









ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

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

---

# L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE

ET

# LES RÉCEPTEURS HYDRAULIQUES

PAR

U. MASONI

DIRECTEUR ET PROFESSEUR DE L'INSTITUT D'HYDRAULIQUE  
A L'ÉCOLE ROYALE DES INGÉNIEURS DE NAPLES,  
MEMBRE DE L'ACADÉMIE ROYALE DES SCIENCES DE NAPLES,  
DE L'ACADÉMIE PONTANIANA,  
DE L'INSTITUT ROYAL D'ENCOURAGEMENT, ETC.

*J. Oremont*

---

PARIS

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE, ETC.

55, quai des Grands-Augustins

# ENCYCLOPÉDIE DES TRAVAUX PUBLICS

Directeur : G. LECHALAS, Ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, quai de la Bourse, 13, Rouen.

Volumes grand in-8°, avec de nombreuses figures.

Médaille d'or à l'Exposition universelle de 1889  
Exposition de 1900 (Voir pages 3 et 4 de la couverture)

## OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE DES PONTS ET CHAUSSÉES

- M. BÉCHMANN. *Distributions d'eau et Assainissement*. 2<sup>e</sup> édit., 2 vol. à 20 fr. .... 40 fr.
- M. BRICKA. *Cours de chemins de fer de l'École des ponts et chaussées*. 2 vol., 1343 pages et 464 figures. .... 40 fr.
- M. COLSON. *Cours d'économie politique* : Tome I, 10 fr. — Tome II. .... 10 fr.
- M. L. DURAND-CLAYE. *Chimie appliquée à l'art de l'ingénieur*, en collaboration avec MM. Derôme et Férét, 2<sup>e</sup> édit. considérablement augmentée, 15 fr. — *Cours de routes de l'École des ponts et chaussées*, 606 pages et 234 figures, 2<sup>e</sup> édit., 20 fr. — *Lever des plans et nivellement*, en collaboration avec MM. Pelletan et Lallemand. 1 vol., 703 pages et 280 figures (cours des Ecoles des ponts et chaussées et des mines, etc.) ..... 25 fr.
- M. FLAMANT. *Mécanique générale (Cours de l'École centrale)*, 1 vol. de 544 pages, avec 203 figures, 20 fr. — *Stabilité des constructions et résistance des matériaux*. 2<sup>e</sup> édit., 670 pages, avec 270 figures, 25 fr. — *Hydraulique (Cours de l'École des ponts et chaussées)*, 1 vol., 2<sup>e</sup> éd. considérablement augmentée (Prix Montyon de mécanique); XXX, 685 pages avec 130 figures. .... 25 fr.
- M. GABRIEL. *Traité de physique*. 2 vol., 448 figures. .... 20 fr.
- M. HIRSCH. *Cours de machines à vapeur et locomotives*. 1 vol. 510 pages, 314 fig. .... 18 fr.
- M. F. LAROCHE. *Travaux maritimes*. 1 vol. de 490 pages, avec 116 figures et un atlas de 46 grandes planches, 40 fr. — *Ports maritimes*. 2 vol. de 1006 pages, avec 524 figures et 2 atlas de 37 planches, double in-4<sup>o</sup> (*Cours de l'École des ponts et chaussées*) ..... 50 fr.
- M. F. B. DE MAS, Inspecteur général des ponts et chaussées. *Rivières à courant libre*, 1 vol. avec 97 figures ou planches, 17 fr. 50. — *Rivières canalisées*. 1 vol. avec 176 figures ou planches, 17 fr. 50. — *Canaux*. 1 vol. avec 190 figures ou planches. .... 17 fr. 50
- M. NIVROT, Inspecteur général des mines : *Cours de géologie*, 2<sup>e</sup> édition, 1 vol. avec carte géologique de la France; 615 pages, 429 fig. et un tableau des formations géologiques de 7 pages. .... 20 fr.
- M. M. D'OCAGNE. *Géométrie descriptive et Géométrie infinitésimale* (cours de l'École des ponts et chaussées), 1 vol., 340 fig. .... 12 fr.
- M. DE PRÉAUDEAU, Inspect. général des P.-et-Ch., prof. à l'École nat. *Procédés généraux de construction. Travaux d'art*. Tome I, avec 508 fig., 20 fr. Tome II, avec 389 fig. .... 20 fr.
- M. J. RÉSAL. *Traité des Ponts en maçonnerie*, en collaboration avec M. Degrand. 2 vol., avec 600 figures, 40 fr. — *Traité des Ponts métalliques* 2 vol., avec 500 figures, 40 fr. — *Constructions métalliques, élasticité et résistance des matériaux : fonte, fer et acier*. 1 vol. de 652 pages, avec 203 figures, 20 fr. — Le 1<sup>er</sup> volume des *Ponts métalliques* est à sa seconde édition (revue, corrigée et très augmentée) — *Cours de ponts*, professé à l'École des ponts et chaussées, 1 vol. de 410 pages, avec 284 figures (*Études générales et ponts en maçonnerie*), 14 fr. — *Cours de Résistance des matériaux* (École des ponts et chaussées), 120 figures., 16 fr. — *Cours de stabilité des constructions*, 240 figures, 20 fr. — *Poussée des terres et stabilité des murs de soutènement*. .... 10 fr.

## OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE CENTRALE DES ARTS ET MANUFACTURES

- M. DEHARME. *Chemins de fer. Superstructure*; première partie du cours de chemins de fer de l'École centrale. 1 vol. de 696 pages, avec 310 figures et 1 atlas de 73 grandes planches in-4<sup>o</sup> doubles (voir *Encyclopédie industrielle* pour la suite de ce cours). .... 50 fr. On vend séparément : Texte, 15 fr.; Atlas, 35 fr.
- M. DENFER. *Architecture et constructions civiles*. Cours d'architecture de l'École centrale : *Maçonnerie*. 2 vol., avec 794 figures, 40 fr. — *Charpente en bois et menuiserie*. 1 vol., avec 680 figures, 25 fr. — *Couverture des édifices* 1 vol., avec 423 figures, 20 fr. — *Charpenterie métallique, menuiserie en fer et serrurerie* 2 vol., avec 1.050 figures, 40 fr. — *Fumisterie (Chauffage et ventilation)*. 1 vol. de 726 pages, avec 731 figures (numérotées de 1 à 375, l'auteur affectant chaque groupe de figures d'un numéro seulement). 25 fr.
- Plomberie : Eau; Assainissement; Gaz*, 1 vol. de 568 p. avec 391 fig. .... 20 fr.
- M. DORION. *Cours d'Exploitation des mines*. 1 vol. .... 25 fr.
- M. MONNIER. *Électricité industrielle*. 1 vol., 2<sup>e</sup> édition considérablement augmentée, 1 vol. .... 25 fr.
- M. M<sup>e</sup> PELLETIER. *Droit industriel*. 1 vol. .... 15 fr.
- MM. E. ROUCHÉ et BRISSE, a. .... 25 fr.
- Coupe des pierres*. 1 vol. .... 25 fr.

## OUVRAGES D'UN PROFESSEUR A L'ÉCOLE CENTRALE DES ARTS ET MÉTIERS

- Rouché, membre de l'Académie des Sciences et des Beaux-Arts. *Graphique*. 1 vol. .... 12 fr. 50
- Rouché et Lucien Lévy. *Encyclopédie industrielle*, 2 vol. de 557 et 829 p. (*Enc. indust.*) 15 fr.
- (Voir la suite ci-après)

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000300472

L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE

ET

LES RÉCEPTEURS HYDRAULIQUES

Tous les exemplaires de **L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE ET  
LES RÉCEPTEURS HYDRAULIQUES** devront être revêtus de  
la signature du Directeur de l'Encyclopédie Industrielle et de la griffe  
du Libraire.

G. Lechevalier

Gauthier-Villars

ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

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

---

# L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE

ET

# LES RÉCEPTEURS HYDRAULIQUES

PAR

U. MASONI

DIRECTEUR ET PROFESSEUR DE L'INSTITUT D'HYDRAULIQUE  
A L'ÉCOLE ROYALE DES INGÉNIEURS DE NAPLES,  
MEMBRE DE L'ACADÉMIE ROYALE DES SCIENCES DE NAPLES,  
DE L'ACADÉMIE PONTANIANA,  
DE L'INSTITUT ROYAL D'ENCOURAGEMENT, ETC.

---

PARIS

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE, ETC.  
55, quai des Grands-Augustins

—  
1905

TOUS DROITS RÉSERVÉS

*U. Masoni. Roma*



III 16753  
—

Akc. Nr. 4273/50

## AVANT-PROPOS

---

Invité par M. M.-C. Lechalas, fondateur de l'Encyclopédie des Travaux publics et de l'Encyclopédie Industrielle, à contribuer par un ouvrage au développement de ces publications si importantes et si accréditées, j'ai préféré, m'occupant plus spécialement d'hydraulique, traiter des principales questions concernant l'énergie mécanique des courants d'eau et les récepteurs hydrauliques, qui servent à l'utilisation des forces motrices hydrauliques.

Puisque de nos jours l'emploi des chutes d'eau tend toujours à se développer dans les pays civilisés, notamment par suite des merveilleux perfectionnements introduits dans les machines et dans les transmissions électriques à grandes distances, la tâche de ceux qui étudient la question est, avant tout, de vulgariser les connaissances théoriques et pratiques qui s'y rapportent.

C'est pourquoi j'ose espérer que les ingénieurs accueilleront favorablement cet ouvrage, qu'on doit considérer comme une partie très importante d'un cours d'hydraulique appliquée. Sur les particularités constructives des récepteurs hydrauliques je donnerai seulement quelques rares indications, cette partie relevant plutôt des traités de mécanique appliquée aux machines et de construction de celles-ci.

U. MASONI.

Naples, juin 1904.



PREMIÈRE PARTIE

---

GÉNÉRALITÉS SUR L'ÉNERGIE MÉCANIQUE  
DES COURANTS D'EAU  
ET SUR LES MACHINES HYDRAULIQUES



## CHAPITRE PREMIER

# RELEVÉ DE QUELQUES PRINCIPES ET FORMULES FONDAMENTALES D'HYDRAULIQUE

---

### § 1. — RÉGIME PERMANENT D'UN COURANT LIQUIDE (1)

**Définitions.** — Le *courant* est un corps liquide, qui se meut dans un espace limité, de sorte qu'il présente des sections comparables à celles d'un tuyau de conduite, d'un lit de fleuve, ou d'une veine jaillissant d'un orifice à travers la paroi d'un réservoir.

Dans un tel courant, il faut se représenter tout le corps liquide comme composé de l'ensemble de ses *filets*, dont chacun est configuré selon la trajectoire parcourue par la molécule liquide qui le caractérise.

Relativement à sa configuration longitudinale, on pourra considérer dans chaque courant un filet liquide axial (*axe du courant*), par lequel la surface cylindrique à génératrices rectilignes verticales, ayant cet axe pour

(1) Pour les connaissances générales d'hydraulique, indispensables pour comprendre tout ce qui sera exposé dans ce livre, nous renverrons à notre *Cours d'Hydraulique théorique et pratique*, 2<sup>e</sup> édition ; Pellerano, Naples, 1900.

ligne directrice, déterminera le *profil longitudinal* du courant, selon la ligne du fond, la ligne superficielle, ou l'axe même du courant.

Les sections transversales sont les coupes par des plans normaux à l'axe du courant.

Il existe en général, dans les courants des cours d'eau, des sections transversales où les filets liquides sont à peu près parallèles et disposés de manière à pouvoir se grouper en *couches parallèles*.

Si, tout en étant parallèles, les filets sont rectilignes et normaux au plan de la section, il est facile de démontrer que les pressions sont distribuées dans celle-ci suivant la loi hydrostatique, c'est-à-dire que la différence entre les valeurs des pressions unitaires en deux points est proportionnelle à leur distance verticale.

**Equations fondamentales.** — En considérant (fig. 1) un filet liquide dans un courant, le mouvement du petit cylindre liquide, de section  $\omega$  et de longueur  $ds$ , peut être : *varié* si la vitesse  $V$  et la pression  $p$  (rapportée à l'unité de surface) sont fonctions variables avec les distances  $s$  d'une section initiale et avec le temps  $t$  ; *permanent* si  $V$  et  $p$  sont seulement des fonctions de  $s$ , et par conséquent ne varient pas en un même point avec le temps ; *uniforme* si  $V$  est constant.

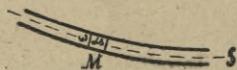


Fig. 1.

Lorsque le mouvement est permanent, il résulte du théorème de Bernoulli (1) :

(1) Ce théorème peut facilement être démontré par l'application à l'élément du filet liquide, c'est-à-dire au petit cylindre de volume  $\omega ds$ , du principe connu des quantités de mouvement, par lequel on écrit l'égalité entre l'augmentation des quantités de mouvement et

$$\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g} = z_0 - z_1 - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \zeta \quad (1)$$

qu'on peut aussi écrire :

$$z_1 + \left( \frac{p_1}{\varpi} + \frac{V_1^2}{2g} \right) + \zeta = z_0 + \left( \frac{p_0}{\varpi} + \frac{V_0^2}{2g} \right) = \text{const.}, \quad (2)$$

où :  $V_1$  et  $V_0$  sont les vitesses aux points  $M_1$  et  $M_0$  du filet liquide, correspondant aux abscisses  $s_1$  et  $s_0$  le long de son axe (fig. 2);

$\varpi$  le poids spécifique du liquide ;

$p_1$  et  $p_0$  les pressions unitaires dans les mêmes points (par conséquent,  $\frac{p_1}{\varpi}$  et  $\frac{p_0}{\varpi}$  représentent les hauteurs piézométriques aux mêmes points) ;

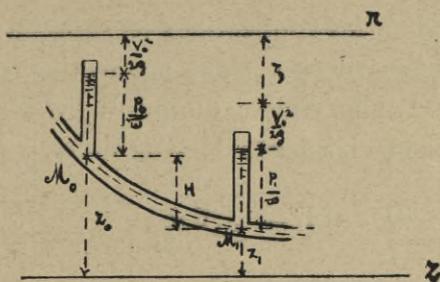


Fig. 2.

$z_1$  et  $z_0$  les distances verticales de  $M_1$  et  $M_0$  par rapport à un plan horizontal ;

$g$  l'accélération de la gravité ( $9^m,80$ ) ;

$\zeta$  la perte de charge due aux résistances, représentée par  $\zeta = \frac{1}{g} \int_{s_0}^{s_1} \varphi \cdot \cos \gamma \cdot ds$  ( $\varphi =$  force résistante rapportée à l'unité de masse et  $\gamma =$  angle entre cette force et l'axe du filet liquide).

l'impulsion totale des forces actives et passives projetées sur la tangente à la trajectoire.

L'équation (2) montre qu'entre les deux points  $M_1$  et  $M_0$  du filet liquide, la différence de niveau entre les *colonnes des charges effectives* est représentée par la perte de charge due aux résistances (1).

Le volume  $\omega.V$ , passant par la section  $\omega$  dans l'unité de temps, se nomme *débit* du filet liquide. Par l'équation de continuité on a :

$$\omega.V = \text{constante.} \quad (3)$$

Dans le cas d'un courant de section finie, il serait nécessaire de tenir compte des différentes valeurs des vitesses dans les points d'une section transversale, lesquelles dépendent de plusieurs causes, principalement des résistances.

Cependant dans les applications on substitue généralement aux diverses vitesses, dans une section transversale  $\Omega$  d'un courant, une vitesse unique  $U$  (*vitesse moyenne*), calculée de façon à laisser le débit  $Q$  inaltéré. On a donc :

$$Q = \Omega.U = \int_{\Omega} V.d\omega. \quad (4)$$

d'où :

$$U = \frac{Q}{\Omega} = \frac{\int_{\Omega} V.d\omega}{\Omega}. \quad (5)$$

Par ce moyen, on substitue au courant effectif, supposé constitué par des filets parallèles, un courant idéal, ayant une vitesse unique, égale à la moyenne, dans chaque section transversale.

Par conséquent l'équation générale du mouvement

(1) On nomme *colonne de charge effective*, en un point d'un courant, la hauteur piézométrique  $\left(\frac{p}{\sigma}\right)$  augmentée de la hauteur due à la vitesse  $\left(\frac{V^2}{2g}\right)$ .

permanent d'un courant, dans lequel on admettrait que le mouvement comporte des filets liquides rectilignes et parallèles, d'où résulterait la distribution hydrostatique des pressions, sera :

$$\alpha' \left( \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_0^2}{2g} \right) = H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \zeta \quad (6)$$

dans laquelle :

$U_1$  et  $U_0$  sont les vitesses moyennes dans les sections extrêmes ;

$H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi}$  la différence des niveaux piézométriques entre ces mêmes sections ;

$\zeta$  la perte de charge due aux résistances (1) ;

$\alpha'$  un coefficient de correction dépendant de la substitution d'une vitesse unique  $U$  aux vitesses effectives et de la correction due au frottement, qu'on suppose le même que dans le régime uniforme.

Dans les applications pratiques, on fait  $\alpha' = 1$ .

Introduisant dans l'équation (6), par analogie avec la perte de charge due au frottement, les autres pertes de charge possibles, dérivant de diverses causes perturbatrices du mouvement, on aura le théorème suivant :

(1) Partant de l'expression générale  $\zeta = \frac{1}{g} \int_{s_0}^{s_1} \varphi \cdot \cos \gamma \cdot ds$  et retenant que, pour l'unité de surface mouillée, le frottement est représenté par  $b_1 \cdot \varpi \cdot U^2$ , on aura  $\varphi = \frac{\varpi \cdot b_1 \cdot U^2 \cdot \chi \cdot ds}{\frac{\varpi}{g} \omega \cdot ds}$  pour l'élément de

courant de section  $\omega$  et de périmètre mouillé  $\chi$ ,  $b_1$  étant le coefficient de frottement.

En conséquence, pour la perte de charge due au frottement extérieur, dans le cas des filets liquides rectilignes et parallèles, on aura :

$$\zeta = \int_{s_0}^{s_1} b_1 \cdot \frac{\chi}{\omega} U^2 ds.$$

*Dans le mouvement permanent d'un courant liquide, la charge hydrostatique, ou la différence de niveau entre deux sections, est égale à la somme : de la transformation de charge en force vive ; de la transformation de charge en pression ; des pertes de charge par les frottements et les autres résistances, dérivant de toutes perturbations de mouvement entre ces mêmes sections.*

Comme conséquence de ce principe, le système des équations fondamentales du mouvement permanent d'un courant liquide pourra s'écrire comme suit :

$$\left. \begin{aligned} H &= \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} + \frac{P_1 - P_0}{\sigma} + \Sigma \zeta \\ Q &= \Omega_0 \cdot U_0 = \Omega_1 \cdot U_1 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

où  $\Sigma \zeta$  représente la somme des pertes de charge.

Nous aurons à nous occuper souvent de courants liquides à régime permanent, dans des conduits animés d'un mouvement de rotation uniforme autour d'un axe. Dans ces conditions de mouvement relatif, le long de l'axe d'un élément de filet liquide on devra ajouter à la composante du poids celle de la force centrifuge et, dans le résultat final, l'équation (2) deviendra :

$$z_1 + \left( \frac{p_1}{\sigma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) + \zeta - \frac{u_1^2}{2g} = z_0 + \left( \frac{p_0}{\sigma} + \frac{V_0^2}{2g} \right) - \frac{u_0^2}{2g} \quad (8)$$

où  $u_1$  et  $u_0$  sont les vitesses de rotation, autour de l'axe, des centres des sections limites du tronc de filet liquide considéré, c'est-à-dire que, si  $r_1$  et  $r_0$  sont les distances de ces points à l'axe et  $a$  la vitesse angulaire de rotation,  $u_1 = r_1 \cdot a$  ;  $u_0 = r_0 \cdot a$ .

On applique aussi à un courant de section finie l'équation (8) en substituant à  $V_1$  et  $V_0$  les vitesses moyennes respectives  $U_1$  et  $U_0$ .

§ 2. — DÉBIT D'UN ORIFICE OU D'UN DÉVERSOIR

**Orifice** (fig. 3). — En appliquant le théorème de Bernoulli au courant composé de la veine jaillissant d'un orifice, si H est la charge sur le centre de celui-ci, le calcul du débit Q s'établira par la formule typique :

$$Q = \mu \cdot \Omega \cdot \sqrt{2gH} \quad (9)$$

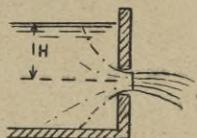


Fig. 3.

où  $\Omega$  est la section de l'orifice et  $\mu$  le coefficient de débit, produit du coefficient de contraction de la veine par le coefficient de réduction de vitesse.

Si la veine est noyée, on calculera le débit avec la même formule, mais alors H sera la différence de hauteur entre les surfaces libres d'amont et d'aval.

On relève les valeurs des coefficients  $\mu$  dans les tables numériques contenues dans tous les traités d'hydraulique.

Voici les différentes catégories d'orifices qu'on considère pour l'indication des valeurs de  $\mu$  :

Orifices (libres ou noyés)	{	en mince	{	à contraction complète.
		paroi		» » en partie supprimée.
				» » incomplète.
		en paroi	{	ajutage cylindrique.
		épaisse		» conique-convergent.
				» conique-divergent.

Comme valeur moyenne on prendra  $\mu = 0,63$ , pour les orifices en mince paroi à contraction complète, et  $\mu = 0,82$ , pour les orifices avec ajutage cylindrique.

**Déversoir** (fig. 4). — La formule typique pour le calcul du débit par mètre linéaire de largeur d'un déversoir, formé d'un barrage vertical avec crête en mince paroi, occupant l'entière largeur du canal de telle sorte qu'il n'y ait pas de contraction sur les côtés, est :

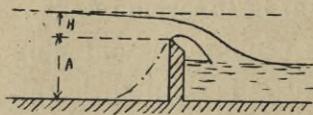


Fig. 4.

$$Q = mH \sqrt{2gH} \quad (10)$$

où  $m$  est le *coefficient de débit* et  $H$  la hauteur au-dessus du seuil.

Le déversoir peut être *libre* ou *noyé*, si le niveau d'aval est plus haut que le seuil.

Il y a des formes diverses de nappes déversantes : *déprimée* ; *adhérente au barrage* ; *noyée en dessous*.

Dans le cas de la veine noyée, on peut aussi avoir le phénomène de l'*ondulation*, lorsque la nappe reste superficielle par rapport à la masse d'eau d'aval, dans laquelle elle tombe.

Dans les applications, on adopte pour le coefficient  $m$  relatif aux veines libres, en cas de barrage vertical à mince paroi sans contraction latérale, l'expression donnée par Bazin :

$$m = \left[ 0,405 + \frac{0,003}{H} \right] \left[ 1 + 0,55 \left( \frac{H}{H+A} \right)^3 \right]. \quad (11)$$

Pour la contraction sur les deux joues verticales, si  $L$  est la largeur, on peut considérer une largeur réduite  $\left( L - \frac{2}{10} H \right)$  pour  $L > 3H$ .

Pour les autres types de déversoirs, en différents cas particuliers, on emploiera les valeurs de  $m$  indiquées dans les tables contenues dans les traités d'hydraulique.

§ 3. — PRINCIPALES PERTES DE CHARGE DANS LES  
COURANTS LIQUIDES

**Frottement.** — Dans les conditions ordinaires d'un courant à régime uniforme, l'effort  $F$  du frottement extérieur, par unité de surface mouillée, est :

$$F = \varpi \cdot b_1 \cdot U^2 \quad (12)$$

où  $b_1$  est un coefficient dépendant principalement de la nature des parois ;  $\varpi$  le poids spécifique de l'eau et  $U$  la vitesse moyenne dans la section transversale du courant.

D'après cette expression de  $F$ , l'équation du régime uniforme d'un courant prend la forme :

$$RI = b_1 U^2, \quad (13)$$

où :  $R = \frac{\Omega}{\chi}$  est le *rayon moyen*, rapport de la section  $\Omega$  au périmètre mouillé  $\chi$  ;

$I = \frac{y}{L}$  la perte de charge par mètre linéaire ( $y$  = charge totale,  $L$  longueur du tronc de courant).

Pour les tuyaux de conduite, en ayant égard à l'équation de continuité  $Q = \Omega U$ , l'équation (13) devient :

$$I = K \frac{Q^2}{D^5}, \quad (14)$$

où  $K = \frac{64b_1}{\pi^2}$  et  $D$  est le diamètre intérieur de la conduite : par conséquent, la perte de charge  $y$ , pour une partie de conduite de longueur  $L$ , sera exprimée par :

$$y = K \frac{Q^2}{D^5} L.$$

Pour la détermination de  $b_1$ , lorsqu'il s'agit de tuyaux

en fonte en service courant, on peut employer (jusqu'à  $D = 0^m,500$ ) la formule de Darcy :

$$b_1 = a + \frac{b}{D} \quad \left\{ \begin{array}{l} a = 0,000507. \\ b = 0,00001294. \end{array} \right\}$$

Pour des diamètres plus grands, on préférera la formule de Flamant :

$$b_1 = \frac{a}{\sqrt[4]{DU}} \quad (a = 0,000345).$$

Pour les canaux découverts, on écrira l'équation (13) sous la forme :

$$U = K \sqrt{RI} \quad (15)$$

et l'on pourra adopter pour K la nouvelle formule de Bazin :

$$K = \frac{87}{1 + \frac{\gamma}{\sqrt{R}}}$$

où  $\gamma$  est un *coefficient* dépendant de la nature des parois et qui a la valeur de 0,06, pour les canaux à parois très lisses, et celle de 1,75 pour les canaux ou les fleuves à parois de grande résistance.

**Elargissement brusque de section.** — En appliquant le principe connu des forces vives pour exprimer la perte de charge  $\zeta_1$ , dans un tronc de courant où l'eau, d'une vitesse moyenne V, dans une section restreinte, passe à une vitesse U dans une section consécutive plus large, on aura :

$$\zeta_1 = \frac{(V - U)^2}{2g} \quad (16)$$

Si  $\Omega_1$  et  $\Omega_0$  sont les aires des deux sections, on a pour la continuité :

$$\Omega_0 \cdot U = \Omega_1 \cdot V,$$

et l'expression (16) deviendra :

$$\zeta_1 = K_1 \frac{U^2}{2g} \quad (17)$$

où :

$$K_1 = \left( \frac{\Omega_0}{\Omega_1} - 1 \right)^2.$$

**Changements de direction, étranglements brusques, robinets, soupapes, etc.** — Toutes ces pertes de charge sont représentées par des formules analogues à l'équation (17), c'est-à-dire :

$$\zeta_n = K_n \frac{U^2}{2g} : \quad (18)$$

le coefficient  $K_n$  dans les différents cas s'obtient au moyen, soit de formules purement empiriques, soit de tables spéciales, où se trouvent résumés les résultats d'expériences.

#### § 4. — ACTIONS MUTUELLES D'UN COURANT LIQUIDE ET D'UNE SURFACE SOLIDE

**Généralités.** — Pour calculer la pression qu'une surface solide reçoit dans tous ses points, par l'action exercée sur eux par un courant liquide, même en faisant abstraction des influences peu connues de la viscosité, il faudrait connaître le mouvement relatif du fluide sur le solide.

Mais on connaît en général seulement le mouvement du courant liquide en dehors de la surface solide et le mouvement absolu de cette surface, tandis qu'on ignore la nature des phénomènes qui ont lieu par le déplacement relatif des molécules liquides et des surfaces solides.

Malgré cela, en appliquant les principes connus de mé-

canique rationnelle, on peut donner quelques indications théoriques pour servir de guide dans l'étude de la configuration théorique qu'il faudrait donner aux éléments et organes des machines hydrauliques, dans lesquels on devra considérer les actions mutuelles entre liquides et solides en mouvement.

Nous ne nous occuperons pas ici des détails des différentes théories proposées, que l'on pourra trouver dans les traités d'hydraulique ; mais nous rappellerons seulement quelques formules qui nous serviront dans la suite.

*Premier cas — surface fixe — (fig. 5).* — Supposons que

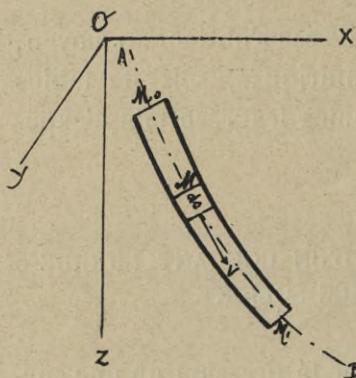


Fig. 5.

$M_0M_1$  soit un tronçon de courant liquide à régime permanent, qui se meut au contact de parois solides fixes sans production de chocs ou de mouvements discordants : en décomposant ce même courant, rapporté à trois axes orthogonaux  $O(X, Y, Z)$  ( $OZ$  vertical), en éléments  $M$ , de masse  $\frac{\rho}{g} \omega \cdot ds$  et de vitesse  $V$ , la

somme des composantes sur un axe des forces accélératrices de tous les éléments, entre les sections extrêmes  $M_0$  et  $M_1$ , sera égale à la résultante, dirigée en sens contraire, des efforts exercés par le courant sur les parois, c'est-à-dire à la réaction totale de celles-ci prise dans la direction du même axe.

Par l'application de ce principe, pour les poussées totales  $F_x, F_y, F_z$  dans les directions des axes on aura les expressions :

$$\left. \begin{aligned}
 F_x &= -\frac{\varpi}{g} \omega_1^2 V_1^2 \left[ \frac{\cos \alpha_1}{\omega_1} - \frac{\cos \alpha_0}{\omega_0} \right] = -\frac{\varpi}{g} Q (V_1 \cos \alpha_1 - V_0 \cos \alpha_0) \\
 F_y &= -\frac{\varpi}{g} \omega_1^2 V_1^2 \left[ \frac{\cos \beta_1}{\omega_1} - \frac{\cos \beta_0}{\omega_0} \right] = -\frac{\varpi}{g} Q (V_1 \cos \beta_1 - V_0 \cos \beta_0) \\
 F_z &= -\frac{\varpi}{g} \omega_1^2 V_1^2 \left[ \frac{\cos \gamma_1}{\omega_1} - \frac{\cos \gamma_0}{\omega_0} \right] + P = -\frac{\varpi}{g} Q (V_1 \cos \gamma_1 - V_0 \cos \gamma_0) + \varpi Q
 \end{aligned} \right\} (19)$$

où :  $\omega_1$  et  $\omega_0$ ,  $V_1$  et  $V_0$  sont les aires des sections extrêmes  $M_1$  et  $M_0$  et les vitesses relatives ;  $(\alpha_1, \beta_1, \gamma_1)$   $(\alpha_0, \beta_0, \gamma_0)$  les angles de direction de ces vitesses, ou de l'axe du courant, dans ces sections ;  $P$  le poids de tout le tronc du courant  $M_0 M_1$  ;  $Q$  le débit constant, soit  $Q = \omega_1 V_1 = \omega_0 V_0$ .

En observant que  $\frac{\varpi}{g} Q$  est la masse correspondant au débit  $Q$  du courant et que  $(V_1 \cos \alpha_1)$ ,  $(V_0 \cos \alpha_0)$  sont les composantes de  $V_1$  et  $V_0$  sur l'axe  $OX$ , on voit que les produits  $\left(\frac{\varpi}{g} Q V_1 \cos \alpha_1\right)$ ,  $\left(\frac{\varpi}{g} Q V_0 \cos \alpha_0\right)$  sont les projections des quantités de mouvement de l'eau à l'entrée et à la sortie de la partie de courant considérée. De la sorte : *un courant liquide à régime permanent, en direction horizontale, exerce contre les parois du récipient qui le contient, un effort égal à la différence des quantités de mouvement à l'entrée et à la sortie.*

Si la section  $M_0$  est horizontale et  $M_1$  verticale, comme dans le cas d'un orifice placé dans la paroi verticale d'un récipient, on aura :

$$\alpha_0 = \beta_0 = \beta_1 = \gamma_1 = 90^\circ, \quad \alpha_1 = \gamma_0 = 0$$

et par conséquent :

$$\left. \begin{aligned}
 F_x &= -\frac{\varpi}{g} \omega_1 V_1^2 = -\varpi \omega_1 2H \\
 F_y &= 0 \\
 F_z &= \frac{\varpi}{g} \cdot \frac{\omega_1^2}{\omega_0} V_1^2 + P
 \end{aligned} \right\} (20)$$

où :

$$H = \frac{V_1^2}{2g}.$$

Par l'expression de  $F_x$  on voit que la *poussée, exercée sur le récipient en sens horizontal et en direction contraire à la vitesse de sortie  $V_1$ , correspond au poids d'une colonne d'eau de section  $\omega_1$  et de hauteur  $2 \left( \frac{V_1^2}{2g} \right)$ .*

De pareilles formules ne seraient applicables rigoureusement qu'aux courants de sections extrêmement petites, mais en pratique on en étend l'usage aussi aux courants de sections plus grandes, en portant dans les formules mêmes les vitesses moyennes.

*Deuxième cas — surface en mouvement de translation — (fig. 6).* — Supposons que la surface solide, comprenant

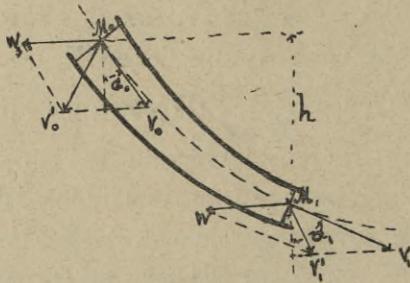


Fig. 6.

le tronc de courant  $M_0M_1$ , au lieu d'être fixe, soit animée d'un mouvement de translation uniforme, parallèle à  $OX$  et avec la vitesse  $W$  : dans ce cas chaque molécule liquide devra être considérée comme animée d'une vitesse relative et d'une vitesse d'entraînement, et on sait que la vitesse absolue est égale à la résultante de ces deux vitesses.

Si donc nous indiquons par  $V_0'$  et  $V_1'$  les vitesses absolues moyennes dans les sections  $M_0$ ,  $M_1$ , et par  $\alpha_0$  et  $\alpha_1$  les angles respectifs de  $V_0$  et  $V_1$  avec la direction normale à la vitesse de translation  $W$ , on déduira des parallélogrammes de ces vitesses :

$$\begin{aligned}V_0'^2 &= V_0^2 + W^2 - 2V_0W \sin a_0 \\V_1'^2 &= V_1^2 + W^2 - 2V_1W \sin a_1\end{aligned}$$

Si l'on veut que, dans ces conditions, l'eau entre dans la section  $M_0$  et sorte de  $M_1$  sans choc, il faut que les vitesses relatives  $V_0, V_1$ , soient tangentes à l'axe du récipient dans ces sections extrêmes. On comprend facilement que les expressions des réactions des parois, dans les directions  $OX$  et  $OY$ , restent identiques aux précédentes, en faisant seulement :

$$\alpha_0 = 90^\circ - a_0, \quad \alpha_1 = 90^\circ - a_1.$$

Pour  $F_x$  on s'en rend compte en observant que, d'après le principe de l'énergie, dans le passage de la masse d'eau  $\frac{\varpi}{g} Q$  de  $M_0$  à  $M_1$ , la différence d'énergie cinétique doit égaler la somme des travaux du poids d'eau  $\varpi Q$  et de la réaction  $-F_x$ , ce qui donne lieu à l'équation :

$$\frac{\varpi}{g} Q \frac{V_1'^2 - V_0'^2}{2} = \varpi Q h + F_x W.$$

Mais, en vertu du théorème de Bernoulli et étant donné qu'il n'existe aucune résistance dans le tronc de courant  $M_0 M_1$ , on a :

$$\frac{V_1^2 - V_0^2}{2g} = h,$$

si bien que, tenant compte des précédentes expressions de  $V_1'^2$  et  $V_0'^2$ , il en résulte :

$$\frac{\varpi}{g} Q \left[ \frac{V_1^2 - V_0^2}{2} - W(V_1 \sin a_1 - V_0 \sin a_0) \right] = \varpi Q h + F_x W$$

d'où :

$$F_x = -\frac{\varpi}{g} Q (V_1 \sin a_1 - V_0 \sin a_0).$$

*Troisième cas — surface en mouvement de rotation —*  
(Fig. 7). — Si la surface solide, qui comprend le tronc de

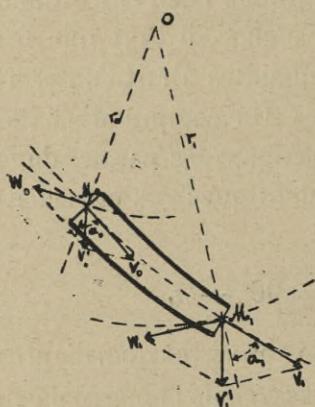


Fig. 7.

courant, peut tourner autour d'un axe passant par O et normal à la direction des filets liquides, elle prendra un mouvement de rotation par l'effet de la réaction sur le récipient, due au mouvement relatif du courant. Dans ces conditions les vitesses d'entraînement  $W_0$  et  $W_1$  seront normales aux rayons  $M_0 O = r_0$  et  $M_1 O = r_1$ , et, si  $\varepsilon$  est la vitesse angulaire, elles seront exprimées par :

$$W_0 = \varepsilon \cdot r_0 ; W_1 = \varepsilon \cdot r_1.$$

En désignant par  $\alpha_0$  et  $\alpha_1$  les angles de  $r_0$  et  $r_1$  avec les vitesses moyennes relatives  $V_0$  et  $V_1$ , et par  $V_0'$  et  $V_1'$  les vitesses absolues, on aura aussi :

$$\left. \begin{aligned} V_0'^2 &= V_0^2 + W_0^2 - 2V_0 W_0 \sin \alpha_0 \\ V_1'^2 &= V_1^2 + W_1^2 - 2V_1 W_1 \sin \alpha_1 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

En outre, par application du principe de l'énergie de la même façon qu'au cas précédent, on pourra écrire l'équation :

$$\frac{\varpi}{g} Q \frac{V_1'^2 - V_0'^2}{2} = \varpi Q h - \frac{\varpi Q}{g} \int_{r_0}^{r_1} \varepsilon^2 \cdot r dr + M \cdot \varepsilon,$$

où, par le produit du moment M de la réaction par rapport à l'axe de rotation et de la vitesse angulaire  $\varepsilon$ , on a indiqué le travail de la réaction dans le sens tangentiel :

quant au terme  $-\frac{\varpi}{g} Q \int_{r_0}^{r_1} \varepsilon^2 \cdot r dr$ , il représente le travail de la force centrifuge.

Par les précédentes expressions de  $V_1'^2$  et  $V_0'^2$ , considérant que  $h = \frac{V_1'^2 - V_0'^2}{2g}$ , on trouve :

$$M\varepsilon = \frac{\sigma}{g} Q [W_1'^2 - W_0'^2 - (V_1 W_1 \sin a_1 - V_0 W_0 \sin a_0)],$$

ce que l'on peut aussi écrire :

$$M\varepsilon = -\frac{\sigma}{g} Q [W_1 (V_1 \sin a_1 - W_1) - W_0 (V_0 \sin a_0 - W_0)]. \quad (22)$$

De cette équation on déduit :

$$M = -\frac{\sigma Q}{g} [r_1 (V_1 \sin a_1 - r_1 \varepsilon) - r_0 (V_0 \sin a_0 - r_0 \varepsilon)]. \quad (23)$$

Il résulte de cette expression que le moment de la réaction, et par conséquent cette réaction, ne dépend que des angles d'entrée et de sortie de l'eau, quelle que soit la forme de la surface entre les sections  $M_0$  et  $M_1$ .

Les formules précédentes sont applicables seulement, comme on l'a déjà fait observer, dans le cas où l'eau vient en contact avec la surface solide sans chocs ou brusques déviations des filets ; on doit chercher à observer cette condition dans les moteurs hydrauliques à aubes.

L'expression du travail transmis par un courant à une surface en mouvement, dans la forme indiquée plus haut, correspond à la formule de Rankine, connue depuis plusieurs années en Angleterre et en Amérique.

Du parallélogramme des vitesses (fig. 8), si  $a_0$  et  $a'_0$  sont les angles de la vitesse relative  $V_0$  et de la vitesse absolue  $V_0'$  avec la normale à la

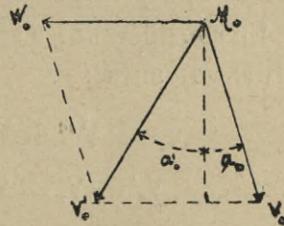


Fig. 8.

vitesse d'entraînement  $W_0$ , nous obtiendrons les relations trigonométriques suivantes :

$$\left. \begin{aligned} V_0' \sin a_0' &= W_0 - V_0 \sin a_0 \\ V_0 \cos a_0 &= V_0' \cos a_0' \\ \frac{V_0'}{W_0} &= \frac{\cos a_0}{\sin (a_0 + a_0')} \\ \frac{V_0}{W_0} &= \frac{\cos a_0'}{\sin (a_0 + a_0')} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

Pour la section  $M_1$  on pourra écrire des relations analogues.

*Quatrième cas* — vase tournant autour de son axe (fig. 9).

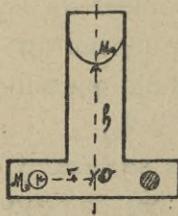


Fig. 9.

— Considérons le cas particulier d'un vase prismatique, pouvant tourner autour de son axe vertical et ayant dans la paroi verticale un orifice à la distance  $r$  de l'axe. Par l'effet de l'écoulement par cet orifice, le récipient supportera une réaction, par suite de laquelle nous supposons qu'il se produit un mouvement de rotation uniforme, de vitesse angulaire  $\varepsilon$ .

Dans ces conditions, on sait que la surface libre de l'eau prend la forme d'un paraboloides de révolution dont le sommet se trouve à une hauteur  $h$  au-dessus du centre de l'ouverture.

En considérant les surfaces limites du tronc de courant  $M_0 M_1$ , on aura :

$$\begin{aligned} W_0 &= V_0 = 0 ; a_1 = 90^\circ ; \\ V_0' &= V_1 - W_1 ; V_1 = K\sqrt{2gh + W_1^2}, \end{aligned}$$

en tenant compte de la surcharge dépendant de la force centrifuge et du coefficient de vitesse  $K$ .

Par l'expression du travail de la réaction, on aura (22) :

$$M\varepsilon = - \frac{\varpi Q}{g} W_1 (V_1 - W_1)$$

où :

$$W_1 = r_1\varepsilon ; V_1 = K\sqrt{2gh + W_1^2} ; Q = \mu\Omega V_1,$$

$\mu$  = coefficient de débit et  $\Omega$  = aire de l'orifice d'écoulement.

Si R est la réaction on aura aussi :

$$M\varepsilon = RW_1$$

d'où résultera :

$$R = - \frac{\varpi Q}{g} (V_1 - W_1)$$

ou bien :

$$R = - \frac{\varpi}{g} \mu\Omega V_1 (V_1 - W_1). \quad (25)$$

De la condition de valeur maximum du produit  $W_1(V_1 - W_1)$  en rapport avec  $W_1$ , on pourra déduire l'expression de cette vitesse correspondant au travail maximum.

S'il y a de petits tuyaux d'écoulement en nombre  $n$  (au lieu d'un seul), on devra tenir compte, dans les formules précédentes, de la valeur du débit :

$$Q = n.\mu.\Omega V_1.$$

*Cinquième cas — obstacles.* — S'il s'agit de l'impulsion d'une veine liquide contre un obstacle, fixe ou mobile, les formules d'hydraulique y relatives peuvent, en pratique, se résumer de la manière suivante :

a) *Impulsion d'une veine liquide isolée avec vitesse d'arrivée U et section  $\Omega$ , contre un obstacle plat, qui se déplace avec une vitesse  $\pm W$  et est incliné sur la direction de la veine d'un angle  $\alpha$  (fig. 10).*

Soit  $\beta$  l'angle d'inclinaison du plan heurté sur l'horizontale ; P, le poids de l'eau comprise entre les sections

AB et CD ; l'impulsion S, dans la direction normale au plan sera exprimée par :

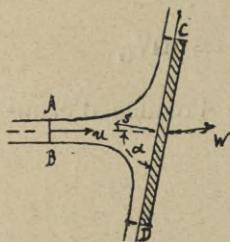


Fig. 10.

$$S = P \cos \beta + 2\varpi\Omega \frac{(U \mp W)^2}{2g} \sin \alpha \quad (26)$$

et cela dans l'hypothèse que la veine s'infléchit sur le plan CD avec une vitesse parallèle à ce dernier. Si le plan est vertical on aura  $\beta = 90^\circ$ , et par conséquent :

$$S = 2\varpi\Omega \frac{(U \mp W)^2}{2g} \sin \alpha. \quad (27)$$

Enfin, si le jet est horizontal et le plan vertical, S deviendra :

$$S = 2\varpi\Omega \frac{(U \mp W)^2}{2g}. \quad (28)$$

b) *Impulsion d'une veine horizontale, de section  $\Omega$  et de vitesse d'arrivée U, contre un obstacle plan ou courbe (concave ou convexe) sur le même axe de la veine, l'obstacle se mouvant horizontalement avec la vitesse  $\pm W$  en sorte que les filets liquides l'abandonnent sous l'angle  $\delta$  (fig. 11).*

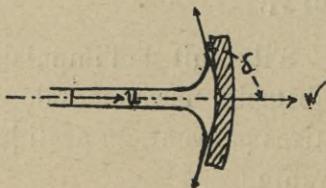


Fig. 11.

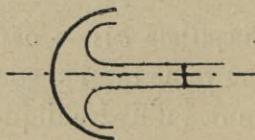


Fig. 12.

L'expression de cette impulsion sera :

$$S = 2\varpi\Omega (1 - \cos \delta) \frac{(U \mp W)^2}{2g} \quad (29)$$

Si l'obstacle est concave, comme un hémisphère creux

(fig. 12), de telle sorte qu'on ait  $\delta = 180^\circ$ , l'impulsion sera :

$$S = 4\omega\Omega \frac{(U \mp W)^2}{2g} \quad (30)$$

Pour les plaques planes, abandonnées par la veine sous des angles  $\delta$  inférieurs à  $90^\circ$ , la veine ayant le diamètre  $d$  et les plaques les diamètres :

$$D_1 = 2,66d, D_2 = 2d, D_3 = 1,50d,$$

Bidone a trouvé expérimentalement les valeurs suivantes des impulsions :

$$S_1 = 2,09 \omega\Omega \frac{U^2}{2g}$$

$$S_2 = 1,92 \omega\Omega \frac{U^2}{2g}$$

$$S_3 = 1,56 \omega\Omega \frac{U^2}{2g}.$$

L'obstacle se mouvant avec la vitesse  $W$  sous l'action de l'impulsion  $S$ , le travail correspondant sera exprimé par :

$$\begin{aligned} L = S.W &= 2\omega\Omega (1 - \cos \delta) W \frac{(U - W)^2}{2g} = \\ &= \frac{\omega}{g} QW (U - W) (1 - \cos \delta) \end{aligned} \quad (31)$$

expression où l'on a remplacé par  $Q$  le produit :

$$\Omega (U - W)$$

qu'on peut considérer comme le débit qui heurte effectivement l'obstacle mobile.

Par la condition du maximum de  $L$  pour la variable  $W$ , en supposant  $Q$  et  $\delta$  constants, on aura :

$$W = \frac{1}{2} U. \quad (32)$$

Par conséquent, pour obtenir le travail maximum

d'une veine, il faut que l'obstacle prenne une vitesse égale à la moitié de la vitesse de la veine.

Si au contraire nous regardons  $\Omega$  et  $\delta$  comme constants, on déduit de la dérivée de la formule (31) par rapport à la variable  $W$  et pour la condition du travail maximum :

$$W = \frac{1}{3} U. \quad (33)$$

Ces dernières conditions trouvent leur application dans la théorie des moteurs hydrauliques.

---

## CHAPITRE II

# ÉNERGIE MÉCANIQUE DES COURANTS D'EAU

### § 5. — DÉFINITIONS

**Travail.** — En mécanique, on appelle *travail d'une force* le produit de son intensité par le chemin parcouru par son point d'application dans la direction de la force : ce travail est positif si la projection du déplacement a la direction de la force, négatif dans le cas contraire.

Pour la signification industrielle du travail, qu'on appelle aussi énergie (*hydraulique, électrique, etc.*), on doit rechercher son effet utile, pour lequel le point d'application d'une résistance est obligé de parcourir un certain espace dans un temps donné.

**Unités de mesure.** — L'unité de mesure du travail mécanique est le *kilogrammètre*, correspondant à l'effort nécessaire pour élever un kilogramme à la hauteur d'un mètre.

Dans la pratique, on adopte plus communément pour unité d'énergie 75 kilogrammètres, qu'on appelle *cheval-vapeur* quand ce travail est fait en une seconde.

On se sert aussi d'autres unités de mesure dans le système de *mesure absolue* ou *centimètre-gramme-seconde* (C. G. S.) : on prend pour unité de force la *dyne* qui, agissant sur un gramme, lui imprime l'unité d'accéléra-

tion, c'est-à-dire une augmentation de vitesse d'un centimètre en une seconde.

Dans nos latitudes, le kilogramme correspond à 980.000 dynes.

Le travail d'une dyne, qui déplace son point d'application d'un centimètre en une seconde, s'appelle *erg*, et pour l'unité pratique de l'énergie on prend le *watt*, c'est-à-dire 10 millions de ergs ou un *joule* en une seconde.

En comparant les deux systèmes nous aurons :

Cheval-vapeur (HP) =  $736 \times 10^7$  ergs = 736 watts ;

watt = 0,00136 HP.

**Énergie hydraulique** (1). — Pour un volume Q d'eau (débit en mètres cubes et à la seconde) et une hauteur de chute H (en mètres) le travail correspondant sera :  $\varpi QH$  kilogrammètres ( $\varpi$ , poids spécifique de l'eau, en moyenne égal à 1000) ou en HP :

$$L = \frac{\varpi QH}{75}, \quad (34)$$

que nous appellerons *énergie* ou *puissance hydraulique*, en relation avec le débit Q et la chute H.

**Analogie avec l'énergie électrique.** — Il y a de l'analogie entre la force hydraulique et l'énergie électrique, qui est aussi le produit d'une force, intensité I du

(1) Aujourd'hui on emploie universellement le nom de *houille blanche* pour désigner l'énergie hydraulique. M. Bergès, propriétaire des importantes papeteries de Lancey, près Grenoble, qui a proposé ce nom, écrivait dans une notice publiée à l'occasion de l'Exposition universelle de 1889 : « J'ai voulu employer ce mot pour frapper l'imagination et signaler avec vivacité que les montagnes et les glaciers peuvent, étant exploités en force motrice, être, pour leur région et pour l'Etat, des richesses aussi précieuses que la houille des profondeurs. L'utilisation du ruisseau de Lancey, que j'ai commencée il y a vingt ans et que je poursuis sur une hauteur de 2.000 mètres, en est une preuve expérimentale. »

courant, par une différence  $E$  de potentiel : on l'exprime en watt ou en IP.

L'unité d'intensité du courant est l'*ampère*, produit par la force électromotrice d'un *volt* dans un conducteur de résistance égale à un *ohm* ; l'*ampère* est  $\frac{1}{10}$  de l'unité de courant dans le système C. G. S. et correspond à un courant qui, passant à travers une solution de nitrate d'argent, dépose l'argent à raison de 0 gramme 001118 par seconde.

L'unité de force électromotrice est le *volt*, soit  $\frac{1.000}{1.434}$  de la différence de potentiel de la pile voltaïque, connue sous le nom de pile Clark, à 15° centigrades ; il est égal à 10<sup>8</sup> unités absolues électromagnétiques, tandis que l'unité de résistance (*ohm*) correspond à la résistance d'une colonne de mercure à la température de 0° centigrade, du poids de 14 grammes 4521 et de 106,3 centimètres de longueur.

Dans le système d'unités d'énergies électriques, le *watt* est le produit d'un ampère par un volt, c'est-à-dire 10<sup>7</sup> ergs par seconde.

#### § 6. — ÉNERGIE D'UN COURANT D'EAU A RÉGIME PERMANENT

**Expression générale.** — Supposons un courant d'eau dans les conditions de régime permanent indiquées au § 1<sup>er</sup> et considérons deux sections transversales aux distances  $s_0$  et  $s_1$  d'une section initiale. Soient :

$H$ , la hauteur de chute entre les deux sections ;

$U_0$  et  $U_1$ , les vitesses moyennes ;

$p_0$  et  $p_1$ , les pressions unitaires ;

$Q$ , le débit et  $\varpi Q$ , le poids correspondant.

Nous appellerons *énergie* ou *puissance totale* du tronc de courant le produit :

$$\varpi Q \left[ H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} \right].$$

D'après la formule (7),  $\Sigma\zeta$  étant la somme des pertes de charge, on a :

$$\varpi Q \left[ H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} \right] = \varpi Q \Sigma\zeta, \quad (35)$$

d'où l'on déduit que :

*Dans un tronc de courant à régime permanent, l'énergie hydraulique est égale à la somme de tous les travaux absorbés par les différentes pertes de charge, dépendant des frottements ou autres causes perturbatrices du mouvement.*

Mais, si on suppose insérée dans le tronc de courant une de ces machines que nous appelons *récepteurs hydrauliques*, capables d'utiliser l'énergie hydraulique, cette interposition produira un phénomène analogue à l'introduction d'une de ces résistances auxquelles correspondent les pertes de charge.

Si donc on désigne par  $\varpi.Q.h_m$  la partie de puissance hydraulique effectivement utilisée par le récepteur,  $h_m$  sera la hauteur de charge qu'il faudra considérer comme perdue si l'introduction du récepteur, dans le mouvement libre du courant, est assimilée à une résistance interposée.

Le terme  $\varpi Q.h_m$  sera compris dans le second membre de l'équation (35), et on pourra écrire :

$$\Sigma\zeta = h_m + \Sigma\zeta', \quad (36)$$

expression où  $\Sigma\zeta'$  désigne la somme des diverses pertes de charge, étant exceptée la charge utilisée par le récepteur.

Des formules (35) et (36) on déduira la suivante :

$$\varpi Q \left( H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta' \right) = \varpi Q h_m, \quad (37)$$

qui représente l'énergie hydraulique effectivement utilisable dans le tronc du courant.

L'équation (37) devient :

$$\varpi Q (H - \Sigma \zeta') = \varpi Q h_m, \quad (38)$$

lorsque le courant a pour origine un réservoir et pour décharge un récipient ou canal, de telle façon que l'on a :

$$U_1 = U_0 = 0,$$

et  $p_1 = p_0 =$  pression atmosphérique.

**Rendement hydraulique.** — En posant :

$$h_m = \eta' H,$$

le coefficient  $\eta'$  s'appelle le *rendement hydraulique* du récepteur se rapportant à la chute H.

**Energie hydraulique dans une section transversale.** — Si  $p$  et  $U$  sont respectivement la pression unitaire et la vitesse moyenne dans une section transversale, nous appellerons *énergie hydraulique du courant* dans cette section le produit :

$$\varpi Q \left( \frac{p}{\varpi} + \frac{U^2}{2g} \right)$$

Cette énergie est la somme de l'énergie potentielle :

$$\varpi Q \frac{p}{\varpi} \text{ et de l'énergie actuelle : } \varpi Q \frac{U^2}{2g}.$$

Dans le tronc de courant, compris entre les deux sections que nous avons précédemment considérées, l'énergie hydraulique dans la section initiale :

$$\left[ \varpi Q \left( \frac{p_0}{\varpi} + \frac{U_0^2}{2g} \right) \right]$$

peut être déterminée soit naturellement à l'aide d'une conduite sous pression et d'un réservoir d'origine, placé à une hauteur convenable, soit à l'aide de machines spéciales, par exemple une pompe, un bélier, etc.

Une de ces machines, devant engendrer dans la section initiale du tronc de courant une énergie hydraulique capable de se transformer de la manière indiquée, devra absorber l'énergie d'une autre source et être reliée à une autre machine motrice.

D'après l'équation (35), on a :

$$\varpi Q \left( \frac{p_0}{\varpi} + \frac{U_0^2}{2g} \right) = \varpi Q \left[ -H + \left( \frac{p_1}{\varpi} + \frac{U_1^2}{2g} \right) + \Sigma \zeta \right],$$

d'où résulte que, dans le cas d'une machine devant élever le débit  $Q$  d'eau à la hauteur  $-H$ , on doit engendrer dans la section initiale du courant une énergie hydraulique égale à l'énergie d'élévation ( $\varpi Q H$ ) augmentée des travaux perdus par les résistances dans la conduite élévatoire et du travail correspondant à la hauteur de charge effective  $\left( \frac{p_1}{\varpi} + \frac{U_1^2}{2g} \right)$  dans la section extrême de cette conduite.

#### § 7. — UTILISATION DES CHUTES D'EAU NATURELLES

**Généralités.** — On peut utiliser comme énergie hydraulique les eaux tranquilles des lacs, des réservoirs, ou les eaux courantes des ruisseaux, torrents, rivières, fleuves, etc.

Ces eaux proviennent principalement des pluies et par surcroît peuvent être alimentées par des sources souter-

raines. Toute eau superficielle peut être utilisée, si elle peut former un courant, dont l'énergie s'obtient par le déplacement d'un débit entre deux sections à différentes hauteurs.

L'Hydraulique pratique donne les méthodes à suivre dans les travaux *de dérivation d'eau pour force motrice*.

Tout en renvoyant aux traités spéciaux d'hydraulique et de constructions hydrauliques pour l'étude des détails relatifs à ces travaux, nous croyons nécessaire de relever brièvement quelques indications générales, qui permettront de mieux comprendre ce que nous allons exposer sur les machines hydrauliques.

**Dérivations d'eau pour force motrice.** — Dans une dérivation pour force motrice, l'eau peut provenir soit d'un cours naturel, soit d'un réservoir qui peut être établi artificiellement au moyen d'une digue retenant les eaux pluviales d'un bassin.

Dans les deux cas, il faudra étudier d'abord les conditions udométriques et hydrométriques locales, pour connaître les variations de débit pendant les périodes des crues, des eaux moyennes et des étiages.

Puisque la puissance hydraulique dépend de la chute et du débit, en cas de variations sensibles de ces éléments, on comptera sur les valeurs relatives à l'étiage, avec installation supplémentaire de moteurs à vapeur s'il est nécessaire.

Dans le choix des moteurs, on donnera la préférence aux types capables de conserver les conditions d'un bon rendement en rapport avec les variations de débit ou de hauteur, conformément aux indications que nous donnerons plus tard.

Une fois établies la *prise d'eau* et la *décharge*, on tracera

l'axe de la conduite de dérivation d'après les conditions locales ; la hauteur qu'on pourra utiliser sera la différence entre la chute totale et les différentes pertes de charge rencontrées par le courant.

Soit  $H_0$  la hauteur totale d'une chute d'eau,  $H$  la hauteur utile et  $\Sigma h$  la somme des pertes de chute, on pourra écrire :

$$H = H_0 - \Sigma h.$$

Lorsque l'eau est dérivée d'un cours naturel, on peut ordinairement distinguer, dans l'ensemble des travaux de dérivation, les parties suivantes (fig. 13) :

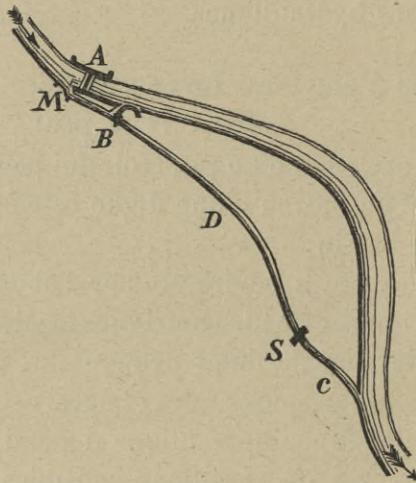


Fig. 13.

a) Le *barrage* A que l'on établit quand il est nécessaire d'élever la surface de l'eau du fleuve ou du torrent ; il pourra être fixe, ou en partie fixe et en partie mobile, en bois ou en fer (types Chanoine, Poirée, etc.) et avoir une décharge de fond.

b) Le *canal modérateur* M, construit quand il est nécessaire de favoriser le dépôt de matières entraînées par les eaux : une des berges de ce canal fonctionne en général

comme déversoir, et il peut aussi avoir une décharge de fond.

c) L'écluse B à un ou plusieurs orifices, munis de vanes et avec un déversoir, placé ordinairement de côté.

d) Le canal d'aménée D, qui va de l'écluse à la chambre de charge des moteurs.

e) L'usine des moteurs S, dans laquelle sont placées les machines qui reçoivent l'énergie hydraulique. Elle comprend aussi un *régulateur* reliant le canal d'aménée au canal de fuite et formé d'un déversoir et d'une écluse, pour régler l'afflux aux moteurs.

f) Le canal de fuite C, par lequel l'eau reprend son cours naturel, après avoir traversé les moteurs.

g) L'établissement industriel, où l'on utilise la force motrice et qui peut comprendre l'édifice des moteurs; la force alors lui est transmise directement.

S'il se trouve à petite distance, l'énergie lui arrive par transmission rigide ou flexible; si enfin la distance est considérable, on a recours à la transmission de l'énergie électrique, en réunissant les moteurs hydrauliques aux dynamos génératrices. Le travail mécanique est ainsi transformé en énergie électrique, qui est transmise à distance aux moteurs électriques de l'établissement industriel.

Nous renvoyons aux traités d'hydraulique pratique pour ce qui concerne les sections des canaux et des tuyaux, les dimensions des orifices, etc.

#### § 8. — UTILISATION INDUSTRIELLE DE L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE

**Organisation des services hydrauliques.** — Le problème de l'utilisation des chutes d'eau a pris de nos

jours une importance exceptionnelle chez toutes les nations civilisées, à la suite des progrès récents de l'électrotechnique, surtout en ce qui concerne le transport de l'énergie à grandes distances. (On a atteint 250 kilomètres avec des courants alternés à 50.000 volts, et l'on fait de sérieuses recherches pour dépasser cette distance).

Si l'industrie, comme on le répète, est faite de fer et se nourrit de charbon, il est clair que les pays qui payent à d'autres un tribut annuel de plusieurs millions pour la fourniture de la houille s'ingénieront à tirer parti de leurs forces naturelles pour le fonctionnement de leurs industries.

Mais, pour résoudre un tel problème, il faut évaluer les énergies hydrauliques existantes et établir les avantages de ces forces motrices transformées en énergie électrique sur d'autres énergies (vapeur, gaz, pétrole, gaz pauvres, etc.).

Par suite de la grande importance des cours d'eau naturels, comme élément d'économie sociale, la tâche des gouvernements est d'organiser les services hydrauliques, non seulement pour les travaux de régularisation des fleuves, rivières et torrents, mais aussi pour rassembler les données nécessaires aux études de leur puissance hydraulique.

Chaque nation civilisée doit donc dresser un *cadastre* des eaux publiques, suivant un critérium répondant aux exigences modernes. Il contiendra non seulement les concessions existantes, mais aussi toutes les améliorations possibles et les concessions nouvelles en rapport avec les avantages économiques de l'aménagement des cours d'eau.

Il sera donc nécessaire que les éléments relatifs aux cours d'eau naturels soient relevés systématiquement,

et que des expériences soient faites de telle sorte, qu'en coordonnant les résultats des observations udo-hydrométriques, on puisse obtenir les données relatives au régime des différents fleuves et torrents. Un tel travail doit s'étendre à toutes les contrées montagneuses, qui peuvent fournir des forces considérables avec une grande économie de frais dans les travaux de dérivation.

Les principales nations, il faut le reconnaître, n'ont point encore donné une direction unique et rationnelle à la réorganisation des services hydrauliques.

En France, par exemple, à l'heure actuelle, les services hydrauliques des rivières navigables dépendent du *Ministère des Travaux publics*, ceux des rivières non navigables du *Ministère de l'Agriculture*, enfin les torrents de montagnes sont dans les attributions de l'administration des *Eaux et forêts*,

En Italie, le service pluviométrique dépend de l'*Office central de Météorologie et de Géodynamique*, dont le siège est à Rome, tandis que le *Ministère des Travaux publics* pourvoit au service hydrométrique.

L'Autriche nous donne l'exemple de la réunion de tous les services hydrauliques, les sections hydrographiques de chaque province dépendant de l'*Office central hydrographique*, dont le siège est au *Ministère de l'Intérieur* à Vienne.

**Prix de l'énergie hydraulique.** — Quant aux avantages industriels, il est nécessaire, dans les pays où les eaux naturelles abondent, d'encourager toute initiative de substitution de l'énergie hydro-électrique à celle du charbon.

Il ne faut cependant pas exagérer en généralisant outre mesure les conséquences que l'on pourrait tirer des don-

nées statistiques sur les installations déjà faites, car, si ces données peuvent être utiles pour des déterminations dans des cas analogues, on ne doit pas s'en servir avant d'avoir établi la partie effectivement utilisable de l'énergie potentielle de chaque cours d'eau, en se basant sur les circonstances locales et les conditions économiques de l'exécution des travaux de dérivation.

S'il est possible aujourd'hui d'utiliser dans des conditions favorables l'énergie hydro-électrique en grande quantité jusqu'à une centaine de kilomètres de distance, cet avantage décroît rapidement avec la diminution de puissance et avec l'augmentation de la distance.

Après ces indications, nous croyons utile d'ajouter quelques données statistiques.

L'ingénieur Saldini tâcha d'établir, dès 1897, un rapport entre le prix de l'énergie obtenue par les moteurs thermiques et celui de l'énergie hydro-électrique produite dans les installations les plus importantes, existant alors, ou à obtenir de celles qui étaient en construction ; il se borna à une intéressante communication au Collège des ingénieurs de Milan, en tenant compte des progrès faits par les machines à vapeur, à air, à gaz et à pétrole.

Il trouva pour les moteurs thermiques, par cheval-vapeur et par an, avec un fonctionnement de 3.000 heures, une dépense d'entretien qui, de 1.450 fr. pour les moteurs de un HP effectif, descendait à 150 fr. pour les moteurs de 500 HP effectifs, en comptant : le prix du charbon à 35 fr. par tonne ; 5 0/0 d'intérêt sur le capital d'installation ; 3 0/0 d'amortissement sur le prix de l'édifice ; 8 0/0 sur celui des machines et des chaudières, sans évaluer les frais annuels pour réparations.

Pour les grandes installations existantes (de 10 à 12 mille HP), il évalua à 600 fr. le prix effectif du cheval

hydraulique sur l'arbre des turbines et à 1.100 fr. le prix du cheval électrique à la station recevante.

Ce dernier prix résulte du calcul suivant :

Etudes, concessions, constitution de la société et frais généraux. . . . .	100 fr.
Travaux hydrauliques, bâtiments principaux. . . . .	400 »
Turbine, tuyaux, vannes, grilles . . . . .	100 »
Dynamos, tableaux de distribution, fils conducteurs. . . . .	200 »
Lignes principales, acquisitions de terrains, pilotis, matériaux de ligne avec accessoires, station réceptrice, transformateurs . . . . .	300 »
Total. . . . .	<u>1.100 fr.</u>

M. Saldini évaluait la dépense annuelle d'exploitation à 75 fr. par HP, y compris l'amortissement, l'entretien, les frais d'administration et les imprévus, de sorte qu'en ajoutant 5 0/0 pour les intérêts sur le capital de 1.100 fr., il obtenait 130 fr. pour prix annuel du cheval hydro-électrique à la station de distribution ou de consommation.

Ce calcul fut modifié en 1899 par la Commission chargée d'étudier en Italie l'application de la traction électrique aux chemins de fer à trafic limité.

