

Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

Autor(en): **Moody, Lewis F.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **48 (1922)**

Heft 11

PDF erstellt am: **21.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-37405>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

BULLETIN TECHNIQUE

DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : D^r H. DEMIERRE, ing.

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE EN LANGUE FRANÇAISE DE LA SOCIÉTÉ SUISSE DES INGÉNIEURS ET DES ARCHITECTES

SOMMAIRE : *Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques*, par M. E. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie (suite). — *Le ciment fondu*. — *Nouveau modèle d'analyseur thermique industriel*. — *Section romande de l'Union suisse pour l'amélioration du logement*. — *Procédés et matériaux de constructions, constructions rurales, au Comptoir suisse*. — *Nouveau boulon de sûreté*. — *Les grands barrages, la production et la transmission de l'énergie électrique aux Etats-Unis*. — SOCIÉTÉS : *Société suisse des Ingénieurs et des Architectes*. — *Répertoire de l'architecture du « Bulletin technique »*. — CARNET DES CONCOURS. — *Association amicale des anciens élèves de l'Ecole d'ingénieurs*.

Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

par M. LEWIS F. MOODY, ingénieur-conseil, à Philadelphie.

(Suite¹.)

Un nouveau type de turbine.

Dans cette disposition nouvelle (fig. 6), le canal d'entrée, le logement de la roue et le tuyau de fuite se suivent par une transition imperceptible. L'eau parvient au tuyau de sortie par une gradation continue, comportant une variation progressive de l'intensité de rotation autour de l'axe, et sans variation brusque de la rotation secondaire dans le plan méridien, qui est ici le plan de la figure.

Si l'on interpose un aubage dans l'eau tournante, celle-ci lui imprimera un couple moteur égal à :

$$\frac{W}{g} \cdot (r_1 \cdot c_{u1} - r_2 \cdot c_{u2}).$$

Les fig. 7 et 8 montrent des exemples de la forme particulière de ces roues pour les types nouveaux de turbine à grande vitesse que nous examinons ici. Elles font contraste avec la série des roues, plus classiques, de la fig. 2.

Pertes dans le tuyau d'aspiration et pertes par frottement sur l'aubage de la roue.

Considérons quelques-unes des conditions théoriques particulières à la turbine moderne. Et rappelons tout d'abord que dans la plupart des théories classiques, la construction de l'aubage mobile est basée sur une direction de sortie radiale ou axiale que l'on s'impose. C'est-à-dire que pour se placer dans des conditions de rendement optimum, il faut admettre une direction absolue de sortie

¹ Voir le *Bulletin technique* du 13 mai 1922, page 109.

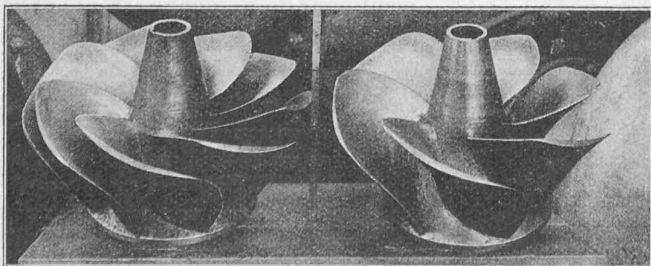


Fig. 7.

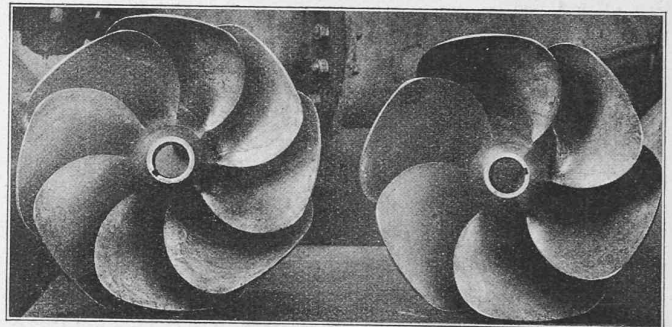


Fig. 8.

située dans un plan méridien. Or les essais au moyen du tube de Pitot et au moyen d'aubettes-témoins placées à la sortie de la roue ont prouvé, depuis plusieurs années déjà, que cette direction n'est pas la meilleure dans le cas des roues à grande vitesse spécifique.

