ; mais à cause de l'action des jets de vapeur des aubages, il y a une sorte d'entraînement qui fait que les filets prennent, dans le joint, une direction voisine de celle de l'aubage ; en supposant que, pour un angle d'entrée $\alpha_1 = 19^\circ$, la direction des filets dans le joint soit de 25° , nous aurons pour k la valeur

$$k = 0,90 \sin 25^\circ = 0,38.$$

Pour des angles d'entrée α'_1 différents de α_1 , nous admettrons que

$$k = 0,38 \frac{\sin \alpha'_1}{\sin \alpha_1}.$$

Nous pouvons éliminer c_0 de l'équation (1), en remarquant que

$$\frac{\pi D \times 2500}{60} = u$$

et que l'on peut poser :

$$\frac{u}{c_1} = \frac{u}{\varphi c_0} = x;$$

nous obtiendrons ainsi l'équation

$$(\pi D)^2 = \frac{60 Q \times \varphi \times \varphi \times x}{2500 \left(\varphi h \frac{s_1}{s_1 + e} \sin \alpha_1 + 0,38 j \right)} \quad (2)$$

Pour déterminer D , il suffit de se donner h , j et x . En effet, la valeur de Q est donnée, quand on connaît la consommation de la turbine ; $\frac{s_1}{s_1 + e}$ est un coefficient qui résulte du tracé des aubes et qui peut être pris égal à 0,65, quand α_1 est égal à 19° et que la longueur axiale des aubes n'est que de 10 millimètres ; φ est le volume spécifique après la détente dans le premier aubage fixe ; mais on peut admettre, sans erreur appréciable, que φ est le volume spécifique à la pression et à la température d'admission.

Il ne convient pas de prendre un jeu j inférieur à 1 millimètre et une hauteur h inférieure à 14 ou 15 millimètres, afin de ne pas avoir une fuite dépassant 10 à 12 % ; au point de vue du rapport x , les diagrammes du rendement indiqué fig. 31, montrent qu'on pourrait prendre 0,6 et même 0,7, sans atteindre la valeur correspondant au maximum, mais le nombre d'éléments serait absolu-

ment trop considérable; il convient de ne pas prendre plus de 0,45 pour les premières chutes.

En adoptant

$$h = 0,014 \text{ m}, \quad j = 0,001 \text{ m}, \quad x = 0,45,$$

$$\frac{s_1}{s_1 + e} = 0,65, \quad \alpha_1 = 19^\circ, \quad Q = 1,2$$

on trouve : $D = 0,30 \text{ m}.$

Connaissant D, on a :

$$u = \frac{\pi D \times 2500}{60} = 39,3 \text{ m.} \quad \text{et} \quad c_1 = \frac{u}{0,45} = 87 \text{ m.}$$

Nous avons vu que, dans le cas d'une turbine dont le degré de réaction est égal à $\frac{1}{2}$, la dépense en calories AT_0 par chute est donnée par la relation :

$$\frac{2}{\varphi^2} \left(\frac{c_1^2}{2g} - \psi^2 \frac{c_2^2}{2g} \right) A;$$

si nous exprimons c_2 en fonction de c_1 , nous aurons :

$$c_2^2 = c_1^2 \left[1 + \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cos \alpha_1 \right]$$

et par conséquent :

$$AT_0 = \frac{2A}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} \left[(1 - \psi^2) - \psi^2 \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 + 2\psi^2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cos \alpha_1 \right]$$

Le tableau ci-dessous donne pour différentes valeurs du rapport $\frac{u}{c_1}$ et de l'angle α_1 , le rapport $\frac{T_0}{c_1^2}$.

Tableau I.

	$\frac{u}{c_1} = 0,35.$	$\frac{u}{c_1} = 0,40.$	$\frac{u}{c_1} = 0,45.$	$\frac{u}{c_1} = 0,50.$	$\frac{u}{c_1} = 0,55$
$\alpha_1 = 19^\circ$	0,0796	0,0838	0,0876	0,0910	0,0947
$\alpha_1 = 24^\circ$	0,0782	0,0822	0,0855	0,0887	0,0917
$\alpha_1 = 36^\circ$	0,0728	0,0760	0,0788	0,0812	0,0843

Pour calculer le nombre de calories dépensées par chute dans le cas présent, il suffit de prendre dans le tableau le nombre correspondant à $\alpha_1 = 19^\circ$ et à $\frac{u}{c_1} = 0,45$, et de le multiplier par $A c_1^2$; on obtient :

$$AT_0 = A c_1^2 \times 0,0876 = 1,56 \text{ calorie.}$$

Comme précédemment, il convient de dresser un tableau des pressions successives 1, 2, 3 ... après la première, la deuxième, la troisième chute.

Pratiquement, il suffit, pour la première partie de la turbine, de calculer les pressions de trois en trois chutes; il est impossible, en effet, de faire croître d'une manière continue la hauteur h ; d'autre part, on ne peut adopter qu'un petit nombre de profils d'aubes correspondant, par exemple, à des angles d'entrée de :

$$19^\circ, \quad 21^\circ, \quad 24^\circ, \quad 28^\circ, \quad 36^\circ;$$

si l'on tient compte de ces nécessités de construction, on remarque que le mieux et le plus simple est de faire en sorte que la vitesse c_1 reste voisine de 87 mètres et que pour un groupe d'aubes de même hauteur h , la moyenne des vitesses c_1 soit de 87 mètres.

Voici comment nous avons procédé : nous avons d'abord cherché la pression après l'aubage fixe de la seconde chute; pour cela nous avons porté, à partir du point 0 et suivant l'ordonnée, une longueur 01 (fig. 39) égale à $1,56 \times 1,5 = 2,34$ calories; pour trouver le véritable état de la vapeur, nous avons procédé, comme précédemment, en remarquant que la quantité de chaleur correspondant aux frottements est égale à

$$(1 - \tau_i) 2,34 = (1 - 0,74) 2,34 = 0,607.$$

Nous avons obtenu ainsi le point 1''.

Pour trouver la pression correspondant à la sortie de l'aubage fixe 5, nous avons porté la longueur 1,2 (fig. 39), égale à

$$1,56 \times 3 = 4,68 \text{ calories.}$$

Nous avons obtenu les états successifs de la vapeur à la sortie des aubages fixes 2, 5, 8, etc., en appliquant le même procédé que pour la turbine *Zoelly*.

Nous avons dressé le tableau ci-dessous que nous ne donnons qu'en partie et nous avons, au moyen de la formule (1), calculé les valeurs de c_1 , en augmentant h ou en changeant l'angle d'entrée α_1 , de manière à maintenir la valeur de c_1 voisine de 87 mètres.

En adoptant $h = 15$ mm au lieu de 14, et en conservant $\alpha_1 = 19^\circ$ pour les six premières chutes et $\alpha_1 = 21^\circ$ pour les cinq chutes suivantes, on voit que c_1 est compris entre 84 et 91 mètres, ce qui fait en moyenne 87,5 m.

A partir de la douzième chute, nous avons adopté $h = 21$ mm, et au moyen des mêmes profils, nous avons maintenu la vitesse c_1 comprise entre 84 et 92 mètres.

Comme il y a intérêt à augmenter le diamètre de l'aubage en vue d'augmenter l'énergie utilisée par chute, on donne ordinairement, au tambour portant les aubes, trois et même quatre diamètres successifs de plus en plus grands.

Après 33 chutes, le volume spécifique est égal à 0,555; en s'imposant :

$$h = 0,021 \text{ m.}, \quad j = 0,001 \text{ m.}, \quad x = 0,50, \quad \alpha_1 = 19^\circ,$$

la formule (2) donne :

$$\pi D = \sqrt{2,99 \varphi} = 1,290 \quad \text{et} \quad D = 0,410 \text{ m.}$$

Mais il convient de remarquer que le volume spécifique à introduire dans la formule est celui qui correspond à la sortie de l'aubage fixe de la 35^e chute, si nous faisons le calcul de trois en trois chutes. Comme au diamètre $D = 0,410$ m. correspond une vitesse $u = 53,8$ m., la dépense par chute peut être évaluée à

$$AT_0 = \Lambda c_1^2 \times 0,091 = \Lambda \left(\frac{53,8}{0,5} \right)^2 \times 0,091 = 2,5 \text{ calories,}$$

Tableau II.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	p	$u + \sigma$	θ	t ou x	t' ou x'	t'' ou x''	v	v'	v''	$\frac{s_1}{s_1 + c}$	α_1	h en mm	c	$\frac{v'' - v}{v}$	$\frac{f}{Q}$
2	9,58	0,204	177,0	250	251	251	0,2375	0,2380	0,2380	0,65	19°	15	84	0,002	0,110
5	8,80	0,221	173,4	238	240	242	0,2535	0,2540	0,2545	0,65	19°	15	91	0,008	0,110
8	8,03	0,241	169,7	228	232	234	0,2725	0,2740	0,2750	0,70	21°	15	84	0,011	0,105
11	7,30	0,263	165,7	217	223	225	0,2935	0,2970	0,2985	0,70	21°	15	91	0,017	0,105
35	3,14	0,582	134,3	0,000	148	150	0,576	0,602	0,611	0,65	13°	21	112	0,062	0,083
55	0,75	2,237	91,3	0,910	0,953	0,955	2,035	2,135	2,137	0,65	19°	28	182	0,050	0,064