Ne tenant pas compte des impôts et diminuant l'entretien, elle réduisait à 50 fr. les frais annuels et à 800 fr. le coût total du cheval hydro-électrique, de sorte que le coût annuel était de 90 fr.

Dans une note, publiée en 1898, dans les *Annales des Ponts et Chaussées*, M. Blondel arrive à des résultats analogues. Il démontre que la dépense par cheval hydro-électrique varie entre 500 et 1.000 fr., pouvant atteindre 1.500 fr. seulement quand il est nécessaire de créer les chutes.

Ainsi, l'ingénieur René Tavernier fait observer, à propos des forces hydrauliques des Alpes (*Annales des Ponts et Chaussées*, 1900), que, dans un rayon de 20 à 50 kilomètres, l'énergie hydro-électrique est plus économique que celle qui est demandée à la vapeur, si l'installation n'atteint pas 1.000 fr.

Beaucoup de calculs comparatifs ont été faits sur les machines à vapeur, les moteurs à gaz, les installations hydro-électriques, et ceux de l'ingénieur Von Miller, présentés au Congrès de la Société électro-chimique allemande (*Zeit. für Elektrochemie*) sont dignes d'attention, de même que ceux que l'ingénieur Verrotti publia dans une note insérée dans la « *Rivista tecnica delle Scienze* », en 1902.

A l'Institut américain des ingénieurs électriciens, le Dr Scheldon, en février 1902, donna sur cette question une série de conférences où il relevait, entre diverses données intéressantes, que le prix du cheval-année oscille, aux chutes du Niagara, entre 25 et 89 fr. et à Buffalo entre 156 et 260 fr. (1).

Il ne serait pas possible d'énumérer ici tous les élé-

(1) Nous croyons utile de donner quelques chiffres précis sur le prix unitaire concernant les plus importantes installations hydro-électriques faites en Italie.

*Installation de Puderno d'Adda* de la Société Edison : débit d'étiage, 45 m. c. ; hauteur de chute, 29 m. ; longueur de la ligne, 33 kilom. ; énergie hydraulique à la station de transformation, 10.500 HP effectifs ; dépense totale, 5.235.000 fr.

*Installation de Vizola* de la Société Lombarde : dérivation du Ticino de 23.000 HP nom. ; débit, 63 m. c. ; hauteur de chute, 28 m. ; dépense, 725 fr. par HP eff. à la station de transformation, en supposant un rendement moyen de 60 0/0.

Dans les installations moins importantes de Funghera, Bussoleno, Straminello, faites par la Société d'Electricité de la Haute-Italie, la dépense, pour unité de force hydro-électrique, est de 950 à 1.000 fr. par HP eff. pour des longueurs de ligne de 35 à 90 kilom.

ments qui se trouvent réunis dans les dits mémoires et dans d'autres traités publiés sur le même sujet.

Nous dirons seulement, pour conclure, que l'on discute encore sur l'avantage de se servir de l'énergie hydraulique avec transport de force à distance, par le moyen du courant électrique, comparativement avec l'emploi de machines thermiques.

Les plus importantes sociétés de construction de ces dernières machines s'efforcent de les perfectionner pour leur donner une supériorité certaine, et il faut reconnaître que, pour les moteurs à gaz pauvre, on a réussi à garantir un maximum de dépense annuelle par HP inférieur à la dépense du cheval hydro-électrique, même pour des forces limitées.

Il faut aussi reconnaître que les machines électriques, par le perfectionnement des moyens de production, paraissent tendre vers une réduction sensible du prix de revient.

---

## CHAPITRE III

# MACHINES HYDRAULIQUES ET TRANSMISSION DE L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE PAR L'EAU SOUS PRESSION

### § 9. — GÉNÉRALITÉS SUR LES MACHINES HYDRAULIQUES

**Définitions.** — Les machines hydrauliques peuvent être destinées à recevoir et à rendre disponible une puissance hydraulique, ou à transformer en travail hydraulique une autre énergie mécanique. En conséquence, nous distinguerons les *récepteurs hydrauliques*, dans lesquels l'eau agit comme force motrice, des autres machines hydrauliques où le mouvement de l'eau est le but qu'on se propose d'atteindre : telles sont les pompes, dans lesquelles un travail mécanique produit dans une section d'un courant d'eau des conditions données de vitesse et de pression.

Comme toute autre machine, les machines hydrauliques sont formées de corps résistants, disposés de manière à recevoir et transformer le mouvement sous l'action d'une force naturelle, pour exécuter un travail mécanique.

Un *récepteur* qui reçoit l'énergie hydraulique d'un courant d'eau pour la rendre disponible, fonctionne comme machine de transport de mouvement et s'appelle *moteur hydraulique*.

Au contraire, les récepteurs qui utilisent directement l'énergie hydraulique sont de vraies machines *opératrices*; par exemple les machines élévatoires à colonne d'eau.

Dans un *moteur hydraulique*, on doit distinguer : le *distributeur* par lequel l'eau est dirigée sur les organes mobiles ; le *récepteur*, qui reçoit l'action du courant d'eau et qui peut être formé d'une roue (roues hydrauliques, turbines) ou d'un piston mobile dans un cylindre (moteurs à pression hydraulique).

Dans les autres machines hydrauliques, il y a aussi le *distributeur*, qui apporte l'eau à l'*opérateur*, par lequel la force motrice agit sur le courant d'eau. Appartiennent à cette catégorie de machines les *pompes*, avec opérateur à piston ou à roue, et les *béliers*, qu'on peut aussi considérer comme de vrais récepteurs.

Enfin, on peut aussi comprendre dans la catégorie générale des machines hydrauliques les *propulseurs hydrauliques* (à aube ou à hélice) qui sont adoptés pour la navigation.

**Equation fondamentale.** — Avant de commencer l'étude des récepteurs hydrauliques, il est utile de donner quelques développements sur les principes généraux de mécanique qui trouvent leur application dans les cas particuliers que nous étudierons dans la suite.

En considérant une machine hydraulique comme un système de corps résistants en mouvement, on aura par l'application du principe des forces vives :

$$\frac{1}{2} \Sigma mV^2 - \frac{1}{2} \Sigma mV_0^2 = L_m - L_u - L_r, \quad (40)$$

équation où :

$V$  et  $V_0$  sont les vitesses du point matériel de masse  $m$  aux temps  $t$  et  $t_0$ , et par conséquent  $\frac{1}{2} \Sigma mV^2$  et  $\frac{1}{2} \Sigma mV_0^2$

les valeurs de l'énergie cinétique de toute la machine dans les mêmes instants ;

$L_m$  est le *travail moteur* correspondant à la force naturelle et dans lequel est compris le travail de la gravité lorsqu'il y a abaissement du centre de gravité de la machine ;

$L_u$  est le *travail utile* ;

$L_r$  est le *travail perdu* par les différentes résistances passives, y compris celui qui correspond aux oscillations de certaines parties ou à l'élévation du centre de gravité.

Dans toutes les machines, on a toujours :

$$L_u < L_m,$$

et dans l'état de *régime* uniforme ou périodiquement uniforme :

$$L_m = L_u + L_r. \quad (41)$$

Le *rendement organique* de la machine est le rapport :

$$m = \frac{L_u}{L_m} = 1 - \frac{L_r}{L_m}. \quad (42)$$

**Expressions du travail moteur et du travail utilisé.** — Le travail moteur  $L_m$  d'un récepteur hydraulique, interposé dans un tronc de courant, correspond à l'énergie hydraulique utilisable qui a pour expression (§ 6) :

$$L_m = \varpi Q \left[ H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta' \right] \quad (43)$$

où :

$Q$  est le débit par seconde ;  $H$  la hauteur de chute entre les deux sections extrêmes du tronc de courant ;  $p_1$  et  $p_0$ ,  $U_1$  et  $U_0$  les pressions et les vitesses moyennes dans les mêmes sections ;  $\Sigma \zeta'$  la somme des pertes de charge.

En posant :

$$h_m = \frac{L_m}{\varpi Q} \text{ (hauteur de chute utilisable),}$$

$$h_u = \frac{L_u}{\varpi Q} \text{ (hauteur de chute utilisée),}$$

$$h_r = \frac{L_r}{\varpi Q} \text{ (hauteur de chute absorbée par les résistances),}$$

on aura, dans le cas du mouvement permanent (41) :

$$L_u = L_m - L_r$$

et

$$h_u = H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta' - h_r. \quad (44)$$

**Rendement.** — D'après la formule (42), pour le *rendement organique d'un récepteur*, on aura en général :

$$m = 1 - \frac{h_r}{h_m} = 1 - \frac{h_r}{H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta'}. \quad (45)$$

Dans la pratique, pour un moteur hydraulique avec chambre de charge à surface libre et canal de fuite découvert, on appelle *rendement économique* le rapport  $\eta$  du travail utilisé  $L_u$  sur l'arbre au travail moteur total  $L$ , représenté par le produit du poids de l'eau ( $\varpi Q$ ) par sa descente, indépendamment des pertes de vitesse et de charge, c'est-à-dire que :

$$\eta = \frac{L_u}{L}, \quad (46)$$

où :

$$L = \frac{\varpi Q H}{75} \text{ (puissance hydraulique nominale en HP),}$$

$$L_u = \frac{\varpi Q h_u}{75} \text{ (puissance hydraulique utilisée en HP),}$$

D'après l'expression (44), faisant  $p_1 = p_0$ , on aura aussi :

$$\eta = 1 - \frac{1}{H} \left( \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} + \Sigma \zeta' + h_r \right), \quad (47)$$

d'où l'on déduit que, pour le rendement maximum d'un moteur hydraulique, il faut que l'eau y entre sans choc, n'y soit soumise à aucune agitation tumultueuse, en sorte avec une vitesse très petite, et que les résistances passives de la machine soient réduites au minimum. Si l'on néglige le terme  $h_r$ , on a le *rendement hydraulique*  $\eta'$  :

$$\eta' = 1 - \frac{1}{H} \left[ \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} + \Sigma \zeta' \right]. \quad (48)$$

#### § 10. — PRINCIPES FONDAMENTAUX DE LA THÉORIE DES RÉCÉPTEURS HYDRAULIQUES

**Equation générale.** — L'action motrice du courant d'eau sur les parties mobiles d'un récepteur peut avoir différentes formes suivant les dispositions particulières qu'on adopte.

L'eau peut agir : en vertu de son poids ; par l'impulsion d'une veine contre des surfaces mobiles ; par l'action d'un courant sur des surfaces courbes mobiles qui en modifient la direction graduellement ; et enfin par pression directe sur la surface d'un piston se mouvant dans une enveloppe.

Il en résulte que la puissance hydraulique est reçue par un récepteur à l'état ou d'énergie cinétique ou d'énergie potentielle, et ces différentes formes d'action peuvent aussi se trouver réunies.

Le récepteur et le courant d'eau qui lui fournit l'énergie hydraulique peuvent être séparés ou former comme un corps unique, lorsque le courant se trouve complètement enfermé dans une enveloppe.

Dans les *moteurs hydrauliques*, l'action motrice a toujours la forme d'un mouvement de rotation autour d'un

axe (*arbre du moteur*). Si le régime du moteur est uniforme, le moment des forces actives, par rapport à son axe, doit être égal au moment des résistances, et on peut écrire (41) :

$$M = M_u + M_r, \quad (49)$$

équation où l'on désigne par :

M le moment de la force motrice par rapport à l'axe ;  
 si  $L_m$  est le travail moteur et  $\varepsilon$  la vitesse angulaire, on sait que  $L_m = M\varepsilon$  ;

$M_u$  le moment de la force résistante, qui correspond au travail utile  $L_u = M_u \varepsilon$  ;

$M_r$  le moment résultant des couples des résistances passives (frottement de l'arbre sur ses appuis et de la roue mobile sur le fluide ambiant) par rapport à l'arbre ; on a aussi  $L_r = M_r \varepsilon$  .

L'équation (49) est l'équation générale des moteurs hydrauliques ; il faut, pour son application, connaître l'expression analytique de l'action de l'eau sur les organes mobiles de la machine.

**Théorie proposée par M. Rateau.** — Pour les moteurs formés d'une roue qui tourne autour de son axe dans un espace fermé (*turbo-machine*), M. Rateau déduit le moment M de l'application du *principe des quantités de mouvement*, en vertu duquel, en considérant comme un système matériel l'ensemble de la roue et de l'eau contenue dans ses canaux mobiles, on doit égaler M à la somme des dérivées des moments des quantités de mouvement par rapport à l'axe de tous les éléments des canaux mobiles de la turbine.

En conséquence, il établit l'équation :

$$M_u + M_r = \Sigma \frac{wq}{g} (r_0 a_0 - r_1 a_1) \quad (50)$$

où :

$g$  est l'accélération de la gravité terrestre ;

$\varpi q$  le débit en poids d'un filet du courant à travers la roue mobile ;

$r_0$  le rayon à l'entrée de ce filet dans la roue mobile ;

$a_0$  la projection de la vitesse absolue de ce filet à l'entrée de la roue mobile sur la direction de la vitesse d'entraînement  $\varepsilon.r_0$  ( $\varepsilon =$  vitesse angulaire) ;

$r_1$  le rayon semblable à la sortie ;

$a_1$  la projection semblable à la sortie ;

La somme  $\Sigma$  s'étend à tous les filets liquides qui composent le courant.

Si  $Q$  est le débit total à travers la roue mobile, on pourra, en donnant aux termes de la parenthèse une certaine valeur moyenne convenablement choisie, adopter l'équation suivante, au lieu de (50) :

$$M_u + M_r = \frac{\varpi Q}{g} (r_0 a_0 - r_1 a_1). \quad (51)$$

Avec la théorie proposée par M. Rateau, on a l'avantage de traiter en même temps de toutes les turbo-machines, c'est-à-dire des *turbines hydrauliques*, des *turbines atmosphériques* ou *moulins à vent*, des *pompes centrifuges*, des *ventilateurs* et des *hélices propulsives*.

Le même auteur, dans sa théorie, définit des *coefficients caractéristiques*, utiles à considérer pour toutes les turbo-machines.

Pour une turbine hydraulique, en particulier, en appelant *ouverture* le rapport

$$O = \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$$

( $Q =$  débit,  $H =$  hauteur nette de chute)

on a les définitions suivantes des cinq coefficients caractéristiques :

Rendement :

$$m = \frac{L_u}{L_m} ;$$

Coefficient manométrique :

$$\mu = \frac{gH}{U^2}$$

(U = vitesse périphérique de la roue) ;

Coefficient de débit :

$$\delta = \frac{Q}{U r^2}$$

(r = rayon extérieur de la roue) ;

Coefficient de travail :

$$\tau = \frac{g L_u}{\omega U^3 r^2}$$

Ouverture réduite :

$$\varphi = \frac{O}{r^2} = \frac{Q}{r^2 \sqrt{2gH}}$$

Pour les turbo-machines, notre auteur démontre que les valeurs des coefficients  $m$ ,  $\mu$ ,  $\delta$ ,  $\tau$  dépendent seulement de la valeur de l'ouverture réduite  $\varphi$  et sont indépendants de la vitesse de rotation et des dimensions de la roue mobile.

Par rapport à la *marche normale* du moteur, on aura des valeurs particulières des dits coefficients : si ces valeurs sont  $m_n$ ,  $\mu_n$ ,  $\delta_n$ ,  $\tau_n$ ,  $\varphi_n$ , pour la détermination des éléments principaux du moteur, on pourra calculer l'ouverture  $O = \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ , puis le rayon périphérique de la roue  $r = \sqrt{\frac{O}{\varphi_n}}$  et la vitesse périphérique  $U = \sqrt{\frac{gH}{\mu_n}}$ .

Dans les conditions de valeur maximum du rendement on aura aussi :

$$L_u = m_n \cdot \omega \cdot Q \cdot H.$$

Les valeurs  $m_n$ ,  $\mu_n$ ,  $\delta_n$ ,  $\tau_n$  et  $\varphi_n$  se déduiront dans chaque cas particulier des données pratiques déjà connues.

Dans la suite, pour la théorie générale des turbines hydrauliques, nous donnerons la préférence à une méthode plus simple, employée généralement par Bodmer dans son traité sur les moteurs hydrauliques, et nous appliquerons aux différents cas les expressions du travail du courant que nous avons données dans le § 4.

#### § 11. — PRINCIPES FONDAMENTAUX CONCERNANT LES MACHINES EMPLOYÉES POUR L'ÉLÉVATION DE L'EAU

**Travail moteur.** — Nous avons déjà fait observer (§ 6) qu'une machine destinée à engendrer dans la section initiale d'un courant d'eau une certaine énergie hydraulique doit utiliser l'énergie d'une autre machine, soit un moteur animal, hydraulique, à vapeur, électrique, etc.

Et si  $p_0$  est la pression et  $U_0$  la vitesse moyenne dans la section initiale du courant, le travail moteur nécessaire au mouvement sera :

$$L_m = \varpi Q \left( \frac{p_0}{\varpi} + \frac{U_0^2}{2g} \right).$$

Pour les machines élévatoires en particulier, ce travail moteur doit être égal à l'énergie hydraulique d'élévation par rapport à la hauteur utile  $H$ , augmentée de toutes les pertes et transformations de charge jusqu'à l'arrivée de l'eau à son niveau supérieur, et du travail perdu  $L_r$  par les résistances passives de la machine.

On aura donc :

$$L_m = \varpi Q (H + z) + L_r \quad (52)$$

où l'on a :

$$z = \frac{U_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} + \Sigma \zeta ;$$

$U_1$  = vitesse au niveau d'élévation ;

$p_1$  = pression au niveau d'élévation ;

$\Sigma \zeta$  = ensemble des pertes de charge du courant par les frottements dans les conduits d'aspiration et de refoulement et par le passage de l'eau à travers les différentes parties du générateur.

Dans les cas ordinaires, on a  $p_1 = 0$  pour la pression relative atmosphérique sur la surface libre de l'eau.

**Rendement.** — Le travail utile  $L_u$  par rapport à l'élévation de l'eau est :

$$L_u = \varpi Q H ;$$

on aura donc pour le *rendement de la machine élévatoire* le rapport :

$$\eta' = \frac{L_u}{L_m} = \frac{H}{H + z + \frac{L_r}{\varpi Q}} \quad (53)$$

Mais, si  $R$  est la puissance du moteur appliqué au générateur et  $\eta$  son rendement, on aura encore :

$$L_m = \eta R$$

et on déduira de l'équation (53) :

$$L_u = \eta \eta' R. \quad (54)$$

Le rendement du système formé de l'ensemble du moteur et de la machine élévatoire est donc le produit des rendements de ces deux machines, lesquelles peuvent

aussi composer une machine unique, ce qui a lieu dans les *récepteurs-élevatoires*.

La diminution du rendement des machines élevatoires est due principalement aux frottements des organes qui les composent, aux frottements du liquide dans les conduites, à la mise en liberté de l'air dissous, à la vaporisation de l'eau dans les vides, aux fuites, aux changements brusques de vitesse de l'eau, etc.

#### § 12. — TRANSMISSION DE L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE PAR L'EAU SOUS PRESSION

**Généralités.** — L'eau sous pression, dans un réseau de tuyaux, peut être employée comme énergie hydraulique au moyen de récepteurs appliqués aux branches de la conduite.

En ce cas on a une transmission d'énergie hydraulique, qui peut aussi actionner des appareils de grande puissance (grues, crics, presses, riveuses, etc.).

Pour cela, il faut alors atteindre une haute pression (de 50 à 150 atmosphères), et, ne pouvant songer à établir des réservoirs à air libre, qui devraient être placés à plus de 500 mètres au-dessus des prises d'eau, on a été conduit à employer les *accumulateurs hydrauliques*, qui doivent remplir des fonctions analogues à celles d'un volant.

Un accumulateur est formé d'un réservoir, de dimensions relativement restreintes, dans lequel la pression est produite par une charge qui agit sur l'eau par l'intermédiaire d'un piston. Le courant d'eau sous pression, dans le réseau de conduites, est produit par des pompes, et l'accumulateur, qui, à certains moments, emmagasine

l'excès d'eau, la fournit à d'autres moments aux récepteurs.

L'emploi industriel de l'eau sous pression a commencé par l'installation de la première grue hydraulique, faite en 1846, par Armstrong, dans ses ateliers d'Elswick, près Newcastle ; plus tard, ce moyen simple et économique de transmission de force à distance s'est généralisé.

Il permet notamment d'obtenir pendant quelques instants un travail considérable accumulé par les pompes travaillant d'une manière continue.

En employant l'eau comprimée, on a l'avantage de pouvoir réaliser une grande division de l'énergie hydraulique, fournie aux appareils dans les positions les plus convenables d'installation ; en outre, les manœuvres, n'exigeant pas de force de la part des ouvriers, peuvent s'opérer rapidement et présentent une grande sécurité ; dans les magasins, on évite aussi les chances d'incendie.

C'est seulement pour des appareils isolés, ou groupés sur une surface restreinte, que l'on peut adopter des pressions modérées (de 5 à 10 atmosphères), attendu que, pour de grandes distances, il faudrait des tuyaux de grands diamètres, très coûteux, pour réduire la perte de charge due au frottement.

En Angleterre, se sont formées de puissantes compagnies, qui ont établi des canalisations d'eau comprimée à 50 atmosphères aux prix variables de 1 fr. 274 à 0 fr. 438 par cheval-heure.

Le prix moyen de travail effectif produit par différentes installations importantes, par exemple les docks de Londres, est de 0 fr. 482 pour un travail effectif de 100.000 kilogrammètres.

En Italie, nous avons de très importantes installations d'eau sous pression dans le port de Gênes, dans l'établissement de Armstrong à Pozzuoli, près de Naples, et dans les aciéries de Terni, près de Rome.

Pour des renseignements sur le mode de transport et de distribution de l'énergie, on peut voir le mémoire de MM. Lambert et François (*Revue de mécanique*, 1903), dans lequel on trouve un aperçu comparatif très intéressant entre les grues hydrauliques et électriques au point de vue du fonctionnement, de la dépense de force motrice, du coût de premier établissement et d'entretien.

On dit que la transmission d'énergie par eau sous pression est *linéaire* si les moteurs se déchargent dans des canaux découverts ; au contraire, on appelle *cyclique*, la transmission dans laquelle l'eau, après avoir actionné les engins hydrauliques, retourne au point de départ.

Dans cette transmission cyclique, proposée par Reuleaux, on aura une *station de division* pour chaque moteur et, pour régler le fonctionnement en vue des différentes pressions dans les branches successives du cycle, il faudra adopter des appareils régulateurs ou des clapets mis en mouvement par l'eau elle-même.

Dans les grandes installations, il convient de placer un accumulateur au centre de chaque groupe de récepteurs hydrauliques.

Le port de Gênes donne un exemple notable de transmission hydraulique cyclique : l'eau, par les pompes de la station centrale, est fournie aux accumulateurs à la pression de 50 atmosphères, et de là est refoulée dans la conduite de distribution (en fer étiré) à laquelle sont appliqués les engins hydrauliques.

L'eau qui a travaillé retourne à la station centrale des pompes.

**Accumulateurs.** — Il y a deux espèces principales d'accumulateurs : à cylindre fixe et piston mobile, ou à piston fixe et cylindre mobile.

Si  $p$  est la pression à obtenir par unité de surface et  $\Omega$  la section du piston, le poids de la charge sera :

$$P = p\Omega. \quad (55)$$

Cette charge, dans le premier cas d'un piston plongeur, qui se déplace dans le cylindre en fonte vertical mis en communication avec les pompes foulantes, peut être formée d'une caisse en tôle remplie de pierres, de sable ou de fonte.

En appelant  $h$  la course totale du piston, le travail dépensé pour monter la charge à cette hauteur sera  $Ph$ , et, lorsque le corps de l'accumulateur contiendra le volume  $\Omega h$  d'eau à la pression  $p$  (c'est-à-dire que le travail disponible sera  $\frac{p}{\omega} \Omega h$ ), un système de déclenchement automatique arrêtera le refoulement à la fin de l'ascension du piston.

D'après (55), pour obtenir des pressions  $p$  très élevées, il faut augmenter outre mesure  $P$  et réduire la section  $\Omega$  du piston ; mais, pour la solidité de la tige, il n'est pas possible de faire  $\Omega$  trop petit et, en vue de cette difficulté, on adopte les *accumulateurs différentiels*.

La figure 14 montre l'accumulateur différentiel de Tweddel, qui est formé d'un piston-guide fixe, divisé en deux troncs de sections différentes,  $\Omega$  et  $\omega$ , et d'un mobile  $C$  avec sa charge en fonte moulée, qui glisse le

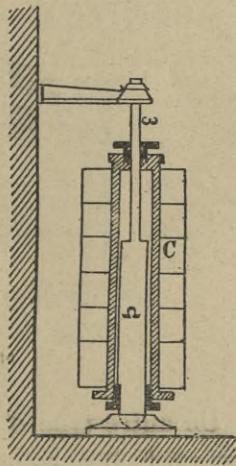


Fig. 14.

long du guide par l'intermédiaire de deux presse-étoupes.

Si  $p$  est la pression de l'eau refoulée dans l'espace compris entre les deux presse-étoupes, et  $P$  la charge, on aura dans l'état d'équilibre :

$$P = p(\Omega - \omega). \quad (56)$$

Il en résulte que, pour obtenir de grandes valeurs de  $p$ , il est suffisant de diminuer la différence des sections de la tige sans augmenter outre mesure  $P$ .

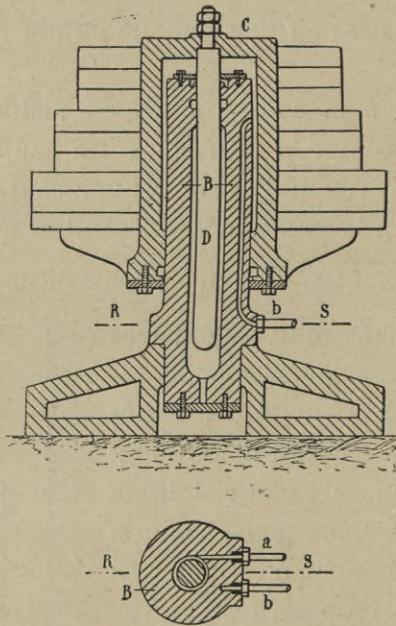


Fig. 15.

Un autre type d'accumulateur différentiel est celui de Heinrich. Il se compose (fig. 15) : d'un piston-plongeur  $D$  réuni au cylindre  $C$ , se mouvant sur un autre cylindre  $B$ , qui fonctionne aussi comme piston-plongeur. La surcharge en fonte est adossée au cylindre  $C$  et il y a une

boîte de distribution pourvue de deux conduites  $a$  et  $b$ , dont  $a$  communique avec l'intérieur de B et  $b$  de C.

Si  $P$  est la charge totale (poids des parties mobiles et de la surcharge) ;  $\omega$  la section du piston D ;  $\Omega$  la section extérieure du cylindre B ;  $p_1$  la pression de refoulement des pompes, on aura :

$$P = p_1 \omega$$

lorsque  $a$  est en communication avec les pompes et  $b$  avec la fuite ;

$$P = p_2 (\Omega - \omega) \quad (p_2 = \text{pression intermédiaire})$$

lorsque les pompes refoulent l'eau seulement dans C ;

$$P = p_3 \Omega \quad (p_3 = \text{la plus faible pression})$$

lorsque le refoulement a lieu à la fois sous D et dans le cylindre C.

Le premier type de grand accumulateur fut construit par Armstrong : il a (fig. 16) le cylindre C mobile sans guidage et le piston fixe P boulonné sur un plateau en fonte de 1 m. 80 de diamètre, reposant sur un massif en maçonnerie. La charge est placée dans une caisse D suspendue inférieurement au cylindre C.

Pour des installations moins importantes, on a imaginé d'autres types.

L'*accumulateur multiplicateur*, fondé sur le même principe que le différentiel, se compose (fig. 17) de deux cylindres A et B, ayant même

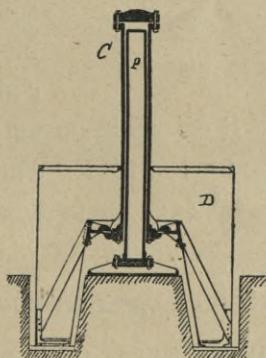


Fig. 16.

axe, mais de diamètres différents, et d'un piston dont la tige D fonctionne comme piston-plongeur dans le cylindre B.

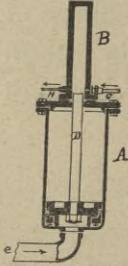


Fig. 17.

Dans ces conditions, à une pression  $p$  exercée sous le piston au moyen de la conduite  $e$  correspondra, dans le cylindre B, une pression  $P = \frac{\Omega}{\omega} p$  ( $\Omega$  et  $\omega$  étant les sections des deux pistons).

Si, par exemple, le diamètre du grand piston est 10 fois plus grand que celui de D, on aura  $P = 100 p$ .

Enfin, pour modérer l'action d'un accumulateur, on a imaginé des appareils spéciaux qu'on appelle *accumulateurs à pouvoirs multiples*.

Dans la figure 18, on voit une disposition à *trois puissances* :

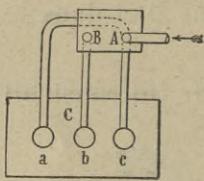


Fig. 18.

$C$  est le caisson de charge posant sur les têtes des trois pistons  $a, b, c$ , qui plongent dans trois corps de pompes verticaux ;  $A$  et  $B$  sont deux soupapes, qui fonctionnent de telle manière que l'eau accède aux pistons  $a$  et  $c$  si  $A$  seule est ouverte ; au piston  $b$

si  $B$  est seule ouverte et  $A$  fermée ; et enfin aux trois pistons si  $A$  et  $B$  sont ouvertes à la fois.

Lorsque les pistons ont la même section  $\Omega$ , on aura en correspondance avec les trois dispositions susdites pour les valeurs des pressions unitaires :  $\frac{P}{2\Omega}$ ,  $\frac{P}{\Omega}$ ,  $\frac{P}{3\Omega}$  ( $P =$  poids du caisson et de la surcharge).

## CHAPITRE IV

# DESCRIPTION ET CLASSIFICATION DES RÉCEPTEURS HYDRAULIQUES

---

### § 13. — GÉNÉRALITÉS

**Catégories principales de récepteurs.** — Nous avons déjà fait observer que l'énergie hydraulique reçue par un récepteur peut être rendue disponible sur l'arbre ou utilisée directement : dans le premier cas, le récepteur agit comme une machine de transport de mouvement et s'appellera *moteur hydraulique* ; dans le second il a la fonction d'une machine opératrice, et nous l'appellerons *récepteur-hydraulique-opérateur*.

Les parties principales d'un moteur sont : *le distributeur*, par lequel le courant d'eau est dirigé sur les organes mobiles sous des angles constants ; *le récepteur* qui reçoit l'action motrice et produit le mouvement ; *l'arbre moteur* auquel est appliquée la force résistante correspondant au travail mécanique utilisé.

Dans les récepteurs hydrauliques opérateurs, au *distributeur* et au *récepteur* il faut adjoindre l'*opérateur*, ensemble des organes par lesquels on utilise directement le travail moteur.

**Subdivision des moteurs.** — Les moteurs hydrauliques se divisent en trois grandes catégories, qui prennent les noms de : *roues hydrauliques* ; *turbines hydrauliques* ; *machines à colonne d'eau* ou *moteurs à pression hydraulique*. Les roues hydrauliques ont le récepteur formé d'une roue qui tourne verticalement sur un axe horizontal et qui est formée, sur le contour, d'aubes ou augets recevant l'action motrice du courant, de telle manière que l'eau accomplit tout ou partie de la chute en accompagnant la roue dans son mouvement de rotation.

Les *turbines* <sup>(1)</sup> sont aussi des moteurs à roues avec aubes, dans lesquelles l'axe peut être vertical ou horizontal : le courant accomplit la chute au contact des aubes de la roue mobile, le mouvement de l'eau dans celle-ci étant une partie de la chute même.

Enfin, dans les *moteurs à colonne d'eau*, le récepteur se compose d'un piston se mouvant dans un cylindre et sur lequel l'eau en pression agit d'une manière analogue à celle de la vapeur dans les machines thermiques.

#### § 14. — ROUES HYDRAULIQUES

**Principales catégories.** — Les roues hydrauliques, par rapport à l'action de l'eau et aux dispositions en usage, peuvent se diviser en deux catégories bien distinctes : *roues à augets* ; *roues à palettes*.

**Roues à augets.** — Une roue à augets est formée de deux couronnes annulaires entre lesquelles sont emboîtées des aubes polygonales ou courbes, qui constituent

(1) L'appellation *turbine*, du latin *turbo* (toupie), fut introduite en 1826 par Burdin.

des vases ou augets fermés sur la circonférence intérieure par une surface cylindrique de fond : le système entier est réuni à un arbre horizontal par un nombre suffisant de bras en bois ou en fer.

Dans les roues très larges, on peut diviser les augets en compartiments par l'interposition de couronnes analogues à celles formant les parois latérales.

Les roues à augets ont un diamètre différent peu de la hauteur de la chute et peuvent recevoir l'eau à leur sommet (*roues à augets en dessus* fig. 19) : elles tournent alors

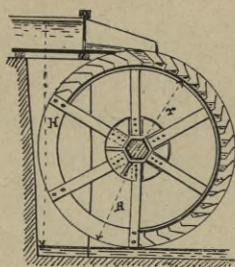


Fig. 19.

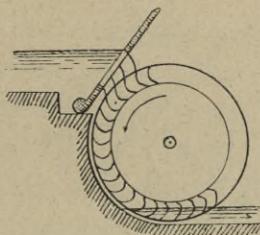


Fig. 20.

dans le sens du courant. Si elles reçoivent l'eau latéralement entre l'axe et le sommet, elles tournent en sens contraire du courant (*roues de poitrine à augets* fig. 20) ; dans ce cas, pour retarder la vidange des augets on construit un coursier concentrique à la roue.

Les aubes formant les parois des augets peuvent être en bois, polygonales (fig. 19), ou en tôle, planes ou courbes,

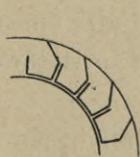


Fig. 21.



Fig. 22.



Fig. 23.



Fig. 24.

avec des dispositions analogues à celles que l'on voit dans les fig. 21, 22, 23 et 24.

**Roues à palettes.** — Les *roues à palettes* se composent d'un certain nombre de jantes portant des palettes, planes, polygonales ou courbes, et reliées à un arbre horizontal par des bras en nombre suffisant : les aubes sont emboîtées dans un coursier depuis l'introduction de l'eau à peu près jusqu'à l'axe vertical de la roue, et complétées latéralement par deux murs verticaux (bajoyers). Nous diviserons les roues à palettes en deux grandes classes : *roues à palettes en dessous* (fig. 25), qui reçoivent l'eau auprès du point le plus bas, et *roues à palettes de*

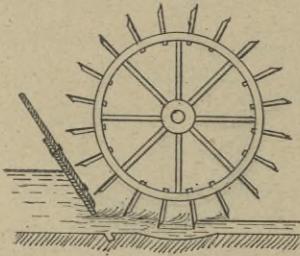


Fig. 25.

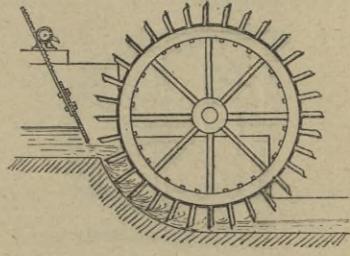


Fig. 26.

*côté* (fig. 26) dans lesquelles l'introduction de l'eau a lieu à une petite hauteur au-dessous de l'axe.

Appartiennent aux roues en dessous les anciennes roues à palettes planes radiales dites aussi *roues à choc* ; les *roues pendantes*, établies ordinairement sur les flancs de bateaux-usines ou sur des cours d'eau sans barrage ; les *roues Poncelet* avec aubes courbes et entrée de l'eau sans choc. Ces dernières roues peuvent se comprendre aussi dans la catégorie des turbines centripètes et à introduction partielle.

Les roues de côté à palettes peuvent se subdiviser de la manière suivante : *roues de côté rapides* et *roues de côté lentes* (type Sagebien). Il y a aussi les *roues à palettes et contre-palettes* (normales, fig. 27 ; ou inclinées, fig. 28), les-

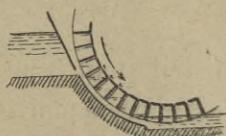


Fig. 27.

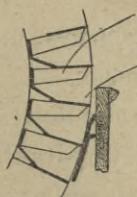


Fig. 28.

quelles ne sont plus en usage à cause de leur rendement très réduit et de leur grand poids.

### § 15. — TURBINES HYDRAULIQUES

**Principales catégories.** — Les turbines hydrauliques se sont beaucoup répandues dans ces dernières années; elles peuvent être employées avec avantage, aussi bien dans les petites installations que dans les plus importantes usines hydrauliques. A Magneus, on trouve des turbines de 10 kilogrammètres construites par Schabaver pour une hauteur de chute de 0 m. 12. Il y a des cas où l'on est arrivé à une hauteur de chute supérieure à 600 mètres et à l'utilisation de débits considérables. A présent, pour une nouvelle installation au Niagara, la maison Voith de Heidenheim (Würthemberg) construit des turbines débitant chacune un volume de 20 mètres cubes par seconde sous une chute de 53 m. 40. On comprend que, par suite des différentes conditions de chute et de débit, il doit y avoir une grande variété de types, ce qui rend nécessaire une classification sérieusement étudiée. Pour cela, il faut commencer par remarquer que presque toutes les turbines sont munies d'un distributeur, constitué par des ailes fixes, qu'on nomme *directrices* et qui assurent la constance de l'angle sous lequel l'eau traverse les orifices d'entrée de la roue mobile.

Cette roue reçoit l'action de l'eau motrice sur des

*aubes réceptrices*, montées sur des anneaux rattachés à l'arbre moteur.

Il y a aussi des turbines sans distributeur (roue Segner, tourniquet hydraulique, etc.), mais elles ne peuvent lutter avec les autres au point de vue du rendement.

Par rapport à la configuration et à la disposition du distributeur et de la roue mobile, les turbines peuvent être divisées en trois grandes classes : *axiales* (parallèles ou hélicoïdes) ; *radiales* (centrifuges ou centripètes) ; *mixtes*.

Dans les turbines axiales l'eau s'écoule parallèlement à l'axe de rotation et pour les aubes directrices et réceptrices sont en général préférées des surfaces engendrées par des lignes droites normales à cet axe. Le distributeur sera disposé supérieurement à la roue mobile (fig. 29), si l'axe est vertical, et avant la roue dans le cas de l'axe horizontal.

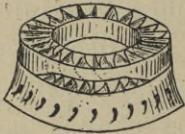


Fig. 29.

En 1754, Euler, se basant sur les études du professeur

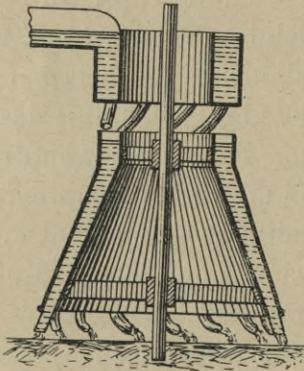


Fig. 30.

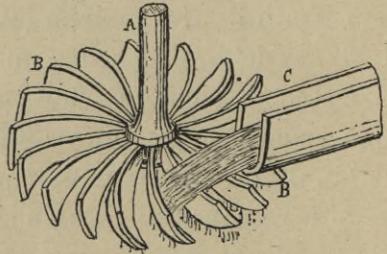


Fig. 31.

Segner de Göttingen, concernant le tourniquet hydraulique, proposa la turbine qu'on voit dans la fig. 30.

Aux turbines axiales peuvent aussi se rapporter les

anciens types de roues horizontales, par exemple : les *roues à cuve* ; les *roues à cuillers* (fig. 31) ; les *roues à couronne* ou *moulins à cannelle* (fig. 32), qui sont encore en usage dans les anciens moulins.

Un genre de turbine axiale, qui jouit maintenant d'une

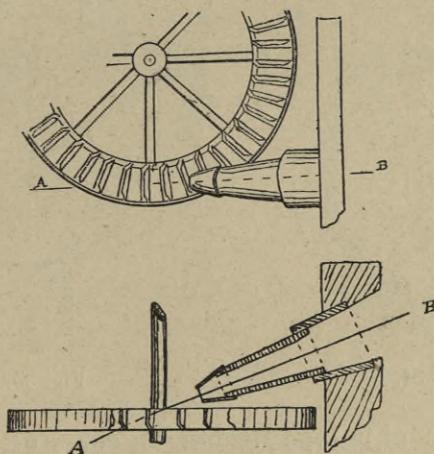


Fig. 32.

grande faveur pour les grandes chutes, est la roue *Pelton*, formée d'une série d'augets fixés sur la circonférence extérieure d'une roue et recevant l'eau par un ajutage.

Dans les *turbines radiales* l'eau entre suivant une direction normale à l'axe de rotation ; elles sont *centrifuges* si l'écoulement a lieu de l'intérieur à l'extérieur, et *centripètes* dans le cas contraire.

Si les surfaces des aubes directrices et réceptrices sont cylindriques, elles seront engendrées par une ligne droite parallèle à l'axe de rotation (fig. 33).

La première turbine radiale centrifuge fut étudiée par Fourneyron (1826), tandis que les turbines centripètes furent de nos jours perfectionnées par Francis.

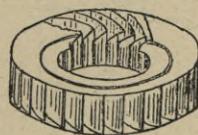


Fig. 33.

Dans les turbines *mixtes*, les deux systèmes précédents sont combinés : on peut se faire une idée de leur disposition et de la configuration des aubes par les fig. 34 et 35,

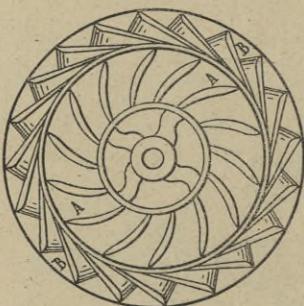


Fig. 34.

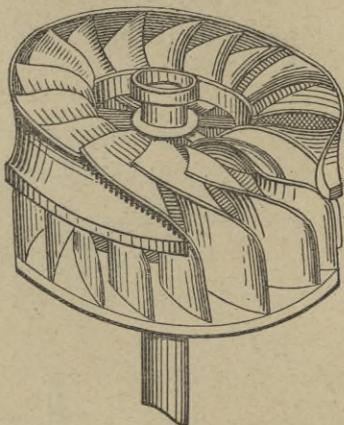


Fig. 35.

qui représentent le type Risdon. La coupe de la roue mobile montre les guides fixes BB qui lancent l'eau sur les aubes AA de cette roue.

Les turbines américaines appartiennent à la catégorie des turbines mixtes.

Nous appellerons *turbine diagonale* une turbine mixte dans laquelle les aubes du distributeur et de la roue sont formées de surfaces engendrées par des lignes droites, sous un angle constant avec l'axe de rotation, compris entre  $0^\circ$  et  $90^\circ$ .



Fig. 36.

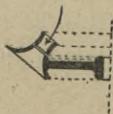


Fig. 37.

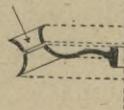


Fig. 38.

Les fig. 36, 37, 38 montrent schématiquement les dispositions relatives à l'axe horizontal et vertical, et aux

cas des turbines diagonales centrifuges ou centripètes.

Les turbines hélicoïdales centripètes appartiennent au type des turbines diagonales.

Dans toutes les classes de turbines que nous avons considérées, l'entrée de l'eau peut s'effectuer d'un seul côté ou de deux côtés opposés : dans le premier cas, on dit que la turbine est *unilatérale* ; dans le second, *bilatérale* ou *symétrique*.

Si l'eau motrice arrive dans la roue mobile sur toute sa circonférence, on dit la turbine à *injection* ou *admission complète* ; dans le cas où l'eau ne pénètre que par un certain nombre de conduits mobiles à la fois, la turbine sera à *injection* ou à *admission partielle*. On appelle *degré d'admission partielle* le rapport de l'aire des orifices ouverts à l'aire totale des orifices de la roue à admission complète.

Pour régler l'introduction de l'eau, on adopte des organes spéciaux, qui forment le *vannage* de la turbine.

Sous le rapport de la manière dont l'eau exerce son effort sur les aubes mobiles, nous distinguerons les trois catégories suivantes : *turbines libres*, ou à *action* ; *turbines noyées*, ou à *réaction* ; *turbines limites*.

Dans les turbines à libre écoulement, chaque canal mobile n'est que partiellement rempli d'eau, avec libre accès de l'air ; au contraire, dans les turbines noyées, les canaux mobiles sont absolument remplis d'eau, et la roue tourne dans le courant, qui jusqu'au canal de fuite reste renfermé dans une conduite spéciale, qu'on appelle *tube de succion*.

Les turbines à libre érogation sont aussi nommées à *action* ou à *impulsion*, parce qu'elles reçoivent l'action motrice à l'état d'énergie cinétique et que les veines d'eau dans les canaux mobiles s'appuient sur les faces impulsives des aubes, sans toucher les dos des aubes suivantes :

ces turbines se placent au pied de la chute et, pour assurer la *ventilation*, on fait les conduites mobiles évacuées à l'extérieur.

On dit que les turbines noyées sont à *réaction* ou à *pression*, parce qu'elles reçoivent seulement une partie de l'énergie du courant sous la forme cinétique aux orifices d'entrée ; l'énergie potentielle de pression encore disponible se transforme, progressivement, absorbée par la roue, à mesure que la veine arrive vers la sortie des canaux mobiles.

Si  $H$  est la hauteur de la chute,  $p_0$  et  $p_1$  les pressions unitaires à l'entrée et à la sortie de la roue mobile ( $p_0 > p_1$ ) ; on nomme *degré de réaction* le rapport :

$$\Phi = \frac{p_0 - p_1}{\sigma H} . \quad (57)$$

La valeur de  $\Phi$  est peu différente de 0,50.

Dans les turbines noyées, la roue mobile peut être établie à une certaine hauteur au-dessus du bief d'aval, en la plaçant toujours dans le tube ou puits de succion, qui reste plein d'eau.

Enfin les *turbines limites* sont des turbines intermédiaires, susceptibles d'un léger degré de réaction et construites de manière à avoir les canaux mobiles toujours pleins d'eau, et la roue mobile tournant dans l'air.

Le premier type de ces turbines fut étudié par le professeur Rittinger et construit par Haënel.

On a aussi, imaginées par le professeur Sauvage, des *turbines à réaction négative* ( $p_1 > p_0$ ) ; mais, au point de vue du rendement, il faut éviter une telle combinaison.

#### *Tableau de la classification adoptée*

En résumé on peut classer les turbines de la manière suivante :

*Turbines libres ou à action :*

<i>Axiales</i>	{	écoulement de haut en bas	}	Axe vertical ou horizontal
		« de bas en haut		
<i>Radiales</i>	{	centrifuges		
		centripètes		
<i>Mixtes</i>	{	centrifuges { de haut en bas		
		centripètes { de bas en haut		

*Turbines noyées ou à réaction :*

<i>Axiales</i>	{	écoulement de haut en bas	}	Axe vertical ou horizontal
		« de bas en haut		
<i>Radiales</i>	{	centrifuges		
		centripètes		
<i>Mixtes</i>	{	centrifuges { de haut en bas		
		centripètes { de bas en haut		

**Historique.** — Pour donner ici un aperçu historique très sommaire des turbines, nous relèverons que leur construction a commencé à avoir des bases rationnelles seulement en 1826, après les études de Burdin, Fourneyron et Poncelet.

Burdin donna la turbine axiale à injection complète ; Fourneyron, en 1827, construisit la première turbine centrifuge, avec distributeur cloisonné et vannage à cylindre, et imagina aussi la division de la roue en différentes couronnes et le *tube diffuseur*, attribué plus tard à Boyden (1844).

En 1841, Jonval construisit sa turbine à réaction, qui fut perfectionnée par la maison Koechlin, tandis que M. Fontaine donna le type de turbine susceptible d'un léger degré de réaction.

La grande diffusion des turbines centripètes commença plus tard, après les études de l'ingénieur américain Francis (1880).

Le grand développement des turbines à admission partielle date de Girard (1851), qui modifia la turbine Fontaine et établit le principe du libre écoulement, montrant les avantages du fonctionnement de la roue mobile dans l'air.

Le genre des turbines à injection tangentielle, abandonné depuis l'essai de Zuppinger (1843), a été en 1880, perfectionné sous une forme bien différente par Pelton.

Plus récemment (1893) ont été projetées par M. Cachin les turbines hélico-centripètes.

Enfin de nos jours on a ensuite résolu le problème du *réglage automatique des turbines*, qui est d'une grande importance pour l'application de ces moteurs à la conduite des dynamos.

Le premier *servo-moteur* est dû à Piccard (1885), et, presque à la même époque, M. Léauté donna une théorie du réglage des moteurs hydrauliques.

Pour se rendre compte des perfectionnements introduits dans la théorie des turbines et du réglage automatique, on peut voir l'ouvrage sur les *turbo-machines*, publié dans la *Revue de mécanique* par M. Rateau, qui a eu le mérite d'y amener cette théorie à un grand degré de simplicité et de précision.

#### § 16. — MACHINES A COLONNE D'EAU ET RÉCEPTEURS-HYDRAULIQUES-OPÉRATEURS

**Moteurs à pression hydraulique.** — Dans ces moteurs, l'action motrice est donnée par la pression d'un courant d'eau sur un piston se mouvant dans une enveloppe d'ordinaire rectiligne, qui peut être quelquefois curviligne, comme dans les moteurs dits *rotatifs*.

En conséquence, il faut distinguer : le *piston*, le *cylindre*,

le distributeur de l'eau, le mécanisme de transmission par lequel le mouvement alternatif rectiligne se transforme en mouvement circulaire continu.

On dit que le moteur est à *simple effet*, si la course de retour du piston est déterminée par la force vive d'un volant ou par la gravité dans le cas du cylindre vertical.

La figure 39 montre le mode de fonctionnement d'une de ces machines : il y a le distributeur avec un robinet à trois voies R, qui, dans la position indiquée, permet l'entrée de l'eau sous pression sous le piston S ; à la fin de la course, depuis le soulèvement de S, le robinet R accomplit un quart de tour, ouvrant la communication avec la conduite de fuite, dans laquelle l'eau vient, refoulée par le poids du piston et des organes annexes.

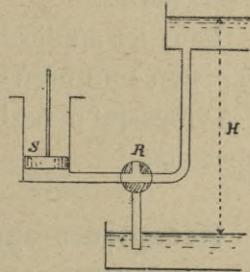


Fig. 39.

Lorsque l'eau sous pression agit alternativement et d'une manière identique sur les deux faces du piston, on dit que la machine est à *double effet*.

On voit, dans la figure 40, la disposition schématique d'une de ces machines : lorsque le robinet R a la position indiquée, l'eau sous pression agit inférieurement au piston S, et on obtient l'effet contraire avec un quart de tour de R.

La distribution peut aussi se faire avec *tiroir* ou avec *souppes*, comme celle des machines à vapeur.

Par rapport à la détermination de certains mouvements, on préfère quelquefois assembler dans une même machine deux ou trois

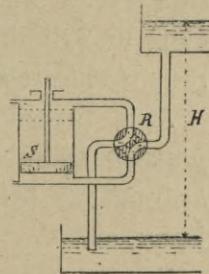


Fig. 40.

moteurs à pression d'eau : dans ce cas, le moteur s'appellera *multiple*, pour le distinguer du cas ordinaire du moteur *simple*. Ainsi, par exemple, pour obtenir un mouvement oscillatoire, on peut adopter le système de deux moteurs à simple effet, agissant avec phases opposées sur les bras d'un balancier ; avec le système de trois moteurs à simple effet, réunis à l'arbre par trois manivelles, on peut déterminer un mouvement de rotation continu.

Dans les applications, les petits moteurs hydrauliques à piston sont préférés comme moteurs domestiques dans les villes qui possèdent une canalisation d'eau sous haute pression.

**Récepteurs-opérateurs.** — Ces machines qui utilisent directement la force hydraulique d'un courant d'eau sous pression, pour effectuer un travail mécanique, sont formées de trois parties principales : le *distributeur*, le *récepteur*, l'*opérateur*.

Les dispositions et les configurations de ces parties sont très différentes. Pour une classification générale de ces machines nous distinguerons : les *récepteurs-hydrauliques-opérateurs à piston*, dans lesquels l'eau sous pression exerce l'action motrice sur un piston se mouvant dans un cylindre, et toutes les autres que nous appellerons *récepteurs-hydrauliques-opérateurs spéciaux*.

A la première classe appartiennent, les *machines à pression hydraulique pour l'élévation de l'eau*, les *grues hydrauliques*, les *ascenseurs hydrauliques*, les *presses hydrauliques*, etc.

Comme opérateurs hydrauliques spéciaux, nous considérerons les *béliers* et les *éjecteurs hydrauliques*.

DEUXIÈME PARTIE

---

ROUES HYDRAULIQUES



## CHAPITRE V

### ROUES A AUGETS

#### § 17. — THÉORIE DES ROUES A AUGETS EN DESSUS

**Débit d'alimentation.** — Soit une roue à augets en dessus qui tourne sur son axe uniformément, avec la vitesse angulaire  $\varepsilon$ , par l'action d'un courant de débit  $Q$  par seconde et sous la hauteur de chute  $H$  : le distribu-

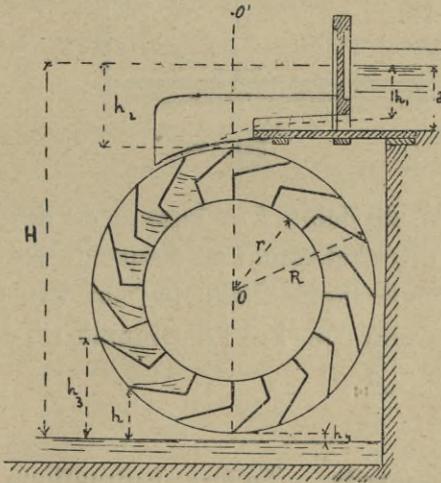


Fig. 41.

teur peut être un orifice vertical (fig. 41) suivi d'une bêche, ou un déversoir, configuré de manière (fig. 42)

que la nappe déversante entre dans les augets sans chocs.

Dans le premier cas, qu'on dira à tête d'eau, on aura (§ 2) :

$$Q = \mu \Omega \sqrt{2gh_1} \quad (58)$$

( $\mu$  = coeff. de débit,  $\Omega$  = aire de l'orifice,  $h_1$  = hauteur de charge sur l'axe de l'orifice) ;

et dans le second (sans tête d'eau), on aura :

$$Q = mlh_1 \sqrt{2gh_1} \quad (59)$$

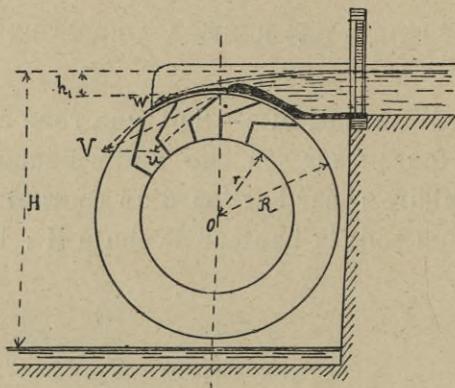


Fig. 42.

( $m$  = coeff. de débit,  $l$  = largeur du déversoir,  $h_1$  = hauteur du niveau d'amont au-dessus du seuil).

On sait que la surface libre de l'eau dans un auget est cylindrique ayant pour axe l'horizontale  $O'$ , définie par la relation  $OO' = \frac{g}{\varepsilon^2}$ .

**Perte d'énergie.** — La force hydraulique totale  $\omega QH$ , par l'effet des phénomènes spéciaux qui accompagnent le mouvement du courant d'eau et de la roue, subira des pertes, dont nous examinerons ici les principales.

a) *Perte dans le distributeur.* — Le coursier qui suit l'orifice est très court et présente une petite inclinaison (0 m. 12 sur une longueur de 1 m. 20) : la perte de charge  $\zeta_1$ , à travers l'orifice et par l'effet du frottement le long de ce canal, est très petite, et on propose de la calculer avec l'expression :

$$\zeta_1 = 0,10 \frac{V^2}{2g} \quad (60)$$

où, pour la vitesse moyenne  $V$  à l'entrée de la roue, on prend :

$$V = k_1 \sqrt{2gh_2} ; \quad (61)$$

$h_2$  = hauteur du niveau d'amont au dessus du point où le filet moyen entre dans la circonférence extérieure de la roue ;  $k_1$  = coeff. de vitesse égal à 0,90 en moyenne.

Si le coursier, par sa configuration, donne lieu dans le courant à des phénomènes spéciaux, on pourra en tenir compte par l'application des formules connues de l'hydraulique pratique.

b) *Perte à l'entrée dans les augets.* — L'agitation produite par le changement continu de position des molécules liquides à l'entrée de la roue donne une perte de charge qu'on peut estimer seulement de manière approximative. A cet égard, on suppose que toutes les molécules liquides ont la même vitesse  $V$  à l'entrée dans l'auget et que le travail perdu correspond à l'énergie cinétique correspondant à la vitesse relative  $U$ .

Si  $n$  (fig. 43) est le point d'intersection du filet central  $ab$  et de la circonférence extérieure  $ps$  de la roue et  $W$  la vitesse périphérique de celle-ci, par la construction en  $n$  du triangle des vitesses  $V$  et  $W$ , on aura  $U$ .

En posant égal à  $\alpha$  l'angle de  $V$  et  $W$ , on aura :

$$U^2 = V^2 + W^2 - 2VW \cos \alpha$$

et, pour la perte de travail, on aura l'expression :

$$\frac{\sigma}{g} Q \frac{U^2}{2} = \frac{\sigma}{2g} Q (V^2 + W^2 - 2VW \cos \alpha)$$

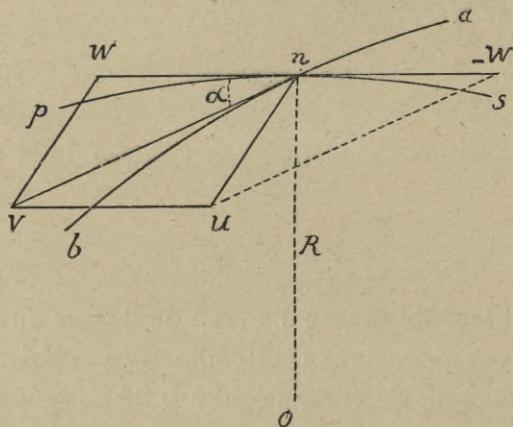


Fig. 43.

d'où résultera, pour la perte de chute  $\zeta_2$  à l'entrée de la roue :

$$\zeta_2 = \frac{V^2 + W^2 - 2VW \cos \alpha}{2g}. \quad (62)$$

Pour diminuer la valeur de  $\zeta_2$ , il faut prendre  $\alpha$  très petit, évitant ainsi que l'eau puisse s'enfuir sans entrer dans l'auget.

Il faut aussi diriger tangentiellement à U le premier élément de la surface de l'aube, pour diminuer l'effet du choc à l'entrée.

c) *Perte par le déversement de l'eau.* — L'étude du phénomène du déversement ne peut se faire qu'approximativement.

Soit  $q$  le volume d'eau contenu dans un auget au temps

$t$  et dans la position  $h$  (fig. 41), comprise entre les hauteurs  $h_4$  et  $h_3$  ( $h_3$  étant la hauteur à laquelle commence la vidange des augets) et  $q_0$  le volume existant dans le même auget à la hauteur  $h_3$  ; par une rotation  $d\theta$  de la roue dans le temps  $dt$ , on aura un volume déversé  $dq$  et un travail perdu  $\omega hdq$ .

En conséquence, le travail perdu par un auget entre les hauteurs  $h_3$  et  $h_4$  sera :

$$\omega \int_0^{q_0} hdq = \omega h_3 q_0 - \omega \int_{h_4}^{h_3} q dh ;$$

et si  $m$  est le nombre des augets et  $N$  le nombre des tours de la roue dans une minute, le travail perdu par seconde par tous les augets sera :

$$\omega \frac{mN}{60} \int_0^{q_0} hdq = \omega \frac{mN}{60} h_3 q_0 - \omega \frac{mN}{60} \int_{h_4}^{h_3} q dh.$$

Ne pouvant pas connaître la fonction de  $h$  qui représente  $q$ , on peut par approximation diviser la hauteur  $h_3 - h_4$  en un certain nombre  $n$  de parties égales et tracer les augets avec les lignes de surface libre, en relevant graphiquement les valeurs de  $q$ .

Par l'application de la formule de Simpson, on aura :

$$\int_{h_4}^{h_3} q dh = \frac{1}{3} \frac{h_4 - h_3}{n} \left[ q_0 + q_n + 2(q_2 + q_4 + \dots) + 4(q_1 + q_3 + \dots + q_{n-1}) \right].$$

Dans une première approximation, on peut prendre pour hauteur perdue  $\zeta_3$  par le déversement la hauteur moyenne :

$$\zeta_3 = \frac{h_3 - h_4}{2} \quad (63)$$

à laquelle correspond le travail perdu :

$$\varpi Q \frac{h_3 - h_4}{2} .$$

d) *Perte par le jeu sur le niveau d'aval.* — Si le jeu est  $h_4$ , le travail perdu sera :

$$\varpi Q h_4 .$$

e) *Perte par la vitesse de l'eau à la sortie.* — Si  $U$  est la vitesse de sortie de l'eau on aura la perte de chute :

$$\frac{U^2}{2g}$$

et la perte de travail :

$$\varpi Q \frac{U^2}{2g} .$$

**Hauteur de chute utilisée.** — En résumé, si on appelle  $h'_u$  la hauteur utile, sans tenir compte des résistances passives de la roue, on peut écrire :

$$h'_u = H - 0,10 \frac{V^2}{2g} - \frac{V^2 + W^2 - 2VW \cos \alpha}{2g} - \frac{h_3 - h_4}{2} - h_4 - \frac{U^2}{2g} . \quad (64)$$

Dans les applications pratiques, on prend  $U = W$  dont résulte :

$$h'_u = H - \frac{h_3 + h_4}{2} - W \frac{W - V \cos \alpha}{g} - 1,10 \frac{V^2}{2g} . \quad (65)$$

On voit que, pour rendre minimum la perte par l'entrée de l'eau dans les augets, il faut donner à la roue une vitesse périphérique à laquelle correspond un mini-

mum pour le terme  $W \frac{W - V \cos \alpha}{g}$ . En égalant à zéro la dérivée de cette expression, on obtiendra :

$$W = \frac{V \cos \alpha}{2}. \quad (66)$$

D'ordinaire  $\alpha$  est très petit (environ  $20^\circ$ ) et on prend  $\cos \alpha = 1$  et :

$$W = \frac{V}{2}.$$

L'égalité (65) devient alors :

$$h'_u = H - \frac{1}{2} (h_3 + h_4) - 0,6 \frac{V^2}{2g}. \quad (67)$$

Si on représente par le produit  $\infty Q h_r$  le travail perdu par les résistances passives de la machine pour la hauteur de chute  $h_u$  effectivement utilisée, on aura ;

$$h_u = H - \frac{1}{2} (h_3 + h_4) - 0,6 \frac{V^2}{2g} - h_r. \quad (68)$$

**Rendement.** — De cette équation on déduit pour le rendement  $\eta = \frac{h_u}{H}$  l'expression :

$$\eta = 1 - \frac{1}{H} \left[ \frac{h_3 + h_4}{2} + 0,6 \frac{V^2}{2g} + h_r \right]. \quad (69)$$

On voit que, pour augmenter  $\eta$ , il convient de donner à  $V$ , et par conséquent à  $W$ , de petites valeurs ; à cet égard il faut avoir soin de ne pas augmenter sensiblement le poids de la roue et par conséquent la valeur de  $h_r$ .

Les roues à augets peuvent être préférées dans les usines où il faut vaincre des résistances variables sans qu'il soit nécessaire de conserver une vitesse uniforme, par exemple dans les scieries de marbres : à cause de

la petitesse du terme  $0,6 \frac{V^2}{2g}$ , la vitesse  $V$  peut varier entre des limites étendues sans apporter de variation sensible à la valeur du rendement  $\eta$ .

Dans les roues à augets, la valeur de  $\eta$ , d'ordinaire de près de 0,70, peut quelquefois arriver à 0,80.

Dans la pratique, on fait en sorte que, pour la valeur moyenne  $Q$  du débit, les augets se remplissent d'un tiers, de façon que le débit puisse arriver à  $\frac{3}{2} Q$  ou descendre à  $\frac{1}{2} Q$  avec des variations de  $\eta$  inférieures à 10/0.

Quelquefois on donne au coursier d'aménée une configuration curviligne, en faisant le fond en tôle (fig. 44).

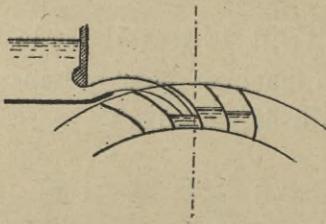


Fig. 44.

Pour les augets, il faut adopter un profil apte à retarder la vidange, et, lorsque la roue a une vitesse sensible, on emploie aussi dans ce but un coursier près du bief d'aval

pour donner à la vitesse de fuite une direction à peu près horizontale. En ce cas, il faut munir de soupapes les fonds des augets pour faciliter l'introduction de l'air pendant la vidange.

#### § 18. — DONNÉES PRATIQUES SUR LES ROUES A AUGETS EN DESSUS

**Généralités.** — Les roues à augets peuvent s'employer pour des hauteurs de chute de 3 à 12 mètres et pour des débits inférieurs à 1 m. c.

Pour des chutes supérieures à 12 mètres, il est préférable d'employer deux roues l'une au-dessus de l'autre, de manière à utiliser la chute en deux fois.

Dans le cas d'un débit très variable, il peut convenir d'adopter un système de plusieurs roues égales successives placées au même niveau ; on préfère quelquefois l'alimentation par ajutages disposés sous le fond du canal et réglés avec des vannes indépendantes.

Pour l'indication des données pratiques, regardons séparément les deux cas : *à tête d'eau* ou *distributeur à orifice* ; et *sans tête d'eau* ou *distributeur à déversoir*, préférable dans le cas d'un petit débit à niveau constant.

**A tête d'eau** (fig. 41). — Supposons donnés  $Q$  et  $H$ . Pour valeur de la hauteur  $a$  dans le canal d'amenée, on prend à peu près :  $a$  de 0 m. 60 à 1 m. pour  $H$  compris entre 3 et 10 mètres.

La hauteur  $e$  de l'orifice est choisie entre les limites 0 m. 05 et 0 m. 15 en correspondance avec les valeurs 1 m. et 0 m. 60 de  $a$ , et on déduit la largeur  $l$  de l'orifice de la formule :

$$Q = \mu l e \sqrt{2gh_1}$$

où :

$$h_1 = a - \frac{e}{2}.$$

Si la vanne est munie d'un talon comme dans la fig. 41 et s'il n'y a pas contraction latérale, on peut prendre  $\mu = 0,70$  ; dans les autres cas, on relèvera  $\mu$  dans les tables des valeurs de ce coefficient.

Le débit par mètre linéaire de largeur de l'orifice ne doit pas dépasser 250 litres.

Pour la largeur  $l_1$  de la roue, on prend :

$$l_1 = l + 0 \text{ m. } 10 \text{ pour petit débit.}$$

$$l_1 = l + 0 \text{ m. } 20 \text{ pour grand débit.}$$

D'ordinaire, on donne au coursier une pente totale  $i \leq 0$  m. 10 et on place la roue de manière à avoir un jeu de 0 m. 03 au-dessous du coursier et de 0 m. 10 (ou au plus 0 m. 15) sur le niveau du bief d'aval en eaux moyennes.