Avec le tuyau d'aspiration de forme classique, toute direction de sortie possédant une composante tangentielle introduisait dans les calculs des incertitudes et des complications qui rendaient le problème des moins attrayants. Cependant, l'emploi d'un tuyau d'aspiration capable de récupérer efficacement à la fois l'énergie des composantes tangentielles et celle des composantes méridiennes nous permet de poser quelques équations simples qu'il sera intéressant de considérer. Il ne sera plus nécessaire, notamment, de faire dépendre la « perte de sortie » de la direction de sortie, puisque notre tuyau d'aspiration agira tout aussi bien sur les composantes tangentielles que méridiennes. La « perte de sortie » peut donc s'exprimer tout simplement en fonction de la grandeur de la vitesse de sortie, sans égard à la direction de cette dernière.

Soit :

η_d = le rendement du tuyau d'aspiration,

f_3 = $1 - \eta_d$ = le coefficient de perte dans ce tuyau,

c_2 = la vitesse absolue de sortie de la roue,

H_{L_3} = la fraction non-récupérée de la « chute-vitesse » de l'eau quittant la roue.

Nous avons :

$$H_{L_3} = f_3 \cdot \frac{c_2^2}{2g}$$

Dans la roue à grande vitesse spécifique, où la vitesse relative entre l'eau et les aubes est considérable, une

autre perte importante est celle due au frottement de l'eau sur les aubes. Dans les exécutions récentes de turbines à grande vitesse spécifique, fig. 7 et 8, la vitesse angulaire est considérable et le couple moteur relativement faible. Les aubes n'ont qu'une faible courbure et ne détournent l'eau que faiblement.

Soit :

f_2 = le coefficient de perte de charge dans la roue,
 ω_2 = la vitesse relative de l'eau dans les aubes à l'arrière de sortie. (En vertu de la remarque ci-dessus, cette vitesse relative est presque la même sur toute la surface de l'aube).

H_{L_2} = la perte de charge due au frottement de l'eau dans la roue.

Nous avons :

$$H_{L_2} = f_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2g}$$

Au lieu de baser la construction de notre turbine sur une direction de sortie arbitrairement imposée, il sera utile de rechercher les conditions réalisant une valeur minimum pour la somme de ces deux pertes, — perte de sortie et perte par frottement dans la roue. Le problème consiste donc à déterminer les conditions de rendement maximum pour un nombre de tours spécifique donné, ou bien encore à déterminer le nombre de tours spécifique maximum pour un rendement donné.

Avant d'aborder ce problème, il y a lieu de distinguer entre deux expressions usuelles du nombre de tours spécifique.

Soit :

H = la chute, en mètres,
 Q = le débit, en mètres cubes par seconde,
 N = la puissance de la turbine, en chevaux,
 n = la vitesse de la turbine, en tours par minute.

Les constructeurs de turbines définissent couramment le nombre de tours spécifique par :

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{N}}{H^{\frac{5}{4}}} \text{ ou ce qui revient au même } \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{H}}$$

formule commode, parce que l'on a le plus souvent à déterminer le nombre de tours/minute, la puissance et la chute étant données. Cependant, dans la construction des pompes centrifuges, on désigne couramment le nombre de tours spécifique par :

$$(n^s) = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

parce que le débit et la chute sont généralement les quantités connues. Les deux expressions dérivent des mêmes équations et, l'une comme l'autre, elles s'appliquent aussi bien aux turbines qu'aux pompes. Pour les distinguer, désignons par :

$$(n_{sQ}) = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

l'expression du nombre de tours spécifique basée sur le débit.

La première formule est sans doute commode lorsqu'il s'agit d'adapter à des conditions nouvelles un type de turbine existant. Mais la seconde présente des avantages quand il s'agit de créer des types nouveaux. Car elle permet de calculer et construire pour une chute et un débit donnés sans s'embarrasser d'une incertitude superflue en présupposant une valeur du rendement. De plus, si l'on arrivait à un rendement notablement différent de celui auquel on s'attendait, le désaccord entre les valeurs désirées et obtenues du débit et des vitesses d'eau sera moins grand si les calculs ont été basés sur le n_{sQ} que s'ils l'avaient été sur le n_s . Si l'on amplifie un type connu, le n_{sQ} demeure plus constant que le n_s .

Dans notre étude présente, nous gagnerons en simplicité par l'emploi de n_{sQ} . Et si nous déterminons les conditions réalisant le n_{sQ} maximum, pour un rendement donné, nous aurons du même coup trouvé celles pour le n_s maximum, car :

$$n_{sQ} = n_s \cdot \sqrt{\frac{550}{62,4 \cdot \eta}} = n_s \cdot \frac{2,97}{\sqrt{\eta}}$$

et les conditions de meilleur rendement pour un n donné seront aussi celles pour un n_s donné.¹

¹ NOTE DES TRADUCTEURS. — Il est nécessaire de remarquer ici que les valeurs de n_s et n_{sQ} qui figurent dans cette étude sont toutes basées sur les unités de mesure anglaises et américaines, soit :
 Unité de longueur : 1 pied = 0,3048 m.
)))) volume :

1 pied cube = 0,0283 m³.