0,091 étant le coefficient donné par le tableau I, pour $\frac{u}{c_1} = 0,50$ et $\alpha_1 = 19^\circ$. En portant, dans le diagramme, à partir du point caractérisant l'état de la vapeur à la sortie du 33^e aubage mobile, une ordonnée égale à $1,5 \times 2,5 = 3,75$ calories, nous aurons la pression à la sortie de l'aubage fixe de la 35^e chute; nous pourrons ensuite chercher le véritable état de la vapeur, en tenant compte des frottements. En procédant ainsi, on trouve environ $\varphi = 0,611$ et par conséquent

$$\pi D = \sqrt{2,99 \varphi} = 1,350 \text{ m.}$$

D'où

$$D = 0,430 \text{ m., } u = 56,25, \quad c_1 = 112 \text{ m.}$$

$$AT_0 = 2,71 \text{ calories.}$$

Pour maintenir la vitesse voisine de 112 mètres, on est forcé d'employer pour la seconde partie du tambour, trois longueurs d'ailettes et trois profils correspondant à α_1 égal à

$$19^\circ, 21^\circ, 24^\circ.$$

Après 21 nouvelles chutes, le volume spécifique est tel que l'on peut employer un diamètre correspondant à une vitesse de 94 à 95 mètres, c'est-à-dire la vitesse limite pour des tambours de construction ordinaire. En effet, le volume spécifique après la 54^e chute, est de 1,948; or si l'on adopte :

$$h = 0,027 \quad j = 0,001 \quad x = 0,50 \quad \alpha_1 = 19^\circ,$$

la formule (2) donne :

$$\pi D = \sqrt{2,36 \varphi} = 2,14 \text{ m.} \quad \text{et} \quad D = 0,683 \text{ m.}$$

Comme $x = 0,50$,

$$c_1 = \frac{u}{0,5} = 179$$

et $AT_0 = A c_1^2 \times 0,091 = 6,9 \text{ calories.}$

En portant, à partir du point caractérisant l'état de la vapeur à l'entrée du 55^e aubage fixe, une ordonnée égale à $\frac{6,9}{2} = 3,45$, nous obtiendrons le volume spécifique à la sortie de celui-ci, c'est-à-dire la valeur de φ qui aurait dû être introduite dans l'équation ci-dessus :

$$\pi D = \sqrt{2,36 \varphi}$$

En procédant ainsi par approximations successives, on trouve :

$$D = 0,720 \text{ m., } u = 94,2 \text{ m., } c_1 = 188,5 \text{ m.,}$$

$$AT_0 = 7,57 \text{ calories.}$$

Il convient, pour cette partie du tambour, de faire le calcul pour chaque chute de pression; en adoptant $h = 28$ au lieu de 27 et des angles d'entrée $\alpha_1 = 19^\circ, 21^\circ, 24^\circ$, on peut maintenir c_1 entre les limites 182 et 192 mètres, pendant les trois premières chutes sans changer la hauteur h .

Pour les deux dernières chutes, il est impossible de satisfaire à la relation (1) sans augmenter la vitesse c_1 ; en effet, il ne convient pas d'adopter une hauteur d'aube plus grande que 85 mm; or, avec un angle de 36° et une hauteur $h = 85$ mm, la vitesse nécessaire pour débiter le volume de vapeur à la pression de 0,07 est de 238 m. Voici comment nous avons procédé pour le calcul de ces deux dernières chutes; en admettant pour l'aubage mobile de la 62^e chute un angle de 31° , la vitesse de sortie est de 187 mètres; la pression peut être évaluée à 0,134 et le titre à 0,90; le nombre de calories restant disponibles est de (528 - 510), soit 18 calories. Remarquons qu'en admettant une vitesse de sortie du dernier aubage mobile de 238 m., le nombre de calories utilisées par celui-ci est environ de :

$$\frac{1}{2} AT_0 = \frac{1}{2} \frac{238^2}{425} \times 0,0788 = 5,26 \text{ calories,}$$

0,0788 étant la valeur du coefficient donné par le tableau I, pour $\frac{u}{c_1} = 0,45$, $\alpha_1 = 36^\circ$; il reste donc à utiliser pour les trois aubages restants (18—5,26), soit 12,74 calories, c'est-à-dire $\frac{12,74}{3} = 4,24$ par aubage. Cette dépense correspond à une vitesse c_1 donnée par la relation

$$\frac{1}{2} A T_0 = \frac{1}{2} \frac{c_1^2}{425} \times 0,0788 = 4,34,$$

soit 213 mètres.

En portant, à partir du point caractérisant l'état de la vapeur à la sortie de la 62^e chute, une portion d'ordonnée égale à 4,24 calories, on obtiendra la pression à la sortie du 63^e aubage mobile, et en introduisant le volume spécifique correspondant dans la formule donnant le débit,

$$\frac{\pi D}{v} \left(h \frac{s_1}{s_1 + e} \sin \alpha_1 \varphi c_0 + k j c_0 \right) = Q,$$

on pourra déterminer l'angle α_1 qu'il convient d'adopter, pour que $c_1 = \varphi c_0$ soit égal à 213 m., h ayant par hypothèse, comme valeur, 0,085 m.

En procédant de même pour les deux autres aubages, nous avons trouvé respectivement 28°, 31° et 36°.

La turbine comporte donc 64 chutes de pression, et trois diamètres successifs correspondant aux vitesses périphériques de 39, 56 et 94 mètres.

La première partie utilise 27,6 % de l'énergie disponible, la seconde 30,5 %, la troisième 41,9 %.

La première partie comporte 33 chutes et trois hauteurs d'ailettes : 15, 21, 28 mm; la seconde 21 chutes et trois hauteurs : 21, 34, 52 mm; enfin pour la troisième partie le nombre de chutes est de 10 et les hauteurs sont res-

pectivement de 28, 44, 71 et 85 mm, avec des profils correspondant à

19°, 21°, 24° pour les chutes 55, 56, 57,
21°, 24°, 28° pour les chutes 58, 59, 60,
24°, 24°, 28°, 31° pour les chutes 60, 62,
28°, 31°, 36°, 36° pour les chutes 63 et 64.

REMARQUE. — Le calcul que nous exposons, n'est qu'approximatif, puisqu'il suppose que l'énergie dépensée de trois en trois chutes est égale à

$$3 A T_0 = \frac{6A}{\varphi^2} \frac{c_1^2}{2g} \left[(1 - \psi^2) - \psi^2 \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 + 2\psi^2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cos \alpha_1 \right]$$

c_1 et $\frac{u}{c_1}$ ayant une valeur constante, égale à la moyenne des valeurs trouvées; mais il est évident que l'approximation est suffisante.

Dimensions des aubes fixes et mobiles. — La longueur axiale a pour les aubes fixes et mobiles peut être prise égale à 10 millimètres; il convient de la prendre aussi petite que possible, afin de diminuer la longueur totale de la turbine, mais le tracé montre qu'avec une valeur de a trop faible, on est forcé de diminuer s (fig. 42) et, par conséquent, d'espacer les jets de vapeur sortant des aubes, ce qui entraîne à la sortie des tourbillonnements importants.

Pour les dernières aubes, dont la hauteur est égale à 71 et 85 mm., il est nécessaire de choisir une longueur axiale a de 14 mm., par exemple.

Entre deux couronnes d'aubes successives, on peut laisser un jeu de 1 mm. pour les premières chutes, mais il convient de porter ce jeu à 2 et 3 mm. à mesure que l'on s'éloigne de l'entrée, afin de tenir compte de la dilatation du tambour.

Description de la turbine. — La fig. 43 donne une demi-courbe verticale, à l'échelle $\frac{1}{10}$, de la turbine *Parsons*

que nous venons de calculer. L'enveloppe c est encore divisée en deux parties, par un joint horizontal rodé. La vapeur entre en e ; en cas de forte surcharge, on peut introduire de la vapeur fraîche par e' . Le tambour doit être construit en acier forgé; il en résulte des difficultés de tracé et d'exécution sur lesquelles les constructeurs ont soin de ne donner aucun détail. Nous avons supposé que la partie de faible diamètre était venue de forge avec l'arbre, et que les autres parties étaient fixées entre elles par vis à tête noyée.

Pour assurer l'équilibre de la poussée axiale, l'espace t est mis en relation avec l'espace t' , l'espace s avec s' et l'espace f avec le condenseur. Les pistons d'équilibre comportent des cannelures formant, avec des rainures de l'enveloppe, un joint en labyrinthe dont le jeu axial descend jusque $\frac{2}{10}$ de millimètre.

Les boîtes à bourrage ont une longueur aussi réduite que possible, afin de diminuer l'encombrement et la longueur de l'arbre; on fait ordinairement dans les cannelures du milieu du joint une faible injection de vapeur destinée à former, par sa condensation, une sorte de joint hydraulique.