En conséquence, pour le diamètre de la roue, on aura :

$$D = 2R = H - h_2 - h_4,$$

où :

$$h_2 = a + i + 0,03,$$

et  $h_4$  est compris entre 0 m. 10 et 0 m. 15. On fait  $h_4 = 0$  seulement dans le cas d'un débit constant.

La vitesse moyenne d'entrée sera :

$$V = 0,90 \sqrt{2gh_2} \quad (1)$$

et la vitesse périphérique de la roue :

$$W = \frac{V}{2}.$$

Pour  $W$  on ne doit pas sortir des limites 1 m. 50 et 2 m. 50.

(1) Pour tenir compte de la contraction de la veine ( $0,80 e$ ), si  $\alpha$  est l'angle d'inclinaison du fond du coursier sur l'horizontale, on devrait écrire pour le filet moyen :

$$V = \sqrt{V_0^2 + 2g \left( \frac{0,40 e}{\cos \alpha} + 0,03 \right)}$$

où :

$$V_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \left( \frac{1}{\gamma} - 1 \right)^2}} \sqrt{2gh_1},$$

$\left( \frac{1}{\gamma} - 1 \right)^2 \frac{V_0^2}{2g}$  étant la perte de charge par la contraction.

En pratique, on peut poser  $\gamma = 0,64$ ,  $\cos \alpha = 1$  et par conséquent :

$$V = \sqrt{V_0^2 + 2g (0,40 e + 0,03)};$$

$$V_0 = \frac{1}{1,147} \sqrt{2gh_1}.$$

Ensuite, on calculera le nombre N de tours par minute :

$$N = \frac{60W}{2\pi R}$$

et le rayon intérieur de la couronne :

$$r = R \sqrt{1 - \frac{2Q}{\varphi K W l_1 R}} \quad (1),$$

expression où K est un coefficient de remplissage des augets (compris entre  $\frac{1}{3}$  et  $\frac{1}{4}$ ) et  $\varphi$  un coefficient de réduction dû à l'épaisseur des aubes, ayant une valeur de 0,90 à 0,94 pour augets en bois, et de 0,985 pour augets en tôle.

D'ordinaire, les limites de R — r sont 0 m. 25 et 0 m. 40, des plus petites aux plus grandes valeurs du débit.

Après avoir fait les précédents calculs, on pourra dessiner la roue et déterminer (fig. 45) le point N où le filet moyen rencontre la circonférence extérieure de la roue, en faisant MN = 0,25 à 0,35 m., si avec le coursier la configuration naturelle de la veine ne vient pas à être modifiée. Au contraire, on déduira l'ordonnée y de N au-

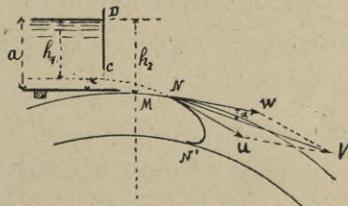


Fig. 45.

(1) En supposant l'aube plane, le volume engendré par sa rotation dans l'unité de temps sera :

$$(R - r) l_1 \frac{R + r}{2} \varepsilon \quad (\varepsilon = \text{vitesse angulaire}) ;$$

et si Q est le débit, K le coefficient de remplissage et  $\varphi$  un coefficient de réduction on aura :

$$Q = \varphi K (R - r) l_1 \frac{R + r}{2} \varepsilon,$$

dessous de l'horizontale passant par le centre de l'orifice de l'équation de la parabole :

$$y = \frac{gx^2}{2V_0^2} = \frac{x^2}{4h_1} .$$

Du triangle des vitesses en N on obtiendra la vitesse relative U, à laquelle doit être tangente le premier élément de l'aube.

On fait l'angle  $\alpha$  de 20° à 30°.

Dans une telle détermination, on peut aussi commencer par dessiner la roue, puis marquer les points M et N, la vitesse V et ensuite tracer la parabole du filet moyen pour déterminer le centre de l'orifice.

La distance entre deux aubes successives sur la circonférence extérieure de la roue ne doit pas dépasser une fois et demie l'épaisseur de la veine, prise sur la même circonférence : d'ordinaire on fait cette distance égale à  $R - r$  et on prend pour le nombre  $m$  des augets le rapport :

$$m = \frac{2\pi R}{R - r} .$$

Enfin, on donne aux aubes en bois une épaisseur comprise entre 0 m. 025 et 0 m. 030, et aux aubes en tôles une épaisseur de 0 m. 002 à 0 m. 003.

*Exemple d'installation.* — La figure 46 représente, avec les détails de construction, une roue en dessus à tête d'eau, entièrement métallique, sans col de cygne.

La transmission du mouvement a lieu par deux roues d'engrenage, dont la plus grande a les dents sur la circonférence extérieure de la roue.

La hauteur de chute est égale à 10 m. 80 et le diamètre extérieur de la roue est de 10 m.

Il y a 50 augets avec parois en tôle.

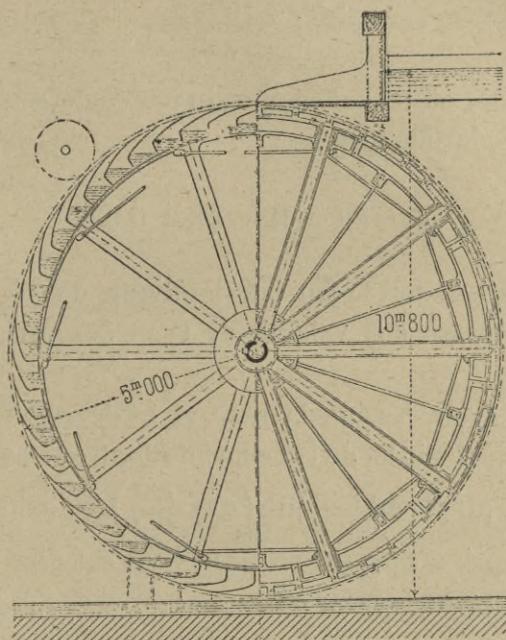


Fig. 46.

**Sans tête d'eau** (fig. 42). — Nous avons déjà fait observer qu'on adopte le distributeur à déversoir dans le cas d'un petit débit : on établit alors sur la crête une hauteur  $h_1$  comprise entre 0 m. 10 et 0 m. 20, de manière que le débit  $q$  par unité de largeur, calculé avec la formule :

$$q = mh_1 \sqrt{2gh_1},$$

ait pour valeurs extrêmes 0 m. c. 046 et 0 m. c. 152 en prenant  $m = 0,385$  dans le cas ordinaire de la crête épaisse horizontale.

Dans ce cas, l'épaisseur  $h'_1$  de la veine sur le seuil est :

$$h'_1 = \frac{2}{3} h_1.$$

Pour un débit total  $Q$ , on doit donner au déversoir la largeur :

$$l = \frac{Q}{q},$$

et à la roue, en tenant compte du jeu en dessous du seuil (0 m. 03), le diamètre :

$$D = 2R = H - (h_1 + 0,03).$$

On suppose nul le jeu sur le niveau du bief d'aval, vu la petitesse des valeurs de  $Q$  et des variations de niveau.

Après avoir dessiné la roue et le déversoir, on peut tracer le filet moyen de la veine en adoptant avec approximation le profil parabolique  $\left(y = \frac{qx^2}{2V_0^2}\right)$ , où dans le cas de la crête épaisse on peut pratiquement calculer la vitesse moyenne  $V_0$  sur la crête même au moyen de l'expression :

$$V_0 = \sqrt{2g(h_1 - h_1')} = \sqrt{\frac{4}{3}} \sqrt{2gh_1}.$$

Certains auteurs prennent pour la vitesse  $V$  d'entrée dans les augets celle qui correspond à la charge directe  $\frac{2}{3}h_1 + 0,03$  sur le sommet de la roue, c'est-à-dire :

$$V = \sqrt{2g \left(\frac{2}{3}h_1 + 0,03\right)}.$$

Pour les valeurs limites 0,10 et 0,20 de  $h_1$ , on a 1 m. 38 et 1 m. 79 comme valeurs limites de la vitesse  $V$ .

D'ordinaire, la vitesse périphérique  $W$  est comprise entre 1 m. et 1 m. 30 et l'angle  $\alpha$  entre 25° et 30°.

Du triangle des vitesses construit au point d'intersection du filet moyen avec la circonférence extérieure de la roue, on déduira la vitesse relative  $U$ , à laquelle doit être tangente le profil de l'aube.

Pour les aubes en bois, on peut adopter les profils polygonaux AB, BC; A'B', B'C'; ..... (fig. 47).

Si les aubes sont en tôle et courbes, on préfère la règle suivante: sur les normales aux points moyens  $\alpha, \alpha', \dots$  de AB, A'B',... on prend  $\alpha c = \alpha'c' = \dots = \frac{1}{10} AB$  et on

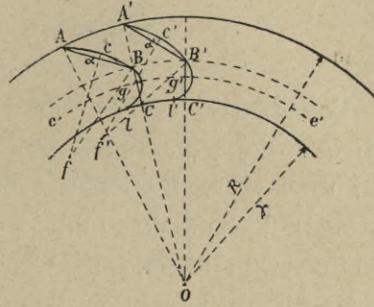


Fig. 47.

construit les arcs de cercles AcB, A'c'B', ..... . Puis, en prenant à partir de C la distance  $\frac{3}{5} BC$ , on trace la circonférence ee' qui, sur les rayons Bf, B'f',... donnera les centres g, g'.... des arcs de cercles Bl, B'l',... correspondant aux fonds des augets.

*Exemple d'installation.* — Un type de roue alimentée directement par le courant du canal d'amont se voit dans la figure 48, qui représente la roue construite par Cartier et Armengaud près de Lyon, pour une chute de 12 m. 80

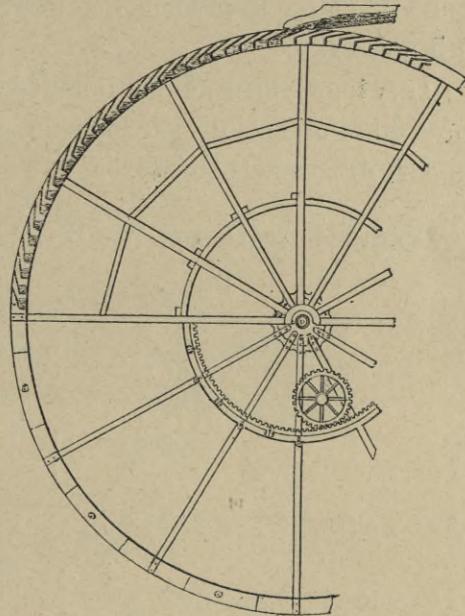


Fig. 48.

et un débit moyen de 85 litres, c'est-à-dire pour une force hydraulique nominale de 14,50 HP,

La roue a 120 augets en bois et sa largeur est de un mètre.

§ 19. — ROUES DE POITRINE A AUGETS

**Généralités.** — Dans les roues de poitrine, l'eau arrive dirigée dans les augets par des ajutages placés entre le sommet et le diamètre horizontal : le vannage à *persiennes*, lorsque le débit est variable, est disposé de manière qu'on puisse ouvrir un nombre variable d'orifices suivant le volume d'eau à dépenser et la position du niveau d'amont.

Ces roues ont généralement un rendement modéré (de 0,65 à 0,70), et on ne doit les adopter que pour des hauteurs de chute de près de 3 mètres et jamais supérieures à 5 mètres.

Dans leur construction, il faut laisser des ouvertures près du tambour intérieur pour le passage de l'air durant le remplissage des augets.

**Données pratiques.** — Si  $h_1$  (d'ordinaire compris

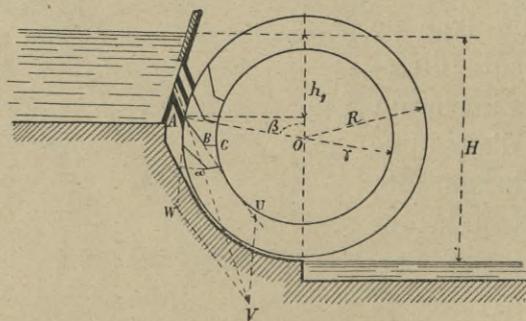


Fig. 49.

entre 0 m. 40 et 0 m. 60) est la charge sur le centre de la section de sortie d'un ajutage (fig. 49),  $\omega$  l'aire de

la section intérieure, le débit par seconde,  $q$ , sera :

$$q_1 = \mu \omega \sqrt{2gh_1},$$

où le coefficient  $\mu$  est compris entre 0,80 et 0,85 si l'ajutage est bien raccordé avec la paroi intérieure de la bêche.

Si la section de l'ajutage est rectangulaire, on en fait la hauteur inférieure à 0 m. 100, et le nombre des ajutages dépendra du débit total  $Q$  qu'il faut répartir entre les orifices.

On voit, d'après la figure 49, que :

$$R + R \cos \beta = H - h_1,$$

ce qui donne pour le diamètre de la roue :

$$2R = 2 \frac{H - h_1}{1 + \cos \beta}.$$

Certains auteurs prennent  $\beta = 60^\circ$  et

$$2R = 2 \frac{H - h_1}{1,50}.$$

Dans la pratique, pour  $H < 4^m$ , on peut préférer la formule :

$$2R = H + 1,00$$

pour n'avoir pas des diamètres trop petits.

La vitesse moyenne d'entrée dans la roue sera :

$$V = \sqrt{2gh_1}.$$

Pour les différentes déterminations du profil des aubes, de la vitesse de la roue, du coefficient de remplissage, etc., on suivra les données pratiques que nous avons énoncées dans les précédents paragraphes.

**Exemple d'installation.** — Dans la figure 50, on voit

les détails de construction d'une roue de poitrine entièrement métallique.

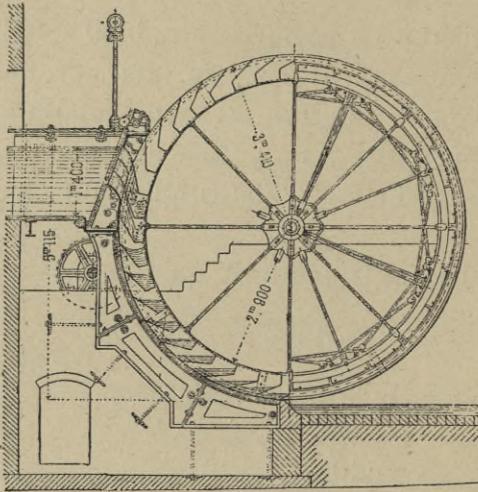


Fig. 50.

La hauteur moyenne de chute est de 5 m. 115, tandis que le diamètre de la roue est de 6 m. 820.

Les 40 augets ont les aubes en tôle, et le tambour a une hauteur radiale égale à 0 m. 510.

## CHAPITRE VI

# ROUES A PALETTES DE CÔTÉ

### § 20. — THÉORIE DES ROUES A PALETTES RAPIDES

**Formules principales.** — La théorie d'une roue à palettes est analogue à celle des roues à augets que nous avons exposée dans le § 17.

Si le distributeur est formé d'un orifice réglé par une

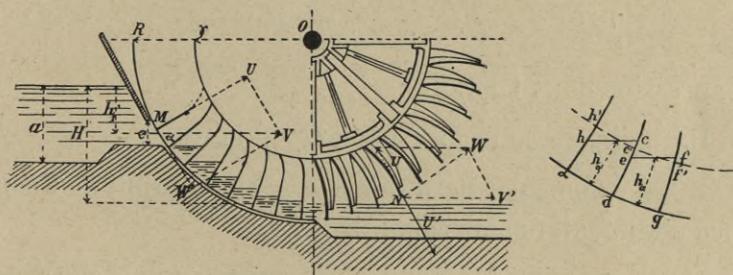


Fig. 51.

vanne inclinée (fig. 51), on suppose par approximation que la vitesse moyenne d'entrée  $V$  soit celle qui correspond à la charge  $h_1$  sur le centre de l'orifice; et si  $M$  est l'intersection du filet moyen avec la circonférence extérieure de la roue, du parallélogramme des vitesses on

déduit la vitesse relative  $U$ , suivant laquelle on doit diriger le premier élément de l'aube.

D'ordinaire, on donne à ces palettes une certaine longueur, soit pour diminuer le diamètre et par conséquent le poids de la roue, soit pour permettre le libre mouvement de la veine sur la surface de l'aube par l'effet de la vitesse d'entrée. On comprend qu'après cette course l'eau descendra et, par le choc contre le volume déjà recueilli entre les aubes, on aura la perte de charge  $\frac{U'^2}{2g}$ , si  $U'$  est la vitesse moyenne de descente de la veine.

Par suite du jeu entre la roue et le coursier, dans lequel se trouvent emboîtées les aubes, il se produit une perte  $q$  et l'on doit considérer un débit mesuré par la différence du débit moyen d'arrivée  $Q$  et de la perte  $q$  : l'expression du travail hydraulique utile sera dès lors :

$$L_u = \varpi (Q - q) h_u \quad (70)$$

où (§ 9) :

$$h_u = H - \frac{U_1^2}{2g} - \Sigma \zeta' - h_r, \quad (71)$$

expression dans laquelle :

$U_1$  = vitesse de l'eau à la sortie de la roue ;

$\Sigma \zeta'$  = somme des pertes de charge du courant de l'orifice d'alimentation au canal de fuite ;

$h_r$  = somme des pertes par les résistances passives.

On prend d'ordinaire par approximation :

$$U_1 = \frac{W + W'}{2}$$

où, si l'on désigne par  $h_0$  la hauteur radiale moyenne de l'eau entre les aubes et par  $\varepsilon$  la vitesse angulaire, on a pour la vitesse périphérique :

$$W = R \cdot \varepsilon$$

et pour la vitesse des centres des surfaces libres :

$$W' = (R - h_0) \varepsilon.$$

En substituant, on déduit :

$$U_1 = \frac{W}{2R} (2R - h_0). \quad (72)$$

Si on a soin d'adopter une disposition par laquelle l'eau se trouve au même niveau à la fin du coursier entre les palettes et dans le canal de fuite, en négligeant les frottements sur les aubes, on aura :

$$\Sigma \zeta' = \frac{U'^2}{2g}$$

et les formules (70) et (71), si l'on pose  $c = \frac{q}{Q}$ , deviennent :

$$L_u = \varpi (1 - c) Q h_u \quad (73)$$

$$h_u = H - \frac{U'^2}{2g} - \frac{W^2}{2g} \frac{(2R - h_0)^2}{4R^2} - h_r. \quad (74)$$

Par analogie avec ce que nous avons dit dans le § 17 pour le rendement maximum, il faut prendre :

$$W = \frac{V \cos \alpha}{2},$$

donner à  $V$  une valeur modérée et faire l'angle  $\alpha$  petit. A ce propos, il faut observer que si l'on diminue  $V$ , et par conséquent  $W$ , le diamètre de la roue augmente, ce qui impose un plus grand poids et fait augmenter  $h_r$ .

Pour la condition du même niveau dans le canal de

fuite et à la sortie de la roue, si on suppose, par approximation en raison de la petitesse de  $W$ , que les surfaces libres entre les palettes sont les horizontales  $hc$ ,  $ef$ ..., et que les volumes successifs sont égaux, on aura :

$$\text{aire } ahcd = \text{aire } defg.$$

En conséquence, seront encore égales les aires  $ah'c'd$ ,  $de'f'g$ , déterminées par les arcs de cercle avec le centre au centre de la roue et passant par les points moyens de  $hc$  et  $ef$ . Il suit que les hauteurs radiales  $h_0$  seront égales et que les points moyens des lignes de niveau seront sur une circonférence de centre  $O$  et de rayon  $R - h_0$ .

Mais si  $l_1$  est la largeur de la roue, le volume compris entre les deux surfaces cylindriques de rayons  $R$  et  $R - h_0$  est :

$$\pi [R^2 - (R - h_0)^2] l_1;$$

par mètre de circonférence extérieure de la roue, le courant d'eau pourra donc remplir le volume :

$$\frac{\pi [R^2 - (R - h_0)^2] l_1}{2\pi R}.$$

Par conséquent on pourra écrire :

$$Q - q = \frac{\pi [R^2 - (R - h_0)^2] l_1}{2\pi R} \cdot W,$$

d'où, ayant posé  $c = \frac{q}{Q}$ :

$$h_0^2 - 2Rh_0 + \frac{2RQ(1-c)}{l_1W} = 0$$

et

$$h_0 = R \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{2Q(1-c)}{l_1WR}} \right]. \quad (75)$$

Pour tenir compte de l'épaisseur des aubes, dans le cas où celles-ci seraient en bois, on peut multiplier le rapport  $\frac{\pi [R^2 - (R - h_0)^2] l_1}{2\pi R}$  par le rapport  $\frac{d - e}{d}$ , où  $d$  est la distance moyenne entre deux palettes successives et  $e$  l'épaisseur de l'aube.

En raison de la petitesse de  $c$ , certains auteurs préfèrent négliger  $c$  dans la formule (75) et multiplier la valeur de  $h_0$  ainsi calculée par le coefficient  $(1 - c)$ .

Enfin, à la sortie de la roue, on a soin que la vitesse relative  $U'$ , résultant de  $W$  et de la vitesse  $V'$  dans le canal de fuite, soit tangente à l'aube en  $N$ .

#### § 21. — DONNÉES PRATIQUES SUR LES ROUES A PALETTES RAPIDES

**Généralités.** — Les roues de côté rapides s'appliquent à des chutes comprises entre 1 mètre et 3 mètres, et leur rendement, qui s'élève de 0,60 à 0,70, est peu affecté par les variations de débit quand on ne dépasse pas le double du débit normal.

Si le niveau d'amont est assez stable, on préfère le distributeur à déversoir, tandis que, dans le cas opposé, on adopte un orifice à vanne inclinée.

**A tête d'eau** (fig. 51). — Les données étant  $Q$  et  $H$  (entre 1 mètre et 3 mètres), on fixe la profondeur  $a$  dans le canal d'amont à une valeur comprise entre 0 m. 60 et 1 mètre, et le diamètre  $2R$  de la roue sera de 3 m. 50 à 7 mètres; on a soin que l'on ait  $R > H + 1$ .

La hauteur  $e$  de l'orifice est fixée entre 0 m. 15 et 0 m. 40 pour avoir des débits par m. l. d'orifice compris entre 0 m. c. 300 et 1 mètre cube.

Si  $l$  est la largeur de l'orifice, on a pour le débit par seconde :

$$Q = \mu l e \sqrt{2gh_1},$$

où  $\mu =$  de 0,74 à 0,80 pour une inclinaison de la vanne comprise entre  $63^\circ$  et  $45^\circ$ .

Ayant calculé la largeur de l'orifice :

$$l = \frac{Q}{\mu e \sqrt{2gh_1}},$$

on prendra pour largeur  $l_1$  de la roue :

$$l_1 = l + 0,10.$$

En tout cas on doit avoir  $l_1 < 4$  mètres.

Le jeu entre la roue et le coursier est de 0 m. 005 à 0 m. 010, d'où il résulte que  $c = \frac{q}{Q}$  est compris entre 0,007 et 0,019.

De la formule (75) (§ 20), on déduit la hauteur  $h_0$  de l'eau entre les palettes.

Par approximation, certains auteurs prennent :

$$h_0 = (1 - c) R \left[ 1 - \sqrt{1 - \frac{2Q}{lWR}} \right]$$

et

$$c = \frac{q}{Q} = \frac{W}{Q} (2h_0 + l_1 + 2f)f,$$

supposant que l'eau perdue dans le jeu de grandeur  $f$  a une vitesse égale à la vitesse périphérique  $W$  de la roue.

On fait aussi (§ 20) :

$$W = \frac{V \cos \alpha}{2},$$

W étant compris entre 1 m. 80 et 2 m. 50 et allant quelquefois jusqu'à 3 mètres,

et 
$$V = \sqrt{2gh_1}.$$

Après les dites déterminations, on pourra dessiner la roue, l'orifice de la vanne et le canal de fuite dont on établit la vitesse  $V'$  et la section  $\Omega$  par la relation :

$$Q = \Omega \cdot V'.$$

Pour le diamètre intérieur  $2r$  de la couronne, il faut le régler de manière que l'on ait  $R - r > 0$  m. 40 et  $< 0$  m. 90, et, pour la distance  $d$  entre les aubes sur la circonférence extérieure de la roue, on prend d'ordinaire une valeur de 0 m. 40 à 0 m. 50 et, seulement dans le cas de roues de grands diamètres, on arrive à 0 m. 80.

Pour le nombre des palettes (multiple du nombre des bras), on a :

$$N = \frac{2\pi R}{d}.$$

On donne une épaisseur comprise entre 0 m. 025 et 0 m. 030 à ces aubes quand elles sont en bois, et entre 0 m. 003 et 0 m. 005 aux aubes en tôle. Le coefficient de remplissage résultant est compris entre  $\frac{1}{2}$  et  $\frac{3}{4}$ .

D'ordinaire le rendement a une valeur peu élevée, environ 0,55.

**Sans tête d'eau** (fig. 52). — Pour le débit  $Q$  du déversoir de largeur  $l$ , on a :

$$Q = mlh_1 \sqrt{2gh_1},$$

où on prend  $m = 0,45$  si le seuil est muni d'un bec en tôle. Dans chaque cas, on peut chercher la valeur de  $m$  dans les tables des coefficients de débit.

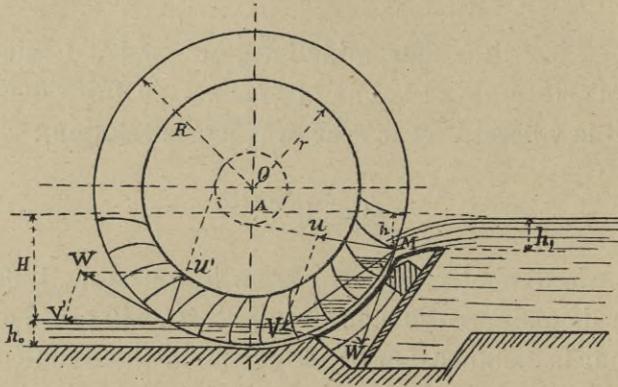


Fig. 52.

En pratique  $h_1$  doit se tenir entre 0 m. 18 et 0 m. 30 et  $l$  doit être inférieure à 6 mètres.

Dans une première approximation, la hauteur du centre de la roue au-dessus du niveau moyen d'amont est posée :

$$\overline{OA} = \text{de } 0 \text{ m. } 50 \text{ à } 1 \text{ mètre}$$

et le rayon extérieur :

$$R = \overline{OA} + H + h_0$$

où on peut faire à peu près  $h_0 = 1,50 h_1$ . La détermination de  $h_0$  peut aussi se faire suivant le procédé indiqué dans le cas précédent. Il convient, pour le diamètre  $2R$ , de ne pas dépasser les limites 3 m. 50 et 7 mètres.

D'ordinaire, on établit la vitesse périphérique  $W$  entre 1 et 2 mètres, et on prend pour la vitesse  $V$  au point  $M$  où

le filet moyen rencontre la circonférence de la roue :

$$V = 1,5 W ;$$

on a d'ailleurs pour hauteur  $h$  de M au-dessous du niveau d'amont :

$$h = \frac{V^2}{2g}$$

et

$$h_1 = h - s,$$

$s$  étant compris entre 0 m. 05 et 0 m. 08.

Par le parallélogramme des vitesses en M, on obtient U tangente au premier élément de l'aube. La lame directrice après la crête doit se diriger parallèlement à V.

Les règles données pour le cas précédent peuvent s'appliquer à toutes les autres déterminations.

## § 22. — ROUES A PALETTES LENTES

**Type Sagebien.** — Nous avons déjà fait observer que les roues de côté doivent avoir une vitesse modérée pour donner un bon rendement : à cette condition satisfait la roue du type construit par Sagebien, avec laquelle on est

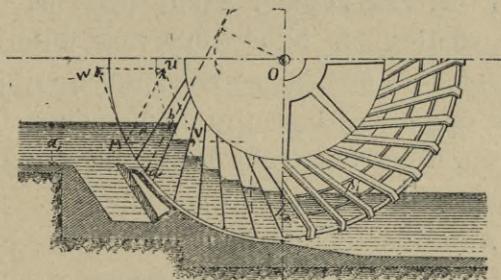


Fig. 53.

arrivé à dépasser la valeur 0 m. 80 pour le rendement moyen.

La roue Sagebien est sans tête d'eau (fig. 53), et d'ordinaire le seuil du déversoir est la crête même de la vanne qui glisse sur une contre-vanne en fonte formant partie du coursier.

Il convient d'adopter ce récepteur dans le cas de grand débit ( $Q =$  entre 0 m. c. 600 et 4 mètres cubes) et de chutes de 0 m. 60 à 3 mètres.

Pour les faibles vitesses (de 1 à 2 tours par minute), ou pour des roues de grands poids, on doit quelquefois employer trois couples d'engrenages pour la transmission du mouvement à l'arbre de l'usine.

A cause aussi de la lenteur du mouvement de la roue, on peut admettre que l'eau, à l'entrée, a le même niveau qu'à l'amont.

Le tracé des palettes peut se faire de la manière suivante.

Après avoir calculé la hauteur  $h_0$  (toujours  $< 2$  mètres) de l'eau entre les palettes comme dans les cas précédents (§ 21), on tracera la circonférence de rayon  $R - h_0$  et, par le point  $b$  d'intersection avec la ligne du niveau d'amont, on tirera la ligne droite  $ab$  parallèle à la vitesse relative  $U$ , obtenue par le triangle des vitesses  $V$  et  $W$  en  $M$ , dont  $V$  est horizontale. Ayant pris les distances entre les palettes sur la circonférence antérieure de 0 m. 40 à 0 m. 45, on désigne les points correspondants de manière que  $a$  soit le centre d'une de ces distances; les aubes seront les tangentes menées par ces points à la circonférence de centre  $O$  et tangente à  $ab$ .

Si  $\alpha$  et  $\beta$  sont les angles d'inclinaison des palettes à l'entrée et à la sortie de la roue, l'angle  $\alpha$  doit être de près de  $45^\circ$  et l'angle  $\beta > 30^\circ$  pour que l'émersion s'effectue sans résistance sensible.

Pour les vitesses, on prend :  $V$  entre 0 m. 70 et 0 m. 80; et  $W$  entre 0 m. 60 et 0 m. 75.

En dépendance des valeurs limites du débit  $Q$  (0 m. c. 600 et 4 m. c.) on établit  $h_1$  de 0 m. 80 à 1 m. 25, et on doit tâcher d'obtenir à peu près pour la largeur

$l = \frac{Q}{h_1 V}$  du déversoir :

$$l = 2h_1.$$

La largeur  $l_1$  de la roue se prend :

$$l_1 = l + 0 \text{ m. } 10.$$

Le rayon  $R$  se fait toujours  $> 3$  m. et en général doit être  $> H + 2$ .

Le jeu entre la roue et le coursier se fait de 0 m. 003 et on peut retenir 0,015 et 0,003 pour les valeurs du rapport  $c = \frac{q}{Q}$  correspondant aux valeurs de  $H$  de 3 mètres à 1 mètre, et du rapport  $\frac{Q}{l}$  de 0 m. c. 600 à 1 mètre cube.

Pour toutes les autres déterminations, on suivra les règles données dans les cas précédents des roues de côté.

Pour éviter des dommages dans le cas où quelque pierre serait apportée par le courant, on fait les palettes en bois doux sur la périphérie extérieure et, pour les roues très larges (on ne doit pas dépasser 4 mètres), on emploie plusieurs cercles en fer ou en fonte, reliés avec des tirants diagonaux et unis aux aubes avec des fers cornières.

**Exemple d'installation.** — Dans la figure 54 est représentée la roue installée par M. Sagebien dans la filature de M. Sement, à Serquigny (Eure), pour une chute de 2 m. 424. Le diamètre est égal à 9 mètres. On voit

sur la même figure le flotteur avec une tige à échelle

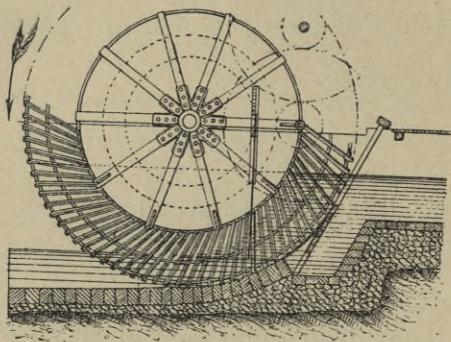


Fig. 54.

graduée pour la lecture du niveau de l'eau entre les palettes.

La roue Sagebien, actionnée dans le sens de la flèche, peut fonctionner comme machine élévatoire de l'eau avec un excellent rendement.

On a un exemple important d'installation de ce genre à l'usine de l'Atfeh pour les irrigations en Egypte ; l'ensemble se compose de quatre machines à vapeur jumelles à balancier, commandant chacune une roue Segebien, et de deux machines Compound actionnant chacune deux roues élévatoires.

## CHAPITRE VII

### ROUES A PALETTES EN DESSOUS

#### § 23. — ROUES EN DESSOUS A PALETTES PLANES

**Formules principales.** — Les roues en dessous, à aubage dirigé suivant les rayons et à coursier rectiligne, furent les premiers moteurs hydrauliques et il n'en reste que quelques exemples à cause de leur faible rendement (10 à 15 0/0). En faisant le coursier circulaire on peut avoir un rendement moyen qui arrive à 0,35, mais on

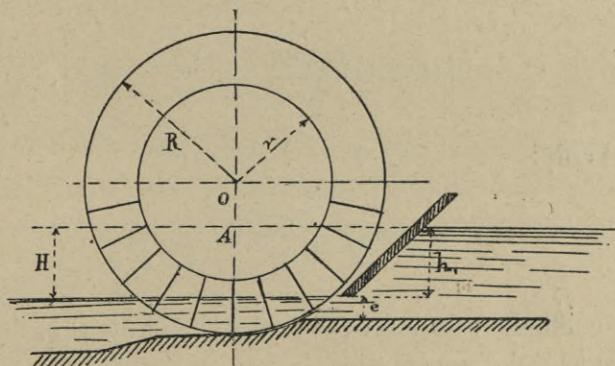


Fig. 55.

comprend que malgré la construction simple et économique, qui ne comporte ni contre-aubes ni fonçailles, il faut

préférer d'autres types de récepteurs lorsqu'on a besoin de tirer parti de toute la puissance disponible d'une chute.

La vitesse moyenne  $V$  de l'eau à son arrivée sur l'aubage est (fig. 55) :

$$V = \sqrt{2g \left( h_1 + \frac{1}{2} e \right)}.$$

D'ordinaire, le coursier comprend une distance inférieure à deux intervalles successifs entre les aubes, et on prendra avec une suffisante approximation :

$$V = \sqrt{2gH};$$

on supposera d'ailleurs que la vitesse périphérique  $W$  de la roue a la même direction que  $V$ .

En conséquence, la perte de charge résultant du choc de l'eau contre les aubes sera  $\frac{(V - W)^2}{2g}$  : si  $V'$  est la vitesse moyenne de l'eau à la sortie, et  $h_r$  la hauteur absorbée par les résistances passives de la roue, le travail utile aura pour expression (§ 9) :

$$L_u = \varpi Q \left[ H - \frac{(V - W)^2}{2g} - \frac{V'^2}{2g} - h_r \right], \quad (76)$$

formule où :

$$Q = \mu l e \sqrt{2g \left( h_1 + \frac{1}{2} e \right)},$$

$\mu$  = coefficient de débit de l'orifice, de hauteur  $e$ , de largeur  $l$  et suivi d'un coursier.

En pratique, on fait :

$$V' = W, \quad H = \frac{V^2}{2g},$$

ce qui donne d'après (76) :

$$L_u = \omega Q \left[ \frac{W(V-W)}{g} - h_r \right] \quad (77)$$

De cette expression résulte que la valeur maximum du rendement hydraulique s'obtient pour  $\bar{W} = \frac{V}{2}$ .

Dans les applications, on préfère adopter :

$$W = \frac{2}{3} V = 0,40 \sqrt{2gH} ;$$

$$0 \text{ m. } 20 < e < 0 \text{ m. } 40$$

$$3 \text{ m. } 50 < 2R < 7 \text{ mètres.}$$

Pour le rayon  $r$  de la circonférence intérieure de la couronne, on pourrait suivre la marche indiquée dans les cas précédents au moyen de la détermination de la hauteur  $h_0$  ; en tous cas, si  $l_1$  est la largeur de la roue et  $k$  le coefficient de remplissage (de  $\frac{2}{3}$  à  $\frac{4}{5}$ ), on doit prendre  $r$  de manière que l'on ait :

$$Q = C.kl_1 (R^2 - r^2) \frac{W}{2R}, \quad (78)$$

formule où le coefficient  $C$  a une valeur de 0,90 à 0,95. La distance  $d$  entre les palettes sur la circonférence extérieure se fait de 0 m. 52 à 0 m. 60, ce qui correspond à peu près à  $\frac{1}{12} R$ .

**Roues pendantes.** — A la catégorie des roues en dessous à palettes appartiennent les *roues pendantes*, établies sur des bateaux immobiles ou sur pilotis et mues par le courant d'un canal ou d'un fleuve.

D'ordinaire, on donne à ces roues une immersion comprise entre  $\frac{1}{8}$  et  $\frac{1}{10}$  du diamètre, lequel ne dépasse pas 4 à 5 mètres ; d'après Navier, l'angle d'inclinaison des aubes, dans ces conditions, se fait de près de  $30^\circ$ .

Avec des rebords saillants de 5 à 10 centimètres au pourtour des aubes, on peut améliorer le rendement.

Ce que nous avons dit pour les roues à palettes s'applique aux roues pendantes, pour lesquelles il faut seulement prendre la vitesse d'entrée  $V$  égale à la vitesse superficielle du cours d'eau et faire le débit  $Q = \omega.V$ ,  $\omega$  étant l'aire de la partie de la palette plongée dans l'eau en la position verticale.

La figure 56 représente la roue pendante Colladon, dans laquelle les palettes sont réunies à un tambour en

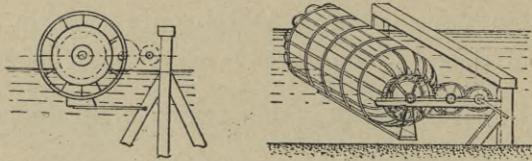


Fig. 56.

tôle, fermé à ses deux bouts et étanche. Deux leviers, articulés sur une estacade fixe, soutiennent le tambour ; la transmission du mouvement se fait par des roues dentées portées par un des leviers mêmes.

#### § 24. — ROUES A PALETTES COURBES

**Type Poncelet.** — Dans les roues en dessous, pour faciliter l'introduction des filets liquides entre les palettes, on peut adopter la disposition indiquée dans la

figure 57, en faisant les aubes curvilignes avec le premier élément tangent à la vitesse relative  $U$  et le vannage fortement incliné (1 de base pour 1 à 2 de hauteur).

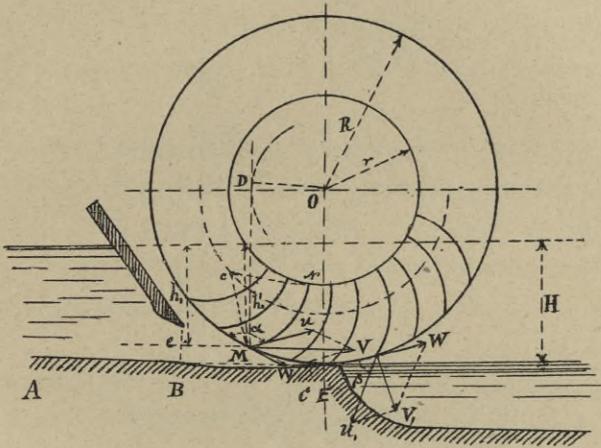


Fig. 57.

Pour amener l'eau depuis le seuil jusqu'au bas de la roue, on peut construire un coursier rectiligne, avec une pente de  $1/10$ , ou préférer un coursier cylindrique, ce qui donne un diamètre plus petit et fait disparaître l'inconvénient du choc à l'entrée.

Pour le tracé du coursier, Poncelet donne la règle suivante : soit  $M$  le point d'intersection du filet moyen avec la circonférence extérieure de la roue et  $MD$  la perpendiculaire à la vitesse  $V$  en  $M$  ; après avoir tracé la circonférence du rayon  $OD$  et sa développante passant par  $M$ , on construit la ligne  $BC$  parallèle à cette courbe et à une distance égale à la demi-hauteur de la veine. A cause d'une propriété connue de la développante, les filets liquides rencontreront la roue sous le même angle.

D'autres auteurs, d'après Morin, pour éviter une certaine élévation du seuil, préfèrent la règle suivante :

Après avoir établi le diamètre  $2R$  de la roue, on trace le rayon vertical  $OE$  (fig. 58) et le rayon  $OC$ , l'arc  $EC$  étant à peu

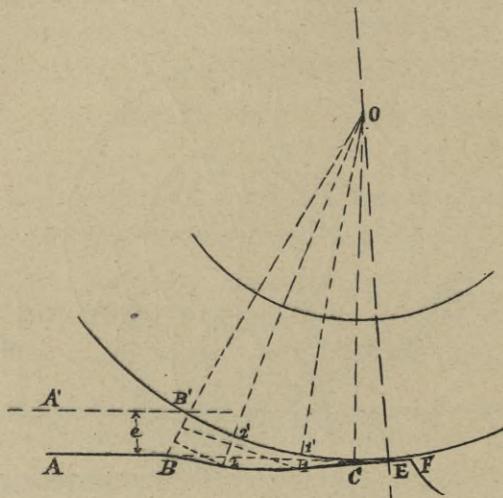


Fig. 58.

près égal à  $0,083 R$  : la tangente en  $C$  à la circonférence donnera le seuil  $AB$  de la vanne, dont le point  $B$  est l'intersection de  $\overline{AB}$  avec le rayon  $\overline{OB'}$ ,  $e$  étant la distance entre les deux lignes parallèles  $AB$  et  $A'B'$ .

A partir de  $B$ , le coursier se fait cylindrique, suivant un profil en spirale d'Archimède.

Pour dessiner cette spirale, on divise l'arc  $B'C$  et le segment  $\overline{B'B}$  en un même nombre de parties égales et, sur les rayons indéfinis passant par les points de division de l'arc, on prend les longueurs  $1'1$ ,  $2'2$ , etc., égales à autant de parties de  $\overline{B'B}$  qu'il y a d'unités dans le rang du rayon à partir du point  $C$ . Vers l'amont, cette spirale  $C12\dots B$  se raccordera avec le seuil  $\overline{AB}$ .

Quelquefois on préfère disposer ce seuil suivant une ligne horizontale.

Du côté d'aval, le raccordement se fait au moyen d'un

arc concentrique à la roue et d'une longueur à peu près égale à une fois et demie l'écartement de deux aubes successives.

La crête F du ressaut du coursier peut se faire à la hauteur des eaux moyennes lorsqu'on n'a pas à craindre de grandes crues et qu'on peut donner une grande largeur au canal d'aval.

Le niveau moyen dans le canal de fuite peut aussi être établi en correspondance avec l'horizontale passant par M (fig. 57), cette roue présentant l'avantage de pouvoir marcher un peu noyée. Certains constructeurs préfèrent arrêter le coursier avant d'arriver au point E.

**Données pratiques.** — Il ne convient pas d'employer les roues Poncelet pour des chutes supérieures à 1 m. 50 et des diamètres  $2R > 6$  m. : dans les applications on prend  $R = H + d$ , où  $d$  est compris entre 0 m. 60 et 1 m. 50.

A l'entrée de l'eau dans l'aubage, l'épaisseur de la veine est à peu près  $e' = 0,8 e$  et doit rester entre les limites 0 m. 15 et 0 m. 25 ; l'angle des vitesses U et W, c'est-à-dire des aubes et de la circonférence extérieure, doit être de 25° à 30°.

La largeur  $l$  de l'orifice se déduit de la relation :

$$Q = \mu l e \sqrt{2gh_1},$$

où le coefficient de débit  $\mu$  est égal à 0,74 ou 0,80 selon que l'inclinaison de la vanne est de 60° ou de 45°. La largeur  $l_1$  de la roue sera :

$$l_1 = l + 0,05.$$

Pour la vitesse V du filet moyen en M, on prend :

$$V = 0,92 \sqrt{2gh_1},$$

où  $h_1$  est la hauteur au-dessus de  $M$  du niveau d'amont.

D'ordinaire, la vitesse périphérique  $W$  de la roue se fait de  $0,50 V$  à  $0,55 V$  et, par approximation, la vitesse relative moyenne  $U_1$  de l'eau à la sortie de la roue se prend égale à la vitesse  $W$  de la roue.

Pour le rayon intérieur  $r$  de la couronne, on peut employer la formule empirique :

$$R - r \geq \frac{H}{3} + e$$

ou la formule donnée dans les cas précédents :

$$Q = kl_1(R^2 - r^2) \frac{W}{2R},$$

où le coefficient de remplissage  $k$  se fait de  $\frac{1}{3}$  à  $\frac{2}{7}$ , et quelquefois même égal à  $\frac{1}{2}$  si le niveau d'aval est constant.

Le profil d'une aube est représenté (fig. 57) par un arc de cercle qui coupe la circonférence extérieure de la roue sous l'angle  $\alpha$  (angle de  $U$  et de  $-W$ ) et la circonférence intérieure à angle droit.

La distance des aubes, comptée sur la circonférence de rayon  $R$ , se fait de  $0 \text{ m. } 25$  à  $0 \text{ m. } 35$ , ou de  $0 \text{ m. } 35$  à  $0 \text{ m. } 45$ , selon que les aubes sont en tôle ou en bois.

Pour les autres déterminations, on peut suivre les règles données précédemment.

Une roue de Poncelet peut être aussi considérée comme une turbine : l'eau qui pénètre dans sa partie inférieure sans choc sur les aubes, en raison de sa vitesse, monte le long de celles-ci et, après avoir atteint une position d'équilibre relatif, retombe pour se déverser dans le coursier d'aval. Par conséquent, l'eau même exerce sur

les aubes une certaine pression due à sa vitesse relative, et son poids n'a que peu d'influence.

**Travail utile.** — Le travail utile, si  $q$  est le débit perdu le long du coursier, est donné par la relation (§ 20) :

$$L_u = \varpi (Q - q) \left[ H - \left( h'_1 - \frac{V^2}{2g} \right) - \frac{V_1^2}{2g} - h_r \right] \quad (79)$$

où la charge perdue à l'entrée de la roue, étant donné qu'on a :

$$V = 0,92 \sqrt{2gh'_1},$$

se réduit à :

$$h'_1 - \frac{V^2}{2g} = 0,15 h'_1.$$

Si, par approximation, nous supposons :

$$W = U = U_1 = 0,55 V$$

et admettons que l'eau abandonne la roue sous un angle  $\beta = 30^\circ$  en moyenne, la vitesse effective  $V_1$  à la sortie sera :

$$\begin{aligned} V_1^2 &= W^2 + U_1^2 - 2W.U_1 \cos \beta = 0,081V^2 = \\ &= 0,07 \times 2g \times h'_1. \end{aligned}$$

Avec ces hypothèses, l'expression (79) se réduit à :

$$L_u = \varpi (Q - q) [H - 0,22h'_1 - h_r], \quad (80)$$

Le rendement des roues Poncelet descend à 0,50 lorsque la roue doit marcher vite ; à régime normal il peut arriver à 0,65 et parfois à 0,70.

**Exemple d'installation.** — La figure 59 représente une roue Poncelet construite par M. André à Thann.

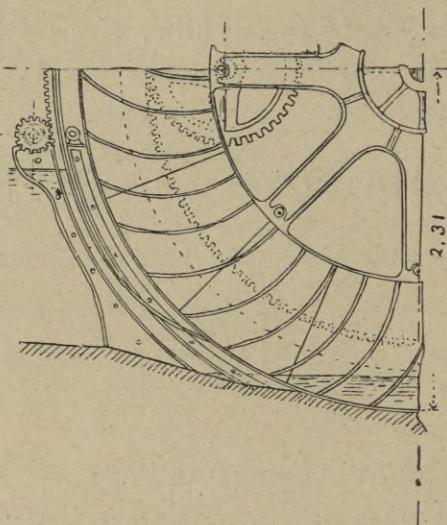


Fig. 59.

La vanne est formée d'une feuille de tôle avec deux crémaillères engrenant avec deux pignons.

Les deux couronnes, fondues chacune en huit segments, ont des nervures sur lesquelles sont rivées les 40 aubes en tôle.

La transmission du mouvement est faite par une denture intérieure à l'une des couronnes et qui engrène avec le pignon appliqué à l'arbre de l'usine.

Le diamètre est de 4 m. 62, et la vitesse de régime  $W$  est de 2 m. 78.

TROISIÈME PARTIE

---

TURBINES HYDRAULIQUES



## CHAPITRE VIII

### THÉORIE DES TURBINES HYDRAULIQUES

---

#### § 25. — FORMULES FONDAMENTALES

**Travail moteur.** — Dans les turbines hydrauliques, la couronne de la roue mobile est divisée par les aubes réceptrices en canaux, chacun recevant l'action d'un courant d'eau sans chocs ni brusques déviations des filets ; par suite de la rotation uniforme de la roue, on est dans les conditions du mouvement relatif que nous avons considéré dans le § 4 (3<sup>e</sup> cas).

La théorie générale des turbines est établie par l'application des principes fondamentaux que nous avons exposés dans les §§ 9 et 10, et il est bon de commencer par considérer un des cas particuliers plus importants, c'est-à-dire celui des *turbines centripètes*.

Supposons donc que la figure 60 représente la section horizontale d'une turbine centripète, composée de la couronne distributrice D et de la roue mobile R, ayant le même centre O.

Soient :

$r_1$  et  $r_0$  les rayons intérieur et extérieur de la couronne mobile ;

$V_1$  et  $V_0$  les vitesses moyennes relatives, à la sortie et à l'entrée de la roue, des filets liquides  $m n$  ;

$a_1$  et  $a_0$  les angles de ces vitesses avec  $r_1$  et  $r_0$  ;

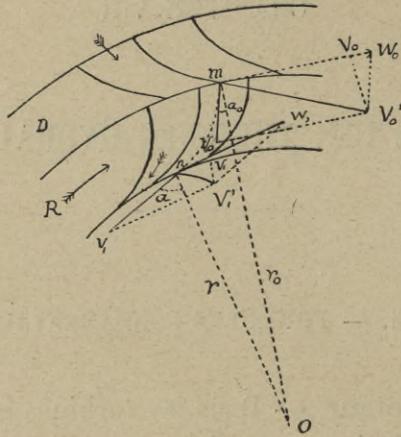


Fig. 60.

$W_1$  et  $W_0$  les vitesses de rotation en  $n$  et en  $m$  ;

$V'_1$  et  $V'_0$  les vitesses absolues en  $n$  et en  $m$  ;

$\varepsilon$  la vitesse angulaire de la roue mobile ;

$M$  le moment de la force motrice par rapport à l'axe de rotation  $O$ , qui est égal et de signe contraire au moment de la réaction des parois des canaux de la roue mobile sous l'effet de l'écoulement du débit  $Q$  à la seconde.

Par l'expression (22) du travail de la réaction donnée dans le § 4 et qui est égale à  $-L_m$  ( $L_m =$  travail moteur), on aura :

$$L_m = M\varepsilon = \frac{\omega Q}{g} \left[ W_1 (V_1 \sin a_1 - W_1) - W_0 (V_0 \sin a_0 - W_0) \right], \quad (81)$$

d'où, comme  $W_1 = r_1\varepsilon$  et  $W_0 = r_0\varepsilon$ ,

$$M = \frac{\omega Q}{g} [r_1 (V_1 \sin a_1 - W_1) - r_0 (V_0 \sin a_0 - W_0)] \quad (82)$$

relation qu'on peut aussi écrire sous la forme :

$$M = \frac{\omega Q}{g} [r_1 (V_1 \sin a_1 - W_1) + r_0 V'_0 \sin a'_0], \quad (83)$$

car le parallélogramme des vitesses donne :

$$W_0 - V_0 \sin a_0 = V'_0 \sin a'_0,$$

$a'_0$  étant l'angle de  $r_0$  avec  $V'_0$ , qui a la direction du dernier élément de l'aube du distributeur.

Si  $\bar{V}_1$  et  $\bar{V}_0$  sont les projections de  $V_1$  et  $V_0$  sur les directions de  $W_1$  et  $W_0$ , on a :

$$\begin{aligned} \bar{V}_1 &= W_1 - V_1 \sin a_1 \\ \bar{V}_0 &= W_0 - V_0 \sin a_0, \end{aligned}$$

et la formule (81) devient :

$$L_m = M\varepsilon = \frac{\omega Q}{g} (W_0 \bar{V}_0 - W_1 \bar{V}_1). \quad (84)$$

Les différentes expressions du travail moteur ou du moment  $M$  que nous avons données ici sont aussi applicables aux turbines centrifuges (fig. 61), dans lesquelles le distributeur  $D$  est à l'intérieur et la couronne mobile  $R$  à l'extérieur.

Il est bon de remarquer ici que la force centrifuge composée, qui, d'après le théorème de Coriolis sur le mouvement relatif, est perpendiculaire à la vitesse relative et à

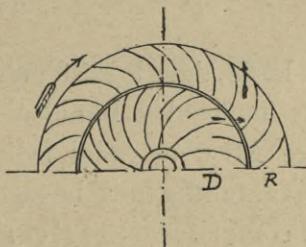


Fig. 61.

l'axe de rotation, dans les turbines centripètes pousse la veine sur la surface impulsive des aubes, tandis que le contraire a lieu dans les turbines centrifuges. Certains auteurs donnent pour cela la préférence aux turbines centripètes; mais M. Bodmer fait justement observer que la force centrifuge n'apparaît qu'à cause de l'effort exercé

par l'eau sur les aubes, et que lui attribuer l'explication du phénomène c'est confondre l'effet avec la cause.

Dans le cas d'une *turbine axiale*, si à tous les filets qui composent les courants dans les canaux de la roue mobile et qui sont parallèles à l'axe de rotation on attribue une vitesse unique  $W$  d'entraînement, égale à la valeur moyenne des vitesses des filets extrêmes, on a :

$$W_1 = W_0 = W = r\varepsilon,$$

et la formule (84) devient :

$$L_m = -M\varepsilon = \frac{\omega Q}{g} W(\bar{V}_0 - \bar{V}_1). \quad (85)$$

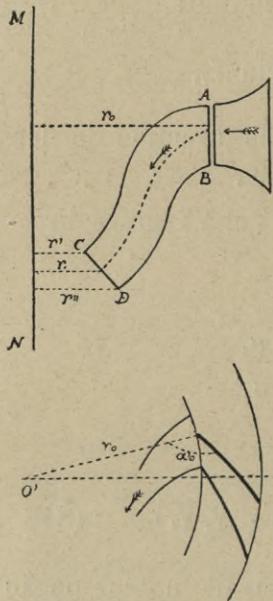


Fig. 62.

Enfin, dans le cas d'une turbine centripète *mixte* (fig. 62), les molécules liquides entrent d'ordinaire dans l'orifice AB d'un canal mobile à une même distance  $r_0$  de l'axe, tandis qu'à la sortie ces distances sont différentes et comprises entre  $r'$  et  $r''$ . Si, par approximation, on suppose dans les points de l'orifice CD une vitesse d'entraînement unique, égale à celle du filet central, on pourra évidemment appliquer les expressions du travail de la réaction que nous avons établies pour les turbines centri-

pètes, à condition d'entendre par  $a'_0$  l'angle du rayon avec les aubes du distributeur et par  $a_1$  l'angle de l'axe MN avec la vitesse à la sortie, c'est-à-dire avec le dernier élément des aubes réceptrices.

Il faut observer que le travail moteur  $L_m$  reste indépendant des variations des pressions le long des canaux mobiles, et que, dans les turbines noyées, la pression à l'entrée sera supérieure à la pression à la sortie, tandis que, pour les vitesses moyennes dans les sections d'entrée et de sortie, ce sera le contraire.

**Vitesses.** — Soient :

A la section des guides, c'est-à-dire des orifices du distributeur, prise dans un plan normal à la direction des filets liquides ;

$A_0$  la section normale des aubes à l'entrée de l'eau ;

$A_1$  la section normale des aubes à la sortie de l'eau ;

$Q$  le débit par seconde ;

$q$  la perte d'eau par le jeu entre le distributeur et la roue ;

$K$  le coefficient de contraction à la sortie du distributeur ;

$K_0$  le coefficient de contraction de la veine à l'entrée de la roue ;

$K_1$  le coefficient de contraction de la veine à la sortie de la roue.

On aura évidemment :

$$\left. \begin{aligned} Q &= K A V_0 \\ Q - q &= K_0 A_0 V_0 = K_1 A_1 V_1. \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

Dans les cas ordinaires, les valeurs de  $K$ ,  $K_0$ ,  $K_1$  sont comprises entre 0,85 et 0,97, et, dans une première approximation, on peut prendre ;

$$K = K_0 = K_1 = 1 \text{ et } q = 0;$$

par conséquent :

$$Q = A V_0 = A_0 V_0 = A_1 V_1. \quad (87)$$

Dans cette hypothèse, on déduira les vitesses  $V_0$  et  $V_1$  à l'entrée et à la sortie de la roue au moyen des relations :

$$V_0 = \frac{A}{A_0} V'_0; \quad V_1 = \frac{A}{A_1} V'_0. \quad (88)$$

Pour la détermination de la vitesse moyenne  $V'_0$  à la sortie du distributeur, on peut, en général, employer les expressions (§§ 1 et 2) :

$$V'_0 = \sqrt{2g(H - h - c - \Sigma\zeta)} \quad (89)$$

pour les turbines à impulsion,

$$V'_0 = \sqrt{2g\left(H - H' - \frac{p'_0 - p_0}{\varpi} - \Sigma\zeta\right)} \quad (90)$$

pour les turbines à réaction.

Dans ces formules, on a :

$H$  = hauteur de chute ;

$h$  = hauteur moyenne des orifices de sortie de la roue mobile au-dessus du niveau d'aval ;

$c$  = distance verticale entre les centres des orifices extrêmes des canaux de la roue, égale à la hauteur de cette roue lorsqu'elle est horizontale et dans la turbine axiale ; dans les turbines radiales, en général, on a  $c = 0$ .

$H'$  = hauteur des centres des orifices d'entrée de la roue au-dessus du niveau d'aval, dans le cas d'une turbine à réaction à roue horizontale ;

$p_0$  = pression atmosphérique ;

$p'_0$  = pression à l'entrée de la roue ;

$\Sigma\zeta$  = somme des pertes de charge du courant d'eau dues aux frottements, aux changements de section, de direction, etc.

Dans les turbines à action on peut, par approximation, négliger  $\Sigma\zeta$ , multiplier la formule (89) par le coefficient de correction 0,96 et prendre :

$$V_0 = 0,96 \sqrt{2g(H - h - c)}. \quad (89)'$$

**Equation générale.** — Dans les §§ 9-10 nous avons établi les relations :

$$\begin{aligned} L_m &= L_u + L_r \\ L_m &= M\varepsilon, \quad L_u = M_u\varepsilon, \quad L_r = M_r\varepsilon, \end{aligned}$$

et nous avons aussi écrit l'équation fondamentale d'un récepteur sous la forme :

$$M = M_u + M_r.$$

Dans le cas d'une turbine radiale, d'après l'expression (84) de  $L_m = M\varepsilon$ , si l'on tient compte de ce que  $W_0 = r_0\varepsilon$ ,  $W_1 = r_1\varepsilon$ , on aura :

$$M_u + M_r = \frac{\omega Q}{g} (r_0 \bar{V}_0 - r_1 \bar{V}_1); \quad (91)$$

ce sera l'équation générale des turbines hydrauliques radiales.

L'équation (91) est analogue à l'équation (51), donnée par Rateau (§ 10).

Pour une turbine axiale, l'équation (85) donne :

$$M_u + M_r = \frac{\omega}{g} Qr (\bar{V}_0 - \bar{V}_1). \quad (92)$$

Pour une plus grande approximation il faudrait, dans les expressions (91) et (92), substituer à  $Q$  la différence  $Q - q$ .

Dans le § 9, nous avons aussi donné pour le travail moteur l'expression :

$$L_m = \varpi Q h_m = \varpi Q \left[ H - \frac{p_1 - p_0}{\varpi} - \frac{U_1^2 - U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta' \right]$$

ou, pour les cas ordinaires en négligeant la vitesse d'arrivée  $U_0$  dans la chambre de charge et la différence des pressions atmosphériques sur les niveaux d'amont et d'aval :

$$L_m = \varpi Q h_m = \varpi Q \left[ H - \frac{U_1^2}{2g} - \Sigma \zeta' \right].$$

En conséquence, les formules (91) et (92) peuvent aussi s'écrire sous la forme :

$$H - \frac{U_1^2}{2g} - \Sigma \zeta' = \frac{1}{g} (W_0 \bar{V}_0 - W_1 \bar{V}_1) \quad (93)$$

$$H - \frac{U_0^2}{2g} - \Sigma \zeta' = \frac{1}{g} W (\bar{V}_0 - \bar{V}_1). \quad (94)$$

Ces équations, lorsqu'on introduit les expressions des différentes vitesses en fonction de  $V_0$ , peuvent servir au calcul de cette vitesse.

Avec cette méthode, employée par Bodmer, on peut déterminer l'influence de la vitesse de la roue par la vitesse de l'eau à la sortie du distributeur et se rendre compte de certaines données expérimentales obtenues par Rittinger sur les turbines Jonval.

Dans ces déterminations, il est aussi nécessaire de calculer la vitesse relative  $V_1$  à la sortie des canaux mobiles en fonction de la vitesse relative  $V_0$  à l'entrée ; on

peut appliquer, à cet effet, l'équation (8) donnée dans le § 1, d'après laquelle :

$$\frac{V_1^2}{2g} - \frac{W_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\varpi} + z_1 + \zeta_m = \frac{V_0^2}{2g} - \frac{W_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\varpi} + z_0 \quad (95)$$

où  $z_1$  et  $z_0$  sont les distances des centres des orifices d'entrée et de sortie à un plan de comparaison et  $\zeta_m$  est la perte de charge le long des canaux mobiles.

**Rendement hydraulique.** — L'expression (48) que, dans le § 9, nous avons donnée pour le rendement hydraulique, en négligeant la vitesse d'arrivée, se réduit à :

$$\eta' = 1 - \frac{1}{H} \left( \frac{U_1^2}{2g} + \Sigma \zeta' \right),$$

ce qui, d'après les équations (93) et (94), devient pour les turbines radiales :

$$\eta' = \frac{1}{gH} (W_0 \bar{V}_0 - W_1 \bar{V}_1) \quad (96)$$

et pour les turbines axiales :

$$\eta' = \frac{1}{gH} (\bar{V}_0 - \bar{V}_1) W. \quad (96)'$$

La formule (96), d'après les précédentes expressions de  $\bar{V}_1$  et de  $\bar{V}_0$  peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\eta' = -\frac{1}{gH} [W_1 (W_1 - V_1 \sin a_1) - W_0 V_0' \sin a_0'] \quad (97)$$

ou encore, comme  $W_0 = r_0 \varepsilon = \frac{r_0}{r_1} W_1$  :

$$\eta' = \frac{1}{gH} \left[ W_1 (V_1 \sin a_1 + \frac{r_0}{r_1} V'_0 \sin a'_0) - W_1^2 \right]. \quad (98)$$

Dans l'hypothèse de vitesses d'écoulement  $V'_0$  et  $V_1$  indépendantes de la vitesse périphérique  $W_1$ , faisant :

$$\frac{d\eta'}{dW_1} = 0$$

on déduit :

$$W_1 = \frac{1}{2} (V_1 \sin a_1 + \frac{r_0}{r_1} V'_0 \sin a'_0). \quad (99)$$

Cette expression donne la vitesse de régime d'une turbine radiale dans la condition du maximum de rendement hydraulique.

Les expériences de M. Rittinger démontrent qu'on ne peut, d'une manière absolue, considérer  $V'_0$  comme constante.

Si on nomme  $a'_1$  l'angle de  $V'_1$  avec la normale à  $W_1$  et  $a'_0$  l'angle de  $V'_0$  avec la normale à  $W_0$ , les parallélogrammes des vitesses à la sortie et à l'entrée de la roue donneront :

$$W_1 - V_1 \sin a_1 = V'_1 \sin a'_1$$

$$\frac{W'_0}{W_0} = \frac{\cos a_0}{\sin (a_0 + a'_0)}.$$

En substituant dans la formule (97), on obtient :

$$\eta' = -\frac{1}{gH} [W_1 V'_1 \sin a'_1 - W_0 V'_0 \sin a'_0] \quad (100)$$

ou encore :

$$\eta' = -\frac{1}{gH} \left[ W_1 V'_1 \sin a'_1 - W_0^2 \frac{\sin a'_0 \cos a_0}{\sin (a_0 + a'_0)} \right]. \quad (101)$$

Mais, à la sortie de la roue, la valeur de  $V'_1$  est minimum lorsque (fig. 63)  $V'_1$  est perpendiculaire à  $W_1$ , c'est-à-dire lorsque  $a'_1 = 0$ , et par conséquent  $W_1 V'_1 \sin a'_1 = 0$  ; dans cette hypothèse on a :

$$\eta' = \frac{W_0^2 \sin a'_0 \cos a_0}{gH \sin (a_0 + a'_0)} ; \quad (102)$$

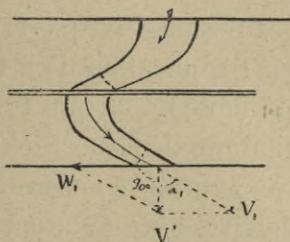


Fig. 63.

d'où on déduit, pour les vitesses de rotation et d'écoulement à la sortie du distributeur, les expressions :

$$W_0 = \sqrt{\frac{\sin (a'_0 + a_0)}{\sin a'_0 \cos a_0}} \sqrt{g\eta'H} \quad (103)$$

et

$$V'_0 = W_0 \frac{\cos a_0}{\sin (a_0 + a'_0)} = \sqrt{\frac{\cos a_0}{\sin (a_0 + a'_0) \sin a'_0}} \cdot \sqrt{g\eta'H} . \quad (104)$$

Enfin, au sujet du rendement, il faut observer qu'il est forcément réduit lorsque le fonctionnement de la turbine ne correspond pas à sa puissance normale.

Dans le cas du tube de suction employé pour les turbines noyées, on peut régler la puissance en modifiant l'orifice de sortie à l'aide d'une vanne, mais le rendement sera toujours considérablement abaissé.

Un meilleur résultat peut s'obtenir avec le réglage à l'aide de vannes qui puissent fermer plus ou moins les orifices des guides. Ce système est généralement employé de nos jours.

Si on ne peut emmagasiner l'eau surabondante et si on n'a pas besoin de toute la puissance normale, l'abaissement de la valeur du rendement n'aura pas d'inconvénient.

En dernier lieu, nous croyons utile de rapporter ici les considérations suivantes présentées par M. Bodmer.

« Supposons que la turbine soit d'abord immobilisée par l'application d'un couple résistant supérieur au couple moteur, et que ce couple résistant soit peu à peu diminué de façon à obtenir successivement des vitesses croissantes. A mesure que la vitesse augmente, on obtiendra, avec une turbine noyée à arrivée d'eau sur la périphérie, les résultats suivants : l'effort exercé sur les aubes décroîtra ; la vitesse d'écoulement augmentera d'abord pour décroître ensuite et avec elle le débit et la puissance spécifique de la turbine ; la différence entre les pressions d'arrivée et de sortie de l'eau décroîtra ; le travail effectué croîtra d'abord pour décroître ensuite ; le rendement croîtra jusqu'à une certaine vitesse et décroîtra ensuite.