(La suite ci-contre.)

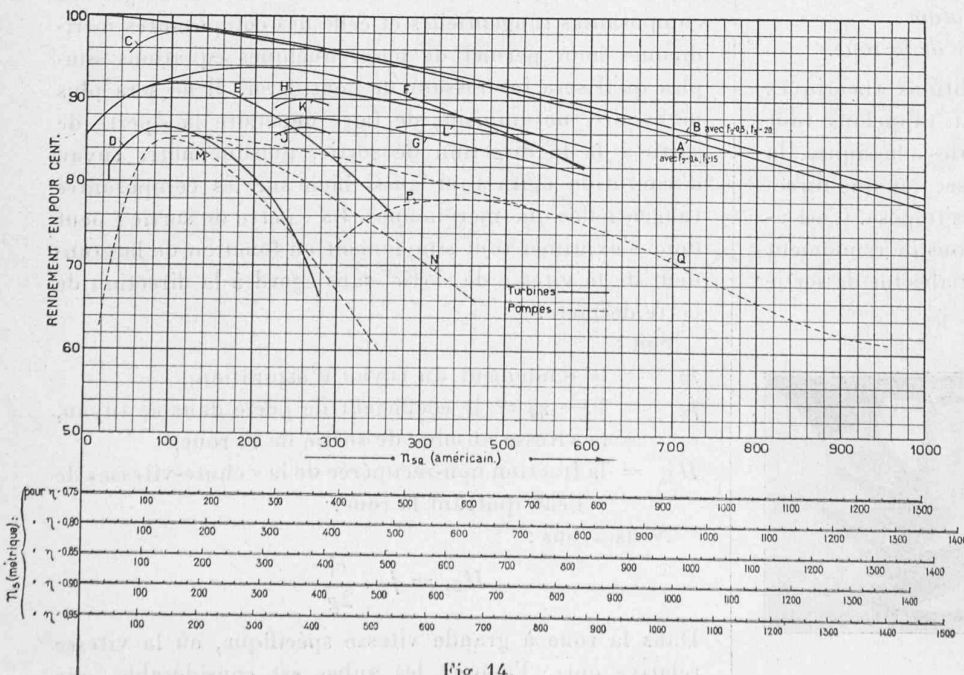


Fig. 14.

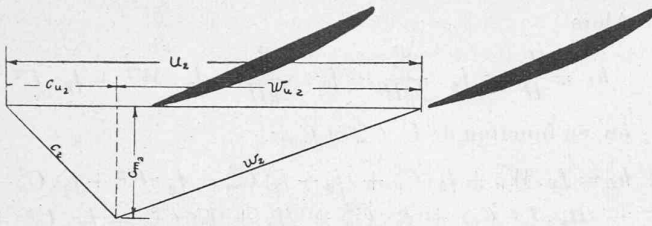


Fig. 9.

Pour trouver les conditions réalisant la valeur minimum de la somme des deux parties mentionnées tout à l'heure, considérons le diagramme de sortie, fig. 9, et employons les notations classiques :

- C_2 = vitesse absolue de sortie de la roue,
- w_2 = vitesse relative de sortie de la roue,
- μ_2 = vitesse tangentielle de la roue, à la sortie,
- C_{m_2} = composante méridienne de la vitesse absolue de sortie,
- C_{μ_2} = composante tangentielle de la vitesse absolue de sortie,
- w_{μ_2} = composante tangentielle de la vitesse relative de sortie,
- D_2 = le diamètre de la roue au point de sortie,
- A = la section libre de la roue à la sortie et prise normalement à C_{m_2} .

Et, puisque nous étudions le cas général, il sera commode d'employer les valeurs « réduites » des vitesses par rapport à $\sqrt{2gH}$

$$C_2 = \frac{c_2}{\sqrt{2gH}}; W_2 = \frac{w_2}{\sqrt{2gH}}; U_2 = \frac{\mu_2}{\sqrt{2gH}} \text{ etc.}$$

Comme nous n'envisageons ici que l'arête de sortie, nous pourrions par la suite supprimer les indices (2).

La relation entre le triangle des vitesses et l'expression de la vitesse spécifique s'obtient en posant :

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2gH}}$$

Suite de la note :

Unité de puissance : 1 cheval anglais = 1,013 HP de 75 kg. m. sec.