Calcul du rendement. — Nous avons calculé le rendement indiqué de la turbine, en tenant compte de ce que le rapport $\frac{u}{c_1}$ est de 0,45 pour la première partie de la turbine, 0,50 pour les deux autres, à l'exception des deux dernières chutes pour lesquelles $\frac{u}{c_1}$ est égal à 0,45 environ. Nous avons en outre choisi, pour chaque partie, le rendement correspondant à l'angle moyen, c'est-à-dire $\alpha_1 = 21^\circ$ pour la première partie, $\alpha_1 = 24^\circ$ pour la deuxième et 28° pour la troisième; nous nous sommes servi, pour ce calcul, des diagrammes tracés fig. 31.

Pour le rendement organique, donné par la courbe a (fig. 44), nous avons simplement appliqué la formule :

$$\eta_0 = \left(1 - \nu \frac{n}{2500} \right),$$

puisque les résistances passives sont à peu près uniquement représentées, dans cette turbine, par les frottements dans les paliers; nous avons pris $\nu = 0,07$, en raison du poids relativement considérable de la partie mobile.

En multipliant les ordonnées correspondantes des courbes a et 1 , nous avons obtenu la courbe $1'$ du rendement effectif. On voit qu'à la vitesse de 2500 tours, celui-ci est de 0,683.

Pour avoir le rendement total, il faut y ajouter le gain provenant de la transformation des frottements en chaleur et de l'augmentation du travail de détente qui en résulte. En remarquant que la première partie de la turbine utilise 1,56 calorie par chute, la seconde 2,71 et la troisième 7,57, et que, d'autre part, les sommes des valeurs correspondantes trouvées pour $\left(\frac{v-v''}{v} \right)$ sont respectivement de 0,302, 0,305, 0,559, nous aurons, pour augmentation théorique du travail de détente :

$$\frac{0,302 \times 1,56 \times 3 + 0,305 \times 2,71 \times 3 + 0,559 \times 7,57}{187} = 0,043,$$

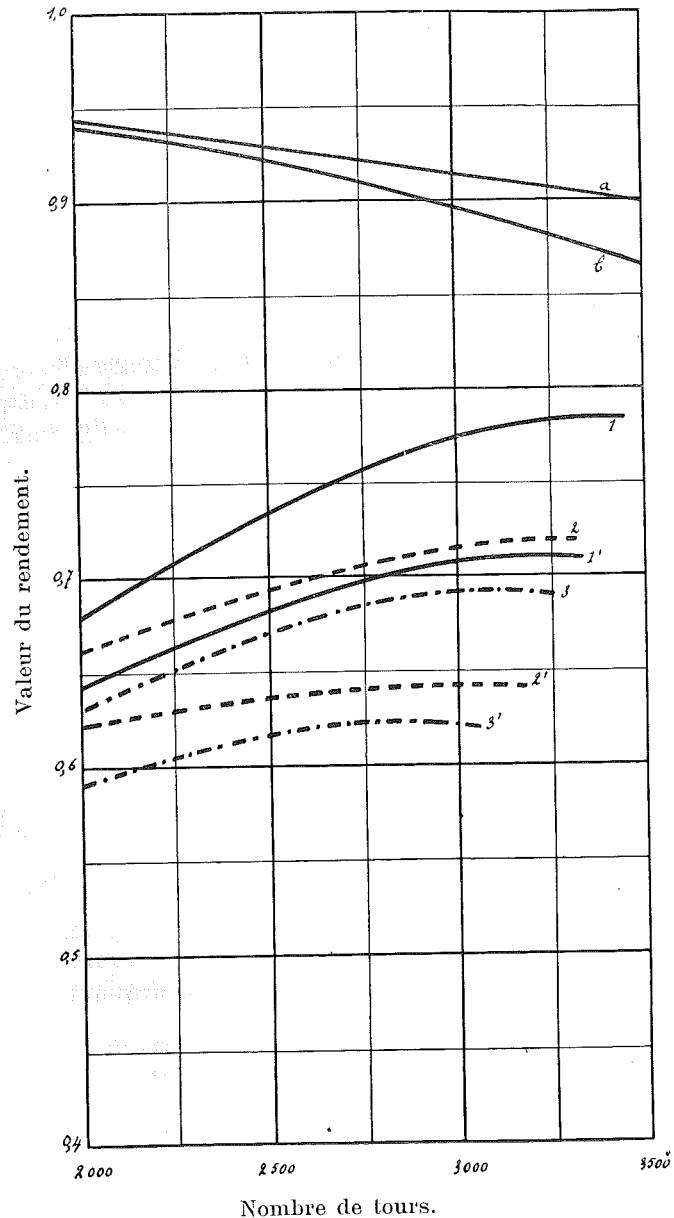
et par conséquent pour gain réel :

$$\Delta \eta_e = 0,043 \times \eta_e = 0,029.$$

La perte par fuite peut être évaluée, comme nous l'avons fait pour la turbine Zoelly, en remarquant que la valeur de $\frac{f}{Q}$ est donnée très simplement par la relation :

$$\frac{f}{Q} = \frac{kj}{\varphi \frac{s_1}{s_1 + e} h \sin \alpha_1 + kj}$$

Fig. 44.



Le calcul donne 0,058.

La perte à la sortie représentée par

$$\frac{\Lambda \frac{\psi^2 c_2^2}{2g}}{\lambda_0 - \lambda_n} = \frac{\Lambda \frac{\psi^2 c_2^2}{2g}}{187},$$

peut être évaluée à 0,01. Le rendement total est donc de

$$0,683 + 0,029 - 0,058 - 0,01 = 0,644.$$

En comptant sur une perte de 0,05 par le piston d'équilibre, on arrive pour la vitesse de 2500 tours, au rendement de

$$0,594.$$

Aux essais, une turbine *Parsons* de 700 chevaux effectifs à 2500 tours, fonctionnant avec une pression d'admission de 9,35 kg., une contrepression de 0,093, une température de 212°7, la consommation par cheval-heure effectif a été de 6,40 kg., correspondant à un rendement de

$$\eta = \frac{635}{\frac{169}{6,40}} = 0,587.$$

On voit qu'ici encore le rendement calculé correspond très sensiblement au rendement trouvé aux essais.

2) Turbine à réaction, avec éléments à haute pression fonctionnant par action. — Dans la turbine précédente, la partie la plus longue est celle qui n'utilise que 27 % de l'énergie disponible (51,5 calories); de plus la perte par fuite relative à cette partie est d'environ 0,040, dont 0,015 pour le piston d'équilibre correspondant. Or, on peut remplacer ces 33 chutes de pression par une roue d'action à deux chutes de vitesse. Le dia-

mètre de la roue peut se calculer très aisément au moyen des deux équations :

$$c_1 = \varphi \sqrt{\frac{2g}{A}} 51,5,$$

$$\frac{u}{c_1} = 0,2,$$

si l'on admet pour $\frac{u}{c_1}$ le rapport 0,2 adopté précédemment. On trouve ainsi

$$c_1 = 622 \text{ m.}, \quad u = 125 \text{ m.}, \quad D = 0,950 \text{ m.}$$

Le calcul des aubages de la roue d'action a déjà été exposé; quant au calcul de la partie à réaction, il ne diffère pas de celui de la turbine *Parsons*; à cause du moindre rendement de la première roue, la vapeur sera seulement un peu plus surchauffée à la sortie de la roue, qu'à la sortie de la première partie du tambour.

Description de la turbine. — La fig. 45 donne une demi-coupe verticale, à l'échelle $\frac{1}{10}$, de la turbine de ce système; les tuyères ne forment qu'un seul groupe et sont boulonnées avec la partie amovible *e*, sur laquelle vient se placer la soupape de réglage.

Ici encore l'espace *s'* est mis en relation avec l'espace *s*, et l'espace *f* avec le condenseur.

Calcul du rendement. — Nous donnons (fig. 44) la courbe *b* du rendement organique de cette turbine, en supposant $\nu = 0,06$; la courbe 2 donne le rendement indiqué, la courbe 2' le rendement effectif. On voit qu'à la vitesse de 2500 tours, le rendement η_e est de 0,637; si l'on y ajoute le gain calculé pour la turbine précédente 0,029, et si l'on retranche les pertes par fuite que l'on peut évaluer à 0,068 et la perte de 0,01 à la sortie, on trouve :

$$\eta = 0,588,$$

valeur sensiblement égale au rendement du système précédent.

Il est à remarquer par contre que la vitesse de 2500 tours correspond sensiblement au maximum de rendement, tandis qu'avec la turbine précédente, en portant la vitesse à 3000 tours, on aurait pu obtenir une augmentation de rendement de 0,04.

Dans la turbine *Sulzer*, réalisée suivant le type que nous venons de décrire, on a supprimé les pistons d'équilibre et contrebalancé la poussée par une pression d'huile agissant sur un plateau fixé à l'extrémité de l'arbre; si cette construction donne de bons résultats, on peut espérer une amélioration de rendement de 3,5 %, par la suppression des fuites inhérentes aux pistons d'équilibre.