Ces résultats sont représentés par les diagrammes de

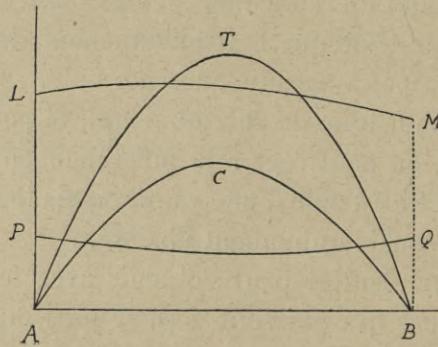


Fig. 64.

la figure 64, dans laquelle les abscisses sont les valeurs de  $W_0$  tandis que les ordonnées correspondent aux valeurs : du travail utile pour la courbe T ; des vitesses d'écoulement  $V_0$  ou du débit pour la courbe LM ; des dif-

férences des pressions pour la courbe PQ ; du rendement pour la courbe C.

« Le point de rendement maximum ne correspond pas exactement avec celui du travail maximum, parce que la puissance utile de l'eau varie avec sa vitesse propre en raison des pertes par frottement.

« On voit, d'après ces diagrammes, que tandis que la vitesse augmente très graduellement la courbe du rendement s'élève très brusquement : un faible écart de la vitesse de régime peut donc influencer sérieusement le rendement du moteur.

« Les courbes précédentes changent un peu lorsqu'il s'agit de turbines centrifuges ou axiales. Dans ce cas : la vitesse d'écoulement augmente avec la vitesse de la turbine ou garde une valeur constante ; la différence entre les pressions d'entrée et de sortie de l'eau décroît à mesure que la vitesse augmente, ou prend une valeur constante. On a trouvé qu'il était avantageux de faire cette différence positive. Lorsque la section des guides est assez faible, on peut faire le contraire. »

#### § 26. — PERTES D'ÉNERGIE DANS LES TURBINES HYDRAULIQUES

**Catégories principales.** — Les pertes d'énergie dans les turbines peuvent se classer en deux catégories : *pertes extérieures* qui ont lieu dans le réservoir ou dans les tuyaux d'amenée, ou se rapportent à la réduction de débit par le jeu, à l'action de la roue sur le fluide ambiant, au frottement de l'arbre dans les supports, etc. ; *pertes intérieures* qui ont lieu dans les guides, les aubes, le tube de succion, etc.

**Tuyaux d'amenée.** — S'il y a un tuyau d'amenée, le courant d'eau subit une première perte de charge  $\zeta_1$  par le frottement qui a pour expression (§ 3) :

$$\zeta_1 = K \frac{Q^2}{D^5} L, \quad (105)$$

où  $Q$  est le débit,  $D$  le diamètre intérieur de la conduite,  $L$  la longueur,  $K$  un coefficient donné par  $K = \frac{64b_1}{\pi^2}$ . Dans cette expression, d'après la formule de Flamant, on prendra pour les tuyaux métalliques :

$$b_1 = \frac{0,000345}{\sqrt[4]{DU}}.$$

En fonction de la vitesse moyenne  $U$ , la formule (105) a aussi la forme :

$$\zeta_1 = K_1 \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g}, \quad (106)$$

où

$$K_1 = 2gK \frac{\pi^2}{46} = 8gb_1.$$

D'ordinaire,  $\zeta_1$  est négligeable, sauf dans le cas d'un tuyau d'amenée d'une certaine longueur.

**Distributeur.** — En dépendance du parcours de l'eau à travers le distributeur il y a des pertes de charge, soit par la résistance offerte par les bords supérieurs des guides, soit par le frottement le long des guides et le changement brusque de section à la sortie.

Ces diverses pertes, dont la solution théorique serait difficile, sont représentées généralement par la formule unique :

$$\zeta_2 = K_2 \frac{V_0'^2}{2g}, \quad (107)$$

où  $V'_0$  est la vitesse moyenne absolue à la sortie du distributeur, et le coefficient  $K_2$  a la valeur moyenne :

$$K_2 = 0,125$$

selon les indications de Haenel et Francis.

**Roue mobile.** — A l'entrée de la roue mobile il y a, en général, une perte de charge par le choc et le changement brusque de vitesse, tous les filets liquides n'ayant pas une direction tangente aux aubes. Certains auteurs calculent cette perte de charge par la somme des hauteurs correspondant à la variation brusque de vitesse dans les directions de la vitesse d'entraînement et de la normale à celle-ci, selon le type de turbine.

Rigoureusement, on ne peut accepter avec pleine assurance les résultats d'une telle méthode, et, pour les applications pratiques, il est préférable de représenter toutes les pertes de charge dans la roue mobile (choc à l'entrée, frottement sur les aubes, changement brusque de direction et de section) par la formule unique :

$$\zeta_3 = K_3 \frac{V_1^2}{2g}, \quad (108)$$

où  $V_1$  est la vitesse relative à la sortie des aubes mobiles et  $K_3$  un coefficient auquel Haenel, pour les turbines à réaction, donne une valeur de 0,10 à 0,20.

Pour diminuer le choc à l'entrée, M. Rateau propose de configurer le dos des aubes (dans la partie arrondie et convexe) parallèlement à la vitesse relative.

Après la roue mobile, dans les turbines noyées, il y a la perte due à la variation brusque de vitesse, laquelle passe de la valeur  $V'_1$  à la sortie de la roue à la valeur  $U'_1 = \frac{Q}{A'_1}$  dans le tube de succion, de section transversale  $A'_1$ .

L'expression de cette perte de charge est (§ 3) :

$$\zeta_4 = \frac{(V_1 - U_1)^2}{2g} . \quad (109)$$

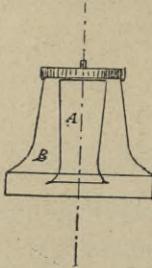


Fig. 65.

Pour diminuer cette perte, on peut employer le *diffuseur de Boyden*, composé pour une turbine axiale (fig. 65) d'un tuyau A, fermé et disposé dans le tube de suction B de manière que la section normale d'échappement augmente à mesure que l'on s'approche du coursier d'aval.

**Tube de suction et vitesse résiduelle.** — Par le frottement le long du tube de suction, de longueur  $L_1$  et de diamètre  $D_1$ , il y a la perte de charge (106) :

$$\zeta_5 = K_5 \frac{L_1 U_1^2}{D_1 2g} , \quad (110)$$

où, pour calculer  $K_5$ , on peut adopter l'expression donnée précédemment.

La perte de charge  $\zeta_6$ , due au passage de l'eau du tube de suction au canal de fuite, dépend essentiellement de la forme donnée au rebord de la vanne, et cette perte peut être réduite à une faible valeur si l'on donne à l'eau un orifice de sortie de grande section.

Si  $U''_1$  est la vitesse moyenne avec laquelle l'eau abandonne le tube de suction, on aura aussi la hauteur de charge perdue :

$$\zeta_7 = \frac{U''_1^2}{2g} , \quad (111)$$

laquelle, dans les applications, se prend toujours, pour le régime normal, entre  $\frac{1}{16}$  H et  $\frac{1}{25}$  H.

**Jeu.** — Enfin la perte  $q$  d'eau par seconde résultant du jeu entre la roue mobile et le distributeur doit être fonction : de la hauteur  $s$  du jeu (3 millimètres au moins), du diamètre  $2R$  de la roue et de la différence  $h'$  de pression entre l'orifice de sortie du distributeur et l'espace extérieur.

En hauteur de colonne d'eau on peut écrire :

$$h' = H - \frac{V_0'^2}{2g} - K_2 \frac{V_0'^2}{2g}.$$

Avec une certaine approximation, on prend d'ordinaire dans les turbines à admission complète :

$$q = 0,7\sqrt{2gh'} \cdot 4\pi R s. \quad (112)$$

Dans les turbines perfectionnées,  $q$  est inférieur à 5 0/0.

**Résistances passives.** — Par rapport aux pertes d'énergie relatives aux frottements de l'arbre dans les supports, on peut admettre, d'après les expériences faites par M. Lehmann en 1879, que ces pertes varient de 1 à 1,5 0/0 dans les turbines radiales à admission complète, tandis que, dans les turbines axiales, du type Jonval, elles peuvent arriver à 3,6 0/0 pour l'impulsion transversale sur l'arbre. Afin d'atténuer celle-ci, on emploie des moyens appropriés pour équilibrer l'arbre et réduire la perte d'énergie.

**Données expérimentales.** — Les chiffres suivants donnent une idée des différentes pertes d'énergie dans les turbines.

*Résultats relevés par M. Meissner sur une turbine Jonval :*

Pertes dans le distributeur et la roue mobile, de . . . . .	10,5 à 14	0/0
Pertes dues à la vitesse rémanente, de . . . . .	6 à 6	0/0
Pertes dues au jeu, de . . . . .	4,5 à 4,5	0/0
Pertes dues aux résistances passives, de . . . . .	2 à 3,5	0/0
Total . . . . .	23 à 28	0/0

*Résultats obtenus par M. Lehmann sur 36 turbines de 1 à 500 HP.*

Pertes dues	Turbines			
	Axiales	Centrifuges	Centripètes	
Aux résistances hydrauliques . . . . .	12	14	10	0/0
A la vitesse rémanente. . . . .	3	7	6	0/0
Aux résistances passives (frottement de l'arbre et fluide ambiant) . . . . .	3	2	2	0/0
Total . . . . .	18	23	18	0/0
Rendement . . . . .	0,82	0,77	0,82.	

## § 27. — ÉLÉMENTS CARACTÉRISTIQUES DES TURBINES

**Coefficients et courbes caractéristiques.** — Les coefficients *caractéristiques* définis par M. Rateau (§ 10) donnent lieu à des considérations qu'il est utile de relever ici.

Pour les turbines à action, l'*ouverture*  $O = \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ , si on néglige la hauteur de chute entre le distributeur et le niveau d'aval, correspond évidemment à la somme des aires des orifices d'écoulement du distributeur multipliée par un coefficient de contraction.

Pour la vitesse périphérique  $W_0$  de la roue, on peut prendre celle de la circonférence extérieure dans les turbines qui manquent d'une vraie roue distributrice (par exemple les roues Pelton) tandis que, dans les autres cas,

on pourra se rapporter à la vitesse de la circonférence moyenne de la couronne de la roue mobile.

Les expressions des coefficients caractéristiques seront :

$$(\text{manométrique}) \mu = \frac{gH}{W^2}; \quad (\text{rendement}) m = \frac{Lu}{Lm};$$

$$(\text{débit}) \delta = \frac{Q}{W_0 r_0^2}; \quad (\text{travail transmis}) \tau = \frac{gL_u}{\omega W_0^2 r_0^2};$$

$$(\text{ouverture réduite}) \varphi = \frac{O}{r_0^2};$$

auxquelles il faut ajouter :

$$\text{le coefficient de vitesse relative } \xi = \frac{W_0}{\sqrt{2gH}} = \frac{1}{\sqrt{2\mu}};$$

$$\text{et le coefficient du moment utile } \theta = \frac{M_u}{\omega r_0^3 H} = \frac{r}{\mu} = m\delta.$$

Après ces définitions, M. Rateau prend pour *courbes caractéristiques* de chaque type de turbine des diagrammes, qui ont pour abscisses les valeurs de  $\xi$  et pour ordonnées respectives les valeurs de  $\varphi$ , ou de  $\theta$ , ou de  $m$ , ou de  $\tau$ , ou de l'autre coefficient  $\tau' = \frac{gL_u}{\omega r_0^2 (2gH)^{\frac{3}{2}}}$ .

On comprend que, pour la même valeur de  $H$ , ces courbes correspondent aux diagrammes des débits, du couple moteur, du rendement, du travail utile en fonction de la vitesse de rotation  $W_0$ .

En général, on doit observer que, pour un type de

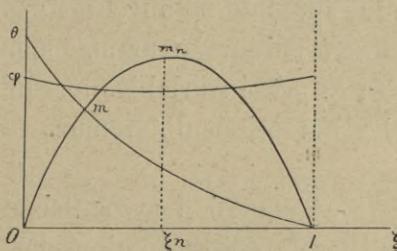


Fig. 66.

turbine, la courbe  $\varphi$  (fig. 66) est à peu près une ligne droite parallèle à l'axe des  $\xi$ , tandis que la courbe  $\theta$  est

à peu près une ligne droite passant par le point  $\xi = 1$ . La courbe  $m$  peut être assimilée à une parabole à axe verticale, passant par l'origine  $O$  et le point  $\xi = 1$ .

Pour l'étude du fonctionnement d'une turbine à hauteur de chute  $H$  variable et à vitesse  $W_0$  de la roue constante, il est préférable de prendre pour abscisses les  $\mu$  et de construire les diagrammes ayant pour ordonnées les  $\delta$ ,  $\tau$  et  $m$ .

Pour chaque ouverture relative du vannage on voit

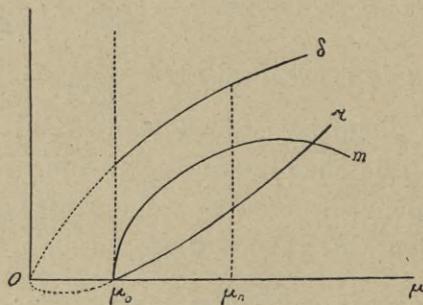


Fig. 67.

représentés ces diagrammes dans la fig. 67 ; ils ne sont pas indépendants à cause des relations :

$$\varphi m = \theta \xi ; \tau = m \mu \delta.$$

On a reconnu, après de nombreuses expériences, que les courbes caractéristiques, pour un même type de turbine, restent à peu près invariables lorsqu'on fait varier la chute  $H$  et les dimensions du moteur.

**Similitude.** -- L'emploi des coefficients caractéristiques peut faciliter la détermination des conditions de similitude des turbines (1), car il permet dans chaque

(1) En mécanique, on dit que deux systèmes sont *semblables*, lorsqu'ils sont composés du même nombre de points matériels, dispo-

cas, en correspondance des valeurs données de  $Q$  et de  $H$ , de calculer le module des dimensions linéaires d'une

sés de manière analogue et ayant le même rapport entre les masses homologues, et qui, après deux temps en rapport constant, constituent deux figures semblables par rapport à deux systèmes fixes (p. ex. deux systèmes d'axes orthogonaux).

On démontre que pour deux systèmes semblables, pendant les temps  $t$  et  $t'$ , les rapports des vitesses, des accélérations et des forces correspondant aux masses homologues restent constants.

Si les systèmes sont représentés par deux machines motrices, le rapport des travaux dans les temps  $t$  et  $t'$  sera la 4<sup>e</sup> puissance du rapport  $l$  de similitude linéaire, tandis que le rapport des travaux dans le même temps, comme nous le démontrerons ci-après, sera

égal à  $l^{\frac{7}{2}}$ . Par conséquent, si l'on propose de construire la turbine semblable à une turbine donnée de puissance double, il faudra donner à celle-ci des dimensions égales à celles de la première multipliées par  $\sqrt[7]{2^2} = 1.219$ .

En général, si  $m$  et  $m'$  sont deux masses homologues correspondant aux points de coordonnées  $(x, y, z)$ ,  $(x', y', z')$  dans les deux systèmes et aux instants  $t$  et  $t'$ , et si  $V, V'$  sont les vitesses;  $W, W'$  les accélérations;  $f, f'$ , les forces, en posant :

$$\frac{m'}{m} = a; \frac{t'}{t} = \tau; \frac{x'}{x} = \frac{y'}{y} = \frac{z'}{z} = l \text{ (rapport des dimensions linéaires)}; \frac{V'}{V} = \alpha; \frac{W'}{W} = \beta; \frac{f'}{f} = \gamma$$

il en résultera que :

$$\alpha = \frac{l}{\tau}; \beta = \frac{l}{\tau^2}; \gamma = \frac{al}{\tau^2}.$$

Pour deux machines semblables, à cause de la proportionnalité des poids aux masses, on aura :  $a = \gamma$  et par suite :

$$\beta = 1; \tau = \alpha = \sqrt{l}.$$

D'ordinaire dans ce cas, par suite de la proportionnalité des résistances aux surfaces et aux carrés des vitesses, et de celle des masses aux densités et aux volumes, les densités des parties homologues seront égales, et par conséquent on aura :

$$a = a = l^3 \alpha^3 = l^3.$$

Par la définition du travail, produit de la force par une distance,

turbine en fonction de celles d'une turbine semblable, c'est-à-dire ayant le même rendement théorique et les dimensions homologues proportionnelles. Deux turbines semblables doivent satisfaire aux conditions suivantes : égalité des angles des vitesses absolues avec les vitesses de rotation à l'entrée et à la sortie de la roue mobile ; égalité des valeurs des rapports  $\frac{W_0}{V_0}$  et  $\frac{b}{r_0}$  ( $b =$  hauteur de la couronne de la roue).

Le rapport des rayons  $r'_0$  et  $r_0$  de deux turbines semblables, en correspondance des valeurs  $Q'$  et  $Q$  du débit et des valeurs  $H'$  et  $H$  des chutes, sera :

$$\frac{r'_0}{r_0} = \sqrt{\frac{Q'}{Q}} \sqrt{\frac{H'}{H}}. \quad (113)$$

Après avoir vérifié le bon fonctionnement d'une turbine, on peut la retenir comme type et déduire, par de simples rapports, les dimensions des autres turbines semblables, dans lesquelles il faudra seulement introduire les modifications dépendant de la variation du nombre et de l'épaisseur des aubes.

#### § 28. — APPLICATION DE LA THÉORIE GÉNÉRALE AUX TURBINES A RÉACTION

**Formules principales.** — Pour l'étude du projet d'une turbine, il faut en général établir certains éléments en dépendance de données pratiques et rechercher les autres par l'application de la théorie.

le rapport des travaux dans les temps  $t$  et  $t'$  sera  $l^4$ , tandis que le rapport des travaux dans le même temps sera :

$$\frac{l^4}{\sqrt{l}} = l^{\frac{7}{2}}.$$

Pour montrer la méthode qu'on peut suivre dans une telle détermination, supposons qu'on projette une turbine à réaction et soient comme données: le débit  $Q$ , la hauteur de chute  $H$  et la disposition des parties, indiquée dans la figure 68.

On suppose que, sur la ligne droite  $MN$  (fig. 69), est développée la circonférence de séparation, dans une section normale à l'axe du moteur, du distributeur et de la roue mobile. En un point  $m$  de cette ligne, on tirera la ligne  $mn$  faisant l'angle  $a'_0$  (compris entre  $60^\circ$  et  $80^\circ$ ) avec la normale et on aura ainsi la direction de la vitesse absolue d'entrée  $V'_0$  et par conséquent celle des derniers éléments  $AB, A'B'$ , des guides.

Par un procédé analogue, à la sortie de la roue on donnera à la vitesse absolue  $V'_1$  une direction normale à la vitesse de rotation  $W_1$ , tandis que la vitesse relative  $V_1$ , et par conséquent les derniers éléments des aubes, devra avoir une direction telle que l'angle  $a_1$  résultant soit un peu inférieur à  $80^\circ$ .

Si  $A, A_0, A_1$  sont les aires des sections normales respectives des guides et des canaux mobiles à l'entrée et à la sortie, et si  $q$  est la perte d'eau par le jeu, on aura (§ 25) :

$$A = \frac{Q}{KV'_0} ; A_0 = \frac{Q - q}{K_0V_0} ; A_1 = \frac{Q - q}{K_1V_1} . \quad (114)$$

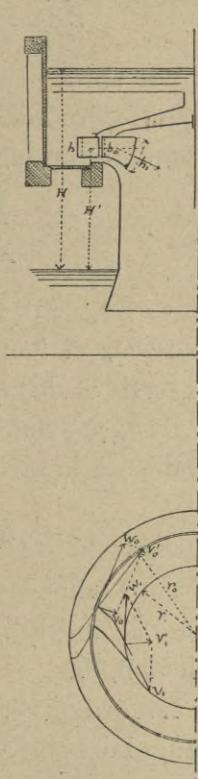


Fig. 68.

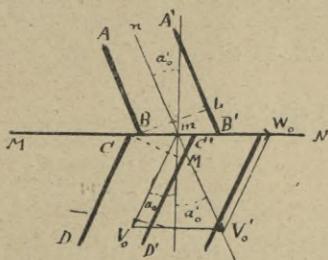


Fig. 69.

Mais, dans la fig. 69, on voit que :

$$\overline{BL} = \overline{BB'} \cos a'_0; \quad \overline{CM} = \overline{CC'} \cos a_0,$$

et par suite, si  $n$  est le nombre total des guides et  $n_1$  le nombre des aubes de la roue, qu'on suppose à admission complète, on pourra écrire encore :

$$\left. \begin{aligned} A &= 2\pi r_0 b \cos a'_0 - nsb \\ A_0 &= 2\pi r_0 b_0 \cos a_0 - n_1 s_0 b_0 \end{aligned} \right\} \quad (115)$$

où  $s$  et  $s_0$  sont les épaisseurs des guides et des aubes à l'entrée, et  $b$  et  $b_0$  les hauteurs de la couronne fixe à la sortie et de la couronne mobile à l'entrée.

De façon analogue,  $a_1$ ,  $s_1$ ,  $b_1$  étant les éléments semblables à la sortie de la roue mobile, on a :

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 \cos a_1 - n_1 s_1 b_1.$$

Pour tenir compte de la contraction, M. Bodmer propose de multiplier ces expressions des aires par le coefficient 0,90.

Avec une certaine approximation, si on suppose rectangulaires les sections des conduites et si on désigne les largeurs correspondantes par  $l = \overline{BB'}$ ,  $l_0 = \overline{CC'}$ ,  $l_1$  à la sortie de la roue, on aura plus simplement :

$$A = nlb \cos a'_0; \quad A_0 = n_1 l_0 b_0 \cos a_0; \quad A_1 = n_1 l_1 b_1 \cos a_1$$

et par suite :

$$\frac{A}{A_0} = \frac{nlb \cos a'_0}{n_1 l_0 b_0 \cos a_0}; \quad \frac{A}{A_1} = \frac{nlb \cos a'_0}{n_1 l_1 b_1 \cos a_1}.$$

Mais, observant que par approximation :

$$\frac{nl}{n_1 l_1} = \frac{r_0}{r_1}$$

et qu'on peut poser aussi  $nl = n_1 l_0$ , on aura :

$$\left. \begin{aligned} \frac{A}{A_1} &= \frac{r_0 b \cos a'_0}{r_1 b_1 \cos a_1} \\ \frac{A}{A_0} &= \frac{b \cos a'_0}{b_0 \cos a_0} \end{aligned} \right\} \quad (116)$$

Il résulte de ces relations que, si on donne au rapport  $\frac{A}{A_1}$  la valeur indiquée par la pratique (comprise entre 0,5 et 1,8) et une valeur arbitraire au rapport  $\frac{r_0}{r_1}$  ( $\leq 1$  selon que la turbine est centrifuge, axiale ou centripète et, dans ce dernier cas, compris entre  $\frac{3}{2}$  et  $\frac{5}{4}$ ), on déduira le rapport :

$$\frac{b}{b_1} = \frac{A}{A_1} \frac{r_1}{r_0} \frac{\cos a_1}{\cos a'_0} .$$

Dans les turbines Jonval on a d'ordinaire  $\frac{b}{b_1} = 1$  et par conséquent :

$$\frac{A}{A_1} = \frac{\cos a'_0}{\cos a_1} .$$

Après ces déterminations préliminaires, on calculera la vitesse moyenne absolue  $V'_0$  à la sortie des guides par la formule 104 (§ 25), qu'on peut écrire sous la forme :

$$V'_0 = \bar{K} \sqrt{2gH} \quad (117)$$

$$\bar{K} = \sqrt{\frac{r' \cos a_0}{2 \sin(a_0 + a'_0) \sin a'_0}} . \quad (118) \quad (1)$$

(1) Certains auteurs appellent le coefficient  $\bar{K}$  *degré de réaction*, parce qu'il correspond au rapport de la vitesse moyenne à la sortie du distributeur à la vitesse théorique  $\sqrt{2gH}$ , répondant à la hauteur de chute  $H$ .

Nous conservons l'appellation de *degré de réaction* au rapport  $\frac{p_0 - p_1}{\omega H}$  (voir § 15).

Mais d'après les parallélogrammes des vitesses, en tenant compte de ce qu'à la sortie de la roue, pour le maximum de rendement,  $V_1$  doit être perpendiculaire à  $W_1$  et  $a'_1$  égal à zéro, on voit que :

$$\frac{\cos a'_0}{\cos a_0} = \frac{V_0}{V'_0} ; \quad \frac{\sin (a_0 + a'_0)}{\cos a'_0} = \frac{W_0}{V_0} ; \quad W_1 = V_1 \sin a_1 ;$$

par conséquent on aura encore :

$$W_0 = W_1 \frac{r_0}{r_1} = \frac{r_0}{r_1} V_1 \sin a_1 = \frac{\Lambda}{\Lambda_1} \frac{r_0}{r_1} V'_0 \sin a_1 ,$$

où par approximation on a fait (114) :

$$\frac{V_1}{V'_0} = \frac{Q - q}{K_1 \Lambda_1} ; \quad \frac{Q}{K \Lambda} = \frac{\Lambda}{\Lambda_1} ,$$

et on a pris  $q = 0$  et  $K_1 = K$ .

Dans cette hypothèse, si on fait encore en moyenne  $\eta' = 0,81$ , l'expression (118) de  $\bar{K}$  devient :

$$\bar{K} = 0,90 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{\Lambda}{\Lambda_1} \frac{r_0}{r_1} \sin a'_0 \sin a_1}} . \quad (119)$$

Pour la vitesse de rotation  $W_0$ , si on adopte la formule (103), on pourra aussi écrire :

$$W_0 = \bar{K}_1 \sqrt{2gH} \quad (120)$$

où

$$\bar{K}_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{\sin (a_0 + a'_0)}{\sin a'_0 \cos a_0}} \eta' ,$$

ce qui donne après les substitutions :

$$\bar{K}_1 = 0,9 \sqrt{\frac{1}{2} \frac{\Lambda}{\Lambda_1} \frac{r_0}{r_1} \frac{\sin a_1}{\sin a'_0}} . \quad (121)$$

Les coefficients  $\bar{K}$  et  $\bar{K}_1$  peuvent être employés comme caractéristiques d'une turbine à réaction.

Après avoir obtenu les vitesses  $V_0$  et  $W_0$ , on pourra calculer les aires  $A$ ,  $A_0$ ,  $A_1$  et les autres éléments du distributeur et de la roue, en tenant compte de règles pratiques pour les éléments qu'on doit prendre à volonté, c'est-à-dire  $n$ ,  $n_1$ ,  $s$ ,  $s_0$ ,  $b_0$ ,  $b_1$ .

Dans les applications pratiques, on cherche à obtenir que les conditions suivantes soient toujours vérifiées :

$$\sqrt{A} < r_0 < 1,25 \sqrt{A}$$

pour de grands débits et de faibles hauteurs de chute ;

$$1,25 \sqrt{A} < r_0 < 1,50 \sqrt{A}$$

pour des débits et des chutes moyennes ;

$$1,50 \sqrt{A} < r_0 < 2 \sqrt{A}$$

pour de faibles débits et de grandes hauteurs de chute.

Pour l'angle  $a_0$  de la vitesse relative à l'entrée de la roue avec la normale à MN (fig. 69), on peut observer que du parallélogramme des vitesses on déduit :

$$\begin{aligned} V_0 \sin a'_0 + V_1 \sin a_0 &= W_0 \\ V_0 \cos a'_0 &= V_1 \cos a_0 \end{aligned}$$

d'où

$$\operatorname{tg} a_0 = \frac{W_0}{V_1 \cos a_0} - \operatorname{tg} a'_0 \quad (122)$$

ou, faisant :

$$W_0 = W_1 \frac{r_0}{r_1} ; W_1 = V_1 \sin a_1 ; \frac{V_1}{V_0} = \frac{A}{A_1} ,$$

$$\operatorname{tg} a_0 = \frac{A}{A_1} \frac{r_0}{r_1} \frac{\sin a_1}{\cos a'_0} - \operatorname{tg} a'_0. \quad (123)$$

D'après la formule (116) on a aussi :

$$\operatorname{tg} a_0 = \frac{b}{b_1} \frac{r_0^2}{r_1^2} \operatorname{tg} a_1 - \operatorname{tg} a'_0. \quad (124)$$

Dans les turbines axiales,  $r_0$  étant égal à  $r_1$ , la formule (124) se réduit à :

$$\operatorname{tg} a_0 = \frac{b}{b_1} \operatorname{tg} a_1 - \operatorname{tg} a'_0. \quad (125)$$

Cette dernière formule peut aussi être appliquée aux autres cas de turbines, en supposant un rayon  $r_0 = r_1$  égal au rayon de la circonférence moyenne de la couronne mobile.

L'expérience démontre que le rendement, par rapport aux valeurs des angles  $a'_0$ ,  $a_1$ ,  $a_0$ , déterminées de la manière indiquée, est indépendant de la configuration des aubes entre leurs éléments extrêmes à condition qu'on ait un raccordement bien fait.

Lorsque nous nous occuperons des différents types de turbines à réaction, nous indiquerons les plus importantes règles pratiques qu'on a proposées pour le tracé des aubes (1).

(1) Avant de terminer la théorie des turbines à réaction, il est utile de donner ici quelques indications sur leur réversibilité. M. Platon Yankowski, professeur à l'Institut des ingénieurs à Saint-Petersbourg, dans un mémoire « Sur la réversibilité des turbomachines hydrauliques » (*Revue de mécanique* 1904), a énoncé en poursuivant les idées de Hermann, Zeuner, Rateau, Brix, Escher, sur les pompes-turbines, les six propositions suivantes :

1° Toute turbine motrice à réaction et à injection totale, actionnée par un courant d'eau passant d'une manière continue du bief supérieur au bief inférieur, devient une turbine-pompe faisant passer l'eau en sens inverse lorsqu'elle est animée, avec une certaine vitesse, d'un mouvement contraire à celui de la turbine motrice et que le rendement hydraulique de cette dernière dépasse 0,50. Réciproquement, chaque turbine-pompe, possédant un diffuseur à aubes directrices fixes et tournant dans le sens opposé à celui de la marche ordinaire, devient une turbine-motrice quel que soit le rendement hydraulique de la turbine-pompe. En d'autres

§ 29. — APPLICATION DE LA THÉORIE GÉNÉRALE  
AUX TURBINES A ACTION

**Formules principales.** — Dans le cas des turbines à action, on peut suivre la même méthode que nous avons adoptée pour les turbines à réaction.

termes, sous les conditions mentionnées ci-dessus, les turbines motrices à réaction et les turbines-pompes sont identiques comme mécanismes.

2° Une turbine fonctionnant comme pompe ou, inversement, comme moteur, n'est autre chose qu'une même machine élévatoire marchant en avant ou en arrière, c'est-à-dire faisant monter la charge aux dépens d'un travail extérieur (pompe) ou le laissant descendre au moyen d'un frein qui absorbe le travail produit par la charge descendante (moteur). C'est le travail au frein de la machine élévatoire marchant en arrière qu'on utilise dans les turbines motrices.

3° Le degré de réaction d'une turbine fonctionnant comme pompe est égal au degré de réaction de la même turbine travaillant comme moteur; ce degré de réaction est une fonction des éléments constructifs de la turbine et ne dépend pas de la chute.

4° Si l'on désigne par  $q$  et  $q'$  les volumes d'eau qui traversent par seconde la roue mobile d'une turbine fonctionnant normalement comme pompe et comme moteur, et par  $Q$ ,  $Q'$  les volumes d'eau correspondants, qui passent d'un bief à l'autre à travers l'installation hydraulique dans le premier et dans le second cas, on a, en raison des fuites d'eau par le joint entre la roue mobile et la roue d'une turbine à réaction, les inégalités suivantes :

$$\text{Pompe : } \varphi = \frac{q}{Q} > 1 ; \quad \text{Moteur : } \varphi' = \frac{q'}{Q'} < 1 .$$

Les coefficients du débit par la roue mobile  $\varphi$  et  $\varphi'$  sont fonctions des éléments constructifs de la turbine et ne dépendent pas de la chute; toutes choses égales, ils tendent vers l'unité à mesure que le degré décroît. Pour une même turbine, ces coefficients sont liés par l'équation :

$$\frac{1}{\varphi} + \frac{1}{\varphi'} = 2 .$$

5° Les rendements hydrauliques  $\eta$  et  $\eta'$  d'une turbine réversible, marchant à vitesse normale comme pompe et comme moteur, ne

Soient donnés le débit moyen  $Q$  et la hauteur moyenne de chute  $H$  et proposons-nous de déterminer en premier

dépendent pas de la chute et sont fonctions des éléments constructifs de l'installation hydraulique et des coefficients des pertes de charge que le courant subit dans diverses parties de son parcours entre les deux biefs. Le rendement hydraulique  $\eta$  de la turbine fonctionnant normalement comme pompe est toujours inférieur au rendement hydraulique  $\eta'$  de la même turbine marchant aussi normalement comme moteur; ces deux rendements étant liés par l'équation:

$$\frac{1}{\eta'} - 1 = K(1 - \eta),$$

dans laquelle  $K$  est un coefficient numérique différent pour chaque installation hydraulique et variant dans les limites de 1 à environ 1,2.  $K$  est une fonction déterminée des éléments constructifs de l'installation et des coefficients des pertes de charge. Lorsque le degré de réaction de la turbine est très faible et que les joints peuvent être négligés, de sorte qu'on ait  $\varphi = \varphi' = 1$ , le coefficient  $K$  a pour valeur l'unité et les rendements  $\eta$  et  $\eta'$  d'une pareille turbine réversible parfaite sont liés par l'équation :

$$\eta + \frac{1}{\eta'} = 2.$$

6° Pour la même turbine marchant normalement sous la même charge  $H$  comme moteur et comme pompe, on a (les quantités relatives à la marche de la turbine comme moteur étant affectées du signe '):

a) Pour le rapport des vitesses angulaires ou de rotation dans ces deux cas:

$$\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = \sqrt{\eta \cdot \eta'};$$

b) Pour les rapports des débits réels d'eau par la roue :

$$\frac{q}{q'} = \sqrt{\eta \cdot \eta'};$$

c) Pour le rapport des moments des réactions internes entre l'eau et la roue mobile relativement à l'axe de rotation de la turbine :

$$\frac{M' \text{ int.}}{M \text{ int.}} = \eta \eta';$$

d) Pour le rapport des puissances internes de la machine :

$$\frac{P' \text{ int.}}{P \text{ int.}} = \eta \eta' \sqrt{\eta \eta'}.$$

lieu les directions des vitesses correspondant aux éléments extrêmes des guides et des aubes. Si à l'entrée et à la sortie de la roue mobile on construit les parallélogrammes des vitesses, comme on le voit représenté dans la figure 70 pour le cas d'une turbine axiale verti-

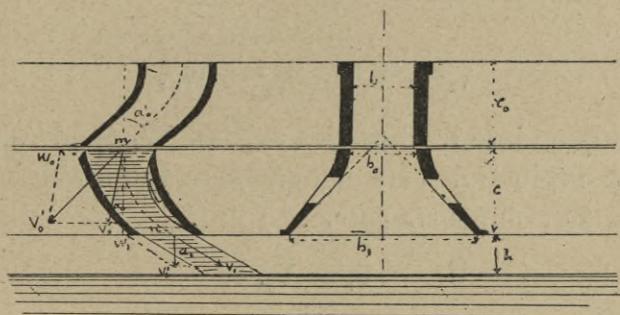


Fig. 70.

cale, en conservant les notations adoptées dans les cas précédents, on aura :

$$\left. \begin{aligned} V_0'^2 &= V_0^2 + W_0^2 - 2V_0 W_0 \sin a_0 \\ V_1'^2 &= V_1^2 + W_1^2 - 2V_1 W_1 \sin a_1 \end{aligned} \right\} \quad (126)$$

En conséquence de ce que nous avons exposé dans le § 25, la formule (89)' donne :

$$V_0' = 0,95\sqrt{2g(H-h-c)}; \quad (127)$$

et, faisant dans la formule (95)  $p_1 = p_0 =$  pression atmosphérique et  $\zeta_m = 0$ , on aura l'équation :

$$\frac{V_1'^2}{2g} - \frac{W_1^2}{2g} = \frac{V_0'^2}{2g} - \frac{W_0^2}{2g} + c,$$

d'où on déduit :

$$V_1'^2 = V_0'^2 + W_1^2 - W_0^2 + 2gc. \quad (128)$$

Enfin à la sortie de la roue mobile la condition du rendement maximum, en faisant  $a'_1 = 0$ , sera :

$$W_1 = V_1 \sin a_1. \quad (129)$$

On déduit de la formule (128) que, dans les turbines à action radiales, comme on peut en général poser  $c = 0$ , on a :

$$V_1^2 - V_0^2 = W_1^2 - W_0^2,$$

tandis que, dans les turbines axiales,  $W_1$  étant égale à  $W_0$ , en négligeant dans une première approximation le terme  $2gc$ , on pourra poser :

$$V_1 = V_0.$$

Dans les applications pratiques, pour la détermination des éléments principaux d'une turbine à action, on commence par donner à l'angle  $a'_0$  une valeur comprise entre  $50^\circ$  et  $70^\circ$ , puis on prend à peu près :

$$a_0 = 90^\circ - 2a'_0,$$

en supposant que, dans une première approximation,

$$W_0 = V_0.$$

Après avoir calculé la vitesse  $V'_0$  (127), on détermine :

$$V_0 = V'_0 \frac{\cos a'_0}{\cos a_0}; \quad W_0 = V_0,$$

par suite :

$$W_1 = \frac{r_1}{r_0} W_0;$$

et d'après les formules (128) et (129) :

$$V_1 = \sqrt{V_0^2 + W_1^2 - W_0^2 + 2gc}$$

$$\sin a_1 = \frac{W_1}{V_1}.$$

Si la turbine est axiale,  $r_0 = r_1$ , et l'on a :

$$W_1 = W_0 = V_1 \sin a_1.$$

Par les calculs que nous avons indiqués il faut arriver à une valeur de l'angle  $a_1$  comprise entre  $72^\circ$  et  $75^\circ$ .

Dans le cas de valeurs de  $a_1$  qu'on ne peut pratiquement accepter, au lieu de l'hypothèse  $W_0 = V_0$  on adoptera la formule plus générale :

$$W_0 = V'_0 \sin a'_0 + V_0 \sin a_0.$$

Pour l'aire totale  $A$  des sections normales des guides à la sortie du distributeur, on a (114), en faisant  $K = 1$  :

$$A = \frac{Q}{V'_0} = \frac{Q}{0,95 \sqrt{2g(H-h-c)}}.$$

D'après les formules (115) en négligeant le terme  $nsb$  et en multipliant par le coefficient de contraction 0,9, on obtient aussi :

$$A = 0,90 \times 2\pi r_0 b \cos a'_0$$

ou :

$$A = 0,90 \times 2\pi r_0^2 m \cos a'_0$$

si l'on a posé :

$$\frac{b}{r_0} = m.$$

Dans les turbines axiales,  $m$  est compris entre  $\frac{1}{4,5}$  et  $\frac{1}{6}$ .

On déduit :

$$r_0 = \sqrt{\frac{A}{0,90 \times 2\pi m \cos a'_0}}.$$

Si le nombre des tours  $N$  à la minute de la roue est donné, il faudra préférer, pour calculer  $r_0$ , la relation :

$$r_0 = \frac{30 W_0}{\pi N}.$$

Si la turbine est à injection partielle,  $\varphi$  étant la partie de la circonférence de la roue par laquelle a lieu l'introduction de l'eau, il faudra prendre :

$$A = 0,90 \times 2 \varphi \pi m r_0^2 \cos a'_0.$$

Il est bon d'observer ici que, si pour une première approximation on néglige, dans la formule (127),  $h$ ,  $c$  et le coefficient de contraction, on obtient :

$$V'_0 = \sqrt{2gH}.$$

Etant donné aussi :

$$\frac{V'_0}{W_0} = \frac{\cos a_0}{\sin(a_0 + a'_0)},$$

l'expression (102) du rendement hydraulique se réduit à :

$$\eta' = 2 \frac{W_0}{V'_0} \sin a'_0,$$

équation qui peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\eta' = 2 \frac{r_0}{r_1} \frac{A}{A_1} \sin a_1 \sin a'_0, \quad (130)$$

où on a pris :

$$W_0 = W_1 \frac{r_0}{r_1} = \frac{r_0}{r_1} V_1 \sin a_1$$

et par approximation :

$$\frac{V_1}{V'_0} = \frac{A}{A_1}.$$

On voit, par la formule (130), que le rendement dans les turbines à action est fonction non seulement des angles  $a'_0$  et  $a_1$ , c'est-à-dire des directions des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue mobile, mais aussi des rapports  $\frac{r_0}{r_1}$  et  $\frac{A}{A_1}$ .

**Profil des aubes.** — Enfin, par rapport au profil moyen des aubes, il est utile d'observer qu'il doit être circulaire dans les turbines axiales, d'après la démonstration donnée par M. Rateau, en négligeant l'influence du frottement sur les palettes et en posant la condition que les sections obtenues dans la couronne mobile par des plans normaux à l'axe de rotation aient les mêmes couples moteurs.

**Force centrifuge.** — Pour l'étude du problème du mouvement relatif dans les turbines à action, il serait nécessaire, d'après le théorème de Coriolis, pour chaque masse  $m$ , tournant avec la vitesse angulaire  $\varepsilon$ , de tenir compte de la force centrifuge ( $m r \varepsilon^2$ ) dans la direction du rayon  $r$ , et de la force centrifuge-composée ( $2mV\varepsilon \sin a$ ) dirigée dans une direction normale à la vitesse relative  $V$  et à l'axe de rotation.

Dans les turbines axiales hélicoïdales, ces forces sont radiales et ont pour résultante une force centrifuge unique, exprimée par :

$$m\varepsilon (W + 2V \sin a),$$

ou plus simplement par :

$$m\varepsilon W (1 + 2 \sin a),$$

si on fait par approximation  $W = V$ , c'est-à-dire si la vitesse d'entraînement  $W = r\varepsilon$  est égale à la vitesse relative.

Pour la valeur  $-\frac{1}{4}\pi$  de l'angle  $a$  de la vitesse relative  $V$  avec la normale à la vitesse d'entraînement  $W$ , cette résultante s'annule et devient négative près des derniers éléments des aubes où  $a = -a_1 = -90^\circ$ .

Les trajectoires des filets liquides tendent donc à s'éloigner de l'axe.

M. Meissner fait observer que, pour s'opposer à l'action de la force centrifuge, on peut donner aux aubes une configuration cylindrique (fig. 71) plutôt que conoïdale, en faisant le bord d'entrée  $ab$  toujours rectiligne et placé obliquement par rapport au rayon  $om$  qui passe par son point moyen :  $ab$  prolongé passera à une certaine distance  $oe$  de l'axe.

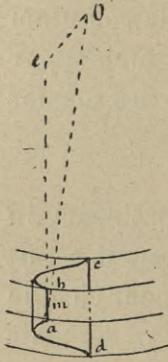


Fig. 71.

Il est facile de calculer l'inclinaison qu'il faut donner à l'aile sur le plan diamétral  $om$  pour que la composante radiale de la réaction fasse équilibre à la résultante de la force centrifuge totale.

Avec cette disposition, on a l'avantage de réduire les chocs périodiques à l'entrée, le bord d'entrée  $ab$  formant ciseau avec l'arête terminale des guides, laquelle est toujours radiale.

### § 30. — TURBINES LIMITES

**Fonctionnement.** — Les turbines limites, capables de fonctionner à libre écoulement ou noyées sans que leur rendement subisse des variations sensibles, sont préférables lorsqu'on a une faible hauteur de chute et un débit variable et qu'on veut éviter la perte d'énergie pouvant résulter de la baisse du niveau dans le canal de fuite en temps de sécheresse.

Le premier type de turbine limite fut étudié par M. Rittinger et construit par M. Haenel, et il peut se définir comme une turbine à action dans laquelle les veines liquides sortent des tuyaux mobiles à *gueule-bée*.

Pour que la turbine fonctionne noyée en correspon-

dance avec la plus faible valeur de  $H$  et la plus grande valeur de  $Q$ , et à échappement libre lorsque  $H$  augmente et qu'on règle l'admission de l'eau par la diminution de  $Q$ , il faut choisir un rapport convenable entre la section  $A$  des guides et la section d'échappement  $A_1$  de l'eau de la roue.

La roue mobile se place en correspondance avec le niveau moyen du canal de fuite, c'est-à-dire avec la valeur moyenne de  $H$ .

**Formules principales.** — Si  $H_1$  est la plus faible valeur de la hauteur de la chute pour laquelle la turbine doit fonctionner noyée, la vitesse absolue à la sortie des guides sera (§ 28) :

$$V'_0 = \bar{K} \sqrt{2gH_1},$$

équation où  $\bar{K}$  a l'expression donnée par la formule (119); mais, dans le cas de la valeur moyenne de  $H$ , pour avoir le libre échappement il faut aussi qu'on ait :

$$V'_0 = 0,95 \sqrt{2gH}$$

en négligeant  $h$  et  $c$  dans la formule 127.

Pour que la vitesse relative et la vitesse de rotation restent inaltérées, on doit rendre égales les deux expressions de  $V'_0$ , ce qui donne l'équation :

$$0,95 \sqrt{2gH} = \bar{K} \sqrt{2gH_1} \quad (131)$$

où, d'après (119),

$$\bar{K} = 0,90 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_1} \frac{r_0}{r_1} \sin a'_0 \sin a_1}}.$$

Si l'on pose la condition que, pour  $H_1 = H$ , la pres-

sion à l'entrée et à la sortie des canaux mobiles soit égale à la pression atmosphérique, on devra avoir  $\bar{K} = 0,95$  c'est-à-dire :

$$0,95 = 0,90 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_1} \frac{r_0}{r_1} \sin a'_0 \sin a_1}},$$

d'où :

$$\frac{A}{A_1} = \frac{0,81}{1,80 \times \frac{r_0}{r_1} \sin a'_0 \sin a_1}. \quad (132)$$

Pour une turbine axiale, comme  $r_0 = r_1$  et si l'on fait  $a'_0 = a_1 = 75^\circ$ , on aura :

$$\sin a'_0 \sin a_1 = 0,9331 ; \quad \frac{A}{A_1} = 0,48.$$

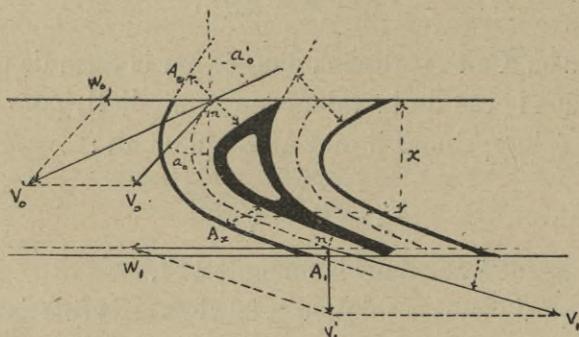


Fig. 72.

Dans les applications pratiques, on prend  $\frac{A}{A_1} = \frac{1}{2}$ .

La condition que, le long de la surface des aubes, la pression reste constante et égale à la pression atmosphérique donne lieu, si l'on néglige le frottement, à la relation :

$$\frac{Vx^2}{2g} = \frac{V_0^2}{2g} + x,$$

où :

$V_x$  = vitesse moyenne correspondant à une section quelconque, d'aire  $A_x$  et à la hauteur  $x$  au-dessous du plan de l'orifice d'entrée (fig. 72) ;  $V_0$  = vitesse relative moyenne à l'entrée.

Entre les vitesses relatives et les aires des sections normales des canaux on doit, pour la continuité du courant, avoir aussi les relations :

$$A_x V_x = A_0 V_0 = A_1 V_1.$$

Dans ce but, on se sert généralement de *contre-aubes*, laissant des espaces vides (fig. 72) pour diminuer le poids de la roue.

Certains constructeurs préfèrent, pour arriver au même résultat, faire varier la largeur  $b_x$  des canaux mobiles.

Pour la détermination des autres éléments des turbines limites, on peut suivre les règles données pour les différents types de turbines.

Les turbines limites, système Haenel, sont aujourd'hui construites par un nombre très petit d'établissements, parce qu'on préfère toujours les turbines à réaction perfectionnées, lesquelles peuvent donner le même avantage sans les difficultés de construction des contre-aubes.

### § 31. — QUELQUES INDICATIONS SUR LE CHOIX DU SYSTÈME DE TURBINE

**Généralités.** — En général, il n'y a pas de règles absolues sur le choix du système de turbine par rapport aux conditions locales, aux valeurs du débit et de la hauteur de chute et à leur variabilité.

Parfois la diffusion d'un type de turbine dépend des

perfectionnements étudiés et introduits par des maisons de construction, ou bien de l'appréciation personnelle de l'ingénieur qui en doit faire le projet.

Cependant, les indications suivantes peuvent présenter une certaine utilité.

Dans le choix du système de turbine, il ne faut pas s'arrêter exclusivement à la condition du rendement maximum, mais il est nécessaire de tenir compte de la nature du travail que doit accomplir le moteur, de la facilité du réglage en cas de variations du débit et de la chute, des frais d'installation et d'entretien, etc.

**Turbines à réaction.** — A conditions égales, les turbines à réaction sont préférables, pouvant conserver, entre certaines limites, par le moyen du tube de succion, une valeur élevée du rendement malgré les variations du niveau d'aval.

Mais leur rendement s'abaisse considérablement lorsqu'il y a diminution du débit. Pour en régler la puissance, on a employé un certain temps une vanne placée près de l'orifice de sortie du tube de succion : mais de nos jours on a obtenu un meilleur résultat avec la méthode consistant à fermer plus ou moins les orifices du distributeur.

Pour de grandes chutes et de faibles valeurs du débit, les turbines à réaction comportent des diamètres trop petits, avec des vitesses de rotation qu'on doit refuser en pratique.

**Turbines à action.** — Les turbines à action, qui sont mieux adaptées à l'injection partielle, peuvent s'employer avec avantage dans le cas de variations sensibles du débit : leur rendement est forcément réduit seulement lorsqu'elles deviennent noyées.

C'est pour cela qu'on voit préféré ce genre de turbine, soit pour de faibles valeurs de chute et de grands débits lorsque le niveau d'aval est constant, soit pour de grandes chutes et de petits débits, parce qu'on peut dans ce cas disposer horizontalement l'arbre de la roue sans réduction notable de rendement, si le diamètre est petit par rapport à la hauteur de la chute.

Dans le cas de très grandes hauteurs de chute, on peut adopter aussi les roues Pelton.

**Turbines centripètes, centrifuges et mixtes.** — En général, on retient que, à conditions égales, les turbines à réaction radiales centripètes sont préférables à des turbines centrifuges, et que les turbines mixtes donnent de meilleurs résultats; les radiales occupent un espace plus réduit et leur installation est plus économique. Les turbines axiales ont l'avantage de réduire au minimum les pertes d'énergie pour changement de direction du courant.

En Amérique, l'emploi des turbines mixtes est très répandu, et de nos jours ce genre de turbines est aussi adopté en Europe dans les installations hydro-électriques, à cause de leur grande vitesse de rotation et de la facilité de leur accouplement avec les dynamos.

Cette préférence est due à la simplicité de leur construction et aux perfectionnements qu'on y a introduits, plus qu'à une rationnelle application des principes fondamentaux d'hydraulique.

A cet égard, on a l'exemple que, dans la récente installation hydro-électrique du Niagara, un jury international a été favorable au projet des ingénieurs Faesch et Piccard, relatif à un type de turbine Fourneyron à deux couronnes.

Enfin on ne doit pas ajouter beaucoup de foi à cer-

tains résultats qu'on dit avoir été obtenus pour le rendement des turbines américaines ( $\eta \geq 0,90$ ) en comparaison avec les turbines européennes, parce qu'il arrive quelquefois que, dans la mesure du débit, on n'a pas employé les précautions nécessaires pour éviter les erreurs auxquelles est exposée une telle détermination expérimentale.

**Turbines de grande puissance.** — Au point de vue de l'accouplement direct avec les machines dynamo-électriques, il convient d'examiner aussi jusqu'où l'on peut aller avec une seule roue mobile pour des turbines de grande puissance.

Si la chute dépasse une certaine limite, comme par exemple au Niagara où on arrive à 42 m. 50, on n'éprouve pas de difficulté à développer avec une seule turbine une force de 5.000 chevaux avec une vitesse de rotation correspondant à 250 tours par minute; mais, si la chute est faible, on aura bien de la peine à établir des turbines qui tournent assez vite pour l'accouplement direct avec les dynamos.

De l'examen du diagramme du rendement en fonction des vitesses relatives on déduit qu'il y a grand intérêt, pour des turbines puissantes, à élever le plus possible leur vitesse relative (jusqu'à 0,85) et augmenter le degré de réaction. Dans ce but on a proposé les turbines hélicoïdales, centripètes, coniques ou diagonales, etc.

Pour arriver à la puissance désirée, on emploie aussi le moyen consistant à associer plusieurs roues sur le même axe (turbines multiples).

Un exemple remarquable de turbine double est donné par les installations faites par la maison Escher Wyss, à Chèvres et à Rheinfelden. Au Niagara aussi, chaque turbine est double.

## CHAPITRE IX

### TYPES PRINCIPAUX DE TURBINES HYDRAULIQUES

---

#### § 32. — TURBINES A RÉACTION AXIALES

**Type Jonval. — Données pratiques.** — Les turbines à réaction axiales sont, dans la pratique, nommées turbines *Jonval* ou *Jonval-Koechlin*, parce que M. Jonval en a donné, en 1841, le premier dessin, qui fut perfectionné par la maison Koechlin.

Les Allemands donnent à ce genre de turbines l'appellation *Henschel-Jonval*, à cause du brevet pris en 1837 par la maison Henschel et Solm, de Hassel.

Le rendement de ces turbines, compris entre 0,75 et 0,80 pour le régime normal, descend rapidement de 0,50 à 0,40 si le débit se réduit à une valeur à peu près moitié de la valeur normale.

Nous avons déjà fait observer qu'avec les systèmes modernes de vannage on a réussi à obtenir un meilleur résultat, d'après lequel la réduction du rendement est limitée à 8 0/0.

Pour la détermination des éléments principaux d'une turbine Jonval, on suivra la méthode exposée dans le § 28.

Lorsque la valeur du débit est très grande et variable, on fait la roue à deux et à trois couronnes.

On a construit des turbines Jonval à trois couronnes, avec une roue de 3 m. 30 pouvant utiliser un débit de 10 m. c. par seconde, sous une hauteur de chute de 1 m. 50.

Dans ces conditions, si  $Q$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$  désignent les valeurs minimum, moyenne et maximum du débit et  $H$ ,  $H_1$ ,  $H_2$  les hauteurs correspondantes de chute, on calculera : la couronne extérieure pour le débit  $Q$  et la chute  $H$  ; la couronne intermédiaire pour  $Q_1 - Q$  et  $H_1$  ; la couronne intérieure pour  $Q_2 - Q_1$  et  $H_2$ . Avec une telle disposition on peut réussir à conserver une valeur élevée au rendement par la clôture successive des couronnes.

En général, pour une turbine Jonval, le débit, qui peut atteindre la valeur de 10 m. c. par seconde pour des chutes de 0 m. 50 à 3 mètres, doit être moindre pour des hauteurs de chutes plus élevées, qui ne doivent pas dépasser 12 mètres ; le débit s'abaisse au-dessous de 5 m. c. pour  $H$  compris entre 1 m. 50 et 8 mètres et au-dessous de 1 m. c. 50 si  $H$  varie de 8 à 12 mètres.

Pour les limites des valeurs du rayon extérieur  $r_0$  de la roue, on peut suivre les règles pratiques données dans le § 28.

Si le nombre  $N$  de tours par minute est donné, on peut prendre  $r_0$  entre  $27 \frac{\sqrt{H}}{N}$  et  $28 \frac{\sqrt{H}}{N}$ .

Pour les autres éléments qui ne sont pas déterminés par l'application de la théorie générale, on pourra observer les règles suivantes :

Largeur  $b$  des conduites du distributeur entre  $\frac{r_0}{8}$  et  $\frac{r_0}{41}$  ;  
hauteur du distributeur comprise entre  $0,16 r_0$  et  $0,28 r_0$  ;

nombre  $n$  des guides du distributeur inférieur au nombre  $n_1$  des aubes de la roue. En particulier on fera :

pour  $r_0$  compris entre 1,25 et 1 m.,  $n = 52$ ,  $n_1 = 56$  ;

pour  $r_0$  compris entre 0,75 et 0,40,  $n = 28$ ,  $n_1 = 32$ .

**Profil des aubes.** — Par rapport à la configuration des guides AB, A'B',... (fig. 73), il faut observer que les pre-

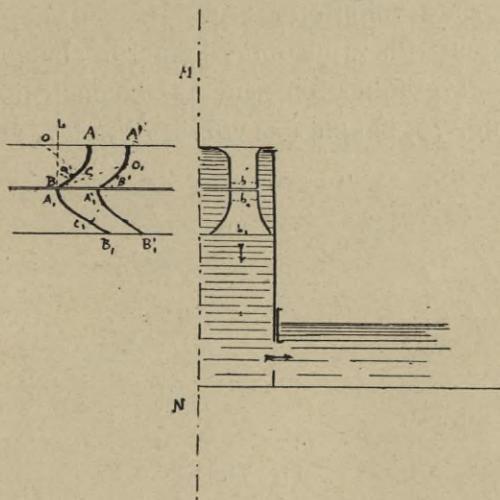


Fig. 73.

miers éléments en A, A',... doivent être verticaux, tandis que les éléments en B, B',... doivent être inclinés sous l'angle  $a'_0$ , sur la verticale BL. Le profil intermédiaire peut être circulaire ou parabolique, et la surface d'un guide sera hélicoïdale, engendrée par une ligne droite qui s'appuie sur la ligne directrice ACB et sur l'axe de la turbine en restant toujours perpendiculaire à cet axe.

D'ordinaire, pour le profil AB on fait rectiligne le trait BC et circulaire le trait CA, C étant le point d'intersection de BC (incliné sur la verticale de  $a'_0$ ) et de la

perpendiculaire à  $BC$  menée de  $B'$ , point extrême du guide suivant.

Le profil  $A_1 B_1$  d'une aube de la roue mobile doit avoir, comme nous l'avons déjà démontré, les éléments en  $A_1$  et  $B_1$  selon les directions des vitesses relatives  $V_0$  et  $V_1$ ; d'ordinaire on fait rectiligne et prolongé le trait  $C_1 B_1$  à la sortie. Pour le trait  $A_1 C_1$ , on peut prendre un arc circulaire ou parabolique tangent à  $V_0$  en  $A_1$  et à  $B_1 C_1$  au point  $C_1$ , pris à volonté.

Pour obtenir un profil dans lequel le changement de direction soit graduel, on peut aussi construire en un centre  $O$  (fig. 74) l'angle des vitesses  $V_0$  et  $V_1$  et prendre

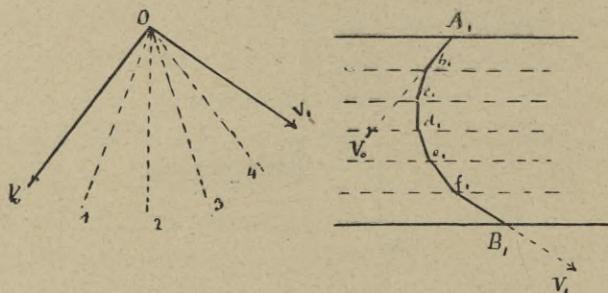


Fig. 74.

pour éléments successifs de la palette les segments  $A_1 b_1$ ,  $b_1 c_1$ ,  $c_1 d_1$ ,  $d_1 e_1$ ,  $e_1 f_1$ ,  $f_1 B_1$ , parallèles aux rayons  $O$  ( $V_0$ , 1, 2, 3, 4,  $V_1$ ), par lesquels l'angle en  $O$  est divisé en un certain nombre de parties égales.

On a proposé aussi de prendre pour la ligne moyenne

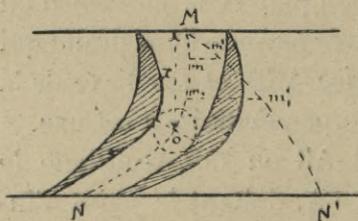


Fig. 75.

$MN$  (fig. 75) un des profils circulaires ou paraboliques précédemment indiqués, en correspondance avec la surface cylindrique moyenne de la couronne mobile, et de profiler les parois inté-

rieures des canaux récepteurs suivant les courbes enveloppées par une circonférence, dont le centre  $O$  est sur  $MN$ , et le diamètre  $d_x$  est établi en dépendance de la loi de variation des vitesses relatives et des pressions le long du conduit.

Après avoir construit ainsi la section des parois des canaux mobiles, pour représenter la variation des vitesses relatives le long de  $MN$ , on tracera la courbe  $MN'$  (*trajectoire absolue* du filet liquide en  $M$ ). Pour le temps  $t$ , aux abscisses  $\overline{Mm} = V_0 t$ ,  $\overline{mm_1} = 2 V_0 t, \dots$  correspondent les ordonnées de cette courbe  $\overline{mm'} = W_0 t$ ,  $\overline{m_1 m'_1} = 2 W_0 t, \dots$  Suivant la méthode de Kohn, les *odographes* des vitesses successives, tant dans les guides que dans les canaux mobiles, doivent avoir une allure régulière et se rapprocher à l'une des extrémités.

**Exemple d'installation.** — Pour donner un exemple des dispositions adoptées pour le type ordinaire des turbines Jonval-Koechlin, nous donnons dans la figure 76 la coupe verticale d'une de ces turbines, établie pour une hauteur moyenne de chute  $H = 3$  m. 647.

On voit que le tube de suction forme le prolongement des parois extérieures de la roue et que le réglage du débit se fait avec une vanne cylindrique, verticale à la sortie du tuyau et manœuvrée par deux tirants verticaux  $tt$ .

Pour le réglage il y a aussi des coins placés dans les orifices de la couronne directrice, rétrécissant la largeur de celle-ci : ce dispositif, imaginé par Koechlin, est incommode.

Un modèle plus récent de turbine Jonval se voit dans la figure 77, qui représente la section verticale d'une de

ces turbines, construite par la maison Ganz et C<sup>ie</sup>, de Budapest, pour le moulin de Kis-Sztasiar.

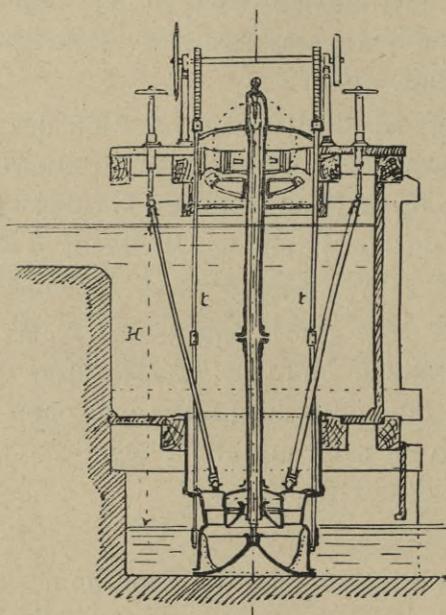


Fig. 76.

Cette turbine est calculée pour un débit moyen de 2 m. c. par seconde et une hauteur moyenne de chute de 1 m. 24 ; la roue mobile a la forme d'une cloche, et le pivot est placé à l'extrémité supérieure de l'arbre, avec la boîte crapaudine soutenue par un support en fonte placé sur deux poutres horizontales, au niveau des engrenages. Il n'y a pas de tube de succion en tôle.

On a aussi cherché à monter la turbine Jonval sur un arbre horizontal porté en trois points et laissant le tube de succion vertical, avec la vanne cylindrique à sa sortie. Mais aujourd'hui, pour les turbines à axe horizontal, on a étudié des dispositions qu'on doit préférer et qui se rapportent à d'autres types de turbines.

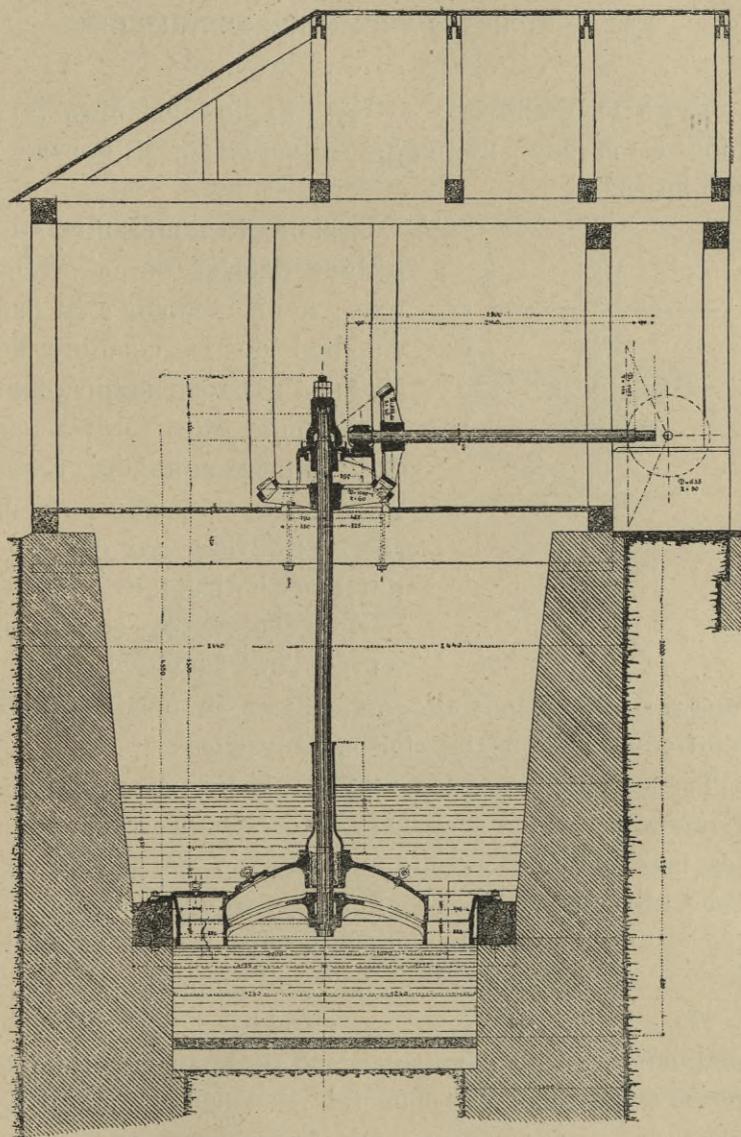


Fig. 77.

## § 33. — TURBINES A RÉACTION CENTRIFUGES

**Type Fourneyron.** — Une des plus anciennes turbines est la radiale centrifuge, proposée par M. Fourneyron en 1827.

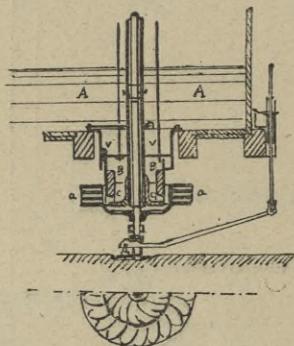


Fig. 78.