En négligeant la petite différence qu'il y a entre les deux unités de puissance nous avons établi les relations suivantes :

$$\begin{aligned} n_s \text{ (métrique)} &= 4,45 n_s \text{ (anglais)} \\ n_{sQ} \text{ (métrique)} &= 0,416 n_{sQ} \text{ (anglais)} \\ n_{sQ} \text{ (anglais)} &= 2,97 \frac{n_s \text{ (anglais)}}{\sqrt{\eta}} \\ n_s \text{ (métrique)} &= 1,5 \cdot \sqrt{\eta} : n_{sQ} \text{ (anglais)}. \end{aligned}$$

Voici pour quelques valeurs du rendement η les chiffres que l'on obtient :

Pour rendement $\eta = 0,75$	n_s (métrique) = 1,3	n_{sQ} (anglais)
» » = 0,80	» = 1,34	»
» » = 0,85	» = 1,38	»
» » = 0,90	» = 1,42	»
» » = 0,95	» = 1,46	»

Il est bien entendu que dans tout ce qui suit, les valeurs de n_s et n_{sQ} sont des valeurs anglaises. Dans les graphiques de la fig. 14 nous avons ajouté au-dessous de l'échelle des abscisses du n_{sQ} (anglais) cinq échelles donnant les valeurs du n_s (métrique) pour les cinq chiffres de rendement cités plus haut.

et
$$C_{m_2} = \frac{Q}{A\sqrt{2gH}}$$

Alors :

$$\begin{aligned} n_{sQ} &= \frac{60 \cdot \sqrt{2gH}}{\pi \cdot D_2} \cdot \frac{\sqrt{A \cdot C_{m_2} \cdot \sqrt{2gH}}}{H^{\frac{3}{4}}} \cdot U_2 = \\ &= \frac{60 (2g)^{\frac{3}{4}} \cdot \sqrt{A}}{\pi \cdot D_2} \cdot U_2 \sqrt{C_m} \end{aligned}$$

ou, supprimant les indices :

$$k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \cdot \sqrt{C_m}$$

formule dans laquelle k_{sQ} est une constante :

$$k_{sQ} = \frac{\pi D_2}{60 (2g)^{\frac{3}{4}} \cdot \sqrt{A}}$$

Avant d'aborder le problème au point de vue des pertes dans la roue et à sa sortie, nous pouvons arriver à une conclusion fort intéressante. Supposons en effet que les vitesses absolue et relative C et W soient de grandeur constante, et faisons varier leurs directions jusqu'à ce que nous obtenions le triangle de proportions les plus favorables. Comme le montre la fig. 10, le triangle peut prendre diverses formes, toujours avec les mêmes valeurs de C et W , donc avec les mêmes pertes de charge. L'une de ces formes correspondra à la plus grande vitesse spécifique, celle-ci étant, comme nous venons de le voir, fonction de $U \cdot \sqrt{C_m}$. Pour trouver les conditions dans lesquelles le n_{sQ} est maximum, nous écrirons :

$$k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \cdot \sqrt{C_m} = [\sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2}] \cdot \sqrt{C_m}$$

et, C et W étant constants, nous pouvons évaluer à zéro la dérivée de n_{sQ} par rapport à C_m considérée comme variable :

$$\begin{aligned} k_{sQ} \frac{d n_{sQ}}{d C_m} &= [\sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2}] \cdot \frac{1}{2\sqrt{C_m}} - \\ &- \sqrt{C_m} \cdot \left[\frac{C_m}{\sqrt{C^2 - C_m^2}} + \frac{C_m}{\sqrt{W^2 - C_m^2}} \right] = 0. \end{aligned}$$

D'où, en simplifiant,

$$\begin{aligned} \sqrt{C^2 - C_m^2} + \sqrt{W^2 - C_m^2} &= \\ = 2 C_m^2 \left(\frac{1}{\sqrt{C^2 - C_m^2}} + \frac{1}{\sqrt{W^2 - C_m^2}} \right) \end{aligned}$$

Portons dans cette équation les valeurs :

$$C_u = \sqrt{C^2 - C_m^2} \quad \text{et} \quad W_u = \sqrt{W^2 - C_m^2}$$

il vient :

$$C_u + W_u = 2 C_m^2 \left(\frac{1}{C_u} + \frac{1}{W_u} \right)$$

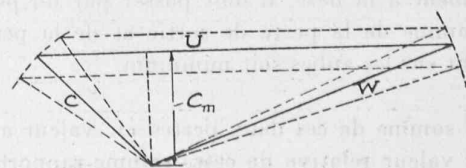


Fig. 10.

et :

$$U = 2 C_m^2 \frac{W_u + C_u}{C_u \cdot W_u} = \frac{2 C_m^2 \cdot W}{C_u \cdot W_u}$$

d'où l'on tire :

$$C_m = \sqrt{\frac{C_u \cdot W_u}{2}}$$

relation indiquant les proportions les plus avantageuses.