Dans la turbine *Westinghouse*, on a cherché également à supprimer les pistons d'équilibre, en constituant la turbine par deux groupes symétriques, semblables à celui représenté fig. 45; cette solution ne convient évidemment que pour les grandes puissances.

3) Turbine avec éléments à action et réaction combinés.

— On peut adopter un tambour d'un seul diamètre, en remplaçant les 21 chutes à réaction de la turbine précédente, par des éléments fonctionnant par action et permettant par conséquent l'emploi de l'*injection partielle*.

Pour utiliser les 56,8 calories correspondant aux 21 chutes à réaction, il suffira d'employer six aubages d'action; en effet, la vitesse périphérique *u* étant de 94 mètres, la vitesse d'injection c_1 doit être de 268 mètres, pour un rapport $\frac{u}{c_1} = 0,35$; or, à la vitesse $c_1 = 268$ mètres, correspond une dépense par chute de

$$A \frac{1}{\varphi_2} \frac{c_1^2}{2g} = 9,51 \text{ calories};$$

le nombre de chutes doit donc être de

$$\frac{56,8}{9,51} = 6.$$

Description de la turbine. — La fig. 46 donne, à l'échelle $\frac{1}{10}$, une demi-coupe verticale de cette turbine qui ne diffère de la précédente que par les six aubages à une chute de vitesse fonctionnant par action, et dont les quatre premiers sont à injection partielle.

Nous avons dessiné une sorte de joint en labyrinthe appliqué sur le pourtour de chaque aubage fixe, ce joint étant nécessaire, si l'on veut éviter une fuite trop importante.

Rendement de la turbine. — Nous avons tracé (fig. 44) la courbe de rendement organique qui se confond avec la courbe *b*; la courbe 3 donne le rendement indiqué, la courbe 3' le rendement effectif. On voit que celui-ci est inférieur d'environ 2 % au précédent. Le rendement total dépend de l'importance des fuites dans la partie d'action à une chute de vitesse; on voit qu'en tous cas, il est un peu inférieur au rendement des turbines précédentes.

Conclusions.

Au point de vue de la détermination des dimensions des différents systèmes de turbines.

On vient de voir que cette détermination peut se faire avec la même rigueur que celle admise dans le calcul des machines à vapeur, où la connaissance de certains coefficients est aussi indispensable.

Les valeurs que nous avons adoptées pour ces coefficients, semblent suffisamment exactes, puisqu'elles conduisent à des évaluations du rendement concordant très sensiblement avec celles déduites d'expériences.

En faisant, lors des essais d'une première turbine, le relevé de la répartition des pressions, l'évaluation des résistances passives dues aux frottements dans les paliers, et le calcul du rendement en fonction de la charge, il est possible d'en déduire très approximativement les valeurs des coefficients des formules précédentes.

Au point de vue des avantages et inconvénients des différents systèmes de turbines.

1) La première turbine décrite a l'inconvénient de nécessiter l'emploi de tuyères longues, difficiles à construire, d'employer de très grandes vitesses de vapeur qui ont pour conséquence une usure rapide des aubes.

2) La deuxième turbine est peu encombrante et d'une construction relativement simple; les vitesses de vapeur sont moindres que dans la turbine précédente; ce type est le seul pratique pour les puissances relativement faibles.

3) La troisième turbine a l'avantage de n'employer que des vitesses de vapeur ne dépassant pas 450 mètres; l'inconvénient est que cette turbine est plus longue, plus compliquée, partant de construction plus difficile. L'importance des pertes par fuite exige une construction soignée des joints existant entre les cellules successives.

4) La quatrième turbine a pour elle d'être moins longue, de n'avoir qu'une pression relativement faible dans la première cellule, de n'exiger, par conséquent, du côté de l'admission, qu'un bourrage moins important. L'inconvénient est que le système qui comporte des tuyères et une roue à deux chutes de vitesse d'assez grand diamètre, est moins homogène au point de vue de la construction.

5) La cinquième turbine décrite, qui est du type à réaction, est beaucoup plus encombrante, mais elle permet d'obtenir un très bon rendement, surtout pour les grandes puissances où les fuites ont une importance relative sensiblement moindre. Elle a l'avantage d'isoler la

vapeur à l'admission de l'arbre et des bourrages, et de permettre ainsi, sans inconvénients, l'emploi de hautes surchauffes. Le fait que les ailettes sont fixées sur un tambour permet aussi de prévoir un rendement beaucoup meilleur que celui des turbines précédentes, dans le *fonctionnement sans condensation*. Cette turbine est, par contre, la plus difficile à construire, en raison de sa longueur et de la précision nécessaire dans la réalisation des pistons d'équilibre.

6) La sixième et septième turbines décrites ont l'avantage sur la précédente d'être moins longues et, partant, plus faciles à construire.

Au point de vue du rendement, les résultats trouvés, tant par le calcul que par les essais, montrent que les différents systèmes sont sensiblement équivalents, l'avantage restant aux systèmes 3, 4, 5 et 6.

Ces rendements sont équivalents à ceux des meilleures machines à piston compound, fonctionnant avec vapeur saturée. En effet, au rendement de 0,588 correspond une consommation de 6,15 kg. de vapeur saturée à 6 atmosphères par cheval-heure effectif; or, si l'on prend comme terme de comparaison la machine compound *Van den Kerchove* de 270 chevaux indiqués, et si l'on admet que le rendement organique soit de 0,93, puissance absorbée par le condenseur non comprise, on arrive à une consommation de 6,15 kg de vapeur saturée à la pression de 10,2 kg par cheval-heure effectif, soit 6,2 kg à 6 atmosphères. La comparaison avec la consommation de la même machine, fonctionnant à vapeur surchauffée à la pression de 10,44 kg et à la température de 233°,6, est, par contre, à l'avantage de celle-ci, le gain étant d'environ 6 %.

On peut donc espérer, par la diminution des pertes par fuite, égalier, avec les systèmes 3, 5 et 6, les meilleures consommations des machines à piston compound, tout au moins pour les unités de 500 chevaux et plus.

Au point de vue de la construction, les coupes que nous avons données, des différents systèmes montrent assez les difficultés à vaincre; pour permettre de réduire les pertes par fuite et rendre le montage possible, la plus grande précision dans la réalisation des différentes parties est nécessaire; pour éviter toute vibration, il faut arriver à un équilibrage parfait des disques ou des tambours.

Les constructeurs expérimentés ont pourtant démontré qu'au point de vue de la construction, les difficultés pouvaient être vaincues; car les bonnes turbines ne donnent plus lieu aujourd'hui à aucun mécompte, au point de vue fonctionnement.

ERRATA.

Tome XVII, N° de Février. Page 169, ligne 15, lire $-2u_1 c_1 \cos \alpha_1$ au lieu de $+2u_1 c_1 \cos \alpha_1$.

Page 169, ligne 20 lire $+\frac{1}{g} \left(\quad \right)$ au lieu de $-\frac{1}{g} \left(\quad \right)$,

Page 186, lignes 12 et 16, au lieu de K lire K^2 .

Page 187, ligne 10, lire

$$\eta'_i = 2\varphi^2(1+\psi)x \frac{\cos \alpha_1 - x}{(1-\varphi^2\psi^4) - x^2(1+\psi)^2\varphi^2\psi^2 + 2x(1+\psi)\varphi^2\varphi^2 \cos \alpha_1}$$

Page 193, ligne 18, lire fig. 26, au lieu de fig. 28.

Tome XVIII, N° de Mai. Page 159, ligne 8, au lieu de courbe 4 fig. 32, lire courbe 1 fig. 31.

Page 162, ligne 5, lire le facteur $(1-i)$.

Introduire page 177, ligne 6, la relation

$$\eta = \eta_e - \frac{F}{P} \quad (3')$$

Turbines
de
différents systèmes,
de la puissance
de 700 chx. effect.
à 2500 tours.

—o—

Echelle $\frac{1}{10}$

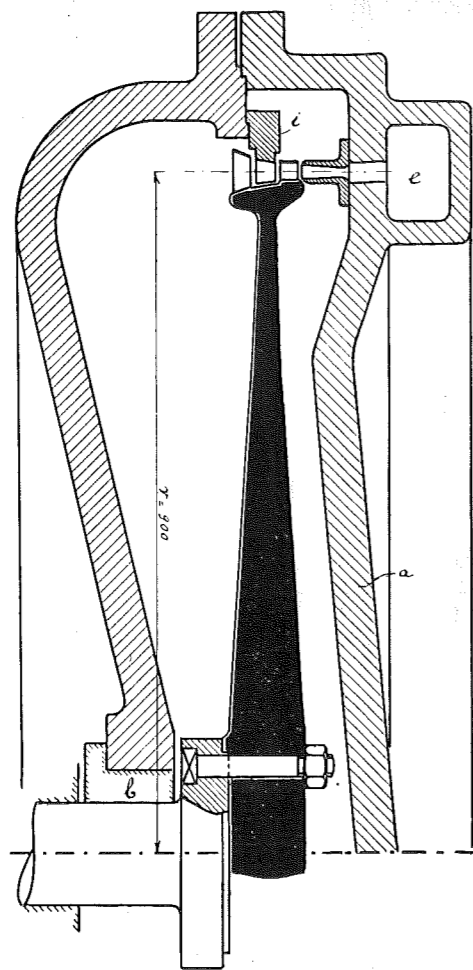


Fig. 37.