La figure 78 représente cette turbine dans sa forme primitive : le distributeur *c* est fixé au fond de la chambre de charge *A* ; la roue mobile, dont la couronne *a* est formée par deux plateaux annulaires reliés entre eux par les aubes de la roue, est divisée par des diaphragmes horizontaux en trois parties. Le réglage se fait au moyen d'une vanne cylindrique

verticale *B*, portant des appendices en bois, lesquels s'introduisent entre les cloisons directrices.

Par la manœuvre de la vanne *B*, la turbine peut fonctionner avec une, deux ou trois séries des canaux en lesquels est divisée sa couronne mobile. L'eau de la chambre *A* traverse la cuve en fonte *V*, qui est appuyée sur une charpente, et le contact entre la cuve *V* et la vanne *B* est obtenu par une garniture en cuir embouti.

La crapaudine repose sur un levier qui peut être manœuvré du plancher supérieur de l'usine ; cette disposition fut imaginée pour relever l'arbre quand il se produit un petit abaissement dû à l'usure des parties frottantes.

Pour diminuer la perte due à la vitesse de sortie,

Boyden proposa le *tube diffuseur* (§ 26), qui est un tube de succion dont la section augmente à mesure que l'on s'approche du coursier d'aval.

On rencontre aussi le diffuseur dans les pompes centrifuges, où il a la forme d'un tube conique divergent.

On a aussi proposé la construction de turbines radiales centrifuges à axe horizontal, avec enveloppe et tube de succion, représentés dans la figure 79 ; mais, au point

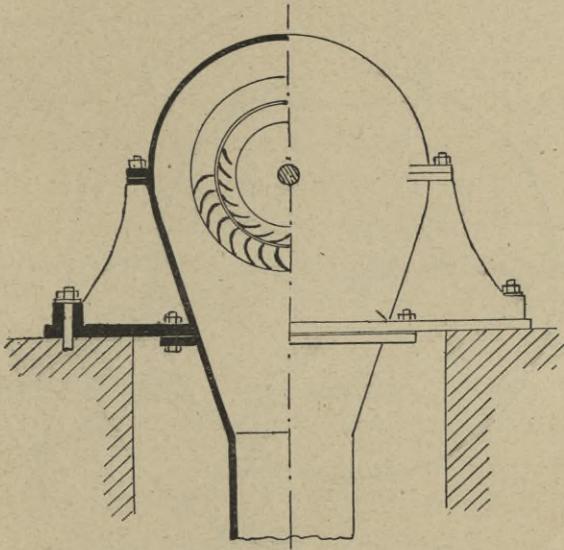


Fig. 79.

de vue du rendement, on n'a pas obtenu des résultats satisfaisants.

Pour la détermination des éléments cinématiques et hydrodynamiques des turbines radiales centrifuges, on emploie les règles données dans les §§ 28 et 32.

En particulier, il faut seulement observer que la dimension radiale  $r_0 - r$  du distributeur se fait d'ordinaire



Le point A correspond au point d'intersection de la circonférence intérieure avec la ligne droite  $\overline{NB}$ , telle que ON soit parallèle à  $\overline{BC}$ .

Si du point B' de la palette suivante on mène B'C perpendiculaire à BC, on peut aussi laisser rectiligne le trait BC et prendre un arc circulaire ou parabolique entre A et C.

Pour le profil des aubes réceptrices, on peut prendre deux arcs de circonférence  $A_1 C_1$ ,  $C_1 B_1$ , ayant la tangente commune en  $C_1$  et les tangentes en  $A_1$  et  $D_1$  (point moyen de  $C_1 B_1$  inclinées sur les rayons  $OA_1$ ,  $OD_1$  des angles  $\alpha_0$  et  $\alpha_1$ . A l'arc  $C_1 B_1$ ) on peut aussi substituer un trait rectiligne la direction de dans la vitesse relative  $V_1$ .

Pour le tracé des arcs  $C_1 B_1$ ,  $C_1' B_1'$ ,... on commencera par dessiner la circonférence des points moyens  $D_1$ ,  $D_1'$ ... et ces points  $D_1$ ,  $D_1'$ ... en nombre égal au nombre  $n_1$  des aubes : les centres des arcs  $C_1 B_1$ ,  $C_1' B_1'$ ... seront sur les perpendiculaires menées par  $D_1$ ,  $D_1'$ ... aux directions des vitesses relatives  $V_1$ , lesquelles sont inclinées de l'angle  $\alpha_1$  sur le prolongement des rayons  $OD_1$ ,  $OD_1'$ ....

Pour les arcs de circonférence  $A_1 C_1$ ,  $A_1' C_1'$ ..., on fera les constructions indiquées sur la figure en tenant compte de ce que, pour deux palettes successives, les points  $eC_1 B_1'$  doivent être en ligne droite.

Certains constructeurs préfèrent, pour le profil des aubes mobiles, l'arc de spirale logarithmique, tangente aux éléments rectilignes menés parallèlement aux rayons qui divisent l'angle des vitesses relatives  $V_0$  et  $V_1$  en un certain nombre de parties égales, et arrêtés à des circonférences concentriques à la roue, que l'on intercale à égales distances dans la couronne mobile.

Comme nous l'avons montré dans le § 32, on peut

tracer la trajectoire absolue du filet liquide moyen et les odographes, au moyen desquels on voit la variation des vitesses par rapport à un pôle.

Pour un bon fonctionnement, il est nécessaire que ces lignes se raccordent graduellement.

La surface d'une aube, dont on aura fixé le profil, sera cylindrique, engendrée par une ligne droite restant parallèle à l'axe de la turbine.

**Turbines du Niagara.** — Un exemple très impor-

tant d'installation de turbines centrifuges est donné par les turbines construites pour l'utilisation de la chute du Niagara sur les dessins de MM. Faesch et Piccard, de Genève.

Chaque turbine, de 5.000 chevaux, se compose (fig. 81, 82 et 83) de deux roues, de 1 m. 60 de diamètre intérieur, placées sur le même arbre vertical, à 3 m. 30 de distance.

L'eau est amenée par un tuyau d'acier de 2 m. 25 de diamètre, et la chambre de distribution est formée d'un cylindre en fonte, dans lequel l'eau se divise en

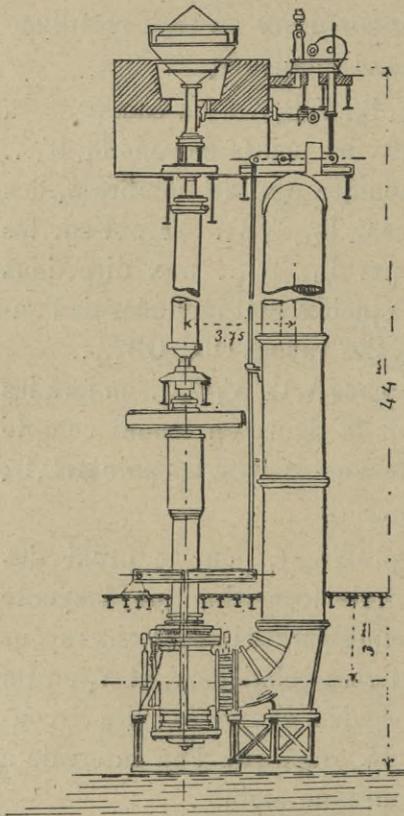


Fig. 81.

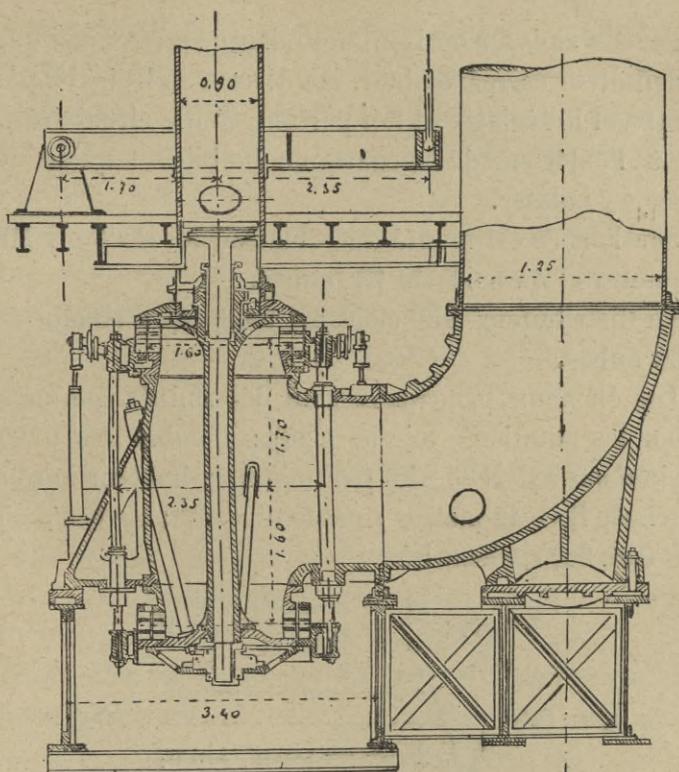


Fig. 82.

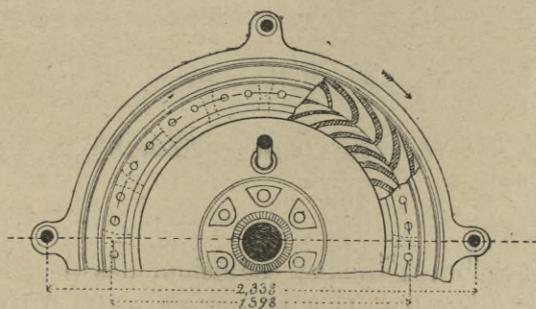


Fig. 83.

deux courants sortant par la roue supérieure et par la roue inférieure.

Par des cloisons horizontales, chaque roue, ainsi que le distributeur correspondant, est divisée en trois compartiments, et le réglage est fait par une vanne circulaire placée à l'extérieur de la couronne mobile et qu'on peut lever ou baisser.

Sur l'arbre est monté un volant en fer de 4 m. 20 de diamètre et du poids de 10 tonnes.

Le distributeur a 36 cloisons, tandis que chaque roue a 32 aubes.

Les éléments principaux sont déterminés comme suit (pour les notations voir le § 28) : nombre des tours à régime normal  $N = 250$  par minute ; hauteur moyenne de chute  $H = 41$  mètres ; angle  $a'_0 = 67^\circ$  ; angle  $a'_1 = 77^\circ$ ,  $r_0 = 0$  m. 80 ;  $r_1 = 0$  m. 94.

$$b = b_1 ; \frac{A}{A_1} = \frac{r_0 \cos a'_0}{r_1 \cos a_1} = 1,48 ;$$

$$\bar{K} = 0,90 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_1} \frac{r_0}{r_1} \sin a'_0 \sin a_1}} = 0,60$$

$$\bar{K}_1 = 0,90 \sqrt{\frac{1}{2 \frac{A}{A_1} \frac{r_0}{r_1} \frac{\sin a_1}{\sin a'_0}}} = 0,735$$

$$V_0 = \bar{K} \sqrt{2gH} = 16 \text{ m. } 98$$

$$W_0 = \bar{K}_1 \sqrt{2gH} = 20 \text{ m. } 80$$

$$a_0 = 37^\circ.$$

Si on attribue à chaque coefficient des pertes principales désignées dans le § 26 une valeur de 0,10, ce qui n'a rien d'in vraisemblable, on trouve pour le rendement la valeur 0,83.

A toute puissance on a :

$$H = 41 \text{ m. } 45 ; Q = 12 \text{ m. c. } 700 ; \text{HP} = 5600.$$

Outre les pertes hydrauliques estimées à 10 0/0, on doit admettre à peu près :

1,5 0/0 perte d'eau par fuite à travers le jeu (2 mm.);

1,5 0/0 perte de charge dans le tuyau d'amenée avec une vitesse de 5 m. 40 ;

4 0/0 perte de hauteur due à l'élévation de la roue mobile supérieure de 3 m. 30 au-dessus de la roue inférieure, qui elle même n'est pas noyée ;

2 0/0 frottements de pivots, paliers, guides, etc.

#### § 34. — TURBINES A RÉACTION CENTRIPÈTES

**Généralités.** — Les turbines radiales centripètes, après que M. Francis en eût signalé les avantages, furent très employées dans les Etats-Unis d'Amérique.

D'ordinaire on classe ces turbines en deux catégories : *radiales centripètes* et *mixtes*, suivant que les orifices de sortie des canaux mobiles sont disposés sur une surface cylindrique ou sur une surface de révolution différente.

M. Rateau, faisant observer que les turbines sont surtout caractérisées par la forme du triangle des vitesses à l'entrée de la roue mobile et par sa disposition par rapport à l'axe, propose la classification : *turbines centripètes pures* ou *centripètes cylindriques*, dans lesquelles le triangle des vitesses à l'entrée est dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation et la roue mobile est cylindrique à l'extérieur ; *turbines hélico-centripètes* ou *centripètes coniques* dans lesquelles la roue mobile à l'extérieur est conique ou cylindro-conique. Nous les avons aussi nommées turbines diagonales (§ 15).

D'après ce mode de classification, toutes les turbines américaines seraient cylindriques, tandis qu'au genre

centripète conique appartiendraient les turbines appliquées récemment par des maisons suisses (comme par exemple dans les installations faites par la maison Heschel-Wyss à Chèvres près de Genève, et à Cusset près de Lyon), ou celle qu'a proposée M. Cachin en 1893.

D'ordinaire, la courbe du rendement en fonction de la vitesse relative, pour les turbines centripètes, tombe très vite quand la vitesse de rotation augmente au delà de la vitesse normale; on a l'avantage que la vitesse d'emballement (vitesse limite à charge nulle) reste inférieure au double de la vitesse normale.

Voyons quelques exemples typiques.

**Type Francis.** — La fig. 84 représente la turbine radiale centripète dans sa forme originale, où l'on voit les guides D à l'extérieur et l'aubage mobile R suivi d'un bref tube de suction.

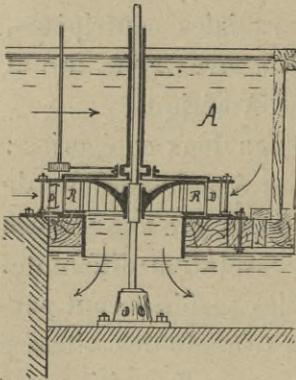


Fig. 84.

Les guides du distributeur sont mobiles autour des axes verticaux (fig. 85), et le réglage se fait au moyen d'un disque surapposé à la roue distributrice, auquel on donne un mouvement de rotation autour de l'axe de la turbine.



Fig. 85.

Dans les installations récentes, le type radial centripète proprement dit se trouve toujours modifié, les constructeurs préférant configurer l'aubage mobile de façon à se rapprocher des turbines mixtes, particulièrement lorsqu'il est nécessaire d'augmenter l'érogation de l'eau et le nombre des tours sans agrandir le diamètre de la roue.

Par rapport à la détermination des éléments principaux d'une turbine centripète, à la méthode générale exposée dans le § 28 nous ajouterons les indications particulières suivantes.

Pour la vitesse moyenne absolue  $V_0$  à la sortie des orifices du distributeur dans la formule :

$$V_0 = \bar{K} \sqrt{2gH},$$

on peut prendre :

- $\bar{K} = 0,67$  pour degré moyen de réaction ;
- $= 0,85$  pour très petit degré de réaction et grande hauteur de chute (près de 60 m.) ;
- $= 0,55$  pour grand degré de réaction et faible hauteur de chute.

Le diamètre moyen de la roue mobile, si le nombre des tours  $N$  n'est pas donné, doit se faire :

- de  $2,5 \sqrt{A}$  à  $4 \sqrt{A}$  pour grands débits ;
- de  $1,4 \sqrt{A}$  à  $1,6 \sqrt{A}$  pour faibles débits.

D'ordinaire, pour le nombre  $n$  des guides on prend  $n = 1,2 n_1$ ,  $n_1$  étant le nombre des aubes de la roue mobile.

Aux palettes et au moyeu de la roue on donne la configuration indiquée dans la figure 86, où l'on voit le type radial centripète proprement dit, qui s'emploie pour faibles débits et grandes hauteurs de chute, tandis que les profils 1 et 2 représentent les modifications, qu'on y introduit pour chutes moyennes et basses. En tout cas, les guides sont formés

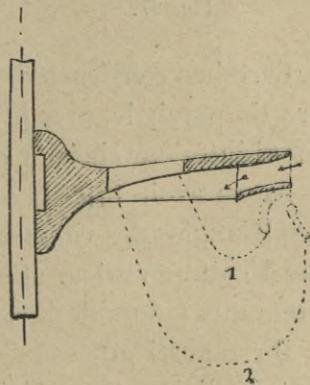


Fig. 86.

de surfaces cylindriques, engendrées chacune par une ligne droite parallèle à l'axe de la turbine et s'appuyant sur la courbe moyenne du guide, configurée suivant un arc de parabole tangent au rayon, sur la périphérie extérieure, et à un trait rectiligne incliné de l'angle  $\alpha'$  sur le rayon, à la périphérie intérieure.

Les surfaces des aubes réceptrices sont aussi cylindriques, et comme profil moyen on peut prendre pour le premier trait un arc logarithmique ou de développante de cercle, de manière analogue à ce que nous avons fait pour les turbines centrifuges, en faisant rectiligne le dernier trait à l'intérieur, dirigé selon la vitesse relative  $V_1$ .

Pour le dessin géométrique des aubes, on fera usage d'un plan de projection passant par l'axe de la turbine, et d'un second plan de projection normal à cet axe.

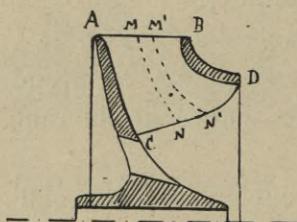


Fig. 87.

Dans le premier de ces plans, si ABCD (fig. 87) représente la projection de l'aube, la ligne CNN'D, d'ordinaire comprise dans le plan même, sera tracée de manière qu'elle soit normale en chaque point N au filet liquide MN correspondant.

Certains constructeurs prennent pour cette ligne un arc de parabole, avec le sommet en D et la tangente au profil intérieur choisi à volonté.

Après avoir tracé la courbe AC on cherche, au moyen des triangles des vitesses, à obtenir que la vitesse absolue  $V_1$  ait une valeur et une direction constantes dans les différents points de la section de sortie CNN'D.

On a aussi proposé des procédés théoriques dans le but de diviser toute cloison réceptrice en éléments sui-

vant les filets liquides MN, M'N',... ; pour l'application rationnelle de ce principe, il faudrait connaître les lois de distribution des vitesses, ce qui est trop difficile à réaliser.

De façon analogue à ce que nous avons fait dans les §§ 32-33, on peut aussi tracer les lignes du filet moyen dans les guides et dans les canaux de la roue mobile et les diagrammes des vitesses absolues.

### Exemples d'installation de turbines Francis. —

La figure 88 représente la section d'une turbine Francis à axe horizontal et de 1000 HP, construite par la maison

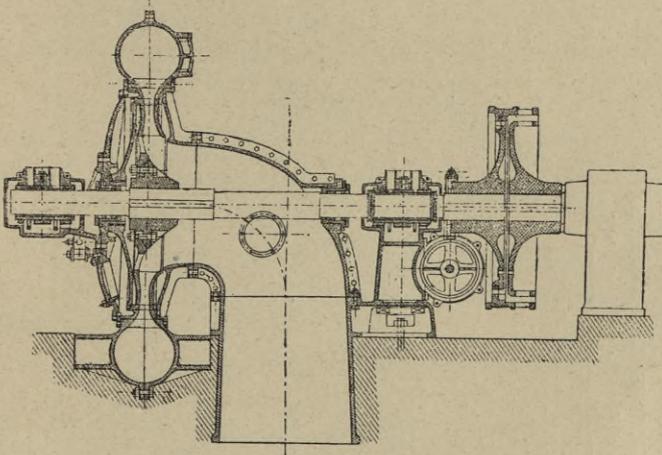


Fig. 88.

Riva et Monneret de Milan pour l'usine hydro-électrique de Lanzo.

Les éléments principaux de cette turbine sont :

$$H = 63 \text{ m. ; } Q = 1 \text{ mc. } 600 ; D = 2r_0 = 1 \text{ m. } 70 ;$$

$$N = 42,5 \frac{\sqrt{H}}{D} = 200 \text{ tours par minute ;}$$

$$b = 0 \text{ m. } 70 ; n_1 = 30.$$

Le réglage est fait par un vannage du type Victor-Zodel (§ 39).

Un autre exemple d'installation remarquable est donné par les figures 89 et 90, lesquelles représentent le plan

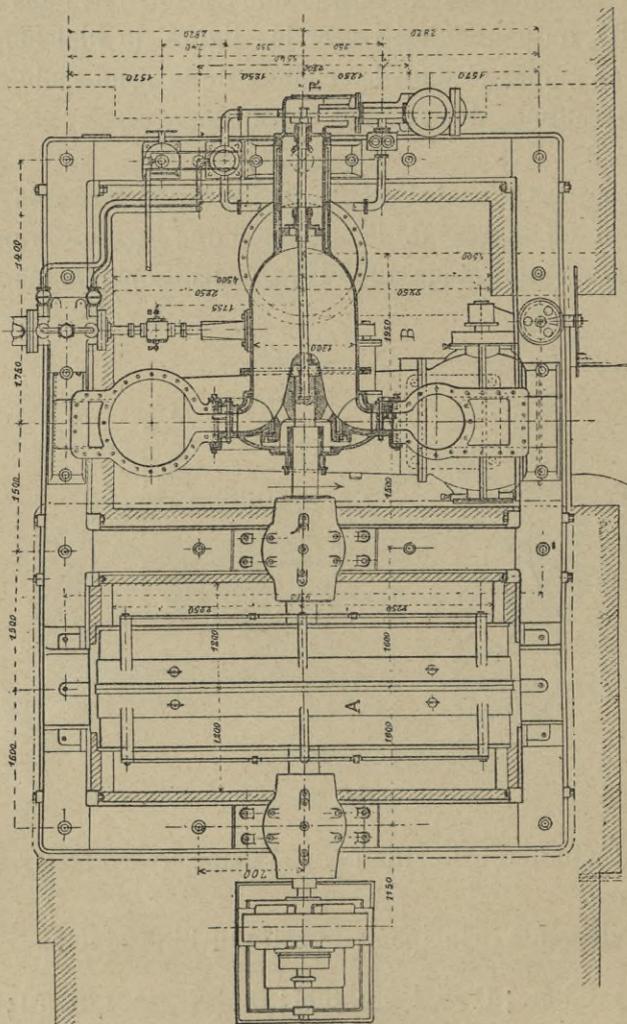


Fig. 89.

et la section d'une turbine Francis, de 2000 HP à axe horizontal, fournie par la maison Ganz et Cie de Budapest



Le régulateur automatique est du type Ganz (§ 40).

Dans la figure 89, A représente la dynamo, actionnée directement par la turbine.

**Type américain.** — Les turbines dites américaines, comme nous l'avons précédemment fait observer, sont à réaction et centripètes mixtes, c'est-à-dire à introduction radiale et à échappement axiale.

En général, dans ce genre de turbines, on rencontre les particularités suivantes : un plus petit nombre de guides et d'aubes ; un plus petit diamètre et un plus grand nombre de tours pour une puissance et une hauteur de chute données ; une largeur plus grande des cloisons mobiles à l'entrée et à la sortie ; un réglage à l'aide d'une vanne cylindrique s'engageant entre le distributeur et la roue mobile ou faisant pivoter les guides sur des charnières, de façon à modifier la section des orifices du distributeur.

L'installation des turbines américaines est d'ordinaire moins coûteuse.

Le calcul d'une de ces turbines se conduit de manière analogue à celle qu'on suit pour une turbine à réaction (§ 28), en tenant compte des observations particulières suivantes :

Le diamètre moyen  $D$  de la roue mobile se fait à peu près égal à  $56 \sqrt{\frac{H}{N}}$  L ;

le nombre  $n$  des guides se prend de 8 à 24 en correspondance avec de grandes chutes et faibles débits ou de faibles chutes et grands débits ;

la hauteur  $b$  du distributeur est comprise entre 0 m. 20 et 0 m. 80, et sa dimension radiale se fait de 0,15  $D$  pour grandes turbines et de 0,25  $D$  pour petites turbines.

On cherche enfin à obtenir une vitesse absolue  $V_1$  à la sortie de l'aubage mobile inférieure à  $\frac{1}{5}\sqrt{2gH}$  et à donner à la roue une hauteur comprise entre 0,70 D et 0,77 D.

Par rapport au profil des aubes, dont la figure 35 montre la configuration d'ensemble, il faut observer que, par la disposition représentée dans la figure 91, la vitesse relative  $V'$ , à la sortie, et par conséquent le débit, augmente fortement : avec une roue de diamètre de 0 m. 55 et sous la chute de 5 m. 50, on a réussi à absorber un débit d'un mètre cube.

Dans la projection d'une aube obtenue avec des arcs de circonférence normaux à l'axe MN, on doit distinguer (fig. 92) : la partie supérieure A, en correspondance avec le distributeur R, et la partie inférieure B, configurée en cuiller et dont les projections des sections, faites par des plans normaux à l'axe, sont représentées dans la fig. 93.

Sur le côté 15 (fig. 92), représenté en  $m$  dans la projection normale à l'axe (fig. 93), la vitesse  $V_0$ , à laquelle doit être tangent le premier élément de la section  $a$  de la palette, se déduit du triangle des vitesses, dans lequel on fait égal à peu près à  $20^\circ$  l'angle  $90 - a'_0$  des vitesses  $V'_0$  et  $W_0$ .

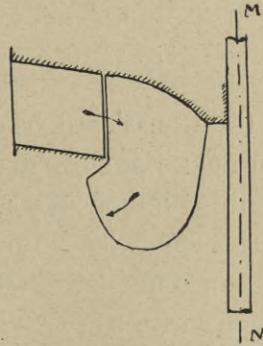


Fig. 91.

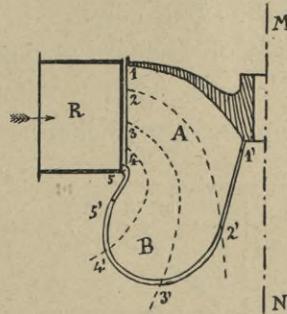


Fig. 92.

Certains auteurs proposent de diviser la surface de l'aube dans la partie supérieure A en conduites cylindriques égales, afin d'obtenir graphiquement les valeurs correspondantes des vitesses relatives à la sortie, étant connues à l'entrée les valeurs de :

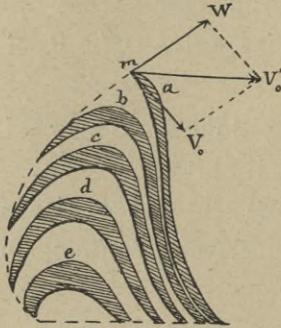


Fig. 93.

$$W_0 = V_0 \frac{\sin(a_0 + a'_0)}{\cos a_0} ;$$

$$V_0 = V_0' \frac{\cos a_0}{\cos a'_0} .$$

On a aussi proposé de diviser empiriquement la cloison comprise entre deux aubes successives par des parois, dont les intersections avec la surface de l'aube sont marquées sur la fig. 92 par les courbes 11', 22', 33', 44', 55', de façon que les produits des aires des orifices d'entrée et de sortie par les vitesses correspondantes relatives et absolues soient égaux. D'ordinaire, le contour 1'2'3'4' est dans un plan passant par l'axe MN, et dans ce cas sa projection sur un plan normal à l'axe sera une ligne droite. Quelquefois on prend pour cette projection un arc de parabole.

Pour vérifier la compatibilité de la configuration donnée à la palette, on peut tracer la trajectoire du filet liquide qui s'échappe du point le plus bas du canal mobile, et voir si cette courbe  $n$  (fig. 94), tracée dans le plan sur lequel se développe la surface de rotation, est comprise entre les lignes droites  $t$  et  $t'$ , lesquelles représentent les intersections de la même surface avec les plans axiaux limitant les aubes.

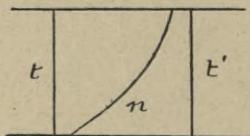


Fig. 94.

Il faut aussi vérifier si la section à la sortie suffit, pour toutes les cloisons mobiles, à l'écoulement du débit  $Q$ , et pour cette vérification on développera les sections laissées libres entre les aubes consécutives, de manière à appliquer à chaque section la vitesse relative correspondante. Pour tenir compte du frottement sur les aubes ainsi que des changements de direction, chocs, etc., on diminue les valeurs théoriques de ces vitesses de 15 à 20 0/0.

On comprend que, pour faciliter les vérifications et les corrections, il est bon d'exécuter le modèle d'une cloison mobile, lequel sera aussi utile pour la construction du modèle de fusion des aubes.

Le tracé des aubes des turbines américaines à axe horizontal se fait de la même façon que celui des turbines à axe vertical.

En Europe, on a construit de nos jours des turbines américaines perfectionnées, dont nous allons donner quelques exemples.

**Exemples de construction et d'installation de turbines américaines.** — La fig. 95 représente une coupe en élévation du type de turbines américaines construit par l'établissement Singrün frères à Epinal (Vosges) (Brevet *Hercule-Progrès*).

Les guides sont verticaux, de section semi-lenticulaire, et les aubes mobiles  $H$  ont des nervures, qui servent à guider l'entrée de l'eau lorsque le débit est réduit au moyen de la vanne  $K$ . Ces aubes sont fixées par des boulons au porte-aube  $G$ , claveté sur l'arbre de la turbine.

Le réglage est fait à l'aide de la vanne cylindrique  $K$ , qui porte à la partie inférieure des talons, par l'introduction desquels entre les guides on diminue la contraction.

Des crémaillères et des pignons dentés servent pour la manœuvre du vannage.

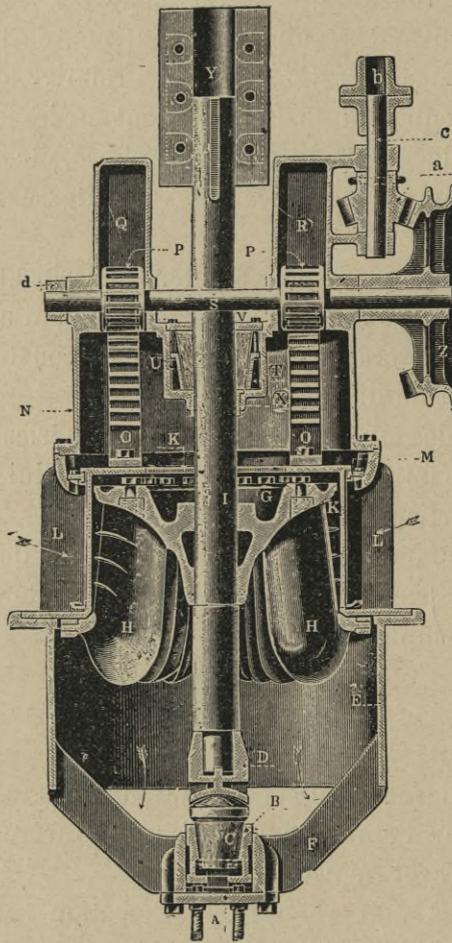


Fig. 95.

Le pivot, situé à la partie inférieure de l'arbre, est guidé en haut par un boitard U avec quatre coussinets en bois.

Dans la cuve N s'engage la vanne K, lorsqu'elle est complètement levée.

La turbine « Hercule » ancien modèle avait le pivot hors de l'eau, mais actuellement on applique un système spécial de pivot en bois de gaïac et de crapaudine se graissant par l'eau même, ce qui supprime toute espèce de graissage.

Le pivot hors de l'eau est aussi adopté avec la combinaison de l'arbre creux, comme on le voit dans la fig. 96, laquelle représente la coupe en élévation d'une turbine américaine construite par l'établissement Teisset, Vve Brault et Chapron, de Chartres (Eure-et-Loir).

L'arbre creux E en fonte se sépare, à la partie supérieure, en deux branches pour former la tête de l'arbre dans laquelle se trouve le pivot.

Sur le croisillon du tube repose une colonne en fer plein, traversant l'arbre dans toute sa longueur, et cette colonne porte un gobelet, qui vient s'ajuster à la partie supérieure de la tête de l'arbre creux et qui reste fixe. Le gobelet reçoit intérieurement un grain fixe en acier ou en bronze phosphoreux et une douille en bronze ; celle-ci, calée sur l'arbre creux, permet à ce dernier de tourner autour du

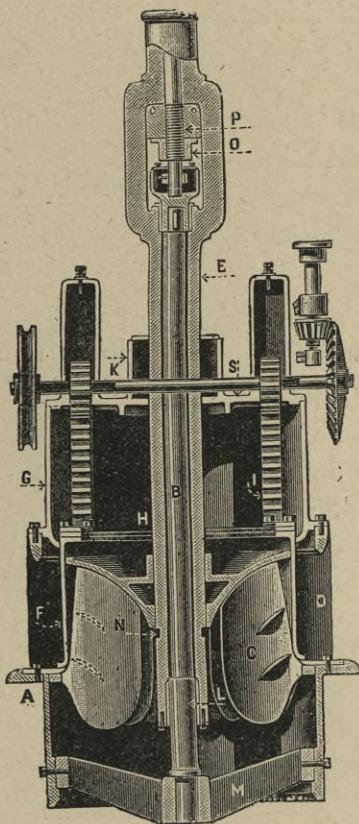


Fig. 96.

gobelot, tout en guidant la partie supérieure de la colonne.

Les turbines américaines se font aussi à axe horizontal et dans ce cas, spécialement pour grandes chutes, elles sont employées pour actionner directement des dynamos, au moyen de manchons d'accouplement demi-élastiques.

La figure 97 représente une de ces turbines simples,

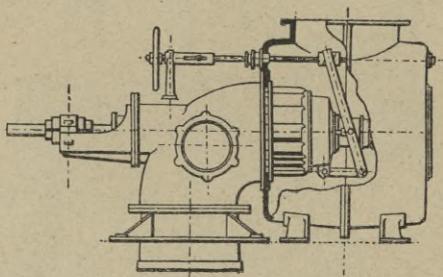


Fig. 97.

construite par l'établissement A. Calzoni de Bologne (Italie).

La bêche en fonte ou en tôle peut aussi être configurée en spirale, ce qui permet d'introduire l'eau avec une plus grande vitesse.

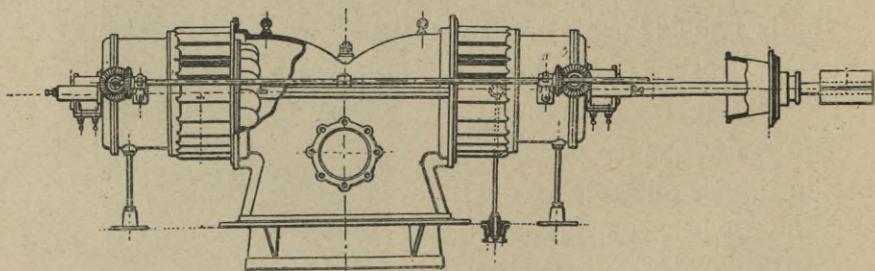


Fig. 98.

Dans la figure 98 est représentée une turbine améri-

caine double à axe horizontal et avec un tuyau de décharge central en fonte, qui doit être prolongé par le tuyau de succion en tôle ou en fonte. Cette turbine a la chambre d'eau à niveau libre.

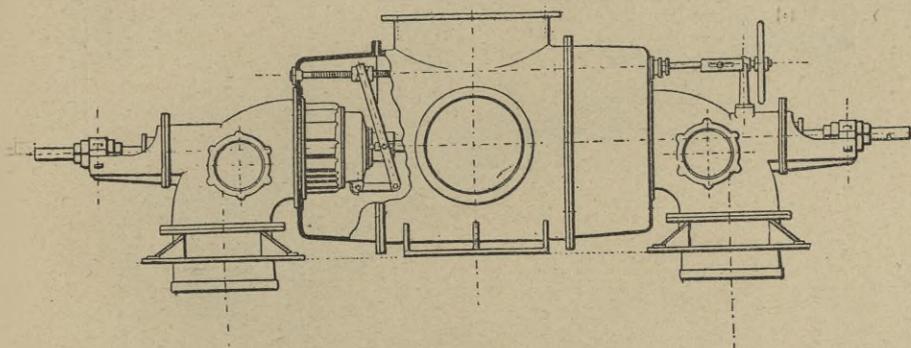


Fig. 99.

On peut aussi, comme dans la figure 99, employer deux tuyaux de décharge et la bêche en fonte pour hautes chutes.

Enfin, en vue de la réalisation de ces indications pra-

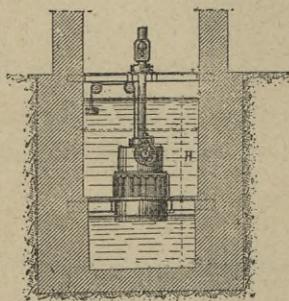


Fig. 100.

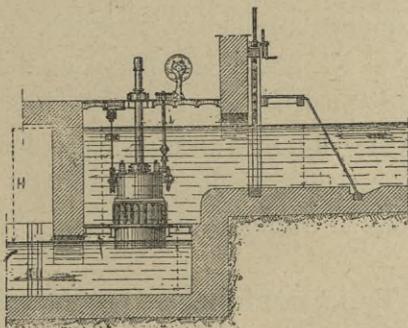


Fig. 101.

tiques sur les turbines américaines, nous ajoutons les plans d'ensemble de deux types d'installation ; le premier (fig. 100-101) à basse chute, et le deuxième (fig. 102) pour chute élevée, avec bêche et tuyau d'amenée en tôle.

Les turbines sont du type Teisset, Vve Brault, à pivot hors de l'eau.

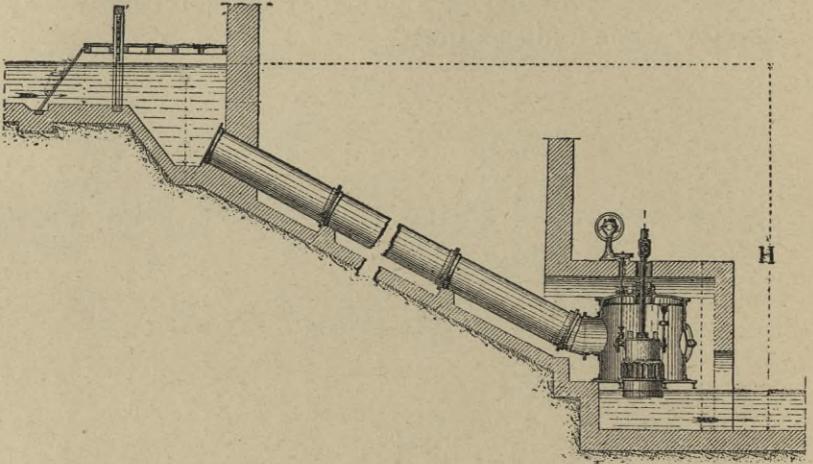


Fig. 102.

Les ateliers de construction des turbines classent en séries dans leurs catalogues les turbines américaines, par rapport aux valeurs de chute et de débit, avec des numéros attribués à chaque groupe de valeurs de  $H$ ,  $Q$ ,  $HP$  et  $N$ . Les différents types de turbines par rapport à la disposition de l'axe, de la chambre d'eau ou de la bêche, etc. sont indiqués par des lettres et, pour chaque disposition, on donne l'indication des principales dimensions et du poids approximalif.

**Type conique.** — Ces turbines furent proposées en 1890 par le professeur Ludewig (*Allgemeine theorie der turbinen*) et construites, dans le cas de grandes puissances, par la maison Escher-Wyss.

La figure 103 représente la coupe en élévation d'une des turbines de l'usine de Cusset (près de Lyon), qui sont très analogues à celles de Chèvres. La roue mobile conique

a trois couronnes, et les cloisons réceptrices *b* sont alimentées par trois distributeurs *c* superposés.

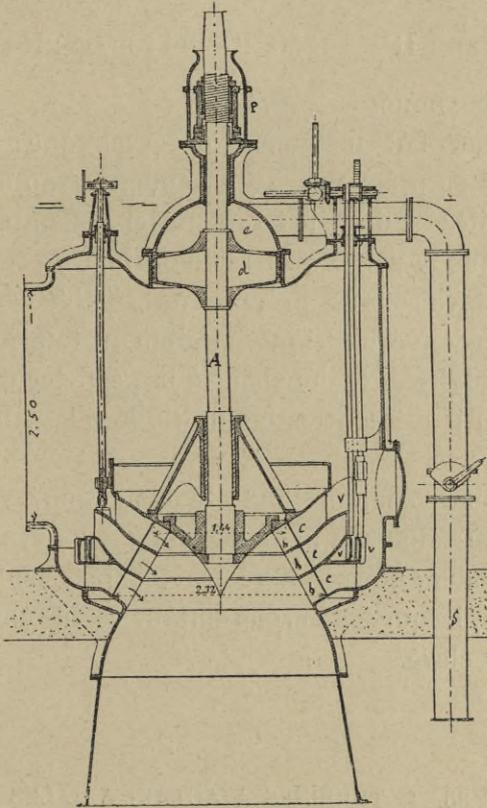


Fig. 103.

Pour le réglage, il y a trois tiroirs cylindriques *V* à déplacement vertical et manœuvrés par un régulateur automatique.

Le piston *d*, fixé sur l'arbre, reçoit sur la face inférieure la pression d'amont, tandis que la face supérieure *e* est soumise, à l'aide du tuyau *s*, à la pression d'aval. En conséquence de cette disposition, une charge d'environ 20000 kilog. se trouve équilibrée, le reste du poids

étant supporté par les grains circulaires en fonte, dans la boîte à huile P.

Pour cette turbine on a :

$$H = 12 \text{ m. ; } HP = 1350 ; Q = 11 \text{ m. c. ; } N = 120 ;$$

diamètre maximum = 2 m. 32.

M. Rateau fait justement observer que la forme conique ne se prête pas à un vannage avantageux ; le tracé des ailes est difficile à obtenir, et le montage moins aisé que dans le genre centripète ordinaire.

Pour ces raisons il propose de combiner le genre conique avec le cylindrique, appliquant le premier à la partie annulaire et le deuxième à la partie centrale de la turbine, où il est convenable de limiter la vitesse relative.

Les turbines coniques ont été abandonnées dans les nouvelles installations : par exemple, dans l'installation de Rheinfelden, on a préféré les turbines centripètes à deux ouïes, lesquelles permettent un coefficient de puissance plus élevé.

### § 35. — TURBINES A ACTION AXIALES

**Données pratiques.** — Dans le § 29, nous avons déjà exposé la méthode qu'on doit suivre pour la détermination des éléments principaux d'une turbine à action.

Ici, pour les turbines axiales, nous ajouterons les indications particulières suivantes.

Diamètre moyen  $D = 2r_0 = 2r_1$  :

de  $2,5 \sqrt{A}$  à  $3 \sqrt{A}$  pour grands débits et faibles chutes  
( $A > 0$  m. q. 80) ;

de  $3\sqrt{A}$  à  $3,5\sqrt{A}$  pour débits et chutes moyennes  
(0 m. q.  $80 > A > 0$  m. q. 15) ;

de  $3,5\sqrt{A}$  à  $4\sqrt{A}$  pour faibles débits et grandes chutes  
(0 m. q. 15  $> A > 0$  m. q. 05).

Hauteur  $c_0$  du distributeur entre 0,08 D, et 0,12 D.

Hauteur  $c$  de la roue entre  $\frac{3}{2}c_0$  et  $\frac{4}{3}c_0$ .

$b =$  de 0 m. 08 D à 0 m. 12 D ;

$b_0 = b + 4$  mm. à 10 mm. ;

$b_1 =$  de  $2,5b_0$  à  $3b_0$ .

Si, pour réduire le nombre des tours, on adopte une turbine à injection partielle, le distributeur occupant  $\frac{1}{m}$  de la circonférence de la roue ( $m \geq 2$ ), on fera :

$$b = \text{de } 0,08 mD \text{ à } 0,12 mD.$$

Entre le nombre  $n$  des guides et le nombre  $n_1$  des aubes mobiles pour l'admission complète on donne la relation :

$$n_1 = 1,3 n.$$

Le jeu entre le distributeur et la roue, en dépendance de la configuration des aubes, peut arriver en quelques cas à 20 mm.

**Profil des aubes.** — Au sujet de la configuration des aubes de la roue distributrice nous pouvons répéter ici ce que nous avons dit pour les turbines à réaction. La surface d'une palette directrice sera généralement engendrée par une ligne droite qui passe par les points du profil moyen (d'ordinaire parabolique) et par l'axe normal à celui-ci, ou qui reste parallèle à la ligne droite tracée par le point le plus bas du profil même de l'axe dans le plan normal à celui-ci.

Ensuite, pour le profil moyen d'une aube mobile, on pourra prendre un seul arc de circonférence, sans rendre rectiligne le dernier élément à la sortie de la roue, vu qu'on peut supposer approximativement constante la vitesse relative moyenne le long de la surface de l'aube.

MM. Fink et Rateau ont démontré qu'avec le profil circulaire on parvient à éteindre la force vive du courant d'eau graduellement et en proportion du degré de pénétration de la veine dans la roue.

Dans le cas du profil circulaire, la trajectoire absolue du filet moyen sera une courbe cycloïdale, qu'on peut supposer engendrée par un point uniformément mobile sur une circonférence dont le centre a un mouvement rectiligne et uniforme.

Lorsqu'on a fixé la courbe directrice d'une aube sur la surface moyenne cylindrique de la couronne, on peut configurer l'aube même suivant la surface hélicoïdale engendrée par des lignes droites normales à l'axe.

Certains auteurs font observer qu'avec cette construction on suppose que, dans le mouvement de rotation, le filet moyen reste sur la surface cylindrique moyenne de la couronne, ce qui effectivement ne se réalise pas.

Pour ce motif on a cherché à configurer une palette réceptrice de manière que le filet moyen puisse rester du moins dans le plan initial, c'est-à-dire dans le plan tangent à la surface cylindrique moyenne.

En ce cas, la surface de l'aube aura ses lignes droites génératrices perpendiculaires à ce plan et divisées par moitié par les points correspondants de la trajectoire absolue du filet moyen.

En conséquence, on propose la méthode graphique suivante :

Soit (fig. 104), dans un plan normal à l'axe de la turbine,  $O$  le centre et  $MM$ ,  $TT$  les sections de la surface

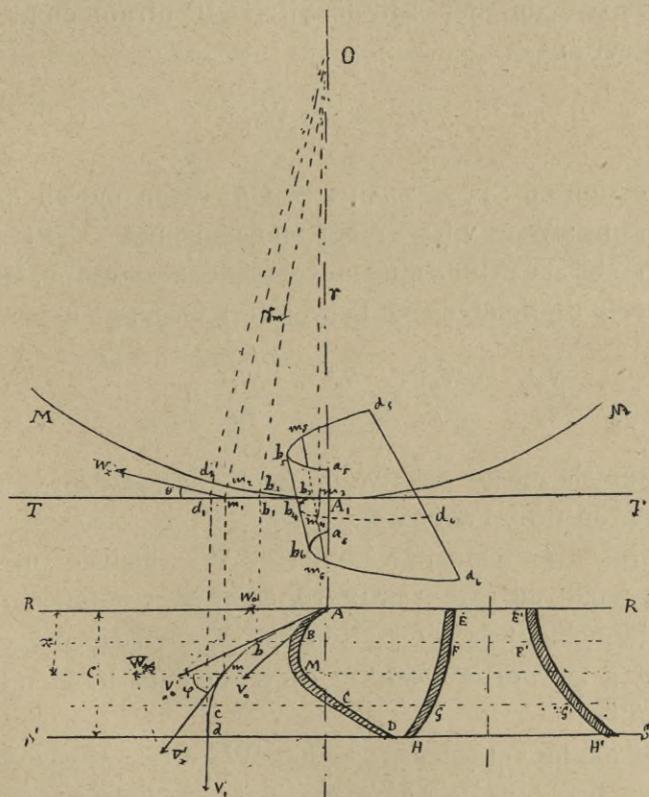


Fig. 104.

cylindrique moyenne de la couronne et de son plan tangent en  $A_1$  : soient aussi  $RR$ ,  $SS$  les intersections de ce plan tangent avec les deux plans horizontaux, limites de la couronne mobile.

La vitesse absolue  $V_0$  en  $A$ , à la sortie du distributeur, étant représentée, on trace à volonté la trajectoire absolue  $Abmcd$  (1), tangente en  $A$  à  $V_0$  et en  $d$  à  $V_1$  (verticale):

(1) Pour obtenir un résultat acceptable on peut tracer par  $A$  un

si  $m$  et  $m_1$  sont les projections verticale et horizontale d'un point quelconque de cette trajectoire à la distance  $x$  au-dessous du plan RR, la vitesse d'entraînement  $W_x$  en  $m$  sera :

$$W_x = \frac{r_m}{r} W_0,$$

expression où :  $r_m = om_1$  ;  $r = OA_1$  rayon moyen de la couronne ;  $W_0 =$  vitesse d'entraînement en A, c'est-à-dire sur la surface cylindrique moyenne de la couronne. Mais, en vertu du théorème de Bernoulli (§ 1), on a aussi :

$$\frac{V_x^2}{2g} - \frac{W_x^2}{2g} = \frac{V_0^2}{2g} - \frac{W_0^2}{2g} + x - \zeta$$

$V_x$  étant la vitesse relative en  $m$  et  $\zeta$  la perte de charge le long du trait d'aube AM.

Après avoir calculé les vitesses  $W_x$  (dirigée suivant la normale au rayon  $m_1O$ ) et  $V_x$ , on pourra déterminer graphiquement la vitesse absolue  $V'_x$ , en  $m$ , tangente en  $m$  à la courbe  $Abmcd$  et contenue dans le plan tangent TT.

Des angles  $\theta$  et  $\varphi$  des projections  $W_x$  et  $V'_x$  de ces vitesses sur les plans de représentation de la figure (vertical et horizontal) on peut déduire l'angle  $\psi$  des directions de

profil ABMCD d'aube avec les règles déjà données (par exemple un arc de parabole ABMC et un trait rectiligne CD) et prendre les distances :

$$Bb = \frac{V'_0}{U} AB ; Mm = Bb + BM \frac{V'_0}{U} ; \text{etc.}$$

où  $U$ ,  $U'$  sont les vitesses moyennes relatives dans les troncs AB, BM,....

Dans ce cas, la trajectoire  $Abmcd$  coïncide avec la trajectoire du filet moyen lorsqu'on ne tient pas compte de la force centrifuge.

$W_x$  et  $V_x$  et, par le triangle de  $W_x$  et  $V_x$ , obtenir la valeur de  $V'_x$  (1).

Pour tracer la trajectoire relative, on divisera l'arc  $Ad$  en éléments  $Ab, bm, mc, cd$ , etc., et, sur la circonférence  $MM$ , on figurera les arcs :

$$b_2b_3 = Ab \times \frac{W_0}{V_1} ; m_2m_3 = b_2b_3 + bm \times \frac{W_0}{V_2}, \dots \text{etc.}$$

où  $\overline{V}_1, \overline{V}_2, \dots$  sont les vitesses moyennes absolues, dans les troncs  $Ab, bm, \dots$  et qu'on peut prendre égales aux valeurs moyennes des vitesses dans les points extrêmes.

Si on tire les rayons  $Ob_3, Om_3, \dots$  et si on prend :

$$b_3b_4 = b_2b_3 ; m_3m_4 = m_2m_3, \dots$$

on aura la ligne  $b_4, m_4, \dots d_4$ , laquelle sera la projection horizontale de la trajectoire relative.

(1) Si à partir d'un point quelconque  $p$  (fig. 105) on tire deux rayons  $pq, pr$  faisant les angles  $\varphi$  et  $\theta$  avec  $ps$ , et si sur la perpendiculaire en  $s$  à  $ps$  on fait les constructions indiquées,  $rt$  étant un

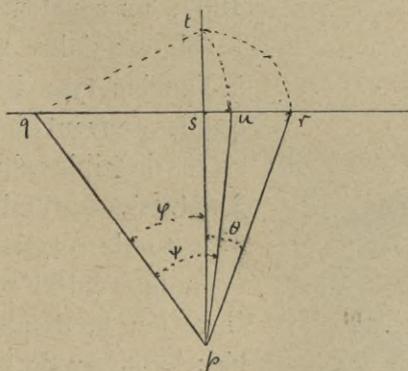


Fig. 105

arc de circonférence de centre  $s$ , et  $tu$  un arc de circonférence de centre  $q$ , l'angle  $qpu$  sera l'angle  $\psi$  de la vitesse d'entraînement  $W_x$  et de la vitesse absolue  $V_x$ .

Si par les points  $b_i, m_i, \dots d_i$  on tire les segments rectilignes  $b_i b_i, m_i m_i, \dots d_i d_i$ , faisant avec les rayons  $Ob_i, Om_i, \dots Od_i$  des angles respectivement égaux à  $(b_i OA_i), (m_i OA_i), \dots (d_i OA_i)$ , divisés par moitié par les points  $b_i, m_i, \dots d_i$  et égaux aux largeurs respectives de la veine liquide, les lignes  $a_i b_i m_i d_i, a_i b_i m_i d_i$  seront les projections horizontales des surfaces des aubes en contact avec la veine d'eau.

Pour simplifier les constructions, on peut prendre les angles  $\psi$  égaux aux angles correspondants  $\varphi$ , ce qui n'apporte pas d'erreur sensible.

Il est bon d'observer ici que la surface cylindrique proposée par M. Meissner, avec lignes génératrices parallèles à la ligne inférieure, ne s'éloigne pas beaucoup de la surface qu'on donne à l'aube avec la précédente construction.

**Type Fontaine.** — Dans l'établissement Teisset, Brault et Chapron (Chartres), fondé par M. Fontaine en 1837, on construit encore des turbines axiales se rattachant à l'ancien type Fontaine, lesquelles peuvent bien s'employer en cas de faibles chutes (jusqu'à 2 mètres), de grands débits et de vitesses de rotation modérées.

La figure 106 représente en élévation la disposition adoptée: le moyeu de la roue distributrice reçoit un collier en deux parties qui peut tourner autour de lui et porte à ses extrémités deux rouleaux coni-

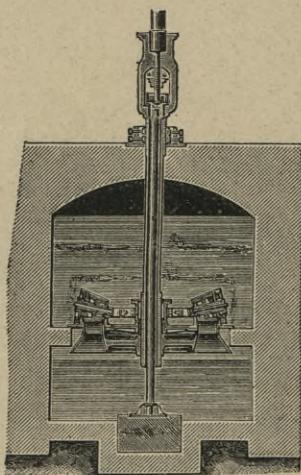


Fig. 106.

ques, avec lesquels on peut enrouler et dérouler sur les orifices le tablier flexible de cuir hydrofuge, afin de régler l'admission de l'eau.

L'arbre est creux et en fonte, sa construction étant identique à celle des turbines américaines construites par la même maison (§ 34).

Ces turbines peuvent fonctionner dénoyées, et à moitié ou entièrement ouvertes, sans que leur rendement varie sensiblement. Pour de grands débits, on fait la turbine à double couronne et à double mouvement de rouleaux.

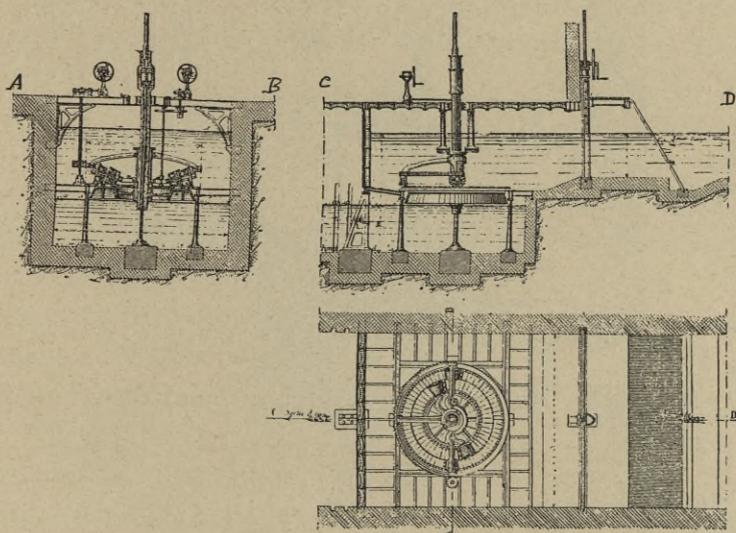


Fig. 107.

Dans la figure 107 sont représentés le plan et les deux coupes verticales AB et CD d'une turbine Fontaine à double anneau. On se rend compte grâce à elle de la manière pratique d'installer ce genre de turbines.

**Type Girard.** — En 1851, M. Girard proposa de perfectionner l'ancienne turbine Fontaine en conséquence

du principe du libre échappement des veines liquides dans les canaux mobiles.

Il donna à la roue mobile une configuration à cloche et disposa les aubes de façon que l'air pût toujours entrer dans les canaux par les ouvertures laissées sur la surface extérieure de la couronne.

La figure 108 représente l'installation typique d'une turbine Girard axiale avec chambre d'eau ouverte.

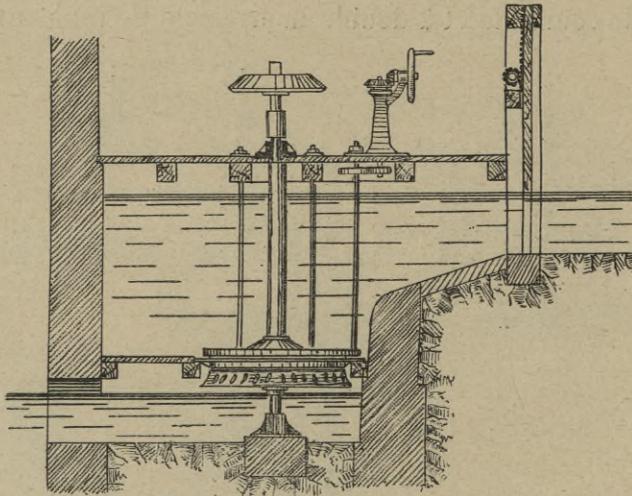


Fig. 108.

Pour de plus grandes chutes ( $H > 5$  m.) on adoptera une bêche fermée en tôle ou en fonte.

Pour des chutes très petites, Girard proposa de configurer une bêche à cloche avec tuyau d'amenée à siphon, amorcé par une pompe. En ce cas, il vaut mieux préférer une turbine radiale.

Pour grandes chutes et faibles hauteurs de chute, M. Girard adopta l'admission partielle, par laquelle on n'augmente pas excessivement le nombre des tours par

minute en relation avec le débit  $Q$ , la roue étant d'un plus grand diamètre.

La buse d'injection peut en ce cas être suspendue en porte-à-faux au-dessus de la roue et réglée avec un registre, conduit par une roue à vis sans fin et un volant à main.

Lorsqu'il s'agit d'utiliser de grands débits variables, sous une chute relativement faible, on peut faire la roue mobile à double couronne, réglable avec des couvercles ou par des clapets (§ 39).

Nous avons déjà fait observer que, pour réaliser un bon rendement, il faut que l'échappement de l'eau se fasse toujours dans l'air; pour cela Girard, dans le cas du niveau d'aval variable et de hauteur de chute très petite, proposa l'*hydropneumatisation*, par laquelle on renferme la turbine dans une enveloppe plongeant jusqu'à une certaine profondeur dans l'eau du coursier d'aval.

Avec une pompe à air, mue par la même turbine on déprime l'eau dans cette enveloppe; ce qui permet à la turbine de fonctionner toujours à échappement libre.

Au même but peut être employée la disposition, imaginée par M. Meunier en 1882 pour conserver, au-dessous des turbines Jonval, un certain volume d'air, produisant une *hydropneumatisation négative*.

La figure 109 représente cette disposition par rapport à une turbine T. renfermée dans une enveloppe V. Le niveau d'aval est réglé par un

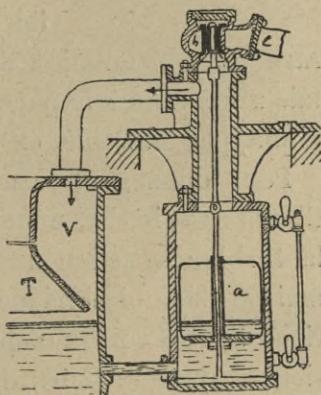


Fig. 109.

flotteur *a*, dont la tige porte une soupape à deux sièges : si ce niveau s'élève, le flotteur monte, et l'excès de pression fait ouvrir la soupape C en communication avec le réservoir d'air comprimé. Dans le cas des turbines Jonval, par C rentre seulement l'air atmosphérique.

La maison Riva et Monneret, de Milan, a adopté la disposition représentée par la figure 110, dans laquelle on voit que les ouvertures *a* sont pratiquées dans la surface intérieure de la roue, fermée par des plaques en tôle interposées entre les raies.

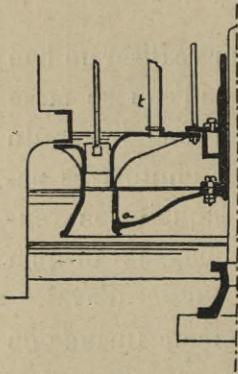


Fig. 110.

Par le mouvement de rotation se produit un phénomène d'aspiration, comme dans les tubes de *Venturi*, et l'eau aspirée vient se substituer à l'air qui rentre par les tuyaux *t* et, au moyen des ouvertures *a*, s'introduit dans les canaux mobiles.

Les turbines Girard axiales peuvent aussi se monter sur axe horizontal, mais cette disposition est assez rare. Une installation de ce genre de turbine horizontale a été faite à la papeterie de Sainte-Adeline, en Belgique, par M. Debié, ex-ingénieur de Girard.

Pour donner un exemple d'installation de turbine Girard avec bêche, nous représentons dans la figure 111 la turbine à action de 200 chevaux, construite par la maison Ganz, de Budapest, pour la fabrique de toile de Neusohl. On voit la disposition du pivot à cloche supérieure, système Ganz, dont nous nous occuperons dans le § 38.

On peut aussi configurer la bêche comme dans la figure 112, laquelle représente la coupe verticale d'une turbine

Girard, construite aussi par la maison Ganz, pour la trans-

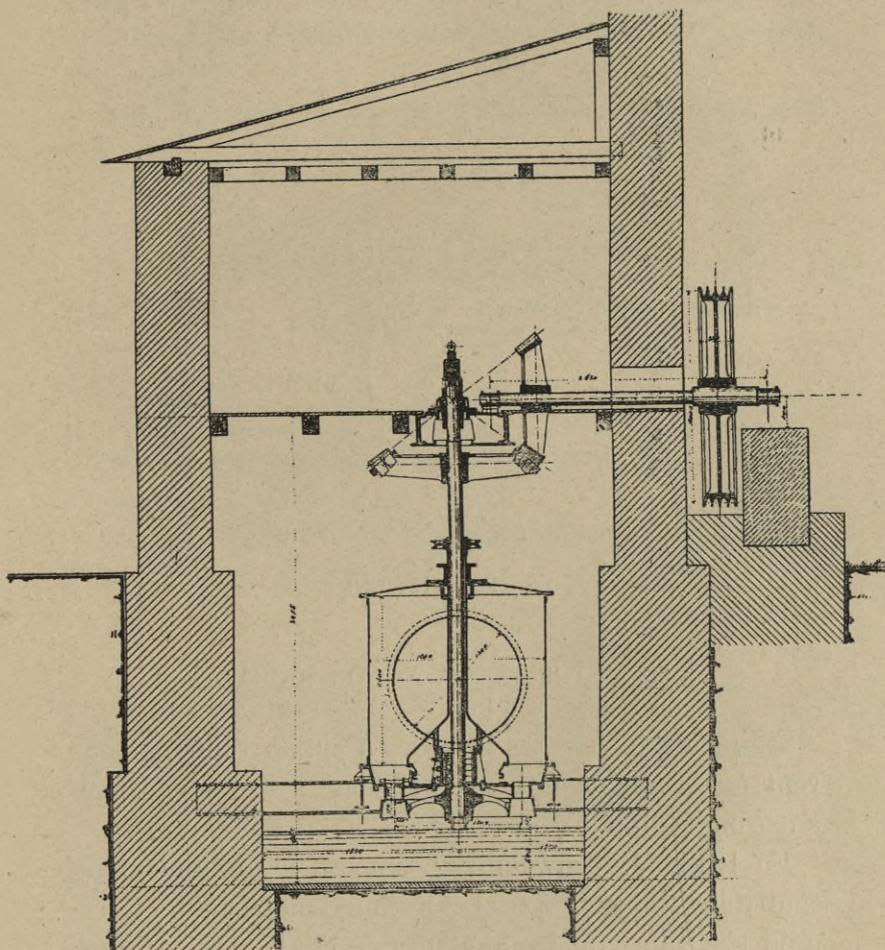


Fig. 411.

mission d'énergie dans la papeterie de M. Kapferer à Wattens (Tyrol).

La chute maximum est de 7 m. 50 ; le débit maximum par seconde de 0 m. c. 930 et la force développée de 70 HP.

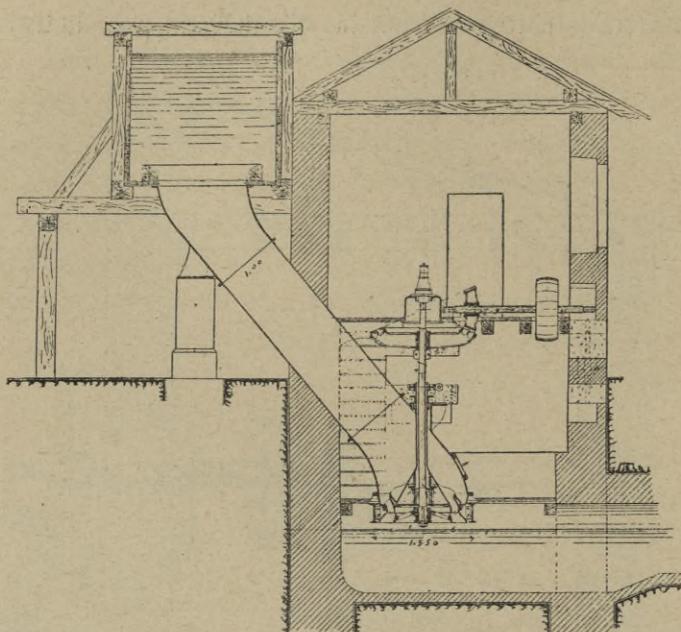


Fig. 112.

### § 36. — TURBINES A ACTION RADIALES

**Généralités.** — Les turbines à action radiales peuvent être centrifuges ou centripètes, à axe vertical ou à axe horizontal.

En 1848, M. Schwambrug proposa le premier type centrifuge à axe horizontal et à admission partielle. Lorsqu'il s'agit de grandes hauteurs de chute, ces turbines sont toujours à injection partielle.

La méthode pour la détermination des différents éléments hydrauliques et cinématiques est tout à fait analogue à celle qui a été indiquée pour les turbines à action axiales. Si la roue est à axe horizontal, il faut seulement tenir compte de ce que la hauteur de chute sur les orifices du distributeur n'a pas pour tous la même valeur.

Le type centrifuge à axe vertical fut proposé par Girard pour utiliser les basses chutes à débit important, avec l'emploi du siphon *hydro-pneumatique*, amorcé par une pompe.