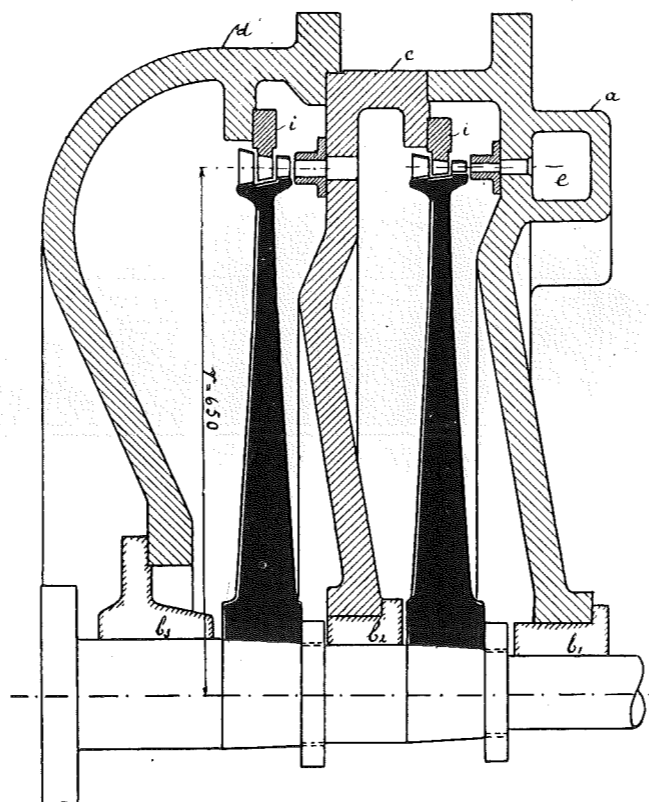


Fig. 38.

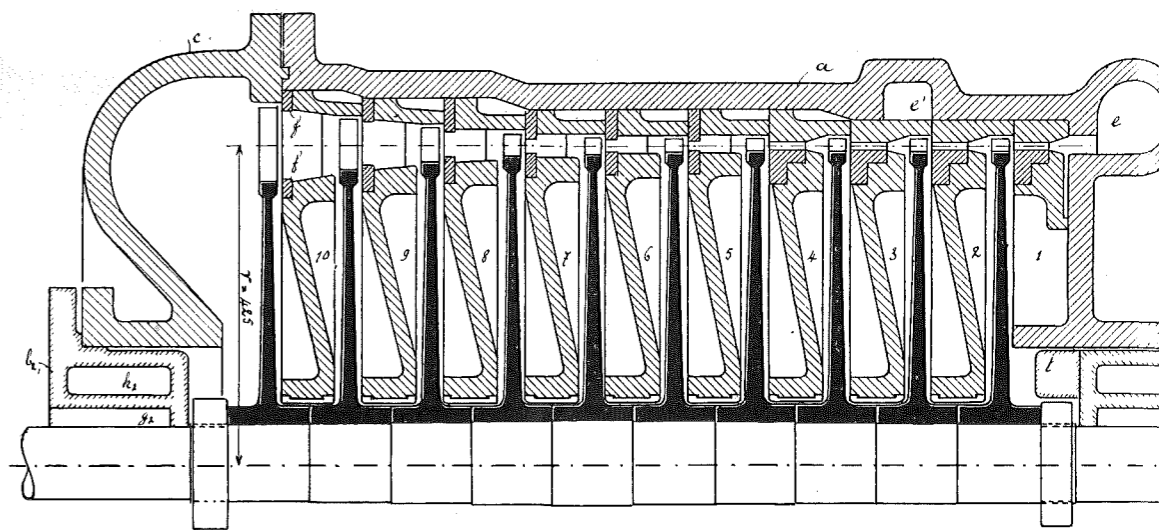


Fig. 40.

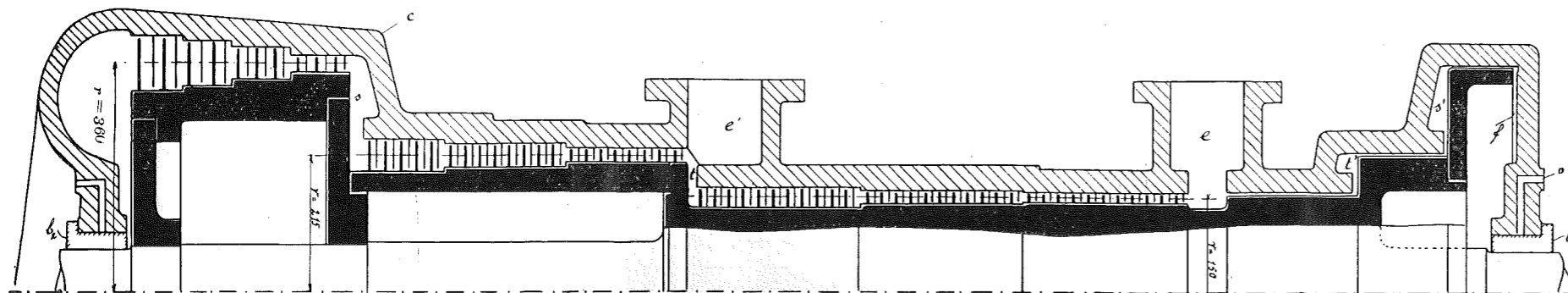


Fig. 43.

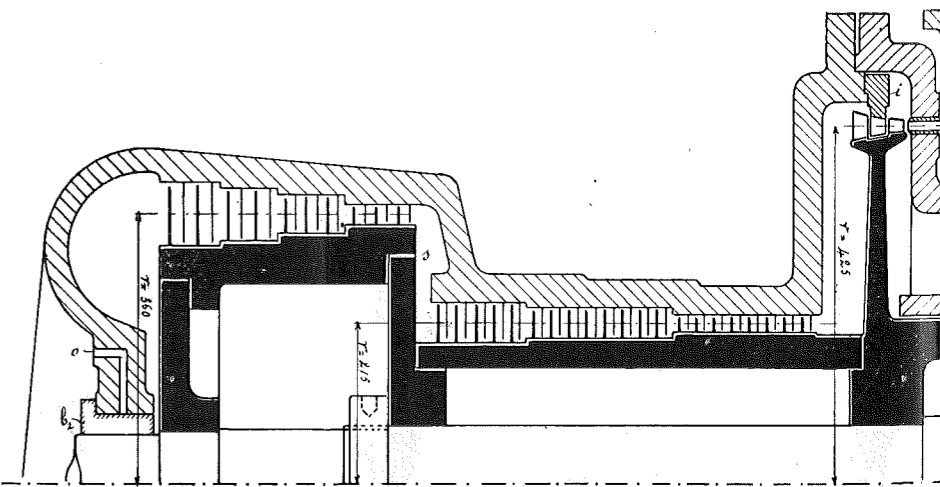


Fig. 45.

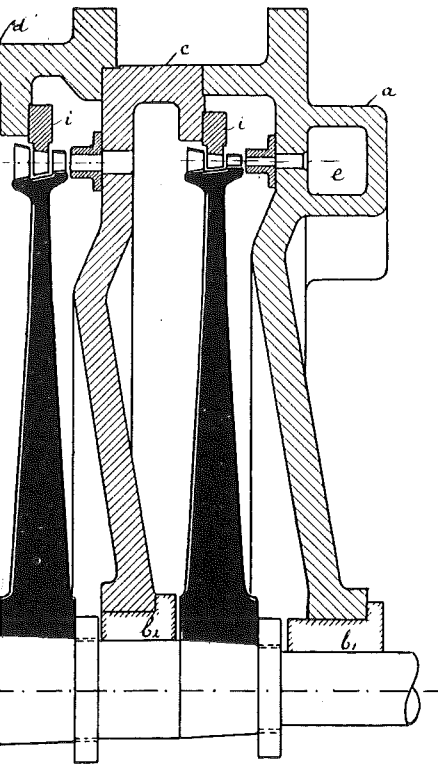


Fig. 38.