Dans la figure 113 on voit la disposition de la roue et

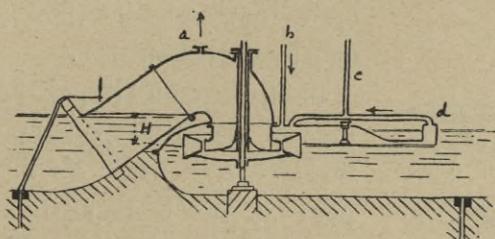
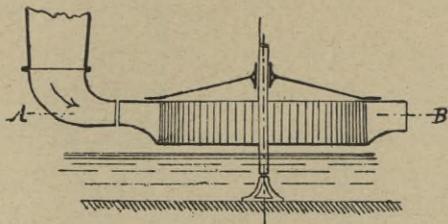


Fig. 113.

du siphon : *a*, appel d'air ; *b*, refoulement d'air ; *c*, indicateur ; *d*, récolteur d'air.

De 1850 datent les premières applications de ce système, faites en Hollande.



Section AB

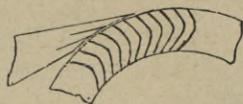


Fig. 114.

Les premières turbines à action centripètes et à injection partielle furent proposées en 1844 par M. Zuppinger, avec une disposition indiquée dans la fig. 114.

Dans ces turbines, la poussée de l'eau due au mouve-

ment circulaire autour de l'axe s'ajoute à celle qui est due à la courbure propre de l'aube, tandis que c'est le contraire dans les centrifuges.

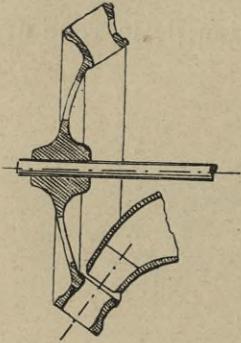


Fig. 115.

Les centripètes procurent ainsi un rendement meilleur, et elles sont maintenant très employées par les constructeurs suisses.

Dans les centrifuges, pour diminuer la déviation brusque des filets liquides à l'entrée de la roue, on peut adopter la disposition *diagonale* (fig. 115), préférée par la maison Riva, Monneret et C<sup>ie</sup> de Milan.

On a proposé aussi de faire l'admission de l'eau par-dessous et de répartir celle-ci, à l'aide

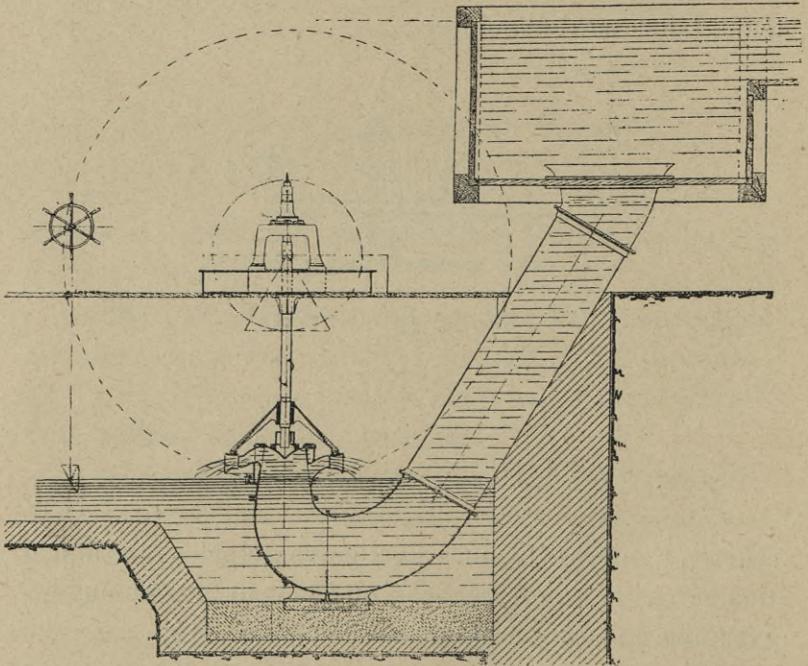


Fig. 116.

d'un distributeur, entre deux étages par secteur. La figure 116 représente une turbine de ce genre, construite en 1886 par Ganz et C<sup>ie</sup> pour les forges et aciéries du prince de Saxe-Cobourg-Gotha à Pehorella. La chute maximum est de 6 mètres, le débit de 1 m. c. 200 et la force développée maximum de 72 HP.

Cette disposition s'est peu répandue.

**Profil des aubes.** — Dans les turbines à action radiales, avec roue distributrice, on préfère le profil parabolique pour les aubes directrices, sur la surface cylindrique moyenne de la couronne fixe.

La surface d'un guide sera engendrée par les lignes droites parallèles à l'axe et passant par les points de ce profil.

Pour les aubes de la roue mobile on adopte le profil circulaire ou parabolique (§ 29).

Certains constructeurs, pour les turbines centrifuges, préfèrent la règle suivante. Soient (fig. 117) A et B les sections, dans un plan normal à l'axe, du distributeur et de la roue mobile et *ab* un orifice d'entrée dans la roue mobile. De manière analogue à celle qui a été indiquée dans le § 32, on divise l'angle des vitesses  $V_0$  et  $V_1$ , formé en un point quelconque O, en un certain nombre de parties égales par les rayons 01, 02, 03, ..., et par le point *m*, milieu de *ab*, on construit la ligne polygonale *m* 1, 12, 23, ... formée de segments parallèles à 01, 02, ..., arrêtés à des circonférences équidistantes et concentriques à la couronne. Le dernier trait 45 doit se raccorder sous l'angle  $\alpha_1$  avec le rayon.

Ensuite, après avoir déterminé la largeur des orifices de sortie, on marquera la distance *cd*, et on pourra

employer, pour le tracé de la section intérieure de la cloison, la méthode de la circonférence, indiquée dans le même

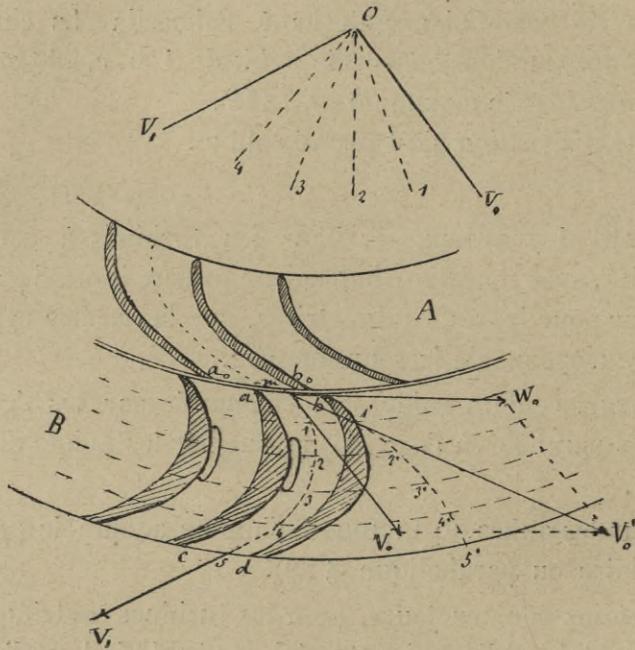


Fig. 117.

§ 32. De la trajectoire relative  $m\ 1\ 2\ 3\ 4\ 5$ , on déduira la trajectoire absolue  $m\ 1'\ 2'\ 3'\ 4'\ 5'$  suivant les règles déjà données pour les autres cas.

### Exemple d'installation de turbine centrifuge.

— Les aciéries de Terni, près de Rome, utilisent la force hydraulique, dérivée de la cascade *della Marmora*, par l'emploi de turbines Girard centrifuges à axe horizontal, avec injection partielle.

Ces turbines peuvent se diviser dans un premier groupe, qui comprend les moteurs de 20 à 50 chevaux accouplés directement avec l'outil à actionner, et, dans

un second groupe, formé des turbines de grande force.  
Les figures 118-119 représentent les coupes transver-

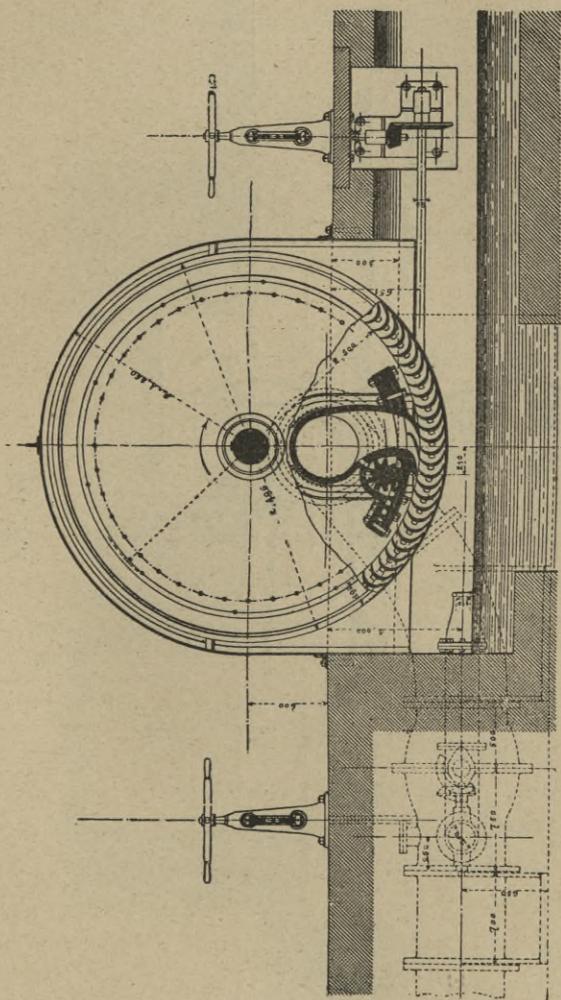


Fig. 118.

sale et longitudinale d'une de ces turbines installées par la maison Jos. Jacob Rietér et C<sup>ie</sup> de Winterthur, spécialement celle de 1.000 chevaux qui actionne le train des laminoirs universels.

Ses éléments et dimensions principales sont les suivantes :

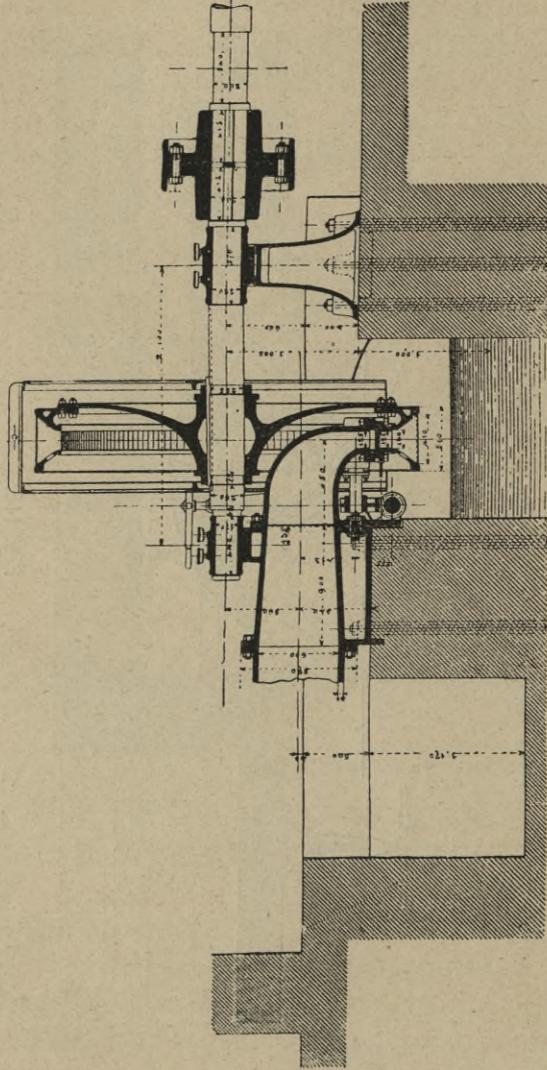


Fig. 419.

$H = 180$  mètres ;  $Q = 0$  m. c 560 ;  $N = 180$  à 240 ;  
 $D$  (intérieur) = 2 m. 40 ;  $D$  (extérieur) = 2 m. 76 ;  
 angle  $a'_0 = 72^\circ 30'$  ; angle  $a_0 = -50^\circ$  ; angle  $a_1 = 67^\circ 15'$  ;

$$W_0 = 22 \text{ m. } 60 \text{ à } 30 \text{ m. } ; W_1 = 26 \text{ m. } \text{ à } 34 \text{ m. } 7 ;$$

$$V_0 = 0,85 \sqrt{2gH} ; V_1 = 0,40 \text{ à } 0,50 \sqrt{2gH}.$$

Le distributeur a trois orifices présentant chacun une largeur de 0 m. 125, tandis que la roue mobile a 90 aubes, avec une largeur des cloisons de 0 m. 140 à l'entrée et 0 m. 400 à la sortie.

Pour régler le débit, il y a une vanne-papillon et, pour diminuer les coups de bélier lorsqu'on manœuvre cette vanne, on a placé à l'amont un tuyau de décharge avec une vanne automatique.

On a trouvé le rendement moyen de cette turbine égal à 0,75.

#### Exemple d'installation de turbine centripète. —

Les ateliers de constructions mécaniques de Vevey ont installé à Milan, dans la filature Feltrinelli et C<sup>ie</sup>, une turbine centripète de 500 chevaux à axe horizontal et à injection partielle, dont la figure 120 représente la coupe verticale.

Le distributeur D est formé d'un seul orifice rectangulaire de 0 m. 180  $\times$  0 m. 58, avec vannage système Cachin, qui se manœuvre au moyen d'un levier monté sur un secteur, ayant son pivot en *e* et mis en mouvement automatiquement par un triangle attaché à un piston hydraulique, ce qui constitue un *servo-moteur hydraulique* R (§ 40) en dépendance du régulateur de vitesse *m*.

La roue mobile *r* a 48 augets en fonte, divisés symétriquement par une tôle pleine médiane, de manière que la veine d'eau soit coupée en deux et rejetée par l'ouverture libre *o* dans l'espace *b* d'où elle s'écoule par les côtés, se dirigeant vers le tuyau de décharge C. Une cloison

fixe  $f$ , placée dans l'intérieur de la roue, protège celle-ci contre le rejaillissement de l'eau.

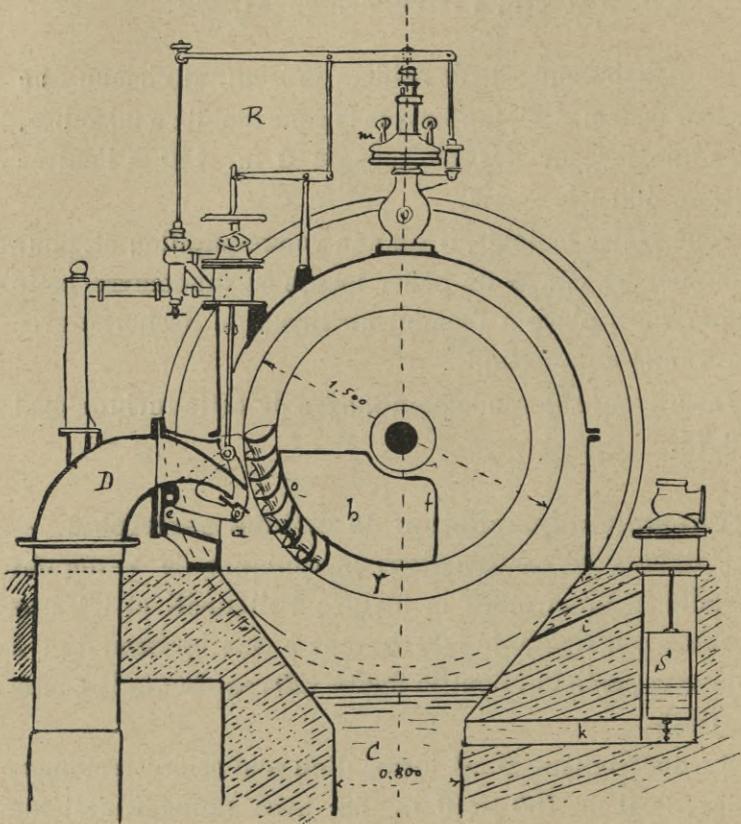


Fig. 120.

Les données principales sont :

$H = 116$  mètres ;  $Q = 0$  m. c. 410 par seconde ;  $2r_0 = 1$  m. 20 ;  $2r_1 = 1$  m. 50 ;  $N = 290$  par minute ; valeur moyenne de l'angle  $a'_0 = 65^\circ$  ; angle  $a_0 = -41^\circ$  ; angle  $a_1 = 66^\circ$ .

Dans la figure 120, on voit aussi la disposition adoptée pour perdre le moins possible de la chute, bien que la turbine soit enfermée dans une chambre étanche à six mètres au-dessus du bief d'aval.

Un flotteur S agit sur une petite soupape, permettant à l'air atmosphérique d'entrer dans la chambre de la turbine au moyen du tuyau *i*.

Par ce dispositif, analogue à l'appareil Meunier, la pression dans la chambre est maintenue au-dessous de la pression atmosphérique, et le niveau dans le tuyau de dégagement s'établit à une hauteur telle que la soupape reste ouverte juste de la quantité nécessaire pour laisser entrer l'air qui a été entraîné par l'eau de décharge dans le tube C, qui doit avoir une section transversale telle que l'eau y prenne une vitesse de 1,50 à 2 mètres.

Par rapport au fonctionnement des turbines sous des pressions inférieures à la pression atmosphérique il est bon d'observer ici que la maison Brenier et Neyret, de Grenoble, a installé plusieurs turbines avec surélévation sur le bief d'aval allant jusqu'à 9 m. 50.

En ce cas, le tube de dégagement forme, avec la chambre où est enfermée la turbine, un vrai baromètre, et ces turbines peuvent s'appeler *turbines barométriques*.

Dans le cas de sensible diminution de puissance, ces turbines présentent toutefois le défaut de se *désamorcer*, c'est-à-dire que le tube de succion se vide.

### § 37. — ROUES PELTON

**Généralités.** — Une roue Pelton peut se classer dans la catégorie des turbines à action à axe horizontal, avec injection partielle, admission et décharge de l'eau tangentielles.

Les augets ou poches, en bronze, en fonte ou en acier, sont fixés sur la jante d'une roue en fonte (fig. 121).

Chaque poche est configurée en  $\omega$  (fig. 122), étant par-

tagée en deux moitiés par une cloison médiane AB, disposée en tranchant aigu.

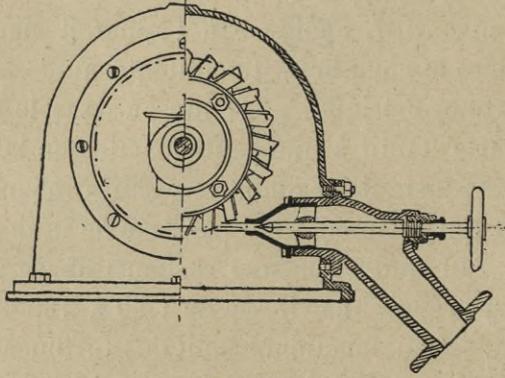


Fig. 121.

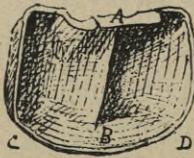


Fig. 122.

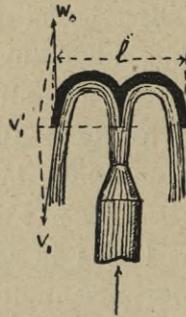


Fig. 123.

D'ordinaire, le jet frappe l'auget sur le couteau médian AB, comme on le voit dans la section transversale représentée par la figure 123; mais il pourrait aussi entrer par le bord périphérique CD (fig. 122), et dans ce cas l'écoulement serait un peu centripète et on se rapprocherait de la disposition de turbine que nous avons représentée sur la figure 120.

Le distributeur peut être formé d'un tuyau avec un seul orifice (fig. 121) ou présenter, pour de grands débits, plusieurs ajutages, comme on le voit dans la figure 124.

Pour régler la puissance de ces moteurs, si la section de l'orifice est rectangulaire, on emploie un ajustage système Cachin, analogue à celui qu'on voit dans la figure 120.

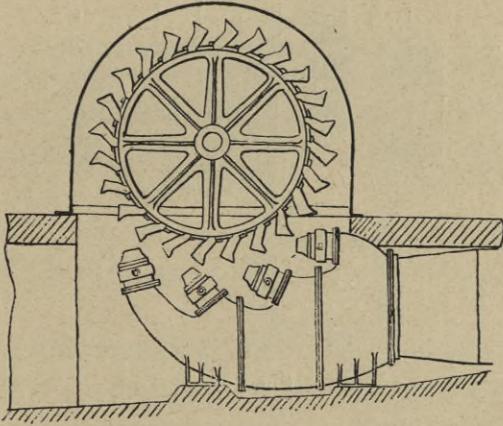


Fig. 124.

D'ordinaire, l'axe du tuyau distributeur est parabolique, et l'orifice est circulaire : dans ce cas, on peut

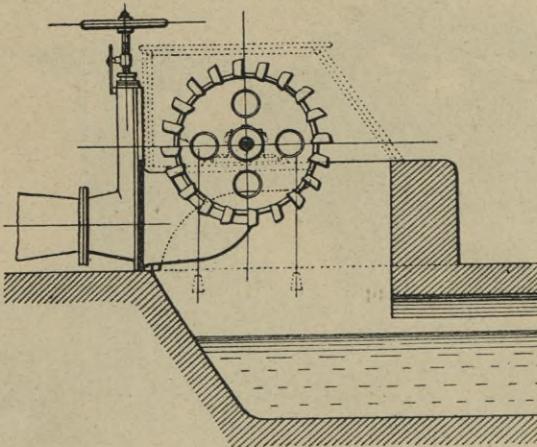


Fig. 125.

employer un cône intérieur venant obstruer l'ajutage d'admission, ainsi que le représente la figure 121.

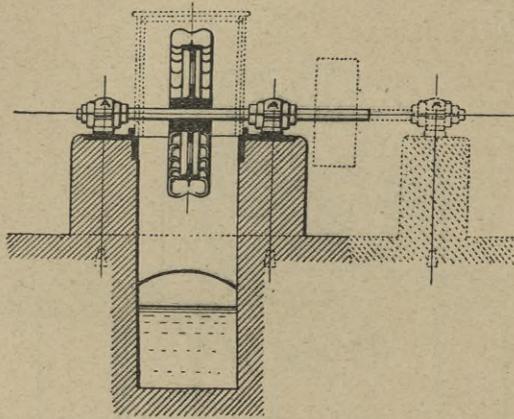


Fig. 126.

Le réglage se fait aussi avec un robinet-vanne placé devant l'injecteur, comme on le voit dans les figures 125 et 126 qui représentent les deux coupes verticales d'une roue Pelton suivant la disposition adoptée par la maison

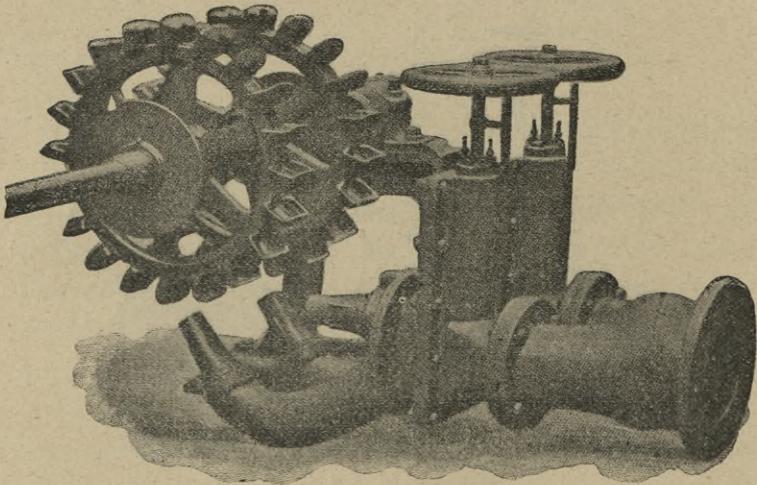


Fig. 127.

Calzoni, de Bologne, dans les installations à chutes moyennes.

Les puissances des roues Pelton peuvent varier entre  $\frac{4}{40}$  et 2.000 chevaux, avec un rendement garanti de 80 à 85 0/0.

On construit aussi des roues à deux ou trois couronnes disposées sur le même axe, grâce auxquelles la force motrice peut augmenter sans que la vitesse de rotation varie.

La figure 127 représente une roue Pelton à deux couronnes et à deux ajutages pour chaque couronne.

**Calcul d'une roue Pelton.** — Les meilleures conditions de fonctionnement d'un moteur de ce genre s'obtiennent lorsque l'eau est rejetée en direction parallèle et opposée à celle d'arrivée. En ce cas, si  $V_0$  et  $V_1$  sont les vitesses moyennes du jet à la sortie du distributeur et des augets, et si  $W_0$  est la vitesse de rotation correspondante de la circonférence moyenne de la couronne, les vitesses relatives  $V_0$  et  $V_1$  de l'eau à l'entrée et à la sortie des godets seraient :

$$\left. \begin{aligned} V_0 &= V_0 - W_0 \\ V_1 &= W_0 - V_1. \end{aligned} \right\} \quad (133)$$

En supposant négligeables les pertes de charge le long des aubes, on aura  $V_0 = V_1$ , et faisant encore, pour le rendement maximum,  $V_1 = 0$ , on déduira :

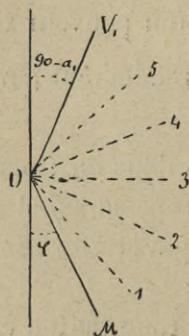
$$W_0 = V_0 - W_0 ;$$

donc :

$$W_0 = \frac{V_0}{2}. \quad (134)$$

En pratique, on ne peut d'une manière absolue satis-

faire à cette condition, en raison soit du frottement sur la surface de l'aube, soit de la petite inclinaison  $\varphi$  (fig. 128) du premier élément de l'aube sur la direction de la vitesse  $V'_0$ .



A la sortie, la vitesse absolue  $V_1$  a aussi une petite valeur, et il faut configurer l'aube de manière que  $V_1$  soit normale à  $W_0$ .

Pour la détermination de la vitesse moyenne  $V'_0$  à la sortie du distributeur, on emploiera la formule :

$$V'_0 = K \sqrt{2gH}, \quad (135)$$

H étant la charge sur le centre de l'orifice et K un coefficient variant de 0,90 à 0,96.

L'aire A de la section normale de l'orifice sera :

$$A = \frac{Q}{K \sqrt{2gH}}. \quad (136)$$

Si N est le nombre de tours par minute et D le diamètre de la roue pris sur la périphérie des poches, on aura aussi :

$$W_0 = \frac{\pi DN}{60}, \quad (137)$$

où, pour la condition du rendement maximum, il faut chercher à faire obtenir à peu près :

$$W_0 = 0,94 \frac{V'_0}{2}. \quad (138)$$

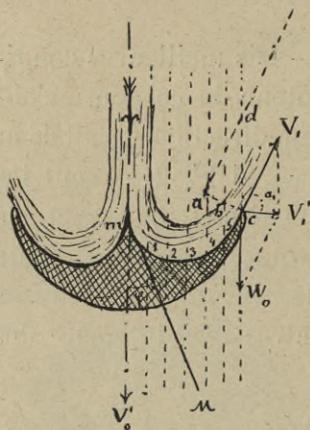


Fig. 128.

A la sortie de la poche on doit déterminer l'angle  $a_1$  de façon que  $V_1$  soit perpendiculaire à  $W_0$  et compris entre  $\frac{1}{5} V_0$  et  $\frac{1}{10} V_0$ .

D'ordinaire, on prend le diamètre  $D$  inférieur à 2 mètres, mais en Amérique on est arrivé à construire des roues Pelton de 10 mètres de diamètre.

La distance  $cd$  de deux poches successives, comptée sur le développement de la circonférence de la roue, est :

$$cd = \frac{\pi D}{n},$$

expression où  $n$  est le nombre des poches, d'ordinaire de 24 à 30.

Sur la figure 128 on voit que l'épaisseur  $s$  de la veine peut être indiquée par :

$$s = bc = ac - ab = \frac{\pi D}{n} \cos a_1 - \delta - q$$

où :

$$ab = \delta + q,$$

$\delta$  étant l'épaisseur de l'aube et  $q$  le jeu (de 1 à 10 mm.) entre le jet et la surface extérieure de la poche suivante.

Si  $t$  est la longueur de la poche on a aussi :

$$Q = 2V_1st, \quad (139)$$

d'où on pourra déduire  $t$ , qui doit être inférieure à 3,5 fois le diamètre de la veine.

La largeur  $l$  des poches se fait à peu près égale à 7 fois le diamètre du jet, tandis que sa profondeur correspond à la moitié de la largeur.

Par rapport au profil  $mc$ , il faut observer que cette courbe peut se composer des segments rectilignes  $m1$ ,

12, 23, 34, 45, 5c menés parallèlement aux rayons 01, 02, 03, 04, 05, 0V<sub>1</sub>, qui divisent en un certain nombre de parties égales l'angle V<sub>1</sub> OM.

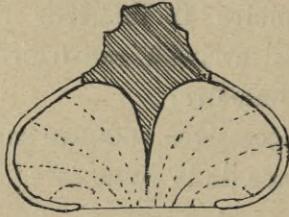


Fig. 129.

Pour diminuer fortement la vitesse  $V'_1$  à la sortie et obtenir un angle  $a_1$  de près de  $90^\circ$ , on adopte aussi la configuration de poche indiquée dans la fig. 129, en faisant rectangulaire l'orifice du distributeur.

## CHAPITRE X

### PRINCIPAUX DISPOSITIFS DE SUPPORTS, DE VANNAGES ET DE RÉGLAGE AUTOMATIQUE DANS LES TURBINES HYDRAULIQUES.

---

#### § 38. — SUPPORTS DES ARBRES DES TURBINES

**Généralités.** — Le problème de l'appui de l'arbre d'une turbine est de première importance, et on doit toujours chercher à avoir un système de parties tournantes bien équilibré.

Quand la turbine est à axe horizontal, les tourillons de son arbre seront emprisonnés dans des coussinets, et il suffira de simples collets pour assurer la position de la partie mobile.

Mais, lorsque l'arbre est vertical, on devra adopter ou une crapaudine de fond, ou un collier placé au-dessus de l'eau, ou un genre quelconque de suspension, et en tous cas le poids à supporter sera bien supérieur aux poussées hydrauliques.

Dans les grandes turbines, comme nous l'avons vu dans les turbines du Niagara et de Cusset, on cherche à équilibrer en grande partie le poids très élevé des pièces tournantes par la pression même de la chute : dans ce but on a aussi employé quelquefois une poussée hydro-

statique exercée de bas en haut sur un piston tournant avec l'arbre.

Pour retrancher du poids les poussées hydrauliques on a aussi proposé d'alimenter la turbine par-dessous (fig. 116).

La maison Oerlikon a enfin étudié un appareil d'équilibre électro-magnétique, avec lequel le poids de la roue mobile est neutralisé par une force d'attraction électro-magnétique.

Il est utile ici de dire quelques mots sur les systèmes de supports qui sont employés dans la pratique.

**Pivot sous l'eau.** — Les crapaudines de fond sont placées sous le coursier d'aval ou supportées par un collier fixé au tube de succion, quand celui-ci est employé, et autrefois le graissage se faisait à l'aide d'une pompe à huile.

Dans les turbines modernes perfectionnées, on emploie encore assez souvent les pivots noyés, pour lesquels on préfère un bois dur spécial qui se graisse par l'eau même.

La fig. 95 représente la disposition particulière adoptée dans les turbines américaines, brevet « Hercule-Progress » des établissements Singrün.

Au bas de l'arbre I est fixée une crapaudine D, qui tourne sur le pivot de bois de gaïac, fixé à la crapaudine B par un emmanchement conique. Une boîte venue de fonte avec les traverses F contient la crapaudine B, à laquelle elle est fixée par les vis A, qui servent au réglage en hauteur.

Il y a des ergots en C, venus avec le fond de la crapaudine, qui empêchent la rotation du champignon de bois; des vis servent au centrage du pivot.

En Amérique, on emploie aussi le bois de chêne, après un bain d'huile de plusieurs mois. Pour le bois de chêne vert, on réduit le temps de l'immersion dans l'huile à un jour.

**Pivot suspendu Fontaine.** — La suspension du genre Fontaine, avec les perfectionnements introduits

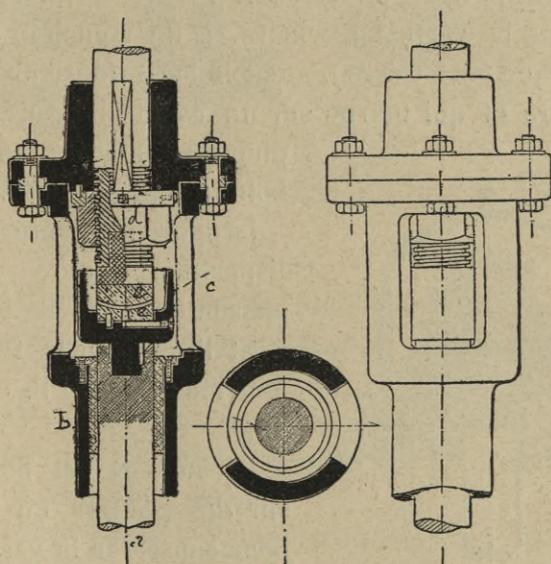


Fig. 130.

par Girard, est formée (fig. 130) d'un arbre creux *b*, qui supporte la turbine; cet arbre est revêtu à sa partie supérieure d'un coussinet en bronze laissant passer un arbre support en fer *a*, qui porte sur sa tête le pivot et est fixé inférieurement dans une chaise en fonte.

Ce pivot, représenté dans la figure 130 en coupe verticale, section horizontale et élévation, est formé d'une lanterne supérieure à laquelle, par une clef, est fixé l'axe mobile, qui tourne dans la crapaudine *C*.

D'ordinaire, les grains *e* se font en bronze phosphoreux.

Dans la figure 96 est représenté le modèle de ce pivot pour une turbine américaine construite par la maison Teisset-Brault.

**Pivot suspendu Ganz.** — Certains constructeurs proposent de fixer directement l'arbre de la turbine, fileté dans la partie supérieure, à un manchon d'acier (cylindrique ou à cloche), dont le bord inférieur est en fonte dure et qui tourne sur un collet de bronze phosphoreux, placé dans une boîte remplie d'huile.

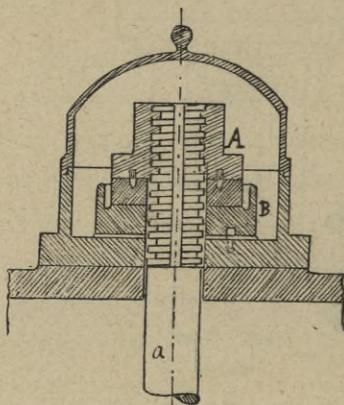


Fig. 131.

La figure 131 représente la disposition adoptée par la maison Ganz, de Budapest : *a* est l'arbre de la turbine ; A le manchon ; B la crapaudine.

Le support est boulonné sur des poutres en fer et, pour conserver la verticalité de l'axe, il y a, à différentes hauteurs, des coussinets qui

servent de guides.

**Pivot suspendu à billes.** — La figure 132 représente le modèle de pivot proposé par M. C. Vigreux.

Le manchon M, claveté à l'arbre vertical de la turbine, repose sur un collier R, qui, par les billes *b*, repose à son tour sur le collier R'.

Le boîtier B, à coins de bronze, maintient l'arbre, et l'enveloppe A supporte le collier R'.

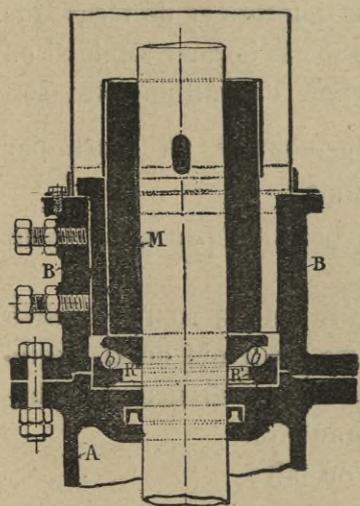


Fig. 132.

Les chemins de roulement R et R' sont libres, et les billes ont d'ordinaire un diamètre de 19 mm. environ et peuvent supporter chacune une pression de 20 tonnes.

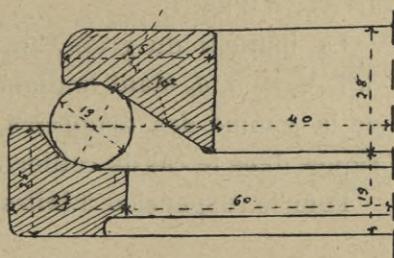


Fig. 133.

Dans la figure 133, on voit les dimensions, en millimètres, appliquées par Vigreux dans sa turbine mixte.

**Calcul des pivots.** — Il est utile de relever ici quelques-unes des formules pratiques les plus importantes pour le calcul des pivots.

Pour la suspension Fontaine-Girard, soient P le poids total en kilogrammes que doit supporter l'axe fixe et d le diamètre de celui-ci, on prend au moins :

$$\left. \begin{array}{l} d = 0,7 \sqrt{P} + 5 \text{ pour le fer,} \\ d = 0,4 \sqrt{P} + 3 \text{ pour l'acier.} \end{array} \right\} \quad (140)$$

Pour des arbres-supports très longs, L étant la longueur en millimètres, on fait :

$$d = 0,2 \sqrt{L\sqrt{P}}. \quad (141)$$

D'après Bach, la surface d'appui et de contact dans le

mouvement de rotation doit se déterminer de façon que le diamètre du grain circulaire (ou sa largeur totale si on a un collier annulaire), exprimé en millimètres, soit supérieur à  $\frac{PN}{c}$ , N étant le nombre de tours par minute et  $c$  un coefficient  $< 4000$ .

La valeur maximum de la pression par  $\text{mm}^2$  peut arriver à 0 kg. 7.

La hauteur du grain, en millimètres, se fait égale à  $3,5\sqrt{d_0} + 5$ ,  $d_0$  étant le diamètre du grain ou la moitié de la somme des diamètres des circonférences périphériques dans le cas du collier annulaire.

Pour la suspension à billes, on fait :

$$P = km\delta \quad (142)$$

où :  $m$  est le nombre des billes ;  $\delta$  le diamètre de chaque bille ;  $k$  un coefficient dont la valeur, de 0,025 pour billes en fonte et chemins de roulement aussi en fonte, arrive à 3 lorsqu'on emploie l'acier pour les billes et les chemins de roulement.

Pour l'axe creux en fonte portant la roue mobile, on peut adopter la formule :

$$M = 0,1963 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_1} \sigma \quad (143)$$

où :

$M$  est le moment du couple de torsion ;

$d_1$  le diamètre inférieur ;

$d_2$  le diamètre extérieur (d'ordinaire  $d_2 = 1,4d_1$ ) ;

$\sigma$  l'effort unitaire à la torsion.

D'ordinaire, l'effort total dû à la torsion et à la flexion reste inférieur à 2 kilog. par  $\text{mm}^2$ .

Dans les autres systèmes de suspension, le diamètre  $D$

de l'arbre de la turbine, en tenant compte seulement de la tension, se prend égal, en millimètres, à :

$$D = K \sqrt[3]{\frac{F}{N}}, \quad (144)$$

F étant la force motrice en chevaux ;

N le nombre de tours par minute ;

K un coefficient égal à 120 pour la fonte, 90 pour le fer et 80 pour l'acier.

Si l'arbre est horizontal, tenant compte de la torsion et de la flexion, on fera pour chaque tourillon d'extrémité :

$$d = \frac{P}{kl} ; \quad \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2k_1}{k}} ; \quad l \geq \frac{PN}{c} \quad (145)$$

d étant le diamètre du tourillon ;

l la longueur du tourillon (c'est-à-dire du coussinet) ;

P la réaction de l'appui ;

N le nombre de tours par minute ;

k la pression unitaire (de 0,1 à 0,2 kilog. par mm<sup>2</sup>) ;

k<sub>1</sub> l'effort de flexion (4,50 par mm<sup>2</sup> pour la fonte et 3,50 par mm<sup>2</sup> pour le fer) ;

c un coefficient inférieur à 4.000.

Enfin nous ferons observer ici que la roue mobile peut être fixée à l'arbre par une simple clef, quand il est horizontal ; dans les turbines verticales, le moyeu de la roue est fixé à l'axe par des vis et flanges, ou par un collier spécial.

Les raies de la roue, ayant une épaisseur en millimètres d'environ 0,004D + 15, se font en nombre marqué par 0,002D + 2, D étant le diamètre de la roue en millimètres.

## § 39. — VANNAGE DES TURBINES

**Généralités.** — Dans les turbines hydrauliques, pour conserver la vitesse normale quand le débit vient à diminuer, il faut réduire l'admission de l'eau par la manœuvre des organes qui constituent le *vannage*.

Généralement, on n'emploie plus maintenant dans les turbines à réaction, avec vanne cylindrique ou à papillon, les anciens systèmes de fermeture du tube de succion ; mais on cherche toujours à fermer, complètement ou partiellement, les orifices du distributeur, afin d'éviter les brusques changements de section et de direction.

Quelques constructeurs, comme la maison Nagel et Kamp, de Hambourg, ont proposé, pour les turbines radiales, de réduire simultanément les sections des cloisons du distributeur et de la roue mobile ; mais, vu la complication de la manœuvre, ce système a été abandonné.

Les différents systèmes de vannage des turbines se distinguent par la position des organes de réduction des orifices et par le mode de leur mouvement.

Nous diviserons ces appareils en deux catégories principales :

*Vannage à rotation*, avec organes pourvus de mouvements de rotation autour de l'axe de la turbine ou d'axes parallèles au précédent ;

*Vannage à translation*, avec organes qui se déplacent en direction parallèle ou normale à l'axe de la turbine.

Examinons, pour ces deux catégories de vannages, les principaux dispositifs adoptés, en dépendance des différents types de turbines.

**Vannage à rotation.** — Pour une turbine axiale

l'ancien *vannage à rouleau*, que nous avons indiqué pour la turbine Fontaine, peut être aussi adopté avec avantage.

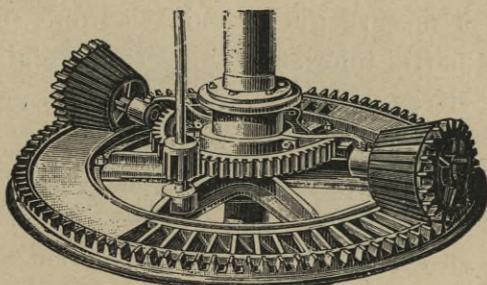


Fig. 134.

Dans ce système (fig. 134), deux troncs de cône, diamétralement opposés, sont montés fous sur des bras venus de fonte avec une demi-couronne dentée, mobile

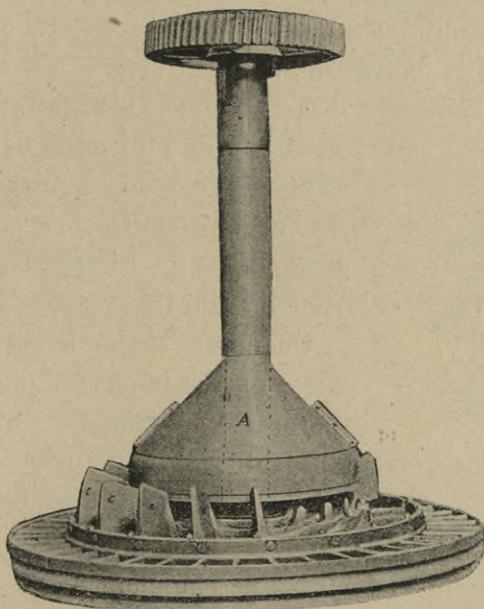


Fig. 135.

autour de l'arbre. Les rouleaux engrènent, du côté extérieur, avec une couronne dentée fixe dont la hauteur augmente progressivement pour suivre l'exhaussement des cônes à mesure que le cuir s'enroule. Le tablier porte à sa partie inférieure une série de platines en fer espacées et rivées sur le cuir, dont on évitera ainsi l'usure.

Pour les turbines axiales du type Girard, la maison Ganz, de Budapest, adopte le *vannage système Gulden*, représenté par la figure 135.

Un cône en fonte A, mobile autour de l'axe de l'arbre de la turbine, au moyen d'un rochet supérieur exhausse ou abaisse des clapets *c* en fonte sur les orifices de la couronne intérieure de la roue, laquelle est à double couronne. Il n'y a pas de vannage sur la couronne extérieure.

Le système Victor, préféré pour les turbines radiales à cause de sa simplicité, est représenté en section normale à l'axe par la figure 136.

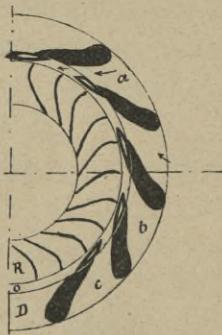


Fig. 136.

Le vannage O est formé de pièces en fonte ou en bronze fixées à deux couronnes en fonte, mobiles autour de l'arbre de la turbine ; il est interposé entre le distributeur D et la roue mobile R.

Quand un orifice *b* est complètement ouvert la pièce mobile est disposée de manière à allonger le guide du distributeur.

Sur la figure, les orifices de sortie des cloisons *a* et *c* sont partiellement réduits.

Pour diminuer le brusque changement de section de la veine à chaque orifice partiellement fermé, M. Zedel a placé des *contre-aubes* en tôle sur les guides du distribu-

teur, comme on le voit dans la figure 137 (sections normales à l'axe et suivant celui-ci).

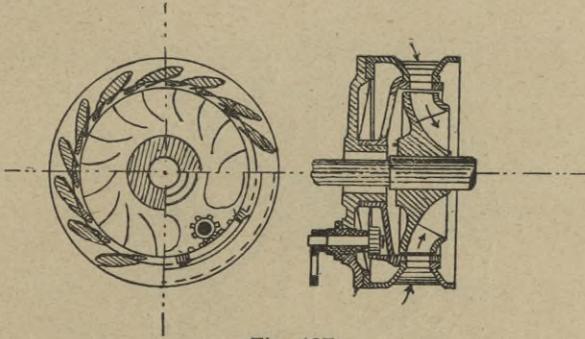


Fig. 137.

Dans un système analogue au précédent, on a proposé de disposer le vannage O sur la périphérie extérieure du distributeur D. Dans la figure 138, on voit la disposition des pièces mobiles lorsque les cloisons sont : en *a* complètement ouvertes, en *b* à sections réduites, en *c* complètement fermées.



Fig. 138.

Un système de vannage à rotation, adopté dans les turbines à injection partielle et à axe horizontal, est représenté par la figure 139, dans laquelle est indiqué le secteur denté du vannage, mobile autour de l'axe de la turbine, et qui vient engrener avec un pignon commandé d'ordinaire par le servo-moteur (§ 40).

M. Fink, pour les turbines centrifètes, propose de donner aux aubes du distributeur un mouvement de rotation autour de pivots parallèles à l'axe de la turbine.

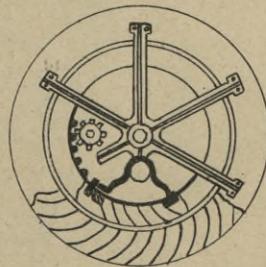


Fig. 139.

Dans la figure 140 est représentée l'application de ce système faite par la maison Riva et Monneret, de Milan.

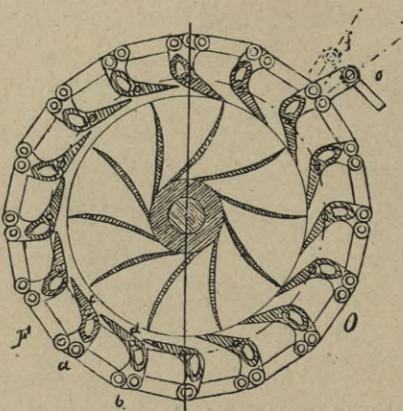


Fig. 140.

Des bras de levier  $ab$ ,  $ac$ ,  $cd$ ,  $db$  constituent des parallélogrammes déformables, disposés de manière à obliger les aubes du distributeur à suivre le déplacement déterminé dans un de ces parallélogrammes.

On voit en  $F$  la disposition des aubes à cloisons fermées, en  $O$  celle à orifices ouverts. En  $o$  et  $f$  sont représentées les deux positions du levier de commande dans les cas d'ouverture et de fermeture.

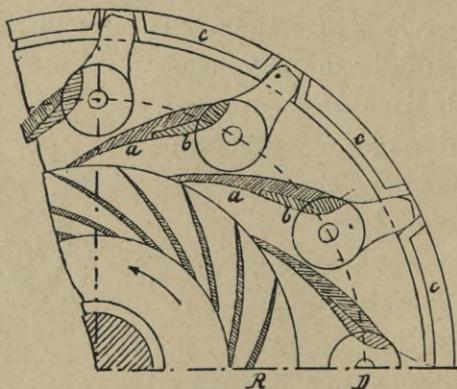


Fig. 141.

Nous avons indiqué aussi un système de vannage à aubes pour le distributeur mobile des turbines Francis (fig. 85).

Certains constructeurs préfèrent rendre mobile seulement une partie de chaque aube du distributeur : dans la figure 141 est représenté le dispositif adopté par la maison Bell, de Kriens : *a* sont les aubes fixes du distributeur D ; *b* les parties mobiles ; *c* l'anneau de manœuvre.

Lorsque le distributeur est réduit à un seul orifice, pour faibles débits et grandes chutes, on peut adopter le *vannage à langue*, qui est représenté dans la figure 142.

Dans ce cas, on emploie aussi le dispositif Cachin, que nous avons indiqué dans le § 36 (fig. 120).

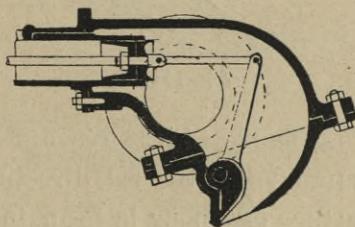


Fig. 142.

**Vannage à translation.** — Le mouvement de translation des organes mobiles de cette catégorie de vannages a lieu parallèlement ou en direction normale à l'axe de la turbine.

Dans les anciennes turbines axiales à action, on trouve appliqué à chaque cloison du distributeur une *vanne à coulisse*, manœuvrée par un tirant. Tous ces tirants se terminent à la partie supérieure par de petites

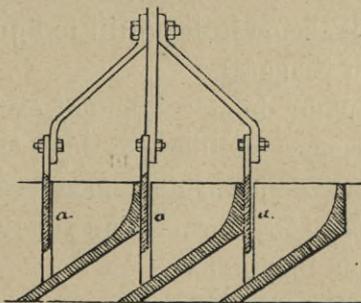


Fig. 143.

roues se mouvant dans des cannelures pratiquées obliquement dans l'épaisseur d'un tambour en fonte, mobile autour de l'axe de la turbine.

Pour diminuer le nombre des tiges, on préfère les réunir en groupes (fig. 143).

On a aussi proposé de substituer aux vannes à coulisses des *clapets* *a*, manœuvrés également par des tiges (fig. 144).

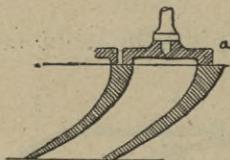


Fig. 144.

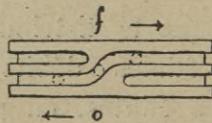


Fig. 145.

La figure 145 représente le dispositif du tambour de manœuvre, avec les directions de rotation, *o* pour l'ouverture et *f* pour la fermeture.

Dans les turbines mixtes du type américain, on trouve préférée une vanne cylindrique, glissant d'ordinaire entre les deux aubages, comme nous avons vu dans la turbine Hercule (fig. 95).

On peut aussi placer la vanne cylindrique extérieurement à la roue mobile dans le cas des turbines centrifuges, selon le dispositif indiqué dans la figure 82 (turbine du Niagara).

Pour donner quelque exemple de vannage, dont les organes mobiles se déplacent en direction normale à l'axe de la turbine, nous ferons mention du système Hatt (fig. 146), formé d'un cône de bronze *a*, commandé par une tige filetée.

Ce genre de vannage est employé dans les roues Pelton.

Sur le même principe est basé le système Scharff,

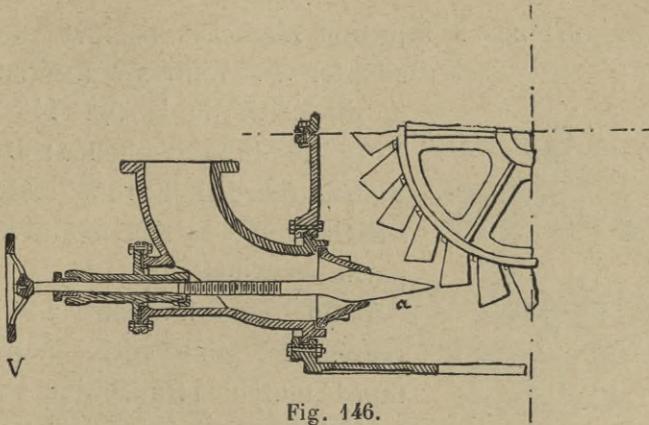


Fig. 146.

composé de deux ajutages coniques convergents A, a (fig. 147) ; celui qui est à l'intérieur, a, est manœuvré

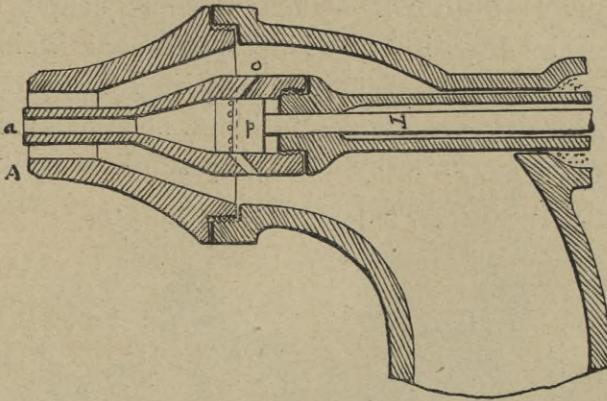


Fig. 147.

par le tirant T et le piston p, qui ferme les orifices o.

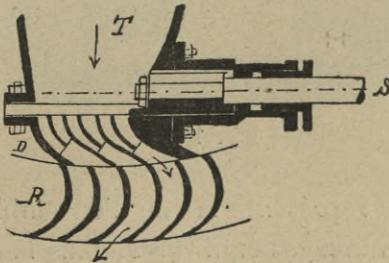


Fig. 148.

Pour turbines à injection partielle, on peut aussi adopter des vannes à *tiroir*, avec le dispositif de la fig. 148, où T est le tube d'amenée; D le distributeur; R la roue mobile; *t* le tiroir et *s* sa tige manœuvrée par le servo-moteur.

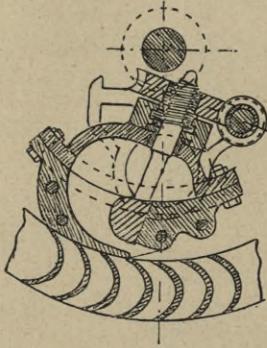


Fig. 149.

Enfin, dans la figure 149 est représentée une autre disposition de tampon à translation, adaptable au cas où le distributeur a un seul orifice.

**Vannage équilibré.** — Pour donner quelque indication sur les dispositifs qu'on a proposés pour diminuer, autant que possible, l'effort nécessaire à la manœuvre du vannage dans les grandes turbines, nous ajoutons ici quelques mots sur le système proposé récemment par les « Dayton Globe Iron Works C<sup>o</sup> ».

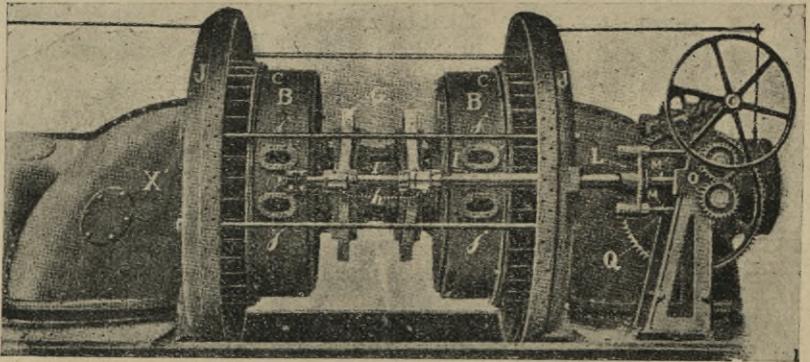


Fig. 150.

La figure 150 représente la vue d'ensemble d'une turbine double à vannages équilibrés, dans laquelle l'ame-

née de l'eau se fait à l'aide d'une bêche cylindrique en tôle, limitée par les joues en fonte JJ, et sa sortie s'opère par les conduits coudés X.

Dans la figure 151, on voit la coupe horizontale (par l'axe de la turbine) et le détail du vannage, dont les parties principales sont : les obturateurs cylindriques AA, por-

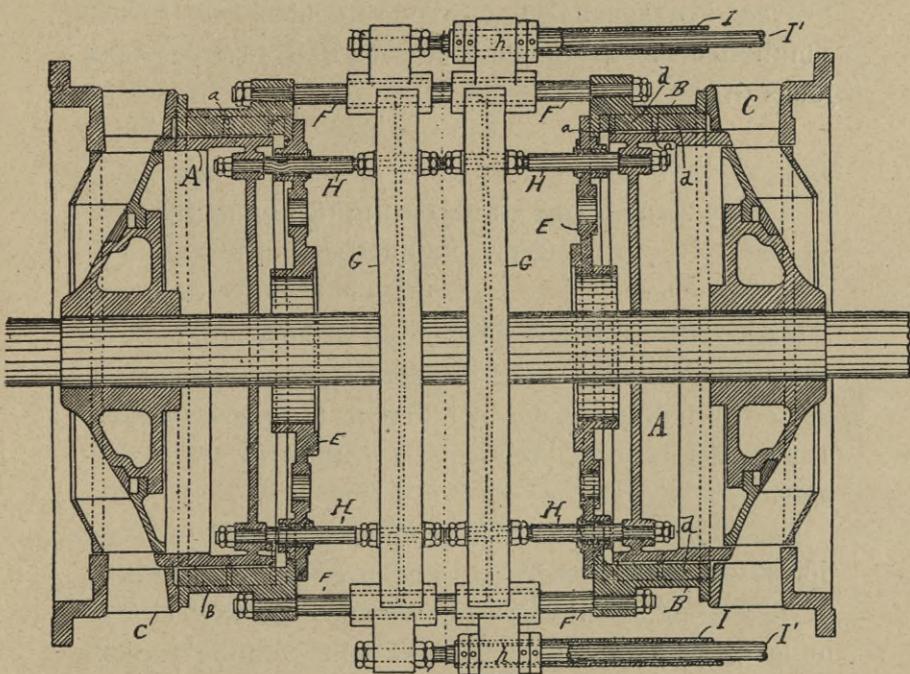


Fig. 151.

tant des oreilles *a* munies de portées en bronze, entre lesquelles s'engagent des languettes fixées aux cylindres extérieurs fixes BB; deux tiges HH, passant librement dans les ouvertures des diaphragmes fixes EE; deux jougs GG, munis de doubles colliers *hh*, dans lesquels s'engagent les tirants FF, qui solidarisent les deux turbines accouplées.

À l'aide des tiges II, I' coulissant les unes dans les autres

et assujetties par paires à chacun des jougs GG, se fait la commande des vannages. Chacune des tiges extérieures creuses II se termine par une traverse verticale L, portant deux crémaillères MM, tandis que chacune des tiges I'I' se prolonge par une barre, portant deux dentures opposées.

Avec des pignons et des roues dentées, on réalise simultanément la commande en sens contraires des deux jougs GG.

#### § 40. — RÉGLAGE AUTOMATIQUE DES TURBINES HYDRAULIQUES

**Généralités.** — Le problème du réglage automatique des turbines prend de nos jours une très grande importance par la diffusion des installations hydro-électriques, avec accouplement direct des turbines et des dynamos.

Les appareils destinés à remplir une telle fonction doivent d'abord assurer la constance approximative de la vitesse, en faisant varier la puissance depuis la charge nulle jusqu'à la pleine charge, puis rétablir rapidement l'équilibre, en cas de régime *troublé*, entre la force motrice du moteur et la puissance qui lui est réclamée c'est-à-dire entre le travail moteur et le travail utile.

Les régulateurs peuvent être *centrifuges, d'inertie, dynamométriques, chronométriques, hydrauliques, pneumatiques, électriques, etc.* ; maintenant ils sont employés dans toutes les machines motrices.

Voulant traiter seulement des régulateurs automatiques applicables aux turbines hydrauliques, nous devons avant tout voir les conditions particulières qui se rappor-

tent à cette application pour satisfaire à deux conditions : *rapidité d'action ; sûreté de fonctionnement.*

Dans les turbines hydrauliques, les organes de vannage ont besoin d'une force relativement grande pour être mis en mouvement : c'est pour cela qu'au *tachymètre* ordinaire (dérivé du régulateur centrifuge de Watt), suffisant au contrôle de la vitesse dans les machines à vapeur, il faut adjoindre un *relais* ou moteur auxiliaire, qu'on appelle *servo-moteur* depuis le dispositif imaginé par M. P. Picard en 1885.

La force motrice du servo-moteur peut être empruntée à la turbine même par des courroies, des cônes de friction, des engrenages, etc., ou déterminée par l'eau en pression, par l'électricité, etc.

Pour comprendre le fonctionnement d'un régulateur automatique, on peut faire usage du procédé graphique suivant.

Si nous appelons degré d'admission le rapport  $A$  de la section réduite par le vannage à la section maximum (à vannage complètement ouvert), on comprend que, pour chaque valeur de  $A$ , il y aura un régime normal du moteur, correspondant à des valeurs déterminées de  $H$ ,  $Q$  et  $N$ . Et il n'y a pas de difficulté à construire les diagrammes des variations du débit et du rendement par rapport à  $A$ .

A un degré d'admission constant, chaque perturbation de régime sera indiquée par des variations de  $Q$  et  $N$  et, par

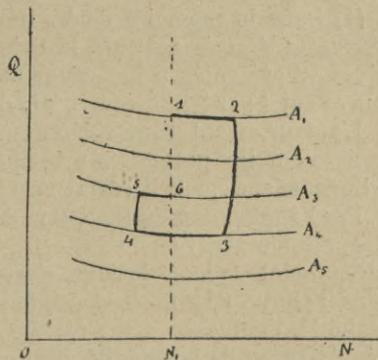


Fig. 152.

rapport à deux axes coordonnés orthogonaux  $O(N, Q)$  (fig. 152), on pourra tracer la courbe des valeurs de  $Q$  et de  $N$  correspondant à une certaine valeur de  $A$ .

Soient  $A_1, A_2, A_3 \dots$  les courbes ainsi obtenues et soit pour le degré d'admission  $A_1$ , 1 le point du régime normal ( $Q_1, N_1$ ) : si par la variation de ce régime la vitesse du moteur vient à augmenter et si l'action du régulateur commence à s'exercer sur le vannage au point 2, on aura une réduction du degré d'admission, par exemple de  $A_1$  à  $A_4$ . Mais, au point 3 de  $A_4$ , en raison de l'inertie des masses en mouvement, il se produira une diminution de vitesse, au-dessous de la vitesse normale, et du point 3 on arrivera au point 4, d'où par suite de l'ouverture du vannage, qui en résultera, on passera au point 5 sur une autre courbe  $A_3$ , puis au point 6, qui devra correspondre au nouvel état de régime, avec le même nombre de tours  $N_1$ .

Plus sensible est le régulateur automatique et plus la courbe 1 2 3 4 5 6 sera rapprochée de la ligne verticale 16.

Pour la théorie de la régularisation automatique des vitesses des turbines on peut voir l'exposition faite par M. Rateau (1).

(1) Dans le mémoire de M. Rateau sur « Les turbo-machines » (*Revue de Mécanique*, 1900), la théorie de la régularisation des turbines est présentée principalement d'après les travaux déjà publiés sur ce sujet par MM. Léauté, Minel, Lecornu, Stodola, etc.

L'auteur, avant de considérer la turbine elle-même, rappelle sommairement les propriétés principales des tachymètres à force centrifuge, sur lesquels le réglage est fondé.

Par l'application du théorème des travaux virtuels, il détermine l'expression générale de l'effort qu'un tachymètre exerce sur une pièce mobile le long de l'axe, c'est-à-dire la *puissance* de l'appareil, puis il étudie l'équilibre de régime, le décrétement, le coefficient de stabilité, l'influence des frottements et de la réaction de l'organe régulateur et de la rapidité d'action du tachymètre.

Dans l'étude du mouvement varié d'une turbine hydraulique celle-ci est envisagée munie d'un régulateur automatique et action,

Avant de mettre fin à ces indications générales, nous voulons faire observer qu'aujourd'hui, pour le réglage automatique, on préfère le tachymètre centrifuge, composé de masses tournantes (sphériques, cylindriques ou lenticulaires), fixées à équerres articulées sur couteaux, qui transmettent le mouvement à un manchon glissant le long de l'axe de rotation de l'appareil.

nant une ou plusieurs machines quelconques. A l'état de régime uniforme, le couple moteur  $M$  qu'elle produit sur son arbre est égal au couple résistant  $M_r$  qu'exercent les machines actionnées, et sa vitesse angulaire constante  $\varepsilon$  correspond à cet état de régime. Que le couple  $M_r$  ou  $M$  vienne à se modifier, la vitesse angulaire  $\varepsilon$  en sera immédiatement altérée, et le régulateur agira pour rétablir l'état de régime permanent après une période d'oscillation de la vitesse.

L'équation fondamentale du mouvement varié de la turbine, dans cette période de trouble, est :

$$I \frac{d\varepsilon}{dt} = M - M_r,$$

dans laquelle  $I$  (moment d'inertie de toutes les pièces mises en mouvement de rotation par la turbine) est une constante,  $M$  et  $M_r$  des fonctions de la vitesse angulaire  $\varepsilon$  et d'autres paramètres.

Pour l'étude des fonctions  $M$  et  $M_r$ , M. Rateau emploie des abaques rapportés à certains cas plus importants.

Dans la suite, il étudie aussi les cycles dans le régime troublé, les courbes trajectoires et l'influence des divers facteurs qui interviennent dans le réglage.

En résumé, il donne les conditions suivantes qu'il faut satisfaire pour que la régularisation soit bonne, c'est-à-dire pour qu'il ne se produise, après une perturbation brusque, que des oscillations de vitesse très limitées comme amplitude et comme nombre :

réduire autant que possible les frottements du tachymètre, ceux de la transmission et la réaction de l'organe d'embrayage du moteur auxiliaire ;

réduire au strict minimum les retards dans l'action du tachymètre ;

proportionner convenablement l'importance du volant à la durée de la fermeture et de l'ouverture de la vanne ;

donner au tachymètre un décrétement (différence de la valeur plus grande de la vitesse angulaire et de la valeur initiale) aussi grand qu'on le peut.

20 Pour diminuer le poids des boules tournantes dans le tachymètre Porter, on a ajouté au manchon un poids glissant parallèlement à l'axe et relié par un parallélogramme articulé à l'extrémité inférieure du même axe et aux autres poids.

Pour obtenir l'isochronisme, on a modifié les anciens types de régulateurs, comme par exemple dans le pendule à bras croisés de Farcot, et dans le pendule à quatre boules et à contre-poids de Girard.

On a aussi ajouté des ressorts pour rendre l'action plus rapide et équilibrer la force centrifuge.

Décrivons maintenant les principales dispositions des régulateurs ou servomoteurs des turbines hydrauliques.

**Dispositif d'embrayage.** — Supposons qu'on veuille régler automatiquement le mouvement d'une vanne verticale. Dans le cas très simple représenté par la figure 153,

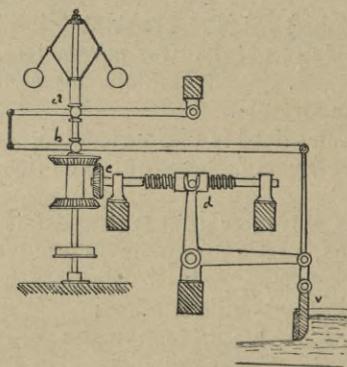


Fig. 153.

on voit une transmission de mouvement établie entre la vanne *v* et le moteur hydraulique, dont le mouvement de rotation est communiqué à l'axe du tachymètre.

Par l'augmentation de la vitesse du moteur le manchon *a* du pendule s'élève, et l'embrayage se réalise avec la roue dentée

inférieure, faisant tourner la vis *d* de manière à fermer la vanne. L'abaissement de celle-ci tend à produire l'effet contraire en provoquant l'abaissement de *b*.

Le mouvement de la vanne s'arrêtera lorsque se sera



d'une pièce R oscillant autour de l'axe D sous l'action de la bielle GF et de l'excentrique H, calé sur l'arbre G, qui est relié par une transmission à l'arbre de la turbine ;

d'un tachymètre Q, dont l'index *s* s'élève ou s'abaisse en faisant tourner le levier *sr* autour de l'axe *t*, et par conséquent en faisant abaisser ou élever le bras *rq*. Cette branche commande le levier PO et le bras *m* qui arrive à l'axe A.

On comprend que, par l'effet des cliquets *c* et *c'*, qui sont soulevés en régime normal par les leviers LM, L'M' et les ressorts N et N', le secteur E tourne autour de A dans une des deux directions lorsque la pièce O se déplace. En même temps, par le bras *mq* appliqué à l'axe A, se produit un déplacement en direction contraire, ce qui provoque le désembrayage du cliquet engagé dans le secteur par le mouvement précédent.

M. Picard a aussi proposé un autre genre de servomoteur à dé clic, en adoptant la transmission du mouvement par cônes de friction. On a enfin proposé d'actionner les cliquets par des électro-aimants, comme on l'a fait dans le régulateur Replogle.

### **Servo-moteur mécanique système Woodward.**

— Un type de régulateur qui mérite aussi de fixer notre attention est dû à M. Woodward.

La figure 155 représente l'ensemble du régulateur qui est pourvu d'un double cône de friction, embrayé au moment voulu par un tachymètre centrifuge à boules T. Pour fixer le vannage dans la position correspondant au nouveau régime de marche et éviter les oscillations à longue période, il y a un mécanisme compensateur, par lequel le vannage est empêché de dépasser la position

correcte et sont supprimées les chances d'excès de vitesse.

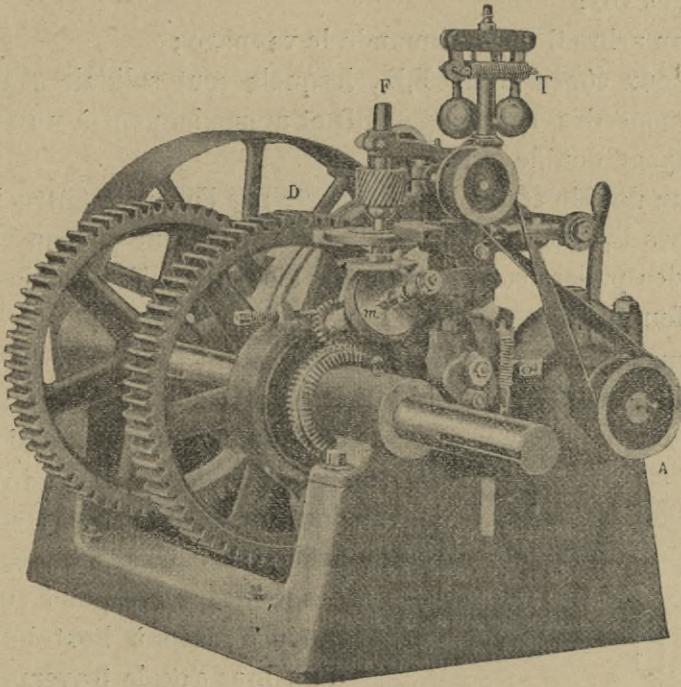


Fig. 155.

Les parties principales de l'appareil sont :  
deux arbres A et B (fig. 156, plan d'ensemble), dont

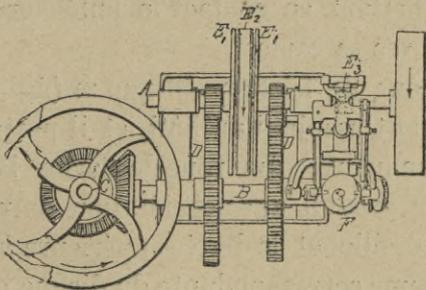


Fig. 156.

le premier reçoit, par poulie et courroie, le mouvement de la turbine et le transmet au second B à l'aide des engrenages DD ;

un arbre C qui commande le vannage ;

deux cônes creux  $E_1E_1$ , lesquels sont solidaires des pignons des engrenages DD et appartiennent à un embrayage double à friction ;

un double cône plein  $E_2$ , porté par l'arbre A entre les cônes  $E_1E_1$  et qui peut coulisser à l'intérieur des moyeux et des paliers sous l'action du tachymètre T, à l'aide de la fourche de commande  $E_3$  ;

un arbre vertical F (fig. 155), muni vers le bas d'un plateau de friction, qui le fait reposer sur un cône à axe

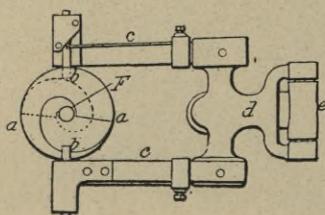


Fig. 157.

oblique, et qui porte aussi un disque circulaire  $a$  (fig. 157), dont les deux faces sont armées de cames, à chacune desquelles correspond une butée  $b$  fixée à l'extrémité d'un bras  $c$  de la traverse  $d$ . Dans la figure 157, qui représente le plan de ce disque à

comes, on voit aussi la commande de l'embrayage des cônes  $E_1E_2$ , déterminé par l'élévation ou l'abaissement des bras  $c$ , mettant en contact la butée supérieure ou inférieure  $b$  avec sa came.

L'axe du cône de friction oblique  $m$  (fig. 155) tourne dans un support assujéti au bâti, et il porte un pignon d'angle engrenant avec une roue de l'arbre B.

Quand il se produit une accélération de vitesse, l'ensemble  $b,c,d$  oscille, et la butée supérieure  $b$  prend contact avec la came correspondante du disque  $a$  ; en même temps, par la mise en action de l'embrayage  $E_1E_2E_3$ , la

rotation qui en résulte pour l'arbre B se communique à l'axe oblique du cône et fait descendre ce dernier ainsi que l'arbre F. Alors la came supérieure du disque *a* abandonne sa butée *b*, et les cônes  $E_1E_2$  se débrayent au moment où le vannage occupe la position correspondant, pour la nouvelle charge, à la vitesse normale de la turbine.

L'arbre de l'embrayage peut aussi être disposé verticalement.

En Italie, la maison Calzoni, de Bologne, préfère construire pour ses turbines des régulateurs du système Woodward.

**Servo-moteurs hydrauliques.** — D'ordinaire, dans les turbines de grande puissance, on préfère les régulateurs à servo-moteur hydraulique, par lesquels la force motrice pour le mouvement des vannes est empruntée à l'eau ou à l'huile sous pression.

Dans un régulateur de ce genre, on peut distinguer : le *tachymètre* ; le *piston* et le *cylindre* du servo-moteur ; l'*appareil de distribution*.

En général, le pendule centrifuge commande par des leviers le distributeur, qui règle les orifices d'admission du liquide en pression sous le piston ; le déplacement de ce piston, par le mouvement de pièces qui lui sont conjuguées, tend à produire dans le distributeur des conditions opposées aux précédentes.

Quand on emploie l'eau sous pression, il est nécessaire d'ajouter un filtre, d'ordinaire formé d'une grille en fer nickelé, pour dépouiller de tout corps solide l'eau en pression, venant de la même chute ou d'une petite pompe, spécialement affectée à ce rôle.

Pour donner l'indication de la position relative des

différentes parties d'un régulateur à servo-moteur hydraulique, nous donnons dans les figures 158-159-160 les cro-

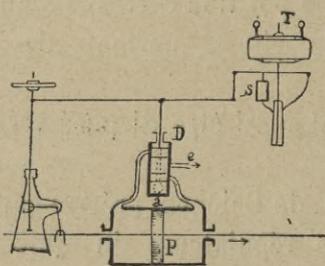


Fig. 158.

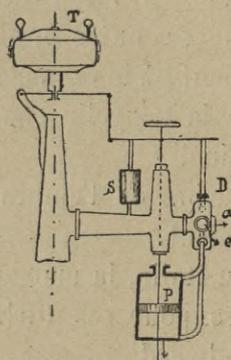


Fig. 159.

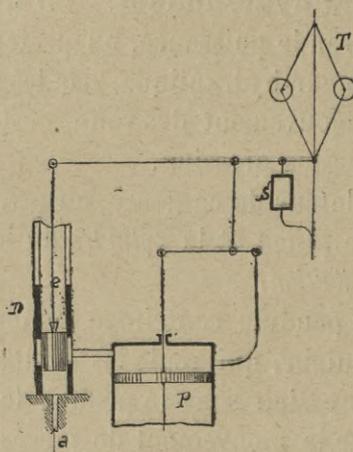


Fig. 160.

quis des dispositifs les plus usités en pratique. Dans ces figures : P est le piston, dont l'axe commande le vannage ; T le tachymètre ; S le piston à huile ; D le distributeur de l'eau sous pression ; a l'orifice d'arrivée de l'eau ; e l'échappement.

• Pour des turbines à haute pression, il faut tenir compte

des coups de bélier possibles, et pour cela on ajoute des chambres à air ou des soupapes synchrones, grâce auxquelles s'ouvrent des orifices d'échappement en même temps qu'on réduit les orifices du distributeur.

Il y a une grande variété de types de régulateurs à servo-moteur hydraulique, et on peut dire que chaque maison de construction de turbines a son type préféré.

Pour les détails sur l'installation des régulateurs et la description des différents types, nous renvoyons aux traités spéciaux et aux mémoires de Lecornu et de Rateau (*Revue de Mécanique*, 1900).

**Régulateur hydro-mécanique.** — Nous croyons utile de donner ici quelques indications sur un type de

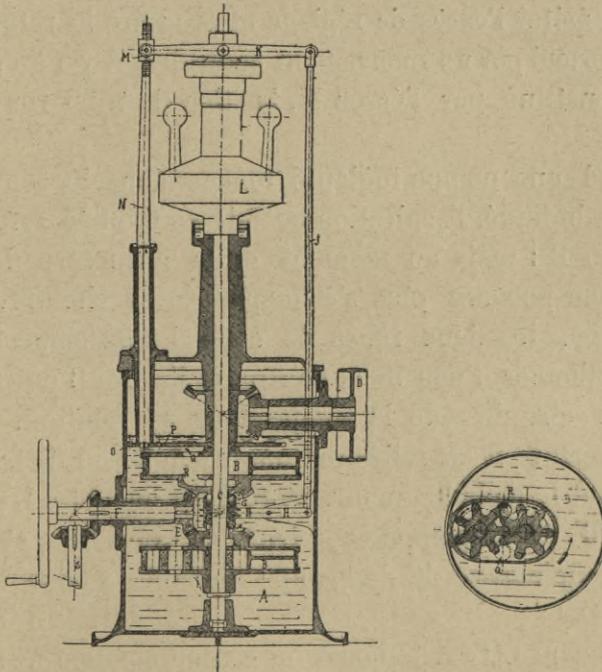


Fig. 161.

régulateur hydro-mécanique que la maison Escher Wyss, de Zurich, construit et qui est breveté sous l'appellation de *régulateur universel*.

La figure 161 représente, en coupe verticale et horizontale, ce nouveau genre de régulateur, composé :

- d'une chambre A remplie d'huile ;
- de deux pompes foulantes B, fixées par une de leurs roues à l'arbre C, commandé par la poulie D ;
- du tachymètre L ;
- d'un cylindre distributeur G ;
- d'une transmission S qui agit sur le vannage de la turbine.

La roue conique E, calée sur l'arbre F, engrène avec les deux pompes foulantes, et le distributeur G est actionné par les pendules L au moyen des tiges H, J, K.

Pour éviter l'excès de réglage et produire le retour à l'état normal par un mouvement contraire, il y a un freinage constitué par l'écrou M, la tige N et les roues O et P.

Quand une pompe foulante tourne dans le sens de rotation indiqué, l'aspiration se fait en Q et le refoulement en R : mais au moment de la fermeture de R, l'huile ne pouvant plus s'échapper de la chambre de la pompe, les deux roues de celle-ci sont empêchées de fonctionner l'une dans l'autre, et l'arbre C entraîne toute la chambre de la pompe dans sa rotation.

L'ouverture R est reliée par une conduite au distributeur G, et le moindre mouvement du tachymètre L peut fermer R, de la pompe supérieure ou inférieure, et par là l'accouplement de la pompe foulante voulue avec l'arbre C.

L'ouverture Q est toujours en communication avec la chambre A,

Le sens de la rotation de l'arbre F, et par conséquent l'action du réglage pour l'ouverture ou la fermeture du vannage de la turbine à l'aide de la tige S, est déterminé par les pompes foulantes, selon que ce sera la supérieure ou l'inférieure qui engrènera.

Ce régulateur offre l'avantage de la simplicité et de la solidité, et celui de réduire au minimum l'usure, toutes les parties qui se meuvent étant noyées dans un bain d'huile.

---



QUATRIÈME PARTIE

---

**MACHINES A COLONNE D'EAU  
ET RÉCEPTEURS-HYDRAULIQUES-OPÉRATEURS**



## CHAPITRE XI

### MACHINES A COLONNE D'EAU

(MOTEURS A PRESSION HYDRAULIQUE)

---

#### § 41. — THÉORIE DES MACHINES A COLONNE D'EAU

**Équations fondamentales.** — Dans un moteur à colonne d'eau, la force motrice hydraulique est utilisée par l'effet de la pression d'un courant d'eau sur un piston, mobile dans une enveloppe, et, dans le § 16, nous avons indiqué les principaux dispositifs employés.

Soient :

$p$  la pression résultante par unité de surface du piston et  $h = \frac{p}{\varpi}$  la hauteur correspondante ;

$Q$  le débit par seconde des orifices d'admission dans le cylindre ;

$L_p$  le travail absorbé par les pertes et transformations de charge du courant d'eau ;

$L_r$  le travail absorbé par les résistances passives ;

$L_m = \varpi Q h$  le travail moteur ;

$L_u$  le travail utilisé.

L'équation générale d'un moteur à double effet sera :

$$\varpi Q h = L_p + L_r + L_u . \quad (146)$$

Évidemment, la pression exercée sur le piston à mou-

vement alternatif n'est pas constante, et le mouvement du piston même n'est pas uniforme.

La vitesse de celui-ci, nulle au commencement de la course, passe par un maximum pour redevenir nulle ensuite.

En conséquence, l'eau, qui agit par sa pression entière sur le piston au commencement de la course, doit transformer vers le milieu de celle-ci une partie de son énergie potentielle (pression) en l'énergie cinétique correspondant à l'augmentation de vitesse. A la fin de la course, cette énergie sera récupérée en partie, grâce à un accroissement de pression.

A la rigueur, il faudrait tenir compte aussi de l'effet perturbateur des pièces animées d'un mouvement alternatif. Au point de vue des applications, l'étude approfondie de ces phénomènes n'a pas une très grande importance et en pratique on table, pendant la course entière du piston, sur une valeur moyenne  $p$  de la pression résultante, égale à  $p_m - p_o$ ,  $p_m$  étant la pression moyenne de l'eau, un peu inférieure à celle qui existe à l'entrée dans le cylindre, et  $p_o$  la contre-pression.

En conséquence, si  $S$  est la surface du piston,  $V$  sa vitesse moyenne,  $l$  la longueur de sa course simple, on aura aussi pour le travail moteur :

$$L_m = pSV \quad (147)$$

et

$$V = \frac{ln}{60} \quad (148)$$

où  $n$  est le nombre de courses simples par minute.

Le travail moteur  $L_m$ , qui est égal à  $\omega Qh$  dans les moteurs à double effet, se réduit à  $\frac{\omega Qh}{2}$  dans les moteurs

à simple effet, dans lesquels l'eau sous pression entre dans le cylindre, seulement durant la course ascendante.

Dans les moteurs à rotation, le piston devant, pour chaque tour complet de l'arbre, accomplir deux courses simples en sens opposés, on aura :

$$n_1 = 2n$$

$n_1$  étant le nombre de tours de l'arbre par minute.

**Pertes.** — Les pertes d'énergie dans les machines à colonne d'eau sont évidemment analogues à celles que nous avons signalées dans les autres types de machines hydrauliques.

C'est pour cela que nous n'ajoutons ici que quelques observations particulières.

Si  $V$  est la vitesse moyenne de l'eau dans une section transversale du cylindre (qu'on prend égale à la vitesse moyenne du piston), et  $V_1$  la vitesse moyenne correspondante des orifices d'entrée, on a la perte de charge :

$$\zeta_1 = \frac{(V_1 - V)^2}{2g} = (\beta_1 - 1)^2 \frac{V^2}{2g},$$

où  $\beta_1$  est le rapport de la section transversale du cylindre à la somme des aires des orifices d'admission de l'eau.

Dans les orifices d'échappement, où la vitesse de l'eau change continuellement, on prend une vitesse moyenne égale à la racine carrée de la valeur moyenne des carrés des vitesses du piston dans ses positions successives.

Si  $V'$  est la vitesse d'échappement et  $\beta_2$  le rapport de la section transversale du cylindre à la somme des sections des orifices d'échappement, on aura :

$$V' = \beta_2 V,$$

et la perte de charge  $\zeta_2$ , due à la vitesse résiduelle, aura pour expression :

$$\zeta_2 = \beta_2^2 m^2 \frac{V^2}{2g},$$

où  $m$  représente le coefficient de  $V'$  et de  $V$  lorsqu'on veut tenir compte de la variation de ces vitesses et calculer la vitesse moyenne d'échappement de la manière indiquée.

On comprend aussi que les autres pertes de charge par frottement dans les tuyaux d'amenée et de fuite peuvent s'exprimer, par l'introduction des aires des sections transversales du cylindre et des tuyaux mêmes, au moyen de termes proportionnels à  $\frac{V^2}{2g}$ .

En conséquence, la somme  $Z$  de toutes les pertes de charge,  $\mu$  étant la somme des coefficients de proportionnalité, peut s'écrire sous la forme :

$$Z = \mu \frac{V^2}{2g}, \quad (149)$$

et le travail correspondant perdu sera :

$$L_p = \varpi Q \mu \frac{V^2}{2g}. \quad (150)$$

Les pertes dues aux fuites doivent être excessivement faibles dans un moteur de ce genre, s'il est bien construit, et c'est pour cela qu'elles n'ont pas été comprises dans les formules ci-dessus.

La hauteur  $h_1$  de pression moyenne effective d'après laquelle se doit calculer le travail utile du moteur, sans tenir compte des résistances passives, sera :

$$h_1 = \frac{p}{\varpi} - \mu \frac{V^2}{2g}. \quad (151)$$

Quand le moteur est appliqué à une conduite à haute pression, si  $h_o = \frac{p_o}{\omega}$  est la hauteur moyenne de pression au point du robinet de prise d'eau, et  $u$  la vitesse moyenne dans la section de l'orifice d'admission dans le cylindre, il y aura par l'effet de la contraction une perte de charge  $k \frac{u^2}{2g}$ ; en conséquence, la hauteur  $h = \frac{p}{\omega}$  de pression à l'entrée dans le cylindre sera :

$$h = h_o - \left( \frac{u^2}{2g} + k \frac{u^2}{2g} \right); \quad (152)$$

d'où on déduit :

$$u = \sqrt{\frac{2g(h_o - h)}{1 + k}}. \quad (153)$$

Si  $\omega$  est la section du robinet d'alimentation, on aura encore pour le débit :

$$Q = \omega u.$$

**Rendement.** — D'après la formule (151), le rendement hydraulique d'un moteur à pression hydraulique aura pour expression :

$$\eta' = \frac{Qh_1}{Qh} = 1 - \mu \frac{V^2}{2g} \cdot \frac{1}{h}. \quad (154)$$

Il résulte de là que, pour augmenter la valeur de  $\eta'$ , il faut diminuer la vitesse moyenne  $V$  du piston.

En général, dans les moteurs à colonne d'eau, le rendement a une valeur comprise entre 0,70 et 0,80 pour les moteurs de grandes dimensions, et entre 0,50 et 0,65 pour les petits moteurs.

Le réglage fait à la main, avec le robinet d'alimentation, peut influencer, par le brusque étranglement de la section de l'orifice d'alimentation, sur l'abaissement de

la valeur du rendement ; dans les moteurs à plusieurs cylindres des types Rigg et Hastie, on a cherché à éliminer cette perte de charge en faisant varier la longueur de la course d'après la variation du débit.

**Piston.** — A la fin de ces généralités, il est bon de dire quelques mots sur la configuration qu'on doit donner au piston pour assurer le bon fonctionnement d'un moteur à colonne d'eau.

On comprend facilement que, pour éviter la fuite de l'eau sous haute pression, il faut ajouter au bloc en fonte, constituant le piston, une garniture en cuir ou en chanvre.

Pour cela, on peut fixer cette garniture dans une rainure ménagée dans la surface extérieure du bloc en fonte, ou composer le piston de deux disques en fonte ou en bronze A et A' (fig. 162) qui ferment les anneaux de cuir c, c'.

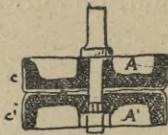


Fig. 162.

Pour des pressions très fortes, la disposition de la figure 163 est préférable : entre les anneaux de cuir cc, il y a un disque métallique B, réuni aux autres disques par l'érou E.

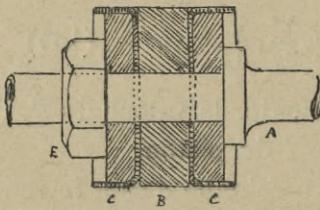


Fig. 163.

Pour de grandes machines à colonne d'eau, on a aussi configuré le piston selon le dispositif de la figure 164,

adopté dans les aciéries de Terni. L'anneau central B est de bronze phosphoreux.

Dans les machines hydrauliques, on trouve employé souvent le *piston plongeur*, qui entre dans le cylindre

sans être en contact avec les parois : en ce cas, il faut placer à l'entrée du cylindre un *presse-étoupe* ou une

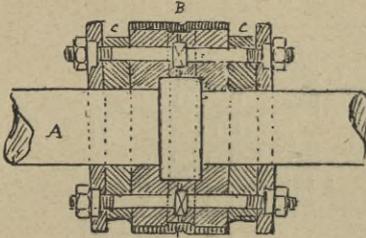


Fig. 164.

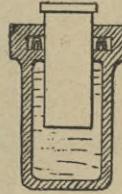


Fig. 165.

garniture spéciale, comme par exemple celle de Bramah, formée (fig. 165) d'un anneau de cuir plié en U dans une rainure.

§ 42. — TYPES PRINCIPAUX DE MOTEURS A PRESSION HYDRAULIQUE

**Moteur Armstrong.** — En 1838, M. Armstrong proposa le premier moteur à pression hydraulique, qui était composé : d'un anneau plat, muni de quatre orifices avec des clapets à rabattement, dont l'ouverture et la fermeture s'effectuent à l'aide de cames; d'un canal courbe ouvert à sa partie inférieure, en communication avec le tuyau d'amenée et contenant l'anneau plat, dont chaque clapet s'ouvre à l'entrée et se referme à la sortie, après avoir reçu la pression de l'eau.

Ce premier moteur rotatif n'a pas eu d'application, et les moteurs Armstrong adoptés en pratique sont ou du type d'un moteur alternatif à deux cylindres, calés à 90° et attaquant le même arbre, ou du type à trois cylindres à simple effet et avec manivelles à 120°.

Les figures 166 et 167 représentent le plan et la coupe

d'un moteur de ce genre, selon le modèle adopté dans les docks de Marseille, dans l'arsenal de Turin, etc. Chaque

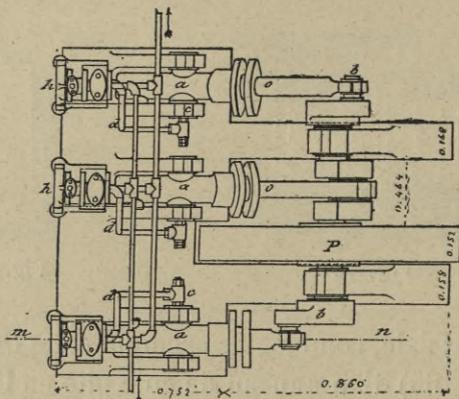


Fig. 166.

cylindre *a*, doué d'un mouvement d'oscillation autour d'un axe horizontal, contient un piston *o* relié directement à

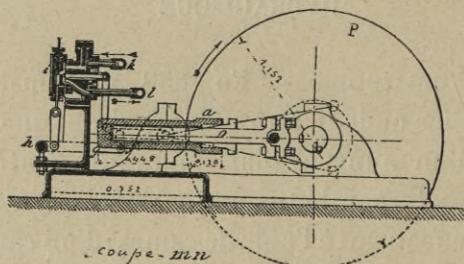


Fig. 167.

l'arbre: le piston du milieu est assemblé à un coude.

Pour la distribution de l'eau, il y a un tiroir vertical, qui règle les orifices en communication avec l'arrivée de l'eau *k*, l'échappement *l* et la conduite *d* d'alimentation du cylindre.

Le tiroir est manœuvré par le levier *g*, tournant autour de l'arbre *h* et relié par une bielle au cylindre qui lui communique le mouvement d'oscillation.

Dans la machine représentée, la vitesse du piston est égale à :

$$V = \frac{20 \times 2 \times 0,352}{60} = 0 \text{ m.}235,$$

le diamètre du piston étant 0 m. 080 ;

la longueur de la course 0 m. 352 ;

le nombre de tours à régime normal 20 par minute.

**Moteur Brotherood.** — Un autre moteur à trois cylindres et à simple effet a été imaginé par M. Brotherood suivant le dispositif représenté par les figures 168 et 169.

Les trois cylindres A sont en communication avec une

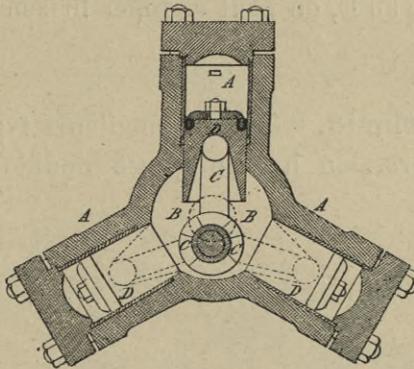


Fig. 168.

chambre centrale B, et les tiges C des pistons D, formant bielles, transmettent le mouvement à une seule manivelle M et aux poulies P.

Le distributeur est formé d'un tiroir rotatif, mû par le manneton E et réglant l'admission de l'eau sous pression par *a* et l'échappement par *e*.

L'arrière des trois pistons est successivement en com-

munication avec les tuyaux d'admission et de fuite, parce que *a* et *e*, dans la rotation, passent successive-

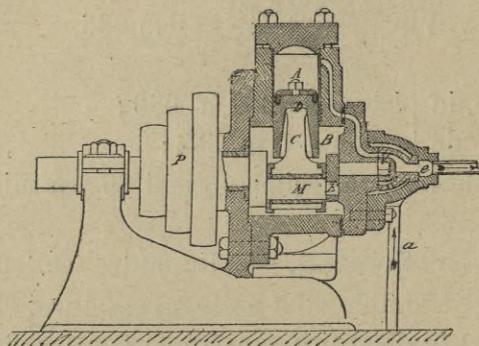


Fig. 169.

ment devant chacun des trois orifices des cylindres.

Par le plateau E, on peut changer le sens de la rotation.

**Moteur Schmid.** — Un des meilleurs types de petite machine à pression hydraulique à double effet est le

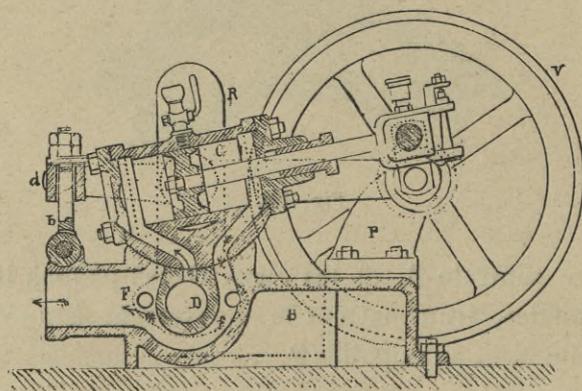


Fig. 170.

moteur construit par M. Schmid et qui est représenté dans les figures 170 et 171.

Le cylindre C est oscillant et forme en même temps tiroir, la partie F restant fixe avec les tuyaux d'amenée D et de fuite f.

L'arbre moteur tourne dans deux paliers et, pour empêcher toute fuite d'eau entre le cylindre et la glace, parfaitement dressés, il y a les deux balanciers L, attachés par une extrémité à une traverse et recevant à l'autre les deux tourillons du cylindre.

Pour éviter les coups de bélier, on ajoute le réservoir d'air R, d'une capacité à peu près deux fois et demie le volume du cylindre.

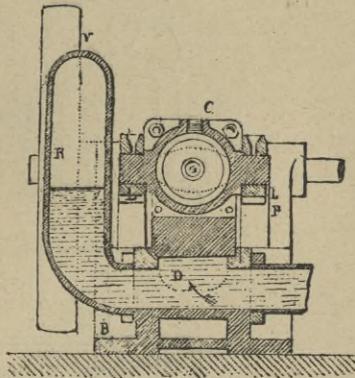


Fig. 171.

Ces moteurs peuvent faire jusqu'à 300 tours par minute et, dans certaines conditions, Zeuner a trouvé la valeur 0,90 pour leur rendement.

**Moteur Mayer.** — Une disposition absolument spéciale se trouve dans le moteur de M. F. Mayer (fig. 172), dans lequel est supprimée l'injection de l'eau avant la fin de la course du piston.

Le cylindre *c* est en communication, à ses deux extrémités, avec deux chambres à air *a*, dans chacune desquelles l'air se trouve, à la fin de la course, comprimé à une pression égale à la pression de l'eau à l'entrée.

Il y a une chambre à air centrale, destinée à éviter les coups de bélier.

Le tiroir *t* est mû à l'aide d'un excentrique et d'une coulisse de Stephenson, et maintenu sur la glace inférieure du cylindre par une plaque fixe.

Deux petits tuyaux, avec clapets d'aspiration, permettent l'entrée de l'air dans les chambres à air quand la

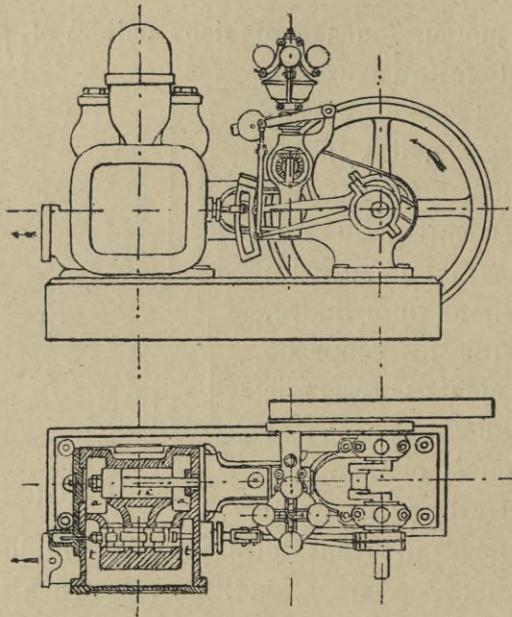


Fig. 172.

pression devient inférieure à une atmosphère, et leurs extrémités sont munies de soupapes de sûreté pour permettre l'échappement de l'air dans la chambre à air principale, lorsque la pression dépasse celle de l'eau dans la conduite d'amenée.

On comprend facilement qu'au commencement de la course rétrograde du piston, la pression de l'air, égale, à la fin de la course directe, à la pression d'admission de l'eau, tombe rapidement à celle de l'atmosphère pendant l'échappement, pour atteindre de nouveau la valeur initiale d'admission au moment où l'espace mort est réduit à celui de la chambre à air avant la fin de cette course, l'orifice d'échappement se trouvant fermé.

Pour éviter la perte due à ce travail de compression de l'air, on fait marcher le moteur à détente à l'aide du régulateur centrifuge, de manière qu'à partir du moment où l'eau cesse d'entrer l'air comprimé continue à se détendre jusqu'à la fin de la course.

Dans le moteur Mayer, qu'on doit considérer comme une machine mixte à air et à eau, on peut appliquer la loi de Mariotte tant pour la détente que pour la compression de l'air, en supposant que la température reste constante par suite du contact de l'air avec un grand volume d'eau.

En conséquence, on aura :

$$p_1 v_1 = p_0 (v_1 + V_2) = \text{constante}$$

d'où :

$$v_1 = \frac{p_0}{p_1 - p_0} V_2,$$

expressions où :

$v_1$  = volume de la chambre à air ;

$V_2$  = volume que doit balayer le piston dans le cylindre depuis le moment où commence la compression jusqu'à la fin de la course, quand le volume de l'air sera réduit à  $v_1$  ;

$p_1$  = pression initiale d'admission ;

$p_0$  = pression atmosphérique à laquelle se réduit celle de l'air sous le volume  $v_1 + V_2$ .

On sait aussi par la thermodynamique que le travail nécessaire pour effectuer la compression de l'air du volume  $v_1 + V_2$  au volume  $v_1$ , lorsque la température reste constante, est :

$$L = (p_1 - p_0) v_1 \log_e \frac{V_2 + v_1}{v_1} = (p_1 - p_0) v_1 \log_e \frac{p_1}{p_0}.$$

Pour le rendement, lorsque l'admission de l'eau a lieu pendant la course entière et que le travail L est complètement perdu, on a évidemment la formule :

$$\eta = \frac{(p_1 - p_0)V - L}{(p_1 - p_0)V} = 1 - \frac{v_1}{V} \log_e \frac{V_2 + v_1}{v_1},$$

où  $V$  est le volume total balayé par le piston dans le cylindre.

En ce cas, il convient de faire  $v_1$  aussi petit que possible.

Lorsque le moteur marche en détente, si  $V_1$  est le volume balayé par le piston avant la détente, on aura pour la course directe :

$$p_1 v_1 = p_0 (v_1 + V - V_1),$$

et pour la course rétrograde :

$$p_0 (V_2 + v_1) = p_1 v_1;$$

d'où :

$$V - V_1 = V_2,$$

et le volume  $v_1$  de la chambre à air :

$$v_1 = \frac{p_0}{p_1 - p_0} (V - V_1) = \frac{p_0}{p_1 - p_0} \left(1 - \frac{V_1}{V}\right) V.$$

Ce volume dépend donc du degré de détente  $\frac{V_1}{V}$ .

Il y a d'autres types de moteurs à pression hydraulique, par exemple : le moteur Riggs à quatre cylindres, réunis par un manchon tournant autour du même axe ; le moteur Hastie, à course variable ; le moteur Haag ; le moteur Jaspas, etc.

Avec les indications précédentes, on peut aisément comprendre le fonctionnement des autres modèles de moteurs proposés.

## CHAPITRE XII

### RÉCEPTEURS-HYDRAULIQUES-OPÉRATEURS A PISTON

---

#### § 43.— RÉCEPTEURS-HYDRAULIQUES-OPÉRATEURS A PISTON ET LEUR APPLICATION A L'ÉLÉVATION DE L'EAU

**Formules fondamentales.** — Nous avons déjà observé (§ 16) qu'un récepteur-hydraulique-opérateur à piston est actionné par la pression de l'eau exercée sur un piston glissant dans un cylindre, tandis que l'organe opérateur reçoit des formes différentes en dépendance du genre de travail que doit accomplir la machine.

Soient :

Q le débit par seconde ;

V la vitesse du piston ;

D le diamètre du piston ;

H la hauteur correspondante à la pression de l'eau à l'entrée dans le cylindre ;

L le travail utilisé.

Les deux formules fondamentales d'une de ces machines seront :

$$\left. \begin{aligned} Q &= \alpha V \frac{\pi D^2}{4} \\ L &= \eta \frac{\pi Q H}{75} \end{aligned} \right\} (155)$$

où  $\alpha$  est un coefficient numérique et  $\eta$  le rendement de la machine.

En général, on donne à  $V$  des valeurs faibles, toujours inférieures à 0,30.

Le rendement peut arriver à peu près à 0,80 lorsque la vitesse du piston est très petite.

Pour toute autre indication théorique, on peut se reporter aux moteurs à pression hydraulique.

Dans les machines de ce genre, il faut aussi regarder comme parties essentielles les soupapes qui, à la différence de celles des pompes, ne sont pas automatiques, mais d'ordinaire sont manœuvrées par des mécanismes qui ouvrent et ferment les orifices d'entrée et d'échappement de l'eau.

Nous dirons ici quelques mots sur les principaux dispositifs adoptés pour appliquer les récepteurs à piston directement à l'élévation de l'eau.

### Récepteurs-élévateurs d'eau à cylindre vertical.

— La première application d'une machine à colonne d'eau à l'élévation directe d'un certain volume d'eau fut proposée à Paris par Bélidor en 1739 ; mais sa machine ne fut pas acceptée, et ce n'est qu'en 1749 qu'on eut le premier exemple d'une telle installation, faite à Schemnitz, en Hongrie.

Les machines de ce genre sont à cylindre vertical (travaillant à la descente ou à la montée), ou à cylindre horizontal.

Un exemple de la première catégorie est donné par la machine établie à Illsang, en Bavière, par Reichembach.

Ce récepteur, représenté par la fig. 173, se compose de deux cylindres verticaux A et B, dans lesquels se

meuvent les pistons P et R, fixés sur la même tige et réunis au piston U d'un corps de pompe.

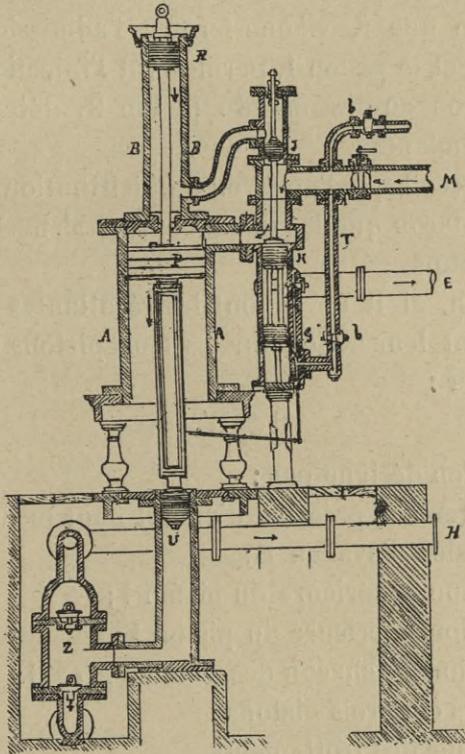


Fig. 173.

M est le tuyau d'amenée, E la conduite d'échappement, et l'eau sous pression agit sur le piston P seulement à la descente.

Pour la distribution de l'eau, il y a deux petits cylindres et les trois pistons I, K, G : dans la position de la figure, l'eau entre dans le cylindre A, fait descendre les pistons P, R, U et, à l'aide de la pompe Z, détermine le refoulement dans la conduite d'élévation H.

A la fin de la course du piston P, la communication T

du tuyau d'amenée M avec l'espace inférieur au petit piston G est ouverte à l'aide d'un levier ; en conséquence, le système des trois pistons G, K, I se déplacera vers le haut, de manière que K vienne fermer l'admission dans le cylindre A, et le piston I, permettant l'injection de l'eau sous pression au-dessous du piston R, déterminera la course ascendante.

On comprend que l'appareil de distribution doit fonctionner de façon que les deux courses s'effectuent dans le même temps.

Pour cela, si R et R' sont les résultantes des forces qui exercent leur action sur les trois pistons G, K, I, il faudra poser :

$$R = R'.$$

Mais si l'on désigne par :

H la hauteur de pression d'amont dans le tuyau M ;

h la pression d'aval en E ;

$\Omega$  la section supérieure du piston I ;

$\Omega'$  la section inférieure du piston I ;

$\Omega_1$  la section de chacun des pistons K et G ;

P le poids des trois pistons ;

F la somme des frottements,

on peut écrire avec une suffisante approximation que, dans la course descendante pour les pressions de haut en bas, on a :

$$R = \varpi(\Omega'h + \Omega_1H - \Omega_1h_1 - \Omega H) + P - F \quad (156)$$

et pour la course ascendante :

$$R' = \varpi(\Omega H - \Omega'h) - P - F. \quad (157)$$

En faisant  $R = R'$  et  $L = 0$ , on déduit :

$$\Omega_1 = 2 \left( \Omega - \frac{P}{\varpi H} \right), \quad (158)$$

d'où

$$\Omega_1 = 2\Omega, \quad (159)$$

quand on néglige la fraction très petite  $\frac{P}{\omega H}$  (1).

Dans les récepteurs à piston verticaux, à action directe et à simple effet, le travail peut aussi s'accomplir à la montée, comme on le voit dans la machine installée par Juncker dans une minière, pour élever 30 litres d'eau par seconde à 230 mètres, en utilisant une force motrice hydraulique correspondant à 175 litres par seconde sous une chute de 60 mètres.

(1) Dans l'installation de Illsang, on a les données suivantes :

Diamètre du piston = 0 m. 720 ;

Course du piston = 1 m. 05 ;

Nombre de coups par minute = 2,15 ;

$$\text{Vitesse} = \frac{2 \times 2,15 \times 1,05}{60} = 0 \text{ m. } 075 ;$$

Eau { dans la course ascendante = 0 m. c. 428 } totale : 0 m. c. 500 ;  
 dépensée { — descendante = 0 m. c. 072 }

$$\text{Volume d'eau motrice par seconde} = \frac{0,500 \times 2,15}{60} = 0 \text{ m. c. } 018 ;$$

Hauteur de chute, 116 m. ;

$$\text{Travail moteur dépensé} = \frac{18 \times 116}{75} = 27,84 \text{ chev. ;}$$

Diamètre du piston de la pompe = 0 m. 285 ;

Volume d'eau refoulé par seconde :

$$\frac{\pi \times (0,285)^2}{4} \times 1,05 \times \frac{2,15}{60} = 0 \text{ m. c. } 0024.$$

L'eau étant salée, on a un poids élevé de kg.  $2,4 \times 1,2 = 2,88$  et, pour 378 mètres d'élévation, un travail utile de :

$$\frac{2,88 \times 378}{75} = 14,52 \text{ chev.}$$

La valeur du rendement sera donc :

$$\frac{14,52}{27,84} = 0,52.$$

Cette machine (fig. 174) se compose : du piston moteur M, glissant dans un cylindre vertical en commu-

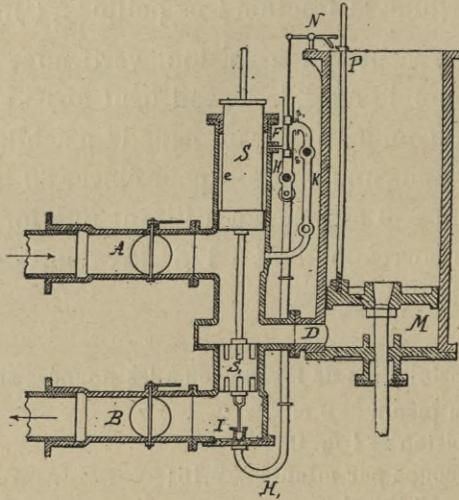


Fig. 174.

nication, à l'aide du tuyau D, tantôt avec la conduite d'amenée de l'eau A, tantôt avec le tube d'échappement B ; du distributeur à cylindre vertical et pistons S et S<sub>1</sub> réunis à la même tige, S étant formé de deux parties de diamètres différents.

Lorsque l'espace annulaire *e* communique avec l'amont, le système des pistons S, S<sub>1</sub> s'abaisse sous l'action du poids, tandis que, sous l'influence de la différence des pressions, le même système s'élève quand l'espace *e* est ouvert à l'échappement.

Dans le premier cas, l'eau sous pression entrera dans le cylindre et fera monter le piston M ; mais à la fin de la course, l'échappement de l'eau en *e* et le soulèvement de S<sub>1</sub> au-dessus de D se produisant, l'eau du cylindre se déchargera par B.

Un système de petits pistons  $s$  et  $s_1$ , dont le déplacement se fait par des taquets agissant sur le balancier  $N$  avec les petits tuyaux  $K$  et  $H_1$ , règle l'admission et l'échappement de l'eau dans le distributeur.

Pour éviter les coups de bélier, le piston  $S_1$  est pourvu de biseaux à sa surface, l'ouverture ou la fermeture de  $D$  se faisant ainsi graduellement. La tige de  $S_1$  plonge dans un godet  $I$  rempli d'eau.

Pour que la montée et la descente durent le même temps, il faut que les pressions résultantes soient égales.

Mais, si l'on désigne par :

$H$  la pression d'amont ;

$h$  la contre-pression d'aval ;

$P$  le poids des deux pistons  $S$  et  $S_1$  ;

$\Omega$  la section supérieure de  $S$  ;

$\Omega'$  la section inférieure de  $S$  ;

$\Omega_1$  la section de  $S_1$  ;

$F$  la somme des frottements ;

pour les résultantes des pressions on a, à la montée du distributeur :

$$R = \varpi[h\Omega_1 + H\Omega' - H\Omega_1 - h(\Omega' - \Omega)] - P - F \quad (160)$$

et à sa descente :

$$R' = P + \varpi[H(\Omega' - \Omega) + H\Omega_1 - H\Omega' - h\Omega_1] - F \quad (161)$$

Faisant  $R = R'$ , on déduira :

$$\Omega' = 2\Omega_1 - \frac{\Omega(H+h)}{H-h} + \frac{2P}{\varpi(H-h)}. \quad (162)$$

Si  $h$  est négligeable devant  $H$  et si on néglige encore le dernier terme, d'ordinaire très petit, on obtient :

$$\Omega' = 2\Omega_1 - \Omega. \quad (163)$$

Une machine à colonne d'eau verticale à double effet plus récente est celle qui a été brevetée par M. Weatherhead, de Cleveland, en 1899 : dans le même appareil se trouvent le récepteur et la pompe, qui occupe la partie supérieure. La distribution se fait par trois soupapes placées au-dessous du cylindre moteur.

**Récepteurs-élévateurs d'eau à cylindre horizontal.** — Il y a plusieurs installations de machines à colonne d'eau et à cylindre horizontal, appliquées directement à l'élévation de l'eau.

Dans une galerie de la saline de Saint-Nicolas-Varangeville, M. Pfetsch a construit une machine de ce genre, formée d'un cylindre horizontal à double effet avec un piston dont la tige était directement reliée au piston de la pompe.

Dans la houillère du Creusot a été installée pour l'élévation de l'eau une machine de *Roux*, horizontale et à double effet, dont le piston moteur, à ses deux extrémités, porte deux pistons plongeurs, lesquels, dans le mouvement alternatif, refoulent l'eau.

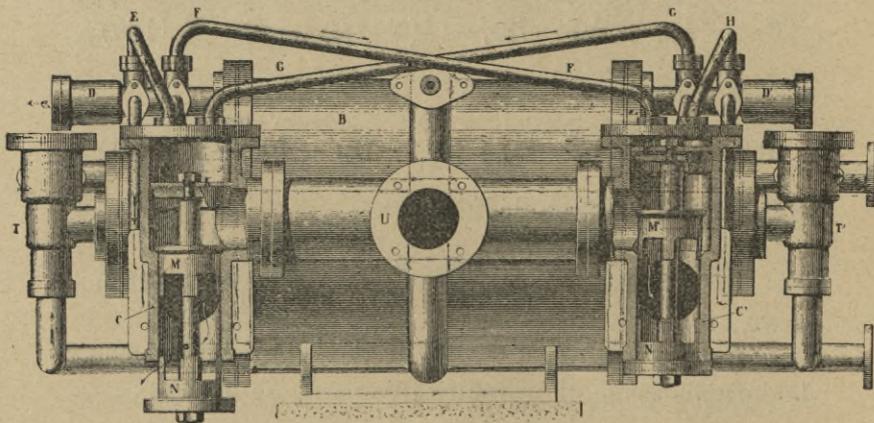


Fig. 175.

Des pompes à colonne d'eau ont été aussi installées, d'après le système Hathorn, Davey et Cie.

Un type de récepteur-élevateur horizontal qui, dans certaines circonstances, peut être avantageux est l'*hydro-élevateur*, système Durozoi, qu'on voit représenté dans les figures 175 (coupe par le distributeur) et 176 (coupe par les cylindres) et qui est construit par la maison N. F.

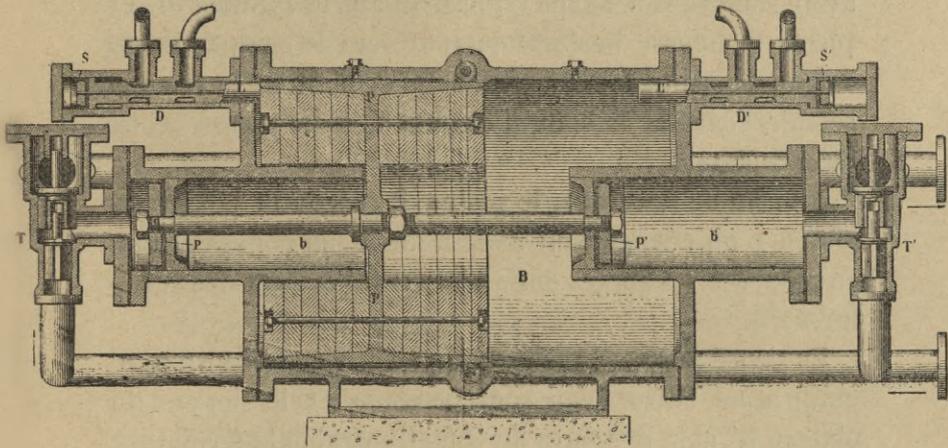


Fig. 176.

Durozoi, de Vincennes (Seine).

Cette machine se compose :

d'un gros cylindre horizontal B, dans lequel glisse le piston moteur P ;

de deux cylindres *b* et *b'*, avec les pistons éleveurs *p* et *p'* reliés par une même tige au piston P ;

de deux organes de distribution C et C' (dits aussi servo-moteurs), munis chacun de deux clapets M et N, fonctionnant à rodage dans leur boîte et dont le supérieur M (à siège conique) sert à l'admission de l'eau motrice, et l'inférieur N (à siège plat) à l'échappement.

Les deux pistons éleveurs *p*, *p'* peuvent être plongeurs ou formés de plateaux recevant un cuir ou caout-

chouc embouti, glissant à frottement doux dans les cylindres alésés.

Pour le changement de marche, il y a deux boîtes en bronze, chacune portant quatre tubulures et un petit piston creux L, terminé à un plateau recevant un cuir embouti S.

Venant par le tuyau d'amenée U, l'eau motrice, après avoir soulevé la soupape C', passe dans le cylindre B. Le piston P, poussé horizontalement vers le compartiment de gauche, entraîne les pistons  $p$  et  $p'$ , dont le premier refoule l'eau par la boîte à clapets T et le second aspire l'eau à élever.

A la fin de la course, le piston P rencontre la tige du piston L du changement de marche D, la chasse et met en présence les gorges annulaires et les orifices des tubulures.

En conséquence, à l'aide du tuyau F, s'établit une communication entre l'eau sous pression et le dessus du plateau K', et la descente du clapet entraîne la fermeture de l'introduction de l'eau motrice dans le compartiment de droite du cylindre B et l'ouverture de l'échappement en N'. Au même instant, s'établit un échappement libre par le tuyau E dans la partie supérieure de la boîte à clapets C et, par la montée des clapets M et N, s'ouvre en M l'introduction de l'eau motrice dans le compartiment de gauche du cylindre B, en même temps que se ferme l'évacuation en N.

Le piston L, dès que le piston P avance, reprend sa position primitive en vertu de la pression exercée sur son extrémité S, portant un embouti de surface différente.

§ 44. — APPAREILS HYDRAULIQUES DIVERS BASES SUR  
L'APPLICATION DES RÉCEPTEURS-OPÉRATEURS A PISTON.

**Généralités.** — L'application des machines à colonne d'eau, depuis l'introduction des accumulateurs, comme nous l'avons fait observer dans le § 12, a pris un très grand développement, et les différents appareils qu'on a construits dans ce but prennent des noms spéciaux, selon le genre de travail utile qu'ils doivent accomplir.

Si le récepteur est appliqué à l'élévation verticale des poids, on l'appelle *ascenseur*, quand il est employé au transport vertical des personnes, et *monte-charges* dans les autres cas.

Lorsque le déplacement du poids doit se faire aussi dans le sens horizontal, on emploie les *grues*.

Pour exercer des pressions très fortes, il y a la *presse hydraulique*, laquelle, inventée par Pascal en 1650, a reçu de nos jours un très grand nombre d'applications ; elle peut arriver à des pressions très fortes à l'aide de garnitures étanches. On construit des presses pour l'apprêt du papier et des étoffes, des presses à plateaux superposés pour huilerie, etc.

Sur le même principe des presses hydrauliques sont basés les *crics hydrauliques*, les *machines d'épreuve pour la résistance des matériaux*.

Dans la fabrication des métaux, la presse hydraulique est employée à : cingler le fer après puddlage ; comprimer les métaux en fusion ; forger ; emboutir ou étirer à chaud ou à froid ; cisailier ; poinçonner ; river, etc.

On fabrique aussi à la presse hydraulique des tampons de wagons, des crémaillères, des roues de wagons, etc.

En raison des limites données à cet ouvrage, il sera suffisant de dire ici quelques mots seulement sur les dispositifs principaux de ces nombreuses applications des récepteurs-hydrauliques à piston.

**Elévateurs hydrauliques.** — Les récepteurs-élévateurs appliqués au transport vertical de personnes ou de fardeaux, peuvent être à *action directe* ou à *action indirecte*.

D'ordinaire, un des premiers est composé : d'un cylindre vertical ; d'un piston plongeur, glissant dans ce cylindre et dont la course est égale à la hauteur d'élévation ; d'une cage ou cabine, placée sur l'extrémité supérieure du piston moteur et guidée par des fers cornières ou des colonnes creuses en fonte ; d'un appareil de distribution de l'eau sous pression ; de contrepoids destinés, à l'aide de chaînes, à équilibrer une fraction des poids morts du piston et de la cabine.

Dans les élévateurs à action indirecte, le soulèvement s'exerce à l'aide d'un système spécial de poulies et palans, de façon que le cylindre moteur ait une longueur inférieure à la hauteur d'élévation.

Les dispositions adoptées en pratique sont très variées, et nous donnerons l'idée de quelques-unes des principales.

Dans la figure 177, on voit le croquis d'un élévateur à action directe : *c* est le cylindre en fonte enfoncé dans le sol ; *T* le piston moteur ; *E* la cage avec des coulisseaux servant à la guider le long de quatre colonnes creuses en bronze ; *p, p* les poulies de renvoi sur lesquelles passent les chaînes en fer portant les contrepoids.

L'admission de l'eau motrice au-dessous du piston est réglée par un robinet placé sur le tuyau d'aménée, et

avec un autre robinet on règle l'échappement.

La distribution peut aussi se régler avec un robinet à trois voies, comme dans l'ascenseur de M. Edoux, dans lequel la cabine, à l'aide d'une tringle verticale, ferme elle-même l'arrivée et l'échappement de l'eau à des hauteurs déterminées.

Avec les variations des chaînes sur les poulies on cherche à compenser les variations des résultantes verticales des pressions qui s'exercent sur le piston plongeur, conformément au principe d'Archimède.

Pour la manœuvre de l'ascenseur, on peut employer une corde passant sur une poulie de renvoi et liée, en bas, aux extrémités d'un levier qui commande l'admission et l'échappement.

Des dispositions spéciales sont aussi appliquées pour prévenir les accidents : aux deux extrémités de la course il y a des arrêts automatiques ; des freins règlent la vitesse ou arrêtent le système en cas d'accident à l'appareil.

Un des freins les plus puissants est le *frein hydraulique*, dans lequel un petit piston, actionné par la même force à laquelle le frein doit s'opposer, agit sur un liquide, contenu dans un cylindre et devant rencontrer une grande résistance pour sortir de celui-ci par un orifice de très petites dimensions.

Une autre disposition d'élévateur à action directe est réalisée dans l'*ascenseur Heurtebise* (fig. 178). Le piston A, portant sur sa tête la cabine, est creux et muni inférieu-

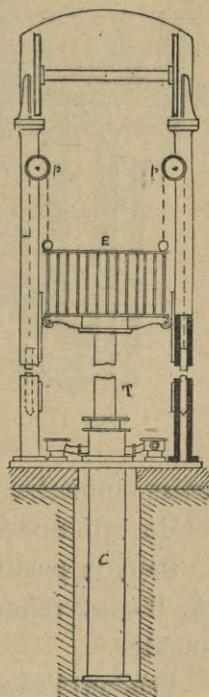


Fig. 177.

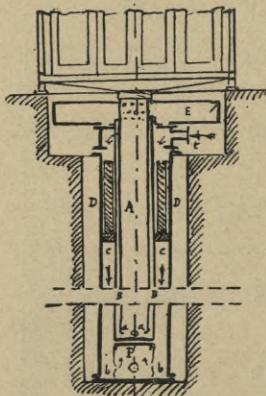


Fig. 178.

rement d'un plateau P, garni d'un cuir embouti; ce piston se meut dans un cylindre BB, présentant à sa base des orifices *bb*; un cylindre *cc* enveloppe le précédent et reçoit l'eau sous pression par la tubulure *t*.

Des orifices *aa* établissent une communication entre les capacités A, B et la cuvette supérieure E.

Le contrepoids annulaire D, dont la partie supérieure est munie de cuirs emboutis, équilibre en partie les poids de la cabine et du cylindre A et forme le vrai piston moteur.

Dans la position de la figure, toutes les capacités *c*, A, B sont remplies d'eau, et l'ascenseur commence à monter.

Pendant l'ascension, l'eau chargée par le piston P dans A se déverse dans la cuvette E: si, inversement, le distributeur est mis à la décharge, le contre-poids est obligé de remonter, et l'eau s'échappera par le tuyau *t* à l'aide d'une conduite d'évacuation.

On a proposé, pour diminuer la hauteur du cylindre dans les ascenseurs à action directe, de combiner un système de pistons creux, disposés sur le même axe et pouvant s'élever successivement.

Pour de grandes hauteurs d'élévation, on doit préférer les élévateurs à action indirecte: en adoptant par exemple la disposition indiquée dans la figure 179, on comprend facilement qu'on réduit la course du piston au quart de celle de la cabine.

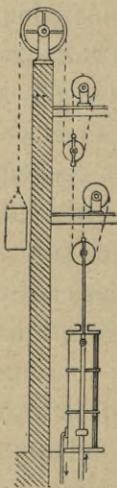


Fig. 179.

Le cylindre moteur peut aussi être horizontal.

Pour donner un exemple d'ascenseur hydraulique à action indirecte perfectionné, nous représentons dans la figure 180 un type d'installation de l'ascenseur système

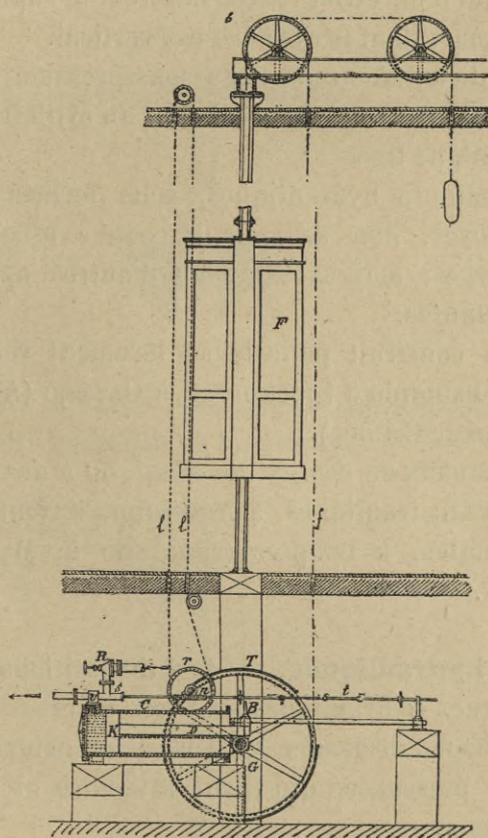


Fig. 180.

Stigler : C est le cylindre moteur ; K le piston avec tige dentée D, qui engrène le rochet G ; *f* la corde de traction ; T le tambour ; *l* la corde de manœuvre, laquelle, à l'aide du rochet *n* et de la tige *t*, règle le tiroir de distribution en S ; R le robinet de prise de l'eau motrice.

La maison américaine Otis construit des ascenseurs dans lesquels le tubage souterrain est supprimé, et le câble, tenant suspendue la cabine, passe sur une grande poulie supérieure et, inférieurement, s'enroule sur un moufle muni d'un étrier relié à l'extrémité supérieure du piston moteur, dont le cylindre est vertical.

Pour la distribution de l'eau sous pression, il y a un tiroir distributeur, mobile aussi dans un cylindre vertical au moyen d'une tige.

Les élévateurs hydrauliques, sous formes diverses, sont employés, non seulement comme ascenseurs et monte-charges, mais aussi pour d'autres applications très importantes.

On en a construit pour le soulèvement vertical des ponts, par exemple à Stockholm, à Oswego (Amérique), à Paris (rue de Crimée).

Sur les canaux de navigation aussi, on a des exemples d'élévateurs hydrauliques, à Anderton, à Neufossé, près les Fontinettes, à Langres (canal de la Marne à la Saône), etc.

**Grues hydrauliques.** — Les dispositions adoptées pour les grues hydrauliques sont très diverses selon leur emploi dans les magasins, les ports, les usines, etc., et selon leur puissance, qui peut atteindre et surpasser 150 tonnes.

Le mouvement dans le sens vertical peut s'obtenir par l'action directe d'un piston dans un cylindre, ou par l'interposition d'un palan, tandis que le mouvement d'orientation s'obtient ou à bras, ou, dans les grandes grues, avec des cylindres à pression hydraulique.

La figure 181 représente un type de grue hydraulique à axe tournant et à action directe, dans laquelle on

effectue le déplacement horizontal dans une direction

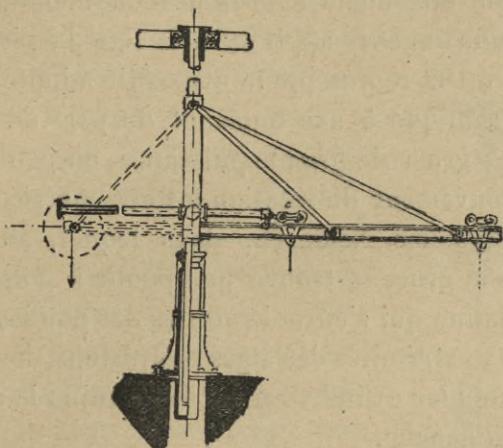


Fig. 181.

déterminée à l'aide d'un chariot transporteur *c*, mû par un cylindre hydraulique horizontal.

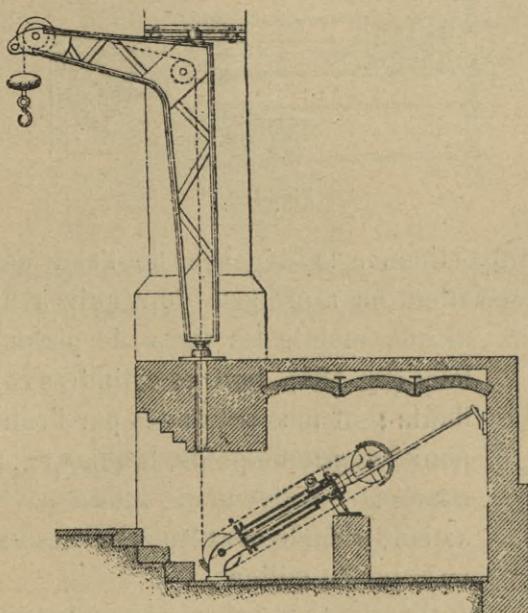


Fig. 182.

Lorsque la grue hydraulique est à palan, le cylindre moteur peut être vertical, horizontal ou incliné, le moufle mobile étant toujours appliqué à la tige du piston.

La figure 182 représente le dispositif adopté pour une grue hydraulique à axe tournant du port de Magonze.

Dans les grues de grande puissance, on peut adopter, pour le mouvement de rotation à force motrice hydraulique, le système Neukirch, dans lequel, au pied de l'arbre de la grue, se trouve une poulie à gorge A, portant la chaîne qui s'enroule autour des poulies B et C, placées aux extrémités des tiges des pistons, dont le mouvement dans les cylindres *a* et *b* détermine la rotation à droite ou à gauche.

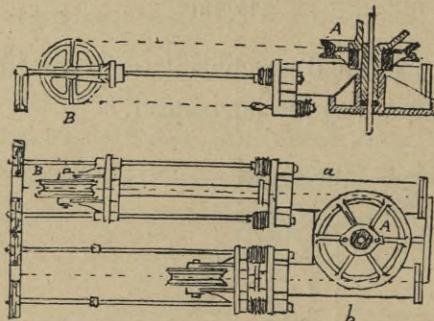


Fig. 183.

Pour proportionner la dépense de l'eau motrice au travail d'élévation, on a proposé de réunir à un même moufle mobile les tiges de pistons parallèles (fig. 184), dont les cylindres correspondants sont tous actionnés par l'eau motrice pour les grands poids, tandis que, pour des charges relativement réduites, on peut actionner seulement les cylindres extérieurs ou celui du milieu.

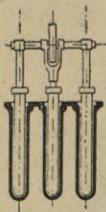


Fig. 184.

On adapte aussi au même but la disposi-

tion de pistons creux de même axe et fermés par des presse-étoupes (fig. 185). Avec un distributeur, on règle l'admission de l'eau de manière que la force motrice vienne agir sur la surface du piston de plus grande section, ou sur les surfaces différentes de deux pistons successifs, ou seulement sur le piston le plus petit.

Pour une grue hydraulique à double puissance, on peut aussi composer le piston de deux parties de diamètres différents, de manière que, lorsque l'eau motrice agit sur les sections de ces deux parties, le travail soit représenté par un terme proportionnel à la différence des carrés des diamètres correspondants.

La figure 186 représente une telle disposition : *a* est le cylindre ; *b* le piston ; *c* le tuyau d'amenée de l'eau

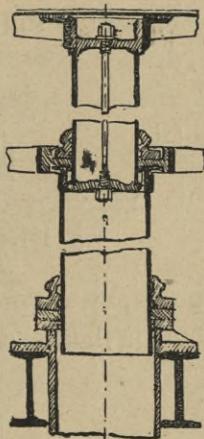


Fig. 185.