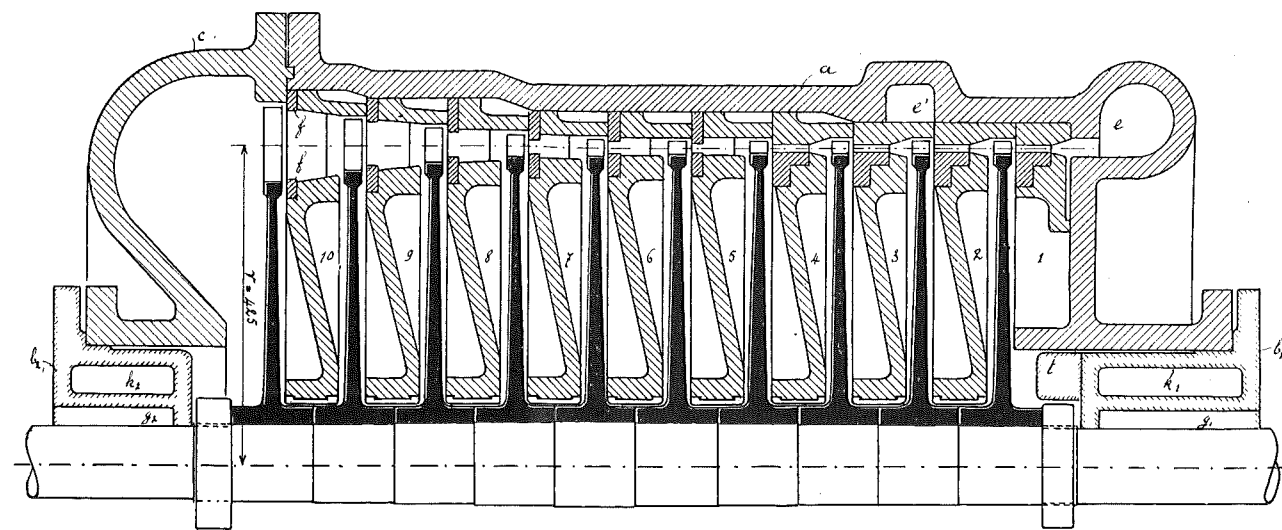


Fig. 40.

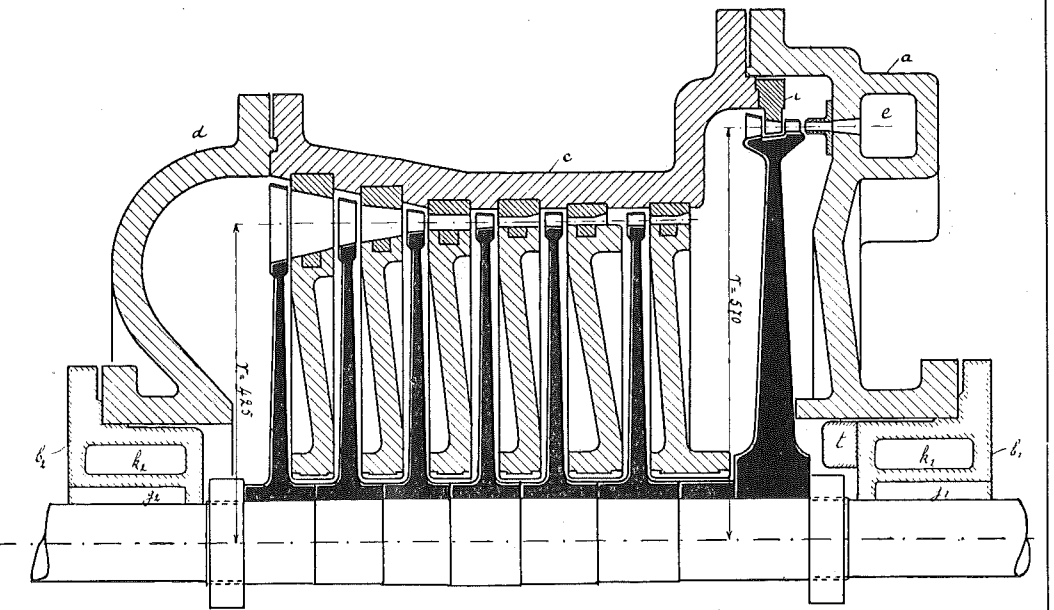


Fig. 41.

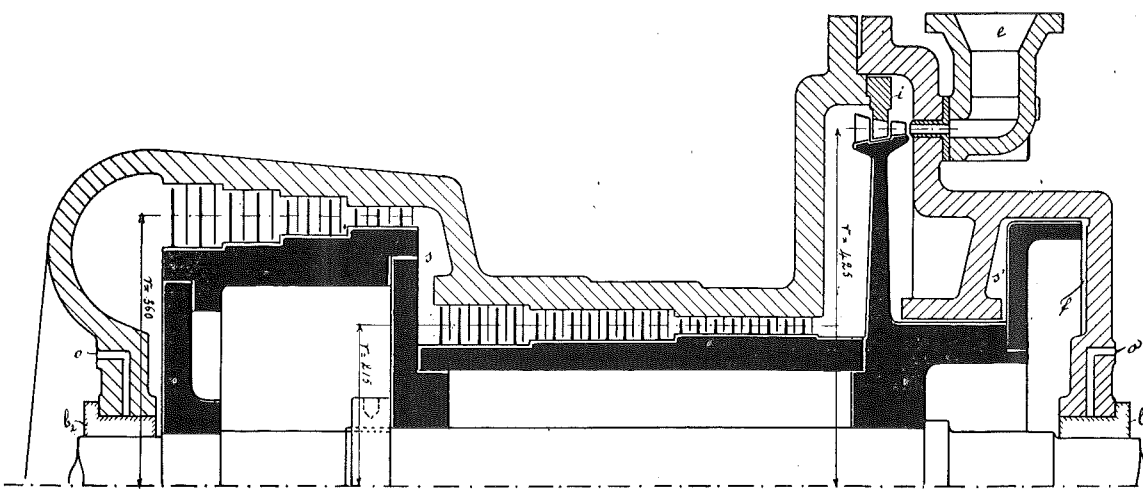
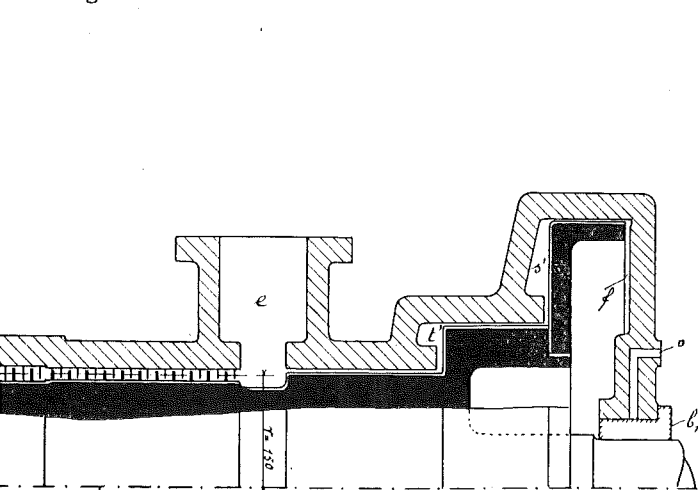


Fig. 45.