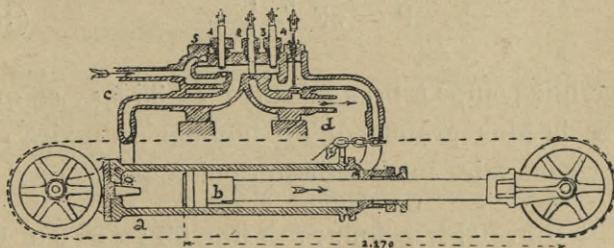


Fig. 186.

motrice ; *d* la conduite d'échappement ; 1, 2, 3, 4 les soupapes de distribution, manœuvrées avec des leviers à contrepoids ; *s* la soupape de sûreté.

**Presse hydraulique.** — On sait qu'une presse

hydraulique peut être considérée comme formée de quatre couples d'éléments cinématiques et de quatre *organes*, c'est-à-dire des deux cylindres, du récipient et du liquide.

Si A et B sont les deux pistons glissant dans les deux cylindres de diamètres D et d

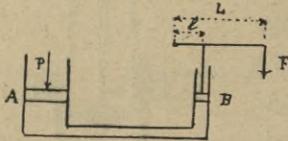


Fig. 187.

(fig. 187), en raison de l'incompressibilité du liquide (eau ou glycérine) contenu entre les pistons mêmes, et, si l'on ne tient pas compte des frotte-

ments, le rapport des forces P et F, appliquées comme dans la figure, sera égal à :

$$\frac{P}{F} = \frac{\frac{1}{4} \pi D^2 L}{\frac{1}{4} \pi d^2 l} = \frac{D^2}{d^2} \frac{L}{l}. \quad (164)$$

Si  $\eta$  est le rendement de la machine, on doit prendre :

$$P = \eta F \frac{L}{l} \frac{D^2}{d^2}. \quad (165)$$

Avec une pompe à bras faisant  $F = 35$  kg., ce qui est la force la plus grande qu'un homme ordinaire puisse exercer sans faire intervenir son poids, pour :

$$D = 0 \text{ m. } 30; L = 1 \text{ m.}; l = 0 \text{ m. } 03; d = 0 \text{ m. } 02,$$

on aura :

$$P = \eta \times 262.500 \text{ kg.}$$

où :

$$\eta = \text{de } 0,80 \text{ à } 0,85.$$

Lorsque la presse est verticale, à la rigueur il faudrait retrancher le poids du gros piston, celui de la

plate-forme et celui de la matière soumise à l'action de compression.

La pompe d'injection doit présenter des conditions spéciales de solidité et d'ajustage.

La figure 188 représente la coupe verticale d'un type de pompe pour presse hydraulique mue à bras d'homme : A est la bêche en fonte qui contient le liquide à injecter et soutient sur son couvercle le corps de pompe en bronze ; F est le piston plongeur relié, par une bielle H, à un balancier oscillant ; *h* est la soupape de sûreté. Le corps de pompe a une soupape d'aspiration et une autre de refoulement ; contre le piston sont appliqués deux cuirs emboutis séparés par une rondelle en bronze et serrés par un cercle vissé.

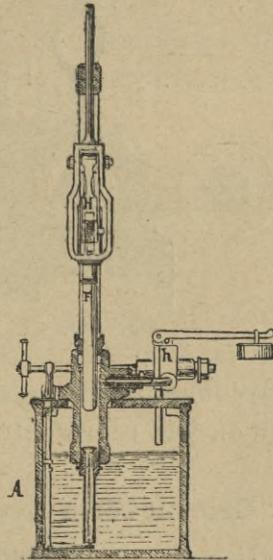


Fig. 188.

D'ordinaire on emploie pour la même presse différentes pompes d'injection, et on manœuvre en premier lieu la pompe de diamètre plus grand et successivement celles de diamètres plus petits, au fur et à mesure qu'augmente le travail de la compression.

On peut aussi commencer par actionner toutes les pompes et ensuite fermer la pompe de plus grand diamètre.

Dans les usines où il y a plusieurs presses hydrauliques et un seul groupe de pompes d'injection, il faut interposer des accumulateurs qui fonctionnent comme de véritables régulateurs du travail (§ 12).

Pour obtenir des pressions très élevées, on peut substituer à la pompe l'action d'une vis à pas fin, qui pénètre dans le liquide sous le piston en déplaçant un volume d'eau par lequel se détermine l'accroissement de pression. L'écrou sert lui-même déjà en partie de presse-étoupe.

Les pompes d'injection et les clapets peuvent aussi être remplacés par une corde à boyau qui, à l'aide d'un mouvement circulaire, en pénétrant dans l'intérieur du corps de pompe, s'enroule autour d'un tambour. Le volume d'eau ainsi déplacé détermine l'accroissement de pression.

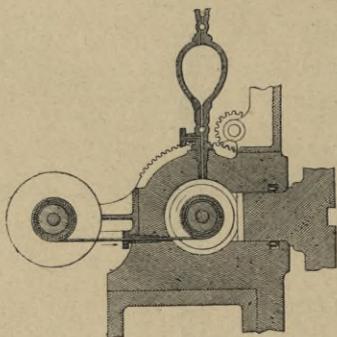


Fig. 189.

C'est vers 1865 que MM. Desgoff et Ollivier inventèrent cette presse, qu'on appelle *sterhydraulique* et qu'on voit représentée par la figure 189.

**Cric ou vérin hydraulique.** — Avec cet appareil de levage on effectue les petites élévations des plus grands poids, en faisant usage d'un dispositif analogue à celui de la presse hydraulique.

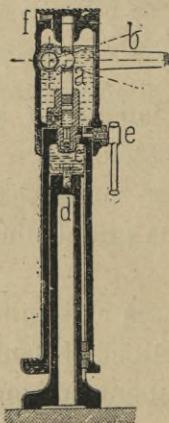


Fig. 190.

Dans le cric hydraulique du type Robertson, on fait le piston fixe et le cylindre mobile, avec la disposition indiquée par la figure 190.

Le grand piston *d* est d'une seule pièce avec la patte du cric, tandis que la tête forme réservoir ; l'eau est refoulée à l'aide du petit piston *a*, manœuvré par

la manette *b* dans le corps de pompe *c*. Pour la manœuvre, on doit desserrer un peu la vis *f*, en vue de l'admission de l'air, et, pour la descente du vérin, on desserrera la vis *e*, qui permet à l'eau de remonter de *c* au réservoir supérieur.

Pour le calcul de l'effort moteur *P*, on peut appliquer la même formule que nous avons donnée pour la presse hydraulique, faisant  $\eta$  à peu près égal à 0,55.

Avec des appareils analogues, de forme basse et de très petite course, on peut atteindre une puissance de 200 tonnes.

**Cabestan hydraulique.** — Un autre appareil, qu'on voit employé dans les gares et sur les quais pour la manœuvre des wagons et le déplacement des grues, est le cabestan hydraulique, dont les figures 191 et 192 représentent le type à mouvement direct, système Brotherhood.

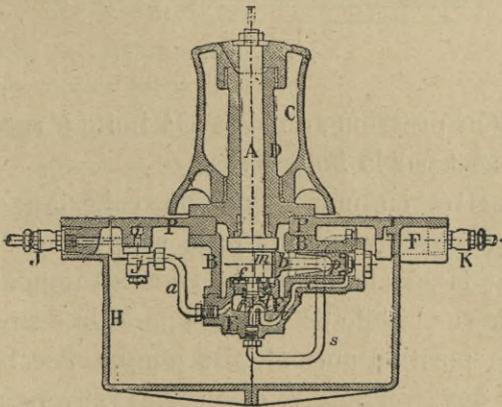


Fig. 191.

L'arbre *A* est réuni à la cloche *C*, et le tout tourne sur une douille en fonte *D* par des portées en bronze. Au-

dessous de la plaque de fondation P, il y a trois cylindres réunis à une seule pièce B et à  $120^\circ$  les uns des autres ; ils portent trois pistons à douille *p*, à simple effet, et qui attaquent, à l'aide de bielles *b*, des mannetons *m* fixés à l'arbre A.

La distribution aux trois cylindres est faite par un tiroir tournant à coquille, l'échappement se faisant par *s*.

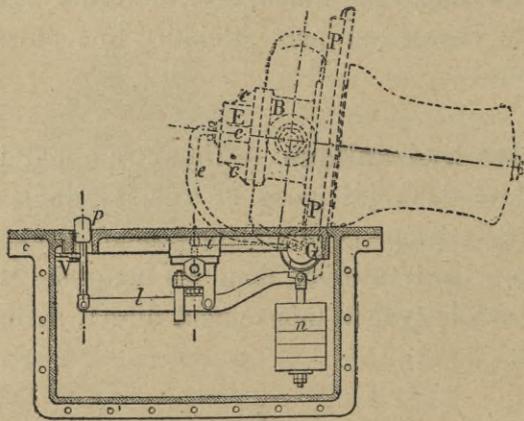


Fig. 192.

L'eau sous pression arrive par la boîte à raccord tournant J et sort par la boîte K.

Pour mettre en mouvement le cabestan, il faut, à l'aide d'une pédale *p*, ouvrir la soupape *j*. Dès qu'on abandonne la pédale, un contrepois *n* ramène le levier, qui appuie sur la tête de la soupape et la ferme.

Dans la position normale, la plaque P est tenue en place par deux verrous V, et on peut renverser le cabestan pour le visiter, la plaque P pouvant basculer autour d'un axe F au moyen de deux pivots G.

Des cabestans très puissants sont aussi construits avec des transmissions par engrenage.

## CHAPITRE XIII

### BÉLIERS ET ÉJECTEURS HYDRAULIQUES

#### § 45. — THÉORIE DU BÉLIER HYDRAULIQUE

**Description et fonctionnement.** — On sait que, lorsqu'on produit dans un courant d'eau une brusque diminution de vitesse, on a un *coup de bélier*, c'est-à-dire une brusque augmentation de pression.

Avec le bélier hydraulique on profite de la force motrice d'une chute d'eau pour produire des coups de bélier successifs et réaliser la pression nécessaire pour élever à une certaine hauteur une partie de l'eau débitée.

La première idée du bélier est due à l'horloger anglais Whitehurst, qui installa en 1772, à Oulton, un appareil formé de trois petits réservoirs A, B, C disposés comme dans la figure 193.

On comprend que, par la manœuvre rapide du robinet

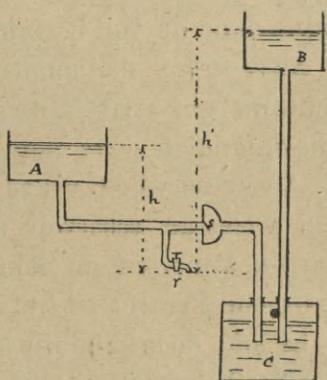


Fig. 193.

d'échappement  $r$ , la soupape  $s$  s'ouvre et se ferme en conséquence des coups de bélier, de son poids et de la différence de pression  $h' - h$ . L'eau, passée de A à C, par l'augmentation de pression, sera refoulée de C dans le réservoir B.

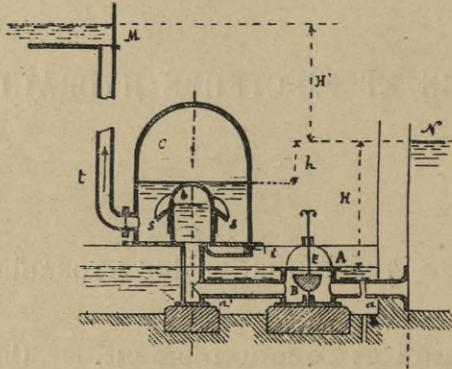


Fig. 194.

En 1796, Montgolfier, pour utiliser pratiquement cet appareil, construisit le bélier à fonctionnement automatique dont on voit la coupe dans la figure 194.

Au réservoir d'alimentation N est appliquée une conduite  $aa'$ , qui arrive à un petit réservoir en forme de cloche  $b$ , muni de deux clapets  $s,s$  et placé dans l'enveloppe C. A ce réservoir C est adapté le tuyau de refoulement  $t$ , qui arrive au réservoir d'élévation M : un petit reniflard  $i$ , s'ouvrant de dehors en dedans, permet à l'air extérieur d'entrer en  $b$  et en C.

Le long de la conduite  $aa'$  est placé un cylindre A, avec l'orifice E (au niveau d'aval) et la soupape B, de grande dimension et à mouvement limité par un talon inférieur. Un robinet (non figuré sur la figure), placé entre A et  $a$ , permet la mise en marche et l'arrêt.

Evidemment, lorsqu'on ouvrira ce robinet, l'eau

motrice sortira de l'orifice E, avec la vitesse théorique  $\sqrt{2gH}$  ; mais, par la force d'entraînement du courant ainsi produit, la soupape B s'élèvera s'appliquant sur son siège. A l'instant de la fermeture de l'orifice E, on a un coup de bélier dans la conduite  $aa'$  et l'ouverture des clapets  $s,s$  avec injection d'eau dans la cloche C et dans la conduite de refoulement  $t$ .

Puis, par un phénomène de contre-oscillation de toute la masse liquide, les clapets  $s,s$  se referment, le reniflard  $i$  s'ouvre, faisant pénétrer l'air dans  $b$ , et la soupape B, sous l'action de son poids, retombe démasquant l'orifice E.

L'air du réservoir  $b$  a pour rôle de diminuer le choc de l'eau contre les clapets  $s,s$  et de produire l'oscillation de  $b$  vers  $a$ , depuis le coup de bélier.

La cloche C agit comme un réservoir d'air et régularise le mouvement de l'eau dans la conduite ascendante.

**Formules fondamentales.** — M. Vigreux, dans son *Traité d'hydraulique appliquée*, établit deux hypothèses : dans la première, il assimile la soupape B à une plaque mince interposée dans un courant cylindrique et perpendiculaire à la direction de ce courant, tandis que, dans la deuxième, il compare l'ouverture entre la soupape B et son siège à un ajutage cylindrique.

Suivant la première hypothèse, la pression résultante exercée sur la soupape B, dirigée de bas en haut, sera proportionnelle à la hauteur correspondant à la vitesse du courant, et, en supposant constante la force accélératrice, on pourra déduire des équations du mouvement l'expression du volume Q d'eau dépensé et du travail correspondant.

Le débit  $q$  de l'eau refoulée se déduit par l'applica-

tion du principe des forces vives, d'après laquelle l'énergie cinétique de la masse d'eau contenue dans le corps du béliier est égale au travail nécessaire pour élever le volume  $q$  d'eau à la hauteur  $H' + h + \zeta$ ,  $\zeta$  étant la perte de charge due au frottement dans la conduite  $t$  de refoulement.

Soient :  $A$  = aire de la face supérieure de la soupape ;  $P$  = son poids ;  $e$  = sa course ;  $\Omega$  = aire de la section horizontale de la chambre  $A$  ;  $V$  = vitesse maxima de l'eau dans le corps du béliier ;  $t'$  = temps nécessaire pour que la masse d'eau entre  $a$  et  $A$  acquière cette vitesse  $V$  en partant du repos ;  $d$  = diamètre et  $L$  = longueur du corps du béliier.

En vertu du principe énoncé, on devra écrire l'équation :

$$\frac{\varpi}{g} \frac{\pi d^2}{4} L \frac{V^2}{2} = \varpi q (H' + h + \zeta),$$

d'où, pour le volume d'eau refoulé à chaque coup du béliier, on déduit :

$$q = \frac{\pi d^2 L V^2}{8g (H' + h + \zeta)}. \quad (166)$$

L'expression du volume  $Q$  de l'eau dépensée, que Vigreux déduit des équations du mouvement, est la suivante :

$$Q = \Omega \left( \frac{t'}{2} \sqrt{\frac{2gP}{\varpi AK}} + e \right), \quad (167)$$

où  $K$  est le coefficient d'impulsion du courant contre la soupape et  $a$ , d'après la théorie de Poncelet, la forme :

$$K = \frac{\Omega}{A} \left[ \frac{\frac{\Omega}{A}}{\left( m \frac{\Omega}{A} - 1 \right)} - 1 \right]^2. \quad (168)$$

Le coefficient de contraction  $m$  est généralement pris égal à 0,85.

La hauteur  $h$ , au point de vue du travail effectivement utile, ne compte pas, et pour le rendement effectif on devra prendre le rapport :

$$\eta = \frac{\omega q (H' + \zeta)}{\omega QH} = \frac{\pi d^2 V t'}{8\Omega \left( \frac{t'}{2} \sqrt{\frac{2gP}{\omega AK}} + e \right)} \cdot \frac{H' + \zeta}{H' + h + \zeta} \quad (169)$$

où, en vertu de l'équation du mouvement supposé uniformément accéléré, on a fait :

$$\frac{V}{H} = \frac{g t'}{L}.$$

Dans la deuxième hypothèse, M. Vigreux suppose que la soupape à lanterne B (fig. 195) a une largeur de siège  $l$  au moins égale au double de la course  $e$ , pour avoir l'effet de l'ajutage cylindrique.

En ce cas, la perte de charge due à l'ajutage est  $\frac{1}{3} H$ , et la vitesse moyenne théorique de sortie de l'eau sera :

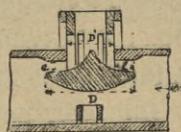


Fig. 195.

$$V = \sqrt{2g \left( H - \frac{1}{3} H \right)} = \frac{2}{3} \sqrt{3gH}. \quad (170)$$

Pour la résultante des pressions exercées sur les faces de la soupape, on a l'expression :

$$\frac{\omega \pi (D^2 - D'^2)}{4} \times \frac{3}{4} H,$$

où  $D$  et  $D'$  sont les diamètres de la soupape et de l'orifice.

Avec une méthode analogue à celle qui a été indiquée

dans la première hypothèse, on aura pour le rendement :

$$\eta = \frac{8\pi L e^2 (D - 4e)^2}{3d^2 Q} \cdot \frac{H' + \zeta}{H' + h + \zeta} \quad (171)$$

Enfin, le même auteur, par l'application de la loi de Mariotte aux deux périodes dans lesquelles l'eau entre dans la chambre à air C et est ensuite refoulée, arrive pour le volume  $\Theta$  de cette chambre à l'expression :

$$\Theta = \frac{1}{4} \pi D^2 L \frac{2H\mu}{3 \left(1 + \frac{t'}{t}\right) (H' + h + \zeta)}, \quad (172)$$

où :  $\frac{1}{\mu}$  est la fraction de la valeur moyenne de la pression de l'air correspondant à la différence entre les valeurs extrêmes des pressions de l'air ;  $t'$  le temps (très court) dans lequel le volume  $q$  d'eau entre dans la chambre ;  $t$  le temps dans lequel le même volume d'eau est refoulé dans la conduite ascensionnelle.

On voit, par la précédente expression de  $\Theta$ , que le volume d'air du réservoir est une fonction directe du volume du corps du béliet et de la hauteur de chute, et une fonction inverse de la hauteur à laquelle l'eau est élevée.

Pour toute autre indication théorique, nous renvoyons au *Traité d'Hydraulique appliquée* de Vigreux (1).

(1) Pour la théorie du béliet en rapport avec la disposition du béliet Montgolfier (fig. 194) et en négligeant les frottements et les pertes de charge dues aux variations de diamètre des conduites, on peut voir aussi le traité *Les Pompes*, de M. R. Masse (Paris, 1903).

Avec cette disposition, si on suppose l'appareil amorcé, la période comprise entre deux applications successives de la soupape B sur son siège E comprendra : la phase utile (E fermé) et la phase inutilisée (E ouvert).

Dans la première phase,  $V$  étant la vitesse du liquide à l'instant  $t$

**Données pratiques.** — Au point de vue des applications pratiques, nous croyons utile d'ajouter ici les règles empiriques suivantes, obtenues par l'étude des données expérimentales.

Soient :  $Q$  le débit dépensé par minute ;  $q'$  le débit

où la soupape s'applique sur son siège et l'eau pénètre dans C ;  $l$  la longueur du corps du bélier  $a'$  ; à cet instant la masse par unité de surface liquide en mouvement sera  $\frac{l}{g}$  et on aura :

$$\frac{l}{g} dV = H dt. \quad (\alpha)$$

Dans la phase inutilisée,  $V$  continuant à décroître,  $E$  s'ouvre, et aussitôt, sous l'action de la charge  $H'$ , les clapets  $s, s$  se ferment et en  $a'$  la vitesse tombe à zéro. Dans le corps  $a$ , sous l'influence de la fermeture de  $s, s$ , la vitesse de l'eau tend à décroître rapidement jusqu'à zéro, mais l'ouverture simultanée de  $E$  permet au liquide de s'écouler et tend à faire croître la vitesse jusqu'à la valeur  $V_0 = \sqrt{2gH}$ .

Ces deux actions contraires ont pour effet de faire passer la vitesse de l'eau dans  $a$  par un minimum, qui sera atteint entre le moment où la soupape  $B$  part de la position de fermeture et celui de son arrivée à la position d'ouverture.

En partant de l'équation  $(\alpha)$  et des formules du mouvement uniformément accéléré, on déterminera l'expression de la vitesse, la durée du refoulement, la durée de l'échappement et le rendement de l'appareil, variant dans le même sens que le rapport de ces deux durées.

Relativement au rendement on démontre que le rendement d'un bélier est d'autant plus grand que la différence entre la hauteur de refoulement et la hauteur de la chute utilisée sera plus faible ; il varie dans le même sens que la surface de la soupape d'échappement et en sens contraire de son poids et de la distance qui sépare les soupapes d'échappement et de refoulement.

Enfin le volume du réservoir  $C$ , qui a pour rôle de régulariser le refoulement de l'eau dans la conduite  $t$ , est calculé d'ordinaire d'après la condition que cette vitesse ne s'écarte de sa valeur moyenne que d'une certaine fraction, vu qu'il est impossible d'obtenir pratiquement que la vitesse de refoulement soit constante.

élevé par minute ;  $D_1$  le diamètre du tuyau du béliier ;  $D'_1$  le diamètre du tuyau de refoulement ;  $L_1$  la longueur du tuyau conducteur ;  $L'_1$  la longueur du tuyau de refoulement ;  $\eta$  le rendement ;  $H$  la hauteur de chute ;  $H'$  la hauteur d'élevation, on a :

$$\left. \begin{aligned} q' &= (Q' + q') \frac{\eta H}{H' + \eta H}, \\ \eta &= 0,258 \sqrt{12,80 - \frac{H'}{H}}, \\ D' &= 2,104 \sqrt{Q'}, \\ D'_1 &= 3,32 \sqrt{q'}, \\ L &= L' \left( 1 + \frac{0,628}{H} \right). \end{aligned} \right\} \quad (173)$$

Dans un béliier, les soupapes à plaques doivent être préférées aux soupapes à clapets; d'autre part, la grandeur de l'orifice de la soupape d'arrêt (placée près du réservoir d'air) et sa course doivent être réglées de telle sorte que le passage offert au liquide soit au moins égal à la section du tuyau conducteur, dans lequel la vitesse doit être comprise entre 0 m. 30 et 0 m. 50.

Le volume de la chambre à air doit être à peu près égal au volume d'eau refoulé par minute.

Le rendement a d'ordinaire une valeur comprise entre 0,50 et 0,70.

Il est bon de tenir compte de ce que les expériences de Montgolfier, Vigreux et Schabaver, concernant le rendement, contredisent la règle donnée par Eytelwein, d'après laquelle le rendement doit diminuer lorsque la valeur du rapport  $\frac{H'}{H}$  diminue.

M. Schabaver a fait aussi un certain nombre d'essais desquels il résulte que le rendement, toutes choses égales d'ailleurs, augmente lorsque la levée des clapets diminue.

De nos jours, les béliers hydrauliques sont employés non seulement pour élever une certaine partie de l'eau motrice, mais aussi comme de vraies pompes d'aspiration et de refoulement (*béliers à deux eaux*), ou comme compresseurs d'air (système *Sommelier*).

Avec le système *Leblanc*, par la réunion de deux béliers on compose un bélier d'épuisement qui fonctionne automatiquement comme une pompe à double effet, dans laquelle les deux pistons sont remplacés par deux colonnes d'eaux.

#### § 46. — TYPES DE BÉLIERS HYDRAULIQUES

**Béliers simples.** — Nous avons déjà observé qu'avec le bélier simple on utilise une chute d'eau pour élever une partie de l'eau débitée.

Pour utiliser les chutes plus faibles et pour le bon fonctionnement de l'appareil au point de vue du rendement, on a apporté diverses modifications au bélier *Montgolfier*, suivant différents types, auxquels on donne les noms des inventeurs.

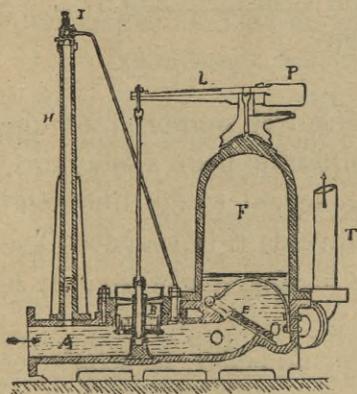


Fig. 196.

Dans le type *Bollée*, représenté par la fig. 196, le reniflard et le réservoir d'air intermédiaire sont remplacés par un dispositif qui constitue une véritable pompe à air, laquelle est formée de la colonne creuse H en fonte, terminée à sa partie supérieure par une cage L, en commu-

minée à sa partie supérieure par une cage L, en commu-

nication avec la partie du corps du béliet au-dessous de la soupape E. Une petite soupape d'arrêt ferme une ouverture pratiquée dans la cage I, réglée par une vis à pointe qui permet l'aspiration de l'air extérieur à l'instant suivant l'aspiration.

La soupape B est à lanterne, en bronze, et percée de fenêtres rectangulaires : pour amortir le choc à la descente, la tige de cette soupape pénètre en bas dans un petit cylindre, en communication avec le corps du béliet, tandis que son poids est équilibré par le balancier et le contrepoids P.

Pour de faibles débits on peut utiliser le type Hett

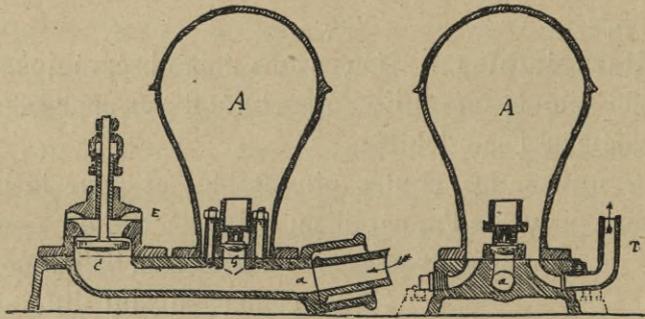


Fig. 197.

(fig. 197), qui a l'avantage d'être très simple. Tant que la vitesse de l'eau n'est pas suffisante pour appliquer le clapet C sur son siège, l'échappement se fait librement en E ; à l'instant de la fermeture de E la soupape G se soulève et l'eau pénètre dans le réservoir d'air A et le tuyau de refoulement T.

Pour augmenter le rendement du béliet, M. Schabaver a adopté des clapets rectangulaires à faible levée, dans le but d'augmenter la vitesse de passage du liquide entre le clapet principal et son siège.

Des modifications très importantes ont été introduites dans les béliers par M. Decœur, qui a rapproché les clapets de refoulement et d'échappement, en leur adjoignant des ressorts, ce qui permet d'avoir des pulsations rapides.

La figure 198 montre une coupe verticale d'un bélier Decœur de dimensions moyennes.

L'eau motrice, amenée par *a*, s'échappe en partie par *c* et est en partie refoulée par *b*. Le clapet *d*, d'évacuation et de retenue, est relié à la tige *t* par les ressorts *n* et *o*, réglables par la vis *m* à palet de fixation *p*. Pour la mise en train du bélier, on doit soulever *t* à l'aide du levier *q*. Il y a deux soupapes de refoulement *e*, à tiges guidées et ressorts. La chambre à air *A* est munie d'une soupape *s* pour l'évacuation de l'air en excès.

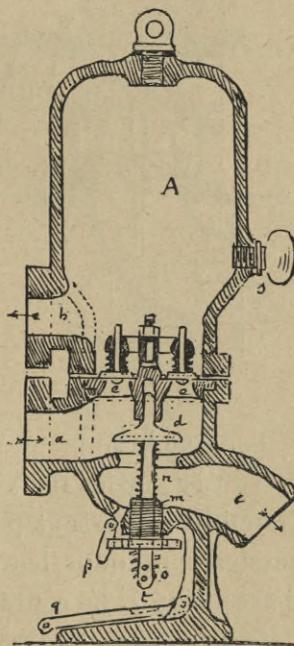


Fig. 198.

Les ingénieurs Audoli et Bertola, de Turin, construisent des béliers hydrauliques avec une disposition très simple destinée à amortir le choc.

La fig. 199, représente la coupe verticale d'un de ces béliers : *V* est la soupape à doubles sièges *RR*, dont la tige porte le disque *D* ; *a a a* sont les clapets de refoulement, formés d'anneaux de caoutchouc appliqués sur des cannelures horizontales du tambour *F* ; *M* et *A* sont deux chambres à air en communication à l'aide de la conduite *N*.

La communication avec l'atmosphère a lieu par la soupape E et des ouvertures pratiquées dans la partie inférieure de la lanterne.

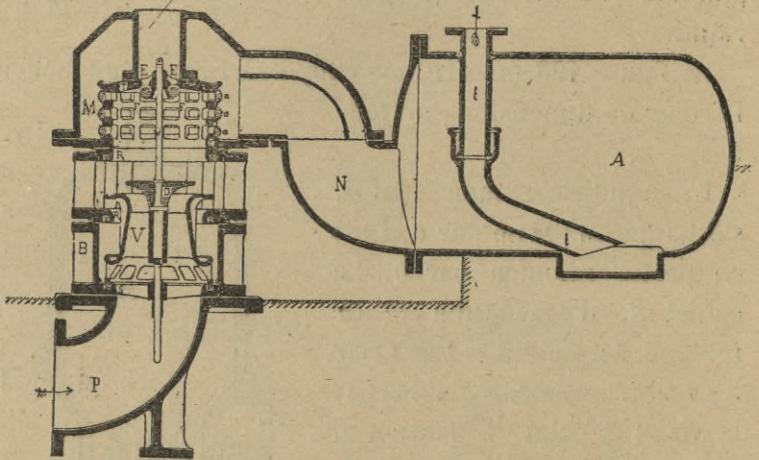


Fig. 199.

Lorsque la soupape V, soulevée par l'eau motrice, vient à reposer sur les deux sièges R R, l'eau contenue dans la chambre F, passant par les orifices *aa*, est refoulée successivement dans les chambres M, A et dans le tuyau d'ascension *t*. La course et le poids de la soupape E sont déterminés de manière qu'une partie de l'air, à chaque coup de bélier, puisse rester dans les chambres F et A.

M. Pearsall a construit, en se basant sur le principe du bélier, de grandes machines destinées soit à élever l'eau, soit à comprimer de l'air. Pour supprimer le choc et augmenter la puissance du bélier, il actionne la soupape principale par un petit moteur annexe.

**Bélier-pompe ou à deux eaux.** — On emploie le bélier-pompe lorsque, au moyen de la force motrice hydraulique d'un cours d'eau bourbeuse ou salée, on doit

élever directement de l'eau potable de source ou d'une autre nature prise à proximité.

Les différents appareils qu'on a imaginés dans ce but comportent généralement l'assemblage d'un bélier simple avec une pompe à diaphragme ou à membrane.

Il y a des dispositifs dans lesquels le diaphragme est évité.

La figure 200 représente la disposition du bélier-pompe à membrane système Durozoi.

Entre le corps du bélier A et la boîte à clapets de la pompe est serrée une membrane de caoutchouc *d*, suffisamment flexible, dont les mouvements alternatifs, en correspondance avec le vide partiel et la compression produits par les coups de béliers, donnent lieu à l'aspiration par *g* et au refoulement par *o* d'une autre eau que l'eau motrice, amenée par A. La soupape d'échappement B est équilibrée par le contrepoids *n*. Pour le reste, ce bélier ne présente rien de particulier. Le rendement de cet appareil est d'environ 0,75.

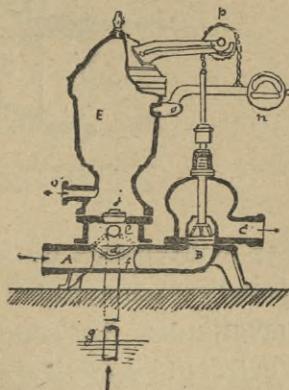


Fig. 200.

Des combinaisons semblables se retrouvent dans les béliers-pompes systèmes Hett, Rife, etc.

La membrane flexible peut avoir la forme d'un cylindre, comme par exemple dans le bélier-pompe construit par les ingénieurs Audoli et Bertola, de Turin (fig. 201).

Pour le tambour T et la soupape motrice V, il n'y a pas de différence avec les organes analogues du bélier simple des mêmes constructeurs (fig. 199).

Le cylindre élastique de caoutchouc *G* est enveloppé d'un cylindre métallique, dans lequel sont placés les orifices de refoulement munis de soupapes à anneaux *c*.

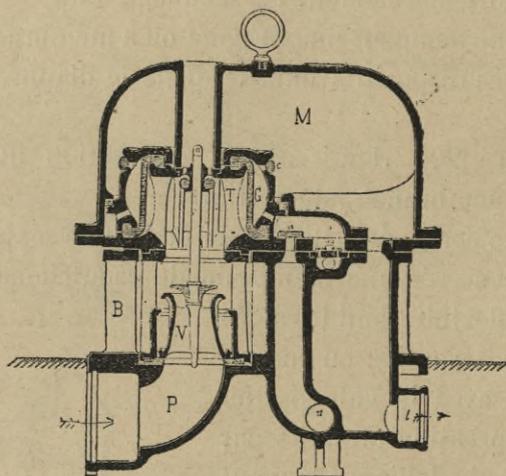


Fig. 201.

Les mouvements de la membrane cylindrique ont lieu dans l'espace annulaire compris entre les deux tambours métalliques. La soupape d'aspiration *a* est placée à l'extrémité supérieure du tuyau d'aspiration *u*, tandis que *m* est une petite soupape d'aspiration d'air. La chambre à air *M* est en communication avec le tuyau de refoulement *t*.

On comprend facilement le fonctionnement de ce bélier à l'aide des vibrations du diaphragme cylindrique à chaque battement du clapet d'échappement *V*.

Un autre système de bélier-pompe, imaginé par M. Durozoi, comporte des pistons différentiels, dont la disposition est indiquée dans la figure 202.

L'eau motrice, arrivée par *A*, s'échappe par *E* tant que sa vitesse est insuffisante pour vaincre l'action du contre-

poids K. A l'instant de la fermeture du clapet E, par la réaction de l'eau le piston B est soulevé, entraînant le piston G, qui lui est lié invariablement.

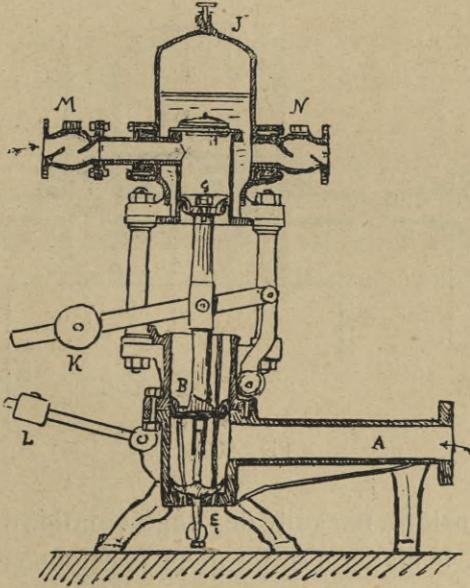


Fig. 202.

Par le soulèvement de la soupape H, le liquide aspiré du côté de la boîte à soupape M passe dans la chambre J et est refoulé, d'une manière continue, à travers l'autre boîte à soupape N, par la pression de l'air contenu dans la chambre J et comprimé à chaque coup de bélier.

Il est facile de comprendre que ce dispositif se prête à des combinaisons assez variées.

Enfin il est utile de remarquer qu'on a proposé aussi un dispositif par lequel le bélier fonctionne comme une pompe aspirante et foulante à double action.

Dans la figure 203, on voit la coupe du bélier Gelly,

qui se distingue par une extrême simplicité et par l'absence de tout levier, ressort et contrepoids. Lorsqu'on ouvre le robinet R, l'écoulement de l'eau se produit et, à

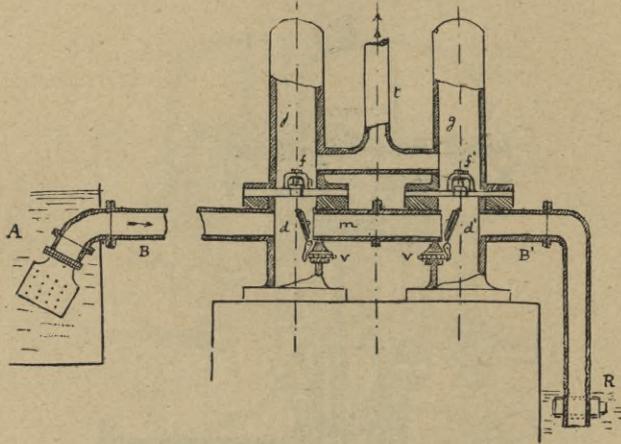


Fig. 203.

un certain instant, par suite de l'augmentation de la vitesse du courant, le clapet *d* se ferme et la colonne d'eau reste divisée en deux parties, dont la première, en B, soulève la soupape *f* et entre dans la cloche *j* et dans le tuyau de refoulement *t*.

Par l'écoulement de l'autre partie se forme le vide en *m*, et la pression atmosphérique, agissant en R, produit un mouvement de recul, par lequel le clapet *d* s'ouvre, le clapet *d'* se ferme, et le refoulement se produit du côté de la chambre *g*.

L'eau élevée au moyen de la chambre *g* peut être dirigée dans le même tuyau de refoulement *t* ou, par une conduite indépendante, être refoulée en tout autre endroit.

## § 47. — ÉJECTEURS HYDRAULIQUES

**Généralités.** — Avec ces appareils on utilise la force motrice d'un jet d'eau pour élever ou refouler l'eau sous pression.

Dans un éjecteur hydraulique on peut distinguer : l'ajutage conique *a* (fig. 204) par lequel arrive l'eau motrice ; l'ajutage *a'* par lequel est prise l'eau qui doit être élevée ; la chambre *b* où s'effectue le mélange des

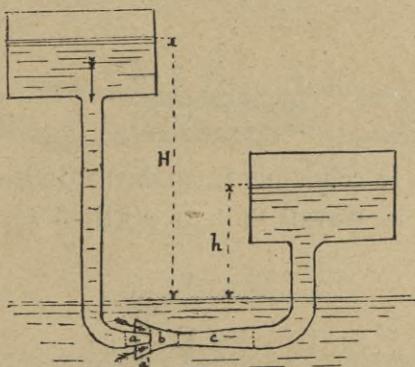


Fig. 204.

deux courants d'eau ; le diffuseur divergent *c* suivi du tube de refoulement.

Dans une première approximation, si on néglige les frottements et si on suppose l'échange des quantités de mouvement, on a la relation :

$$\varpi Qv = \varpi(Q + q)u, \quad (174)$$

où :

*Q* est le débit de la buse *a* ; *q* le volume de l'eau entraî-

née par seconde ;  $v$  la vitesse moyenne à la sortie de  $a$  et  $u$  la vitesse moyenne du mélange des deux veines.

Si on suppose encore que l'eau arrive au réservoir sans vitesse appréciable, la vitesse  $u$  sera déterminée par la condition :

$$\frac{u^2}{2g} = h,$$

tandis qu'on a d'ailleurs à peu près :

$$\frac{v^2}{2g} = H.$$

Par la substitution dans la précédente équation, on déduira :

$$\frac{q}{Q} = \frac{\sqrt{H} - \sqrt{h}}{\sqrt{h}}. \quad (175)$$

Pour avoir le rendement, on devra diviser le travail utile  $\varpi qh$  par le travail moteur  $\varpi Q(H - h)$ , et on aura :

$$\eta = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{H}{h}}}. \quad (176)$$

La hauteur  $H$  est toujours supérieure à  $h$  et la valeur de  $\eta$  sera inférieure à  $\frac{1}{2}$ , valeur limite de  $\eta$  correspondant au minimum du rapport  $\frac{H}{h} = 1$ .

Pour établir une théorie plus rationnelle de l'éjecteur hydraulique, il faut tenir compte de la vitesse d'arrivée du liquide entraîné et écrire, pour chacune des trois parties  $a, b, c$  de l'appareil, les équations du mouvement du courant d'eau.

Ce procédé est suivi par M. Rateau, qui démontre que

le rendement théorique maximum est 0,76. En pratique, on atteint rarement la valeur 0,25 et souvent on descend à 0,10.

**Applications pratiques.** — L'usage des éjecteurs hydrauliques est réservé à des cas très spéciaux, dans lesquels il est avant tout nécessaire d'avoir un appareil d'une grande simplicité de construction et d'installation.

On sait que le plus grand nombre d'applications est réservé aux injecteurs et éjecteurs à vapeur ou à gaz.

Dans la figure 205 on voit le dispositif adopté dans un éjecteur hydraulique construit pour opérer la vidange des égouts.

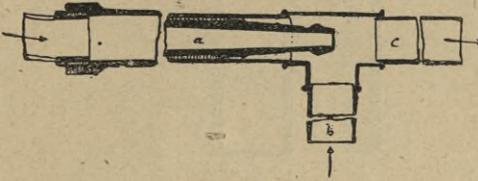


Fig. 205.

Le tube *a* est un bec à incendie ordinaire, fixé solidement dans un tube en fonte *c*, avec branche d'aspiration *b*.

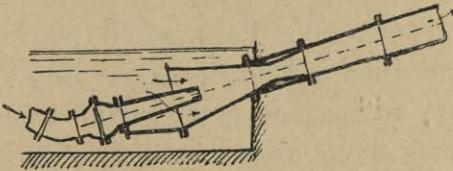


Fig. 206.

Un type d'éjecteur-élevateur d'eau qui a été essayé dans les mines d'or de la société de la Léna est représenté

par la figure 206. Le tube conique, de grandes dimensions, est noyé dans le liquide à élever, et un joint sphérique relie l'appareil à la conduite d'amenée.

Les éjecteurs hydrauliques sont aussi employés dans les villes pour fournir instantanément un grand volume d'eau pour les premiers secours en cas d'incendie.

Les éjecteurs de ce genre s'appellent *fire-hydrants*, et ils furent employés pour la première fois en Angleterre en 1862.

Pour l'application de ces appareils il est nécessaire

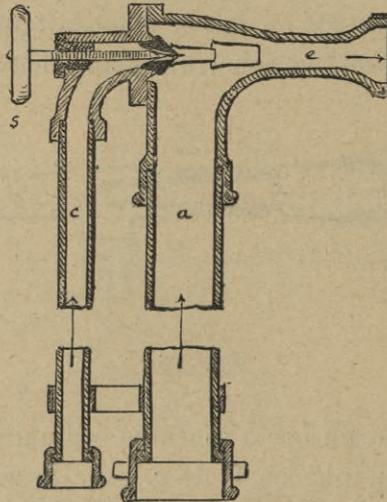


Fig. 207.

d'avoir deux distributions d'eau, afin de pouvoir emprunter à la canalisation à haute pression un jet d'eau qui, agissant dans un éjecteur greffé sur un tuyau à basse pression, puisse élever un gros volume d'eau.

La figure 207 représente la disposition typique d'un *fire-hydrant*, avec volant régulateur *s*, conduite à haute pression *c* et tuyau à basse pression *a*.

Depuis l'apparition de cet appareil on a apporté à la

disposition des différentes parties de nombreuses modifications.

Certaines modifications récentes regardent surtout la commande de la soupape.

Une application de l'éjecteur a été faite par M. Melcher pour draguer ou amener à la surface du sable ou de la vase. Le tuyau d'amenée de l'eau sous pression est partagé pour cela en deux parties : l'une, dirigée vers le bas, délaye la boue et l'autre, dirigée vers le haut, contient l'éjecteur, composé d'une bague conique, dont la petite extrémité débouche près de l'ouverture du tuyau d'aspiration.



## ERRATA

---

- Page 10, ligne 5, *au lieu de* : presison, *lire* : pression.
- 10, ligne 11, *au lieu de* :  $\frac{P_1 - P_0}{\varpi}$ , *lire* :  $\frac{p_1 - p_0}{\varpi}$ .
- 43, dernière ligne, *au lieu de* :  $t_0$  et  $t$ , *lire* :  $t$  et  $t_0$ .
- 55, dernière ligne, *ajouter* : cylindre *devant* mobile.
- 88, ligne 10, *au lieu de* :  $\left(y = \frac{gx^2}{2V_0^2}\right)$ , *lire* :  $\left(y = \frac{gx^2}{2V_0^2}\right)$ .
- 118, ligne 7, *au lieu de* : M le moment, *lire* :  $-M$  le moment.
- 120, ligne 22, *au lieu de* :  $L_m = -M\varepsilon$ , *lire* :  $L_m = M\varepsilon$ .
- 169, ligne 11, *fermer la parenthèse après*  $C_1B_1$ .
- 169, ligne 12, *supprimer la parenthèse après*  $C_1B_1$ .
-

# TABLE DES MATIÈRES

AVANT-PROPOS . . . . .	Pages 1
------------------------	------------

## PREMIÈRE PARTIE

### Généralités sur l'énergie mécanique des courants d'eau et sur les machines hydrauliques

#### CHAPITRE I

##### Relevé de quelques principes et formules fondamentales d'hydraulique

###### § 1. — Régime permanent d'un courant liquide

Définitions . . . . .	5
Equations fondamentales . . . . .	6

###### § 2. — Débit d'un orifice ou d'un déversoir

Orifice . . . . .	11
Déversoir . . . . .	12

###### § 3. — Principales pertes de charge dans les courants liquides

Frottement . . . . .	13
Elargissement brusque de section . . . . .	14
Changements de direction, étranglements brusques, robinets, soupapes, etc. . . . .	15

###### § 4. — Actions mutuelles d'un courant liquide et d'une surface solide

Généralités . . . . .	15
Premier cas (surface fixe) . . . . .	16
Deuxième cas (surface en mouvement de translation) . . . . .	18
Troisième cas (surface en mouvement de rotation) . . . . .	20
Quatrième cas (vase tournant autour de son axe) . . . . .	22
Cinquième cas (obstacles) . . . . .	23

## CHAPITRE II

**Energie mécanique des courants d'eau**§ 5. — *Définitions*

Travail . . . . .	27
Unités de mesure . . . . .	27
Energie hydraulique . . . . .	28
Analogie avec l'énergie électrique . . . . .	28

§ 6. — *Energie d'un courant d'eau à régime permanent*

Expression générale . . . . .	29
Rendement hydraulique . . . . .	31
Energie hydraulique dans une section transversale . . . . .	31

§ 7. — *Utilisation des chutes d'eau naturelles*

Généralités . . . . .	32
Dérivations d'eau pour force motrice . . . . .	33

§ 8. — *Utilisation industrielle de l'énergie hydraulique*

Organisation des services hydrauliques . . . . .	35
Prix de l'énergie hydraulique . . . . .	37

## CHAPITRE III

**Machines hydrauliques et transmission de l'énergie hydraulique par l'eau sous pression.**§ 9. — *Généralités sur les machines hydrauliques*

Définitions . . . . .	42
Equation fondamentale . . . . .	43
Expressions du travail moteur et du travail utilisé . . . . .	44
Rendement . . . . .	45

§ 10. — *Principes fondamentaux de la théorie des récepteurs hydrauliques*

Equation générale . . . . .	46
Théorie proposée par M. Rateau . . . . .	47

§ 11. — *Principes fondamentaux concernant les machines employées pour l'élevation de l'eau*

Travail moteur . . . . .	50
Rendement . . . . .	51

§ 12. — *Transmission de l'énergie hydraulique par l'eau sous pression*

Généralités . . . . .	52
Accumulateurs . . . . .	55

## CHAPITRE IV

## Description et classification des récepteurs hydrauliques

## § 13. — Généralités

Catégories principales de récepteurs . . . . .	59
Subdivision des moteurs . . . . .	60

## § 14. — Roues hydrauliques

Principales catégories . . . . .	60
Roues à augets . . . . .	60
Roues à palettes. . . . .	62

## § 15. — Turbines hydrauliques

Principales catégories . . . . .	63
Tableau de la classification adoptée . . . . .	68
Historique . . . . .	69

## § 16. — Machines à colonne d'eau et récepteurs-hydrauliques-opérateurs

Moteurs à pression hydraulique. . . . .	70
Récepteurs-opérateurs. . . . .	72

## DEUXIÈME PARTIE

## Roues hydrauliques

## CHAPITRE V

## Roues à augets

## § 17. — Théorie des roues à augets en-dessus

Débit d'alimentation. . . . .	75
Pertes d'énergie. . . . .	76
Hauteur de chute utilisée. . . . .	80
Rendement. . . . .	81

## § 18. — Données pratiques sur les roues à augets en-dessus

Généralités . . . . .	82
A tête d'eau . . . . .	83
Exemple d'installtion . . . . .	86
Sans tête d'eau . . . . .	87
Exemple d'installation . . . . .	89

## § 19. — Roues de poitrine à augets

Généralités . . . . .	90
-----------------------	----

	Pages
Données pratiques. . . . .	90
Exemple d'installation. . . . .	91

## CHAPITRE VI

### Roues à palettes de côté

#### § 20. — *Théorie des roues à palettes rapides*

Formules principales . . . . .	93
--------------------------------	----

#### § 21. — *Données pratiques sur les roues à palettes rapides*

Généralités. . . . .	97
A tête d'eau . . . . .	97
Sans tête d'eau . . . . .	99

#### § 22. — *Roues à palettes lentes*

Type Sagebien . . . . .	101
Exemple d'installation. . . . .	103

## CHAPITRE VII

### Roues à palettes en-dessous

#### § 23. — *Roues en-dessous à palettes planes*

Formules principales . . . . .	105
Roues pendantes . . . . .	107

#### § 24. — *Roues à palettes courbes*

Type Poncelet . . . . .	108
Données pratiques. . . . .	111
Travail utile . . . . .	113
Exemple d'installation. . . . .	114

## TROISIÈME PARTIE

### Turbines hydrauliques

#### CHAPITRE VIII

#### Théorie des turbines hydrauliques

##### § 25. — *Formules fondamentales*

Travail moteur . . . . .	117
Vitesse. . . . .	121
Equation générale. . . . .	123
Rendement hydraulique . . . . .	125

§ 26. — *Pertes d'énergie*

Catégories principales . . . . .	129
Tuyaux d'amenée . . . . .	130
Distributeur . . . . .	130
Roue mobile . . . . .	131
Tube de succion et vitesse résiduelle. . . . .	132
Jeu . . . . .	133
Résistances passives. . . . .	133
Données expérimentales . . . . .	133

§ 27. — *Éléments caractéristiques des turbines*

Coefficients et courbes caractéristiques . . . . .	134
Similitude . . . . .	136

§ 28. — *Application de la théorie générale aux turbines à réaction*

Formules principales . . . . .	138
--------------------------------	-----

§ 29. — *Application de la théorie générale aux turbines à action*

Formules principales . . . . .	145
Profil des aubes. . . . .	151
Force centrifuge. . . . .	151

§ 30. — *Turbines limites*

Fonctionnement. . . . .	152
Formules principales . . . . .	153

§ 31. — *Quelques indications sur le choix du système de turbine*

Généralités. . . . .	155
Turbines à réaction . . . . .	156
Turbines à action . . . . .	156
Turbines centripètes, centrifuges et mixtes . . . . .	157
Turbines de grande puissance . . . . .	158

## CHAPITRE IX

**Types principaux de turbines hydrauliques**§ 32. — *Turbines à réaction axiales*

Type Jonval. Données pratiques. . . . .	159
Profil des aubes. . . . .	161
Exemple d'installation . . . . .	163

§ 33. — *Turbines à réaction centrifuges*

Type Fourneyron . . . . .	166
Profil des aubes. . . . .	168
Turbines du Niagara. . . . .	170

§ 34. — *Turbines à réaction centripètes*

Généralités. . . . .	173
Type Francis. . . . .	174
Exemples d'installation de turbines Francis. . . . .	177
Type américain. . . . .	180
Exemples de construction et d'installation de turbines américaines . . . . .	183
Type conique. . . . .	188

§ 35. — *Turbines à action axiales*

Données pratiques. . . . .	190
Profil des aubes. . . . .	191
Type Fontaine. . . . .	196
Type Girard . . . . .	197

§ 36. — *Turbines à action radiales*

Généralités . . . . .	202
Profil des aubes. . . . .	205
Exemple d'installation de turbine centrifuge . . . . .	206
Exemple d'installation de turbine centripète. . . . .	209

§ 37. — *Roues Pelton*

Généralités. . . . .	211
Calcul d'une roue Pelton . . . . .	215

## CHAPITRE X

## Principaux dispositifs de support, de vannages et de réglage automatique dans les turbines hydrauliques

§ 38. — *Supports des arbres des turbines*

Généralités. . . . .	219
Pivot sous l'eau. . . . .	220
Pivot suspendu Fontaine. . . . .	221
Pivot suspendu Ganz. . . . .	222
Pivot suspendu à billes. . . . .	222
Calcul des pivots . . . . .	223

§ 39. — *Vannage des turbines*

Généralités. . . . .	226
Vannage à rotation . . . . .	226
Vannage à translation . . . . .	231
Vannage équilibré. . . . .	234

§ 40. — *Réglage automatique des turbines hydrauliques*

Généralités. . . . .	236
Dispositif d'embrayage . . . . .	239
Servo-moteur mécanique à déclié système Picard . . . . .	239
Servo-moteur mécanique système Woodward . . . . .	241
Servo-moteurs hydrauliques . . . . .	244
Régulateur hydro-mécanique . . . . .	246

## QUATRIÈME PARTIE

**Machines à colonne d'eau et récepteurs-  
hydrauliques-opérateurs**

## CHAPITRE XI

**Machines à colonne d'eau (moteurs à pression hydraulique)**§ 41. — *Théorie des machines à colonne d'eau*

Equations fondamentales. . . . .	253
Pertes. . . . .	255
Rendement. . . . .	257
Piston. . . . .	258

§ 42. — *Types principaux de moteurs à pression hydraulique*

Moteur Armstrong . . . . .	259
Moteur Brotherood. . . . .	261
Moteur Schmid . . . . .	262
Moteur Mayer . . . . .	263

## CHAPITRE XII

**Récepteurs-hydrauliques-opérateurs à piston**§ 43. — *Récepteurs hydrauliques à piston et leur application à l'élevation  
de l'eau*

Formules fondamentales . . . . .	267
Récepteurs élévateurs d'eau à cylindre vertical . . . . .	268
Récepteurs élévateurs d'eau à cylindre horizontal . . . . .	274

§ 44. — *Appareils hydrauliques divers basés sur l'application des récepteurs-opérateurs à piston*

Généralités. . . . .	277
Élévateurs hydrauliques . . . . .	278
Grues hydrauliques . . . . .	282
Presse hydraulique . . . . .	285
Cric ou vérin hydraulique . . . . .	288
Cabestan hydraulique . . . . .	289

CHAPITRE XIII

**Béliers et éjecteurs hydrauliques**

§ 45. — *Théorie du bélier hydraulique*

Description et fonctionnement. . . . .	291
Formules fondamentales. . . . .	293
Données pratiques. . . . .	297

§ 46. — *Types de béliers hydrauliques*

Béliers simples . . . . .	299
Bélier pompe ou à deux eaux. . . . .	303

§ 47. — *Ejecteurs hydrauliques*

Généralités. . . . .	307
Applications pratiques. . . . .	309

ERRATA . . . . .	312
------------------	-----

TABLE DES MATIÈRES. . . . .	313
-----------------------------	-----





# ENCYCLOPÉDIE DES TRAVAUX PUBLICS (suite)

## OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DES MINES

- M. AGUILLON. *Législation des mines, française et étrangère*. 40 fr. On vend séparément :  
 — La *Législation en France, dans les colonies et protectorats*, 2<sup>e</sup> édition (très augmentée),  
 1 très fort volume (1.011 pages)..... 25 fr.  
 — Les *Législations étrangères*..... 15 fr.  
 M. PELLETAN. *Levier des plans et nivellement souterrains* (Voir ci-dessus : *Durand-Claye*).  
 M. CHESNEAU. *Lois générales de la Chimie*. 1 vol., avec 37 figures..... 7 fr. 50  
 MM. VICAIRE et MAISON. *Cours de Chemins de fer de l'École des Mines*; 382 p., 493 fig. 20 fr.

## OUVRAGE D'UN PROFESSEUR A L'ÉCOLE NATIONALE FORESTIÈRE

- M. THIÉRY. *Restauration des montagnes*, avec une *Introduction* par M. LECHALAS père. Vol.  
 de 442 pages, avec 173 figures..... 15 fr.

## OUVRAGES DE DIVERS AUTEURS

- M. EMILE BOURRY, ingénieur des Arts et Manufactures, *Traité des Industries céramiques*,  
 1 vol. Voir *Encyclopédie industrielle*. Cet ouvrage, devenu classique en France, a été tra-  
 duit en anglais..... 20 fr.  
 M. CHARPENTIER DE COSSIGNY, ingénieur civil des mines, lauréat de la Société des agri-  
 culteurs de France. *Hydraulique agricole*. 2<sup>e</sup> édit., 1 vol., avec 160 figures..... 15 fr.  
 M. DEGRAND, inspecteur général honoraire des ponts et chaussées. *Ponts en maçonnerie*  
 (Voir ci-dessus : *J. Résal*).  
 M. DONIOL, inspecteur général des ponts et chaussées en retraite. *Réglementation des che-  
 mins de fer d'intérêt local, des tramways et des automobiles* 1 vol., avec figures.. 10 fr.  
 — *Complément à l'ouvrage ci-dessus* (1900 à 1903)..... 3 fr.  
 M. le Dr DUCHESNE, ancien président de la Société de médecine pratique. *Hygiène géné-  
 rale et Hygiène industrielle*, ouvrage rédigé conformément au programme du *Cours*  
*d'hygiène industrielle* de l'École centrale. 1 vol., de 740 pages, avec figures..... 15 fr.  
 M. HENRY (Ernest), inspecteur général des ponts et chaussées. *Théorie et pratique du mou-  
 vement des terres, d'après le procédé Bruckner*. 1 vol., 2 fr. 50. — *Ponts métalliques à tra-  
 vées indépendantes : formules, barèmes et tableaux*. 1 vol. de 639 pages, avec 267 figures,  
 20 fr. — *Traité pratique des chemins vicinaux*, volume de près de 800 pages (1). 20 fr.  
 M. MAURICE KOEHLIN, ingénieur. *Applications de la statique graphique*. 1 vol., avec 311  
 figures et 1 atlas de 34 planches, seconde édition, revue et très augmentée,.... 30 fr.  
 M. LALLEMAND, ingénieur en chef des mines. *Nivellement de précision* (Voir ci-dessus  
*Durand-Claye*).  
 M. LAVOINNE. *La Seine maritime et son estuaire*, 1 vol., avec 49 figures..... 10 fr.  
 M. LECHALAS père, inspecteur général des ponts et chaussées. *Hydraulique fluviale*. 1 vol.,  
 avec 78 figures. 17 fr. 50. — *Des conditions générales d'établissement des ouvrages dans*  
*les vallées* (Voir ci-dessus : *J. Résal et Degrand*; c'est l'introduction à leur *Traité des*  
*Ponts en maçonnerie*).  
 M. LECHALAS fils, ingénieur en chef des ponts et chaussées. *Manuel de droit administratif*.  
 Tome I, 20 fr.; tome II, 1<sup>re</sup> partie, 10 fr.; tome II, 2<sup>e</sup> partie,..... 10 fr.  
 M. LÉVY-LAMBERT, ingénieur civil, inspecteur de l'exploitation à la Compagnie du Nord.  
*Chemins de fer à crémaillère*. 1 vol., avec 79 figures. 15 fr. — *Chemins de fer funicu-  
 laires, Transports aériens*. 1 vol., avec 150 figures..... 15 fr.  
 M. LEYGUE, ancien ingénieur auxiliaire des travaux de l'État, agent-voyer en chef de la  
 province d'Oran. *Chemins de fer. Notions générales et économiques*. 1 vol. de 617 pages,  
 avec figures..... 15 fr.  
 M. E. PONTZEN, ingénieur civil (l'un des auteurs de *Les chemins de fer en Amérique*):  
*Procédés généraux de construction : Terrassements, tunnels, dragages et dérochements*.  
 1 vol. de 572 pages, avec 234 figures (médaillé d'or à l'Exposition de 1900),.... 25 fr.  
 M. TARBÉ DE SAINT-HARDOUIN, inspecteur général des ponts et chaussées, ancien directeur  
 de l'École de ce corps. *Notices biographiques sur les ingénieurs des ponts et chaussées*.  
 un vol..... 5 fr.

(1) Le second de ces ouvrages rend très faciles et d'une rapidité inespérée les calculs relatifs aux ponts métalliques à travées indépendantes. — Le troisième est un guide d'une utilité journalière pour les agents-voyers de tout grade; l'auteur est président de la commission des chemins vicinaux au Ministère de l'Intérieur.

Chaque ouvrage se vend séparément (et aussi chaque volume des ouvrages qui en comprennent plusieurs). Il n'y a pas de numérotage général des volumes formant la collection.

Les ouvrages entrant dans les *Encyclopédies des Travaux publics et Industrielle* sont en vente chez Ch. Béranger et chez Gauthier-Villars.



16753

L. inw.

## ENCYCLOPÉDIE INI

Vol. grand in-8°, avec de nos

- Exploitation technique des Chemins de fer**, par A. SCHÉLLER et A. FLEURQUIN, 1 vol. de 408 pag. avec 109 figures. 42 fr.
- Calcul infinitésimal à l'usage des Ingénieurs**, par E. ROUCHÉ et L. LEVY, 2 vol. de 557 et 829 p. Chaq. vol. . . . . 15 fr.
- Cours de géométrie descriptive de l'École centrale**, par C. BRISSE, prof. de ce cours, et H. PICQUET. . . . . 17 fr. 50
- Construction pratique des navires de guerre**, par A. CRONEAU, ing. des const. navales, prof. à l'École du Génie marit., 2 vol. (996 pages et 664 figures) et 1 bel atlas double in-4° de 11 pl., dont 2 en 3 coul. . . . . 33 fr.
- Verre et verrerie**, par LÉON APPERT, président de la Société des Ingénieurs civils, et J. HENRIEAUX, directeur de la manufacture de St-Gobain, 1 vol. et 1 atlas 20 fr.
- Blanchiment et apprêts; teinture et impression, matières colorantes**, 1 vol. de 674 p., avec 368 fig. et échantillons de tissus imprimés, par GUIGNER, DOMMER et GRANDMOUGIN (de Moulouze). . . . . 30 fr.
- Éléments et organes des machines**, par A. GOULLY, répétiteur de mécanique appliquée à l'École centrale, 1 vol. de 410 pages, avec 710 figures. . . . . 42 fr.
- Les associations ouvrières et les associations patronales**, par HUBERT-VALLEROUX, avocat, 1 vol. de 361 pages 40 fr.
- Traité pratique des ch. de fer** (antérieurement) et des Tramways, par P. GUÉDON, 41 fr.
- Traité des Industries céramiques**, par Emile BOURRY, ingénieur des Arts et Manufactures, 1 vol. de 755 pages avec 349 fig. ou groupes de fig. et une planche (Cet ouv. a été traduit en angl.). 20 fr.
- Le vin et l'eau-de-vie de vin**, par Henri de LAPPARENT, insp. gén. de l'agriculture, 4 vol. de 545 p., 110 fig. et 28 cartés 42 fr.
- Métallurgie générale : Procédés de chauffage**, par LE VERRIER, 1 vol. de 370 pages avec 471 figures. . . . . 42 fr.
- La Betterave agricole et industrielle**, par GESCHWIND et SELLIER, 1 vol. avec 129 figures (méd. d'arg. soc. nat. d'agr. et méd. d'or des agric. de France). . . . . 20 fr.
- Cours de chemins de fer de l'École des Mines**, par VICAIRE et MAISON. . . . 20 fr.

Chim  
Joas  
de l  
Trait  
pét  
et R  
vale  
Chem  
Deh

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

- Chemin de fer** : **Traction** par B. DEHARME, professeur à l'École centrale, et A. PULIN, ingénieur de la Cie du Nord. . . . . 15 fr.
- Chaudières de locomotives**, par les mêmes, 130 fig. et 2 pl. . . . . 15 fr.
- Locomotives : Mécanisme, Chassis, Types de machines**, 1 fort vol. avec un bel atlas de 18 pl. double in 4°, par les mêmes, 2. fr.
- Electricité industrielle**, 2<sup>e</sup> éd., v. de 826 p., 404 fig. (C. de M. Monnier à l'Ec. Cent.) 25 fr.
- Machines frigorifiques**, par LORENZ, professeur à la faculté de Halle; traduction de PETIT, professeur à la faculté des sciences de Nancy, et JAQUET, 131 fig. . . . 7 fr.
- Industries du sulfate d'aluminium, des aluns et des sulfates de fer**, par L. GESCHWIND, ingénieur-chimiste, 1 vol. avec 495 fig. Traduit en anglais. . 10 fr.
- Accidents du travail et assurances contre ces accidents**, par G. FÉOLDE (Méd. d'arg. Exp. 1900), 1 vol. de 646 p. 7 fr. 50
- Traité des fours à gaz à chaleur régénérée**, par TOLDT (trad. DOMMER), 392 pages. . . . . 41 fr.
- Résistance des matériaux et Éléments de la théorie mathématique de l'élasticité**, par Aug. FÖPPL, professeur à l'Université tech. de Munich; trad. de E. Hahn, prof. Ec. d'Ing. de Lausanne. . . . 15 fr.
- Industries photographiques**, par le Professeur FABRE. . . . . 18 fr.
- La Tannerie**, par MEUNIER, VANSEY et VIGNON (650 p., 98 fig.). . . . . 20 fr.
- Industrie des cyanures**, par ROBINE et LENGLEN. . . . . 15 fr.
- Traité des essais de matériaux**, par A. MARTENS, traduction de P. Breuil, 1 vol. de texte de 671 pages avec 558 fig. et un atlas de 31 grandes planches 50 fr.

## P. C. N.

- Chimie élémentaire**, un vol relié, par M. A. Joannis, professeur à la Faculté des Sciences de Paris (P. C. N.) . . . . . 10 fr.
- Physique élémentaire**, par MM. Chevassus et Thovert, préparateurs à la Faculté des sciences de Lyon, Fascicules brochés :
- Premier fascicule. — Mécanique et propriétés générales de la matière. Acoustique. 2 fr.
- Deuxième fascicule. — Chaleur. Optique . . . . . 3 fr.
- Troisième fascicule. — Magnétisme, Electricité. — Météorologie. . . . . 3 fr.
- Manipulations de physique générale**, par MM. Vaillant et Thovert, chef de travaux et préparateur à la Faculté des sciences de Lyon . . . . . 3 fr.
- Manipulations d'Electricité industrielle**, par les mêmes. . . . . 3 fr.
- Sciences naturelles**, par MM. Faucheron et Conte, préparateur et chef de travaux à la Faculté des sciences de Lyon :
- Botanique, trois fascicules à 2 fr. et 3 fr. . . . . 7 fr.
- Zoologie, un volume . . . . . 5 fr.

Ces ouvrages sont également destinés à la préparation aux grades de l'enseignement secondaire et aux élèves des Ecoles de commerce, d'agriculture et d'industrie ; lorsque certains passages ne sont destinés qu'à P. C. N., on les signale par l'emploi de plus petits caractères.







Biblioteka Politechniki Krakowskiej



III-16753

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000300472