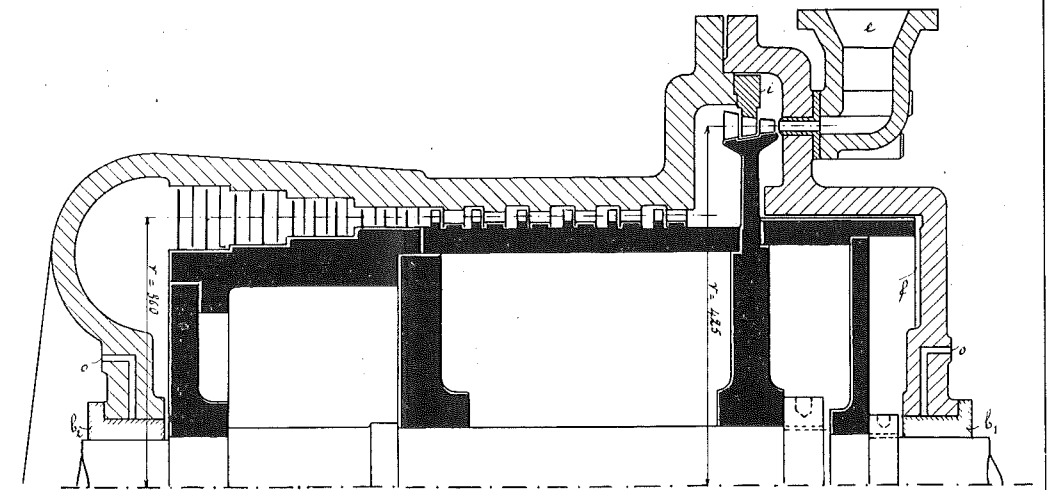
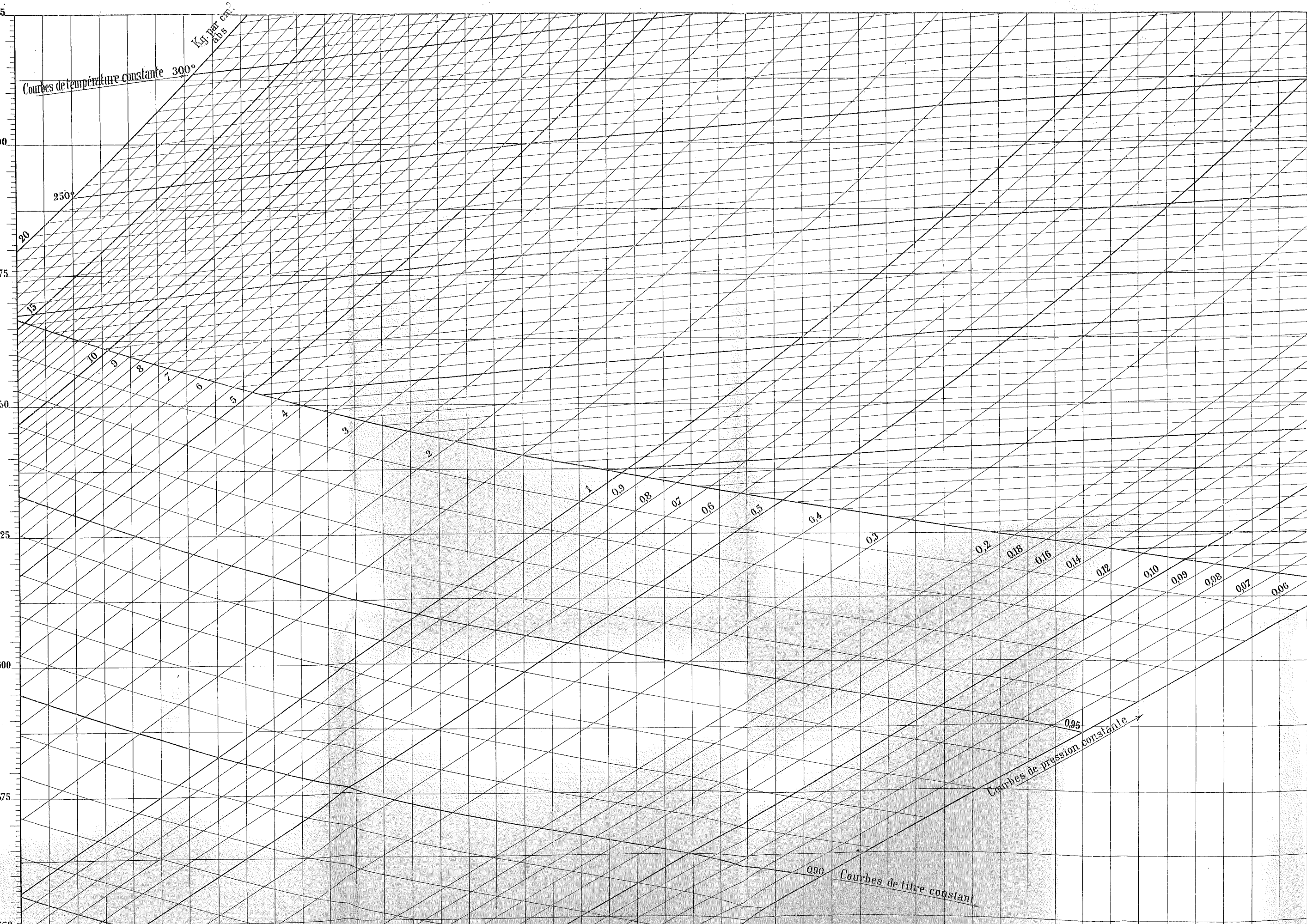


Fig. 46.

TURBINES A VAPEUR.

Valeurs de la chaleur totale (1,5mm. = 1 calorie)

725
700
675
650
625
600
575
550



Courbes de température constante 300°

250°

20

15

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

0.9

0.8

0.7

0.6

0.5

0.4

0.3

0.2

0.18

0.16

0.14

0.12

0.10

0.09

0.08

0.07

0.06

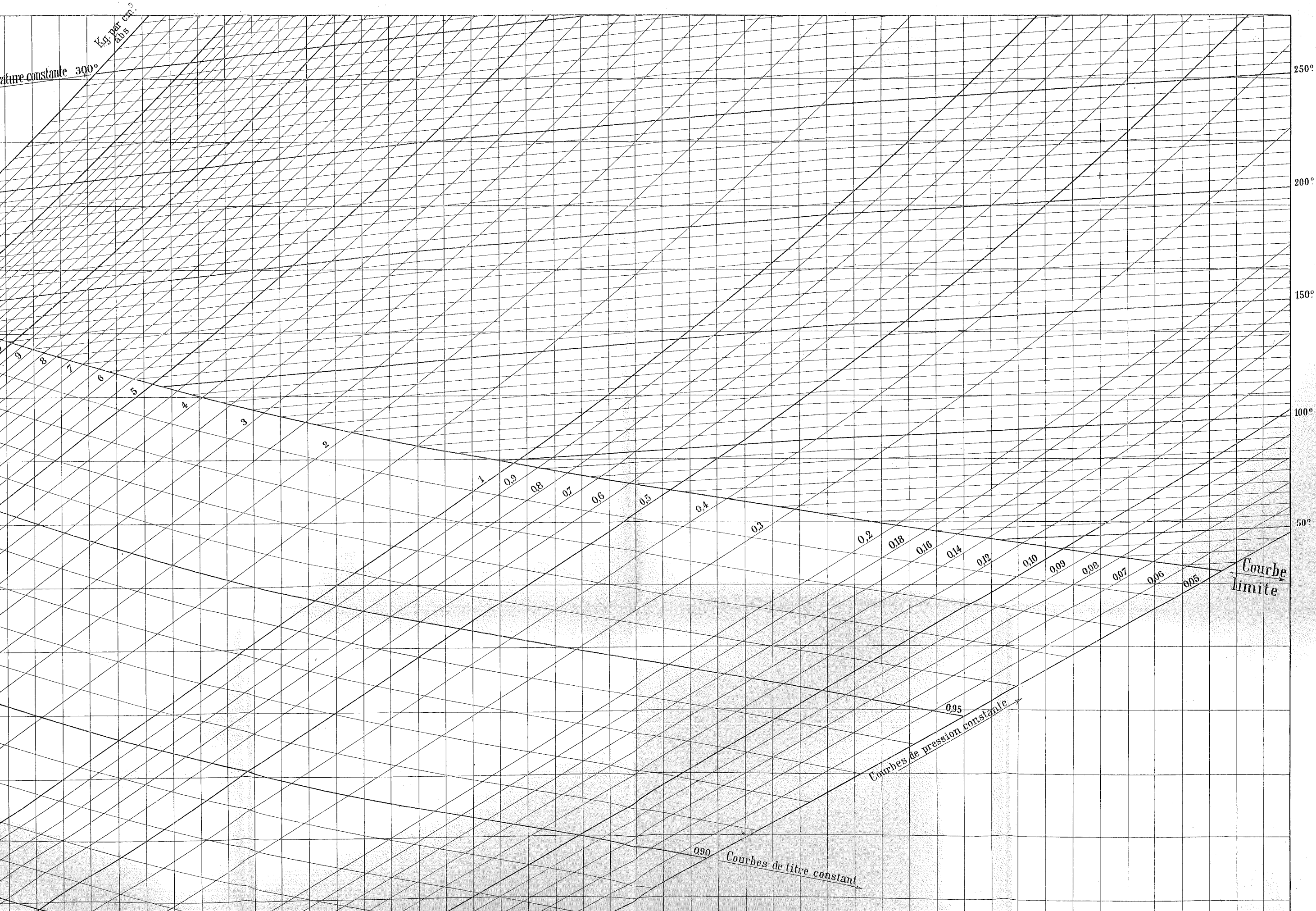
0.05

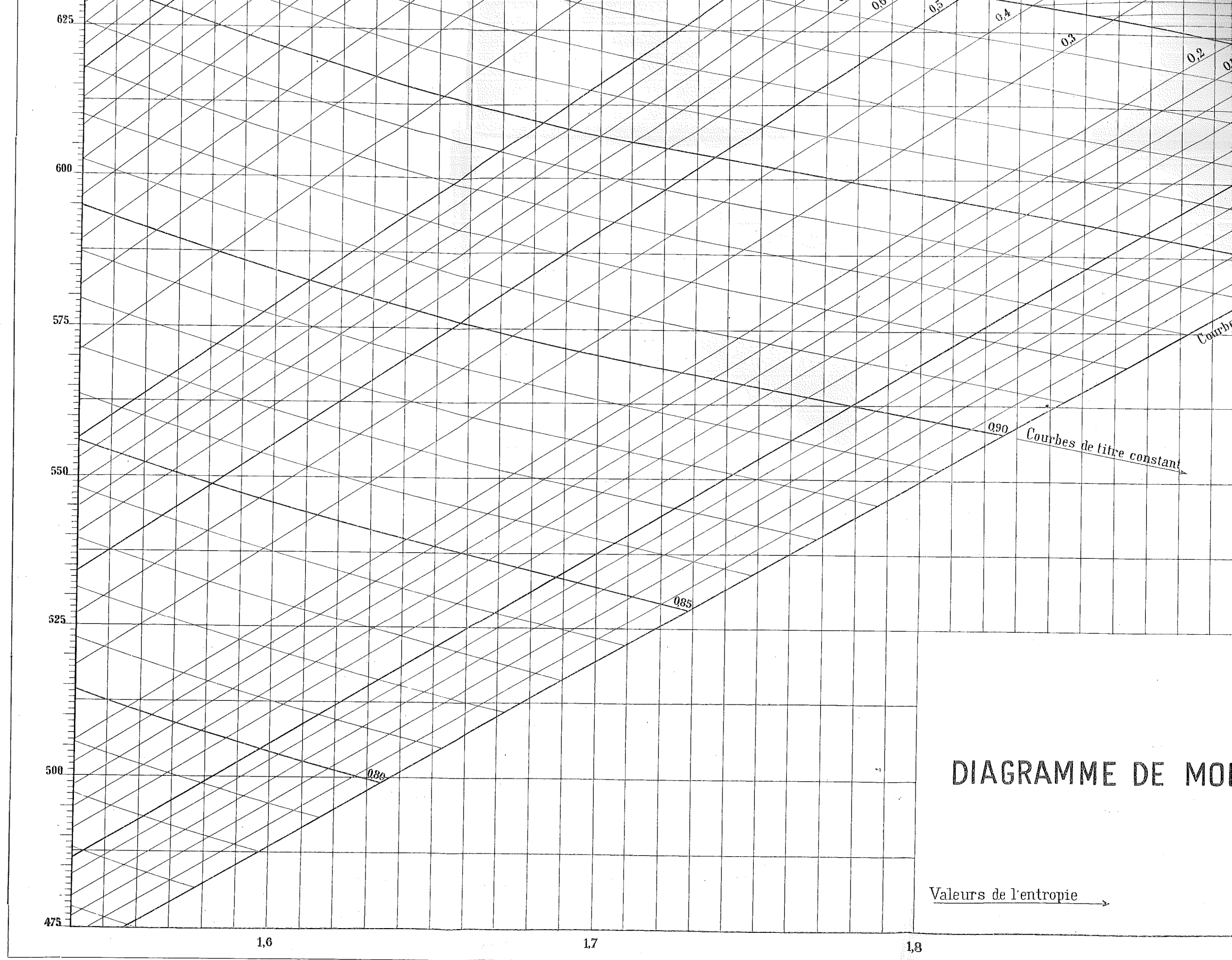
Courbes de pression constante

Courbes de titre constant

0.95

0.90





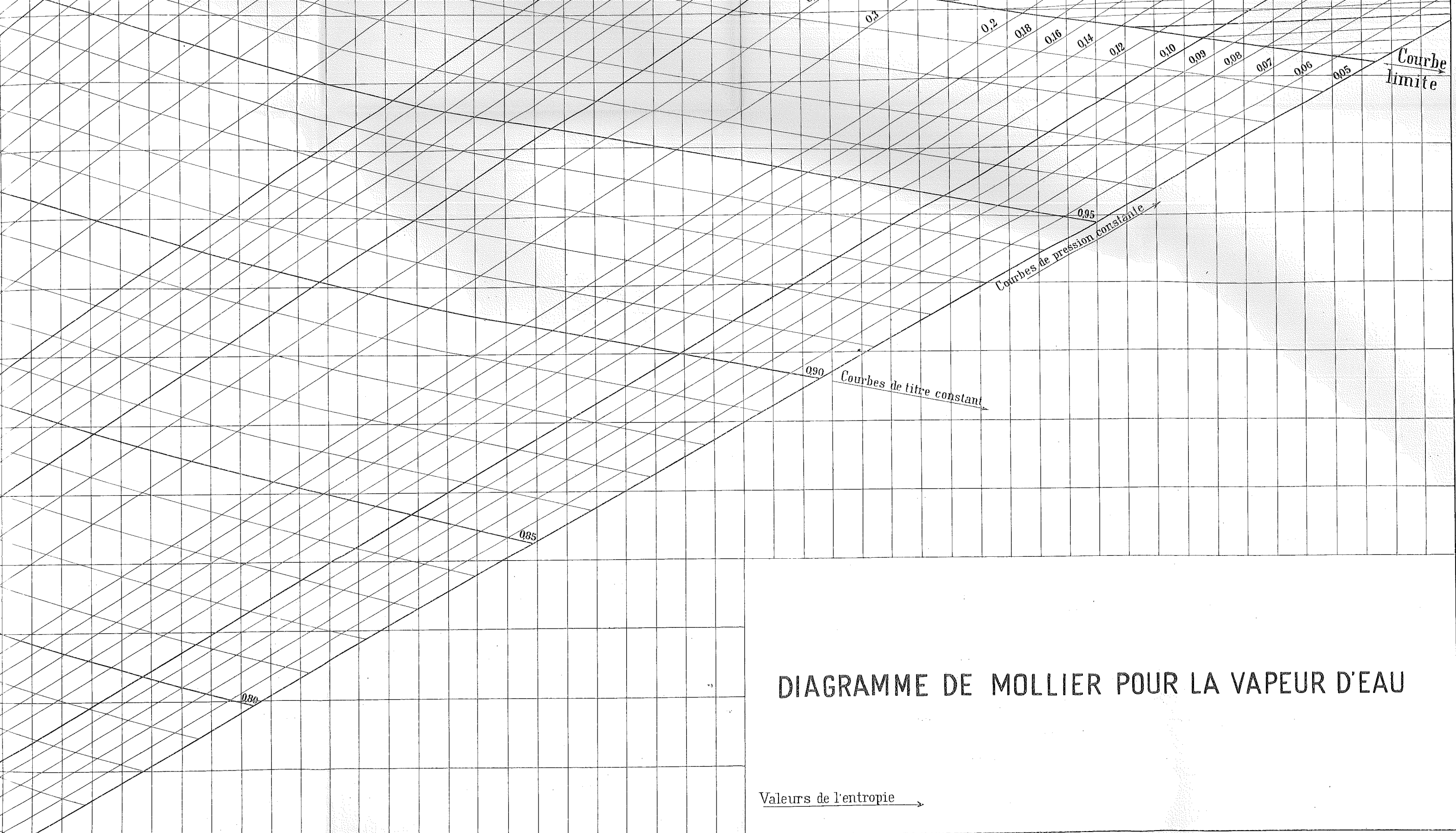


DIAGRAMME DE MOLLIER POUR LA VAPEUR D'EAU

Valeurs de l'entropie →

1,6

1,7

1,8

SOMMAIRE.

	Pages.
1. Note sur le coup d'eau de la mine Laura et Vereeniging (Limbourg hollandais), par ALBERT GENART, ingénieur aux Charbonnages Laura et Vereeniging.	109
2. Les turbines à vapeur, par CH. HANOCQ, ingénieur, assistant à l'Université de Liège. (Suite et fin. — Voir tome XVIII, page 145.)	125
3. Variables indépendantes et fonctions quelconques, par LUCIEN ANSPACH, professeur à l'Université de Bruxelles	176
4. Relations des transports par voie ferrée avec l'industrie minière et métallurgique aux Etats-Unis, par le Dr JAMES DOUGLAS.	187

BULLETIN.

Le remblayage hydraulique à la mine de Myslowitz (Haute-Silésie). Étude sur le garnissage des tuyaux par le procédé Fritsch et Grotogino, par O. DERCLAYE, ingénieur honoraire des mines. — L'industrie minière en Tunisie.	210
---	-----

BIBLIOGRAPHIE.

L'or dans le monde, par L. DE LAUNAY, professeur à l'École supérieure des mines. — Hydrologie agricole, par FRÉDÉRIC DIENERT, docteur ès-sciences. Introduction par le Dr P. RENARD, directeur de l'Institut national agronomique. — Le grisou, par A. RENIER, ingénieur au Corps des mines. — Au pays des dollars. Chemins de fer américains, par H. GOUNARD (2 ^e édition)	218
--	-----

Pl. 2 à 6.

REVUE UNIVERSELLE

DES 232 / 1

MINES, DE LA MÉTALLURGIE

DES

TRAVAUX PUBLICS, DES SCIENCES ET DES ARTS

APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE

51^e ANNÉE. — QUATRIÈME SÉRIE

ANNUAIRE DE L'ASSOCIATION DES INGÉNIEURS SORTIS DE L'ÉCOLE DE LIÈGE
CINQUIÈME SÉRIE

AOÛT 1907

TOME XIX. — 2^e NUMÉRO

Société Géologique
de Belgique
Secrétariat:
7, Place du 20 août, 7
LIÈGE

LIÈGE

18, Rue Bonne-Femme, 18

PARIS

H. Le Soudier, 174, Boulevard Saint-Germain

ST-PÉTERSBOURG, C. RICKER. ODESSA, G. ROUSSEAU.

MADRID, FUENTES Y CAPDEVILLE. BERLIN, ERNST & KORN. LEIPZIG, ARTHUR FÉLIX.

FREIBERG (SAXE), CRAZ ET GERLACH. MILAN, ADMINISTRATION DEL *Politecnico*.

LONDRES, WILLIAM ET NORGATE. TURIN, BOCCA FRÈRES.

REPRODUCTION INTERDITE

Le dépôt légal a été fait en France en Belgique et en Angleterre.