La vitesse méridienne doit donc être choisie égale à $\sqrt{\frac{1}{2}} = 0,707$ fois la moyenne proportionnelle des composantes tangentielle absolue et relative. Dans les calculs s'appliquant à l'ensemble de la roue on peut faire usage des vitesses correspondant à un point moyen de celle-ci, par exemple au centre de superficie d'un secteur de l'espace de sortie.

Pour faire voir ce que signifie cette formule, considérons la fig. 11. Le sommet du triangle de sortie doit tom-

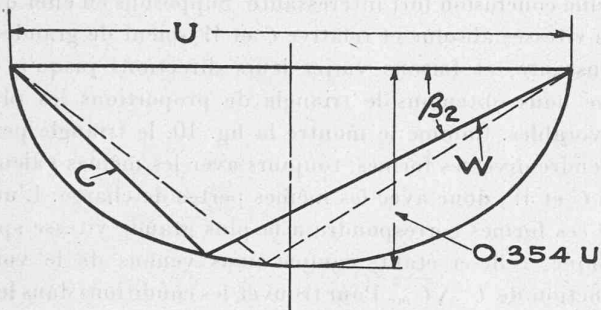


Fig. 11.

ber en un point de l'ellipse de grand axe U et de demi-petit axe égal à $0,707 \cdot \sqrt{\frac{U}{2} \cdot \frac{U}{2}} = 0,354 U$.

Pour trouver, par exemple, le diagramme de meilleure utilisation d'une roue dont l'angle de sortie est β_2 , l'on mène W sous cet angle et l'on complète le triangle en prenant son sommet au point où W coupe l'ellipse. La vitesse méridienne pouvant être quelque peu augmentée avant que le rendement s'en ressente notablement, il sera probablement avantageux de faire usage de valeurs de C_m légèrement supérieures à celles exigées par notre formule, ceci afin de réduire les dimensions de la turbine et, partant, son coût.

Continuons maintenant avec notre problème, et examinons les valeurs des pertes de chute.

L'expression de la vitesse spécifique $k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \sqrt{C_m}$ que nous venons de trouver montre que nous pouvons maintenir constantes la longueur de base U et la hauteur C_m du triangle et en changer la forme sans par là changer la vitesse spécifique. Si le sommet se déplace parallèlement à la base, il doit passer par un point tel que la somme de la perte de sortie et de la perte par frottement sur les aubes soit minimum.

Soit :

H_L = la somme de ces deux pertes en valeur absolue,
 h_L = la valeur relative de cette somme rapportée à la chute totale.

Alors

$$h_L = \frac{H_L}{H} = f_2 \cdot \frac{w_2^2}{2gH} + f_3 \cdot \frac{C_u^2}{2gH} = f_2 \cdot W^2 + f_3 \cdot C^2$$

ou, en fonction de U , C_m et C_u :

$$h_L = f_2 \cdot W_u^2 + f_3 \cdot C_u^2 + (f_2 + f_3) C_m^2 = f_2 \cdot U^2 + f_2 \cdot C_u^2 - 2f_2 \cdot U \cdot C_m + f_3 \cdot C_u^2 + (f_2 + f_3) C_m^2 = f_2 \cdot U^2 + (f_2 + f_3) \cdot C_u^2 - 2f_2 \cdot U \cdot C_m + (f_2 + f_3) \cdot C_m^2.$$

Pour des valeurs données de U et de C_m , nous pouvons trouver la valeur de C_u rendant h_L minimum. Nous négligeons l'effet d'une petite variation du coefficient f_2 due à un changement de la direction de W , cet effet étant d'un ordre de grandeur inférieur aux différences des pertes elles-mêmes.

Il vient alors :

$$\frac{d \cdot h_L}{d \cdot C_u} = 2 (f_2 + f_3) \cdot C_u - 2f_2 \cdot U = 0$$

$$C_u = \frac{f_2}{f_2 + f_3} \cdot U ; \quad f_2 (U - C_u) = f_3 \cdot C_u$$

d'où :

$$f_2 \cdot W_u = f_3 \cdot C_u$$

ou encore :

$$\frac{C_u}{W_u} = \frac{f_2}{f_3}$$

ce qui signifie que la condition de meilleur rendement est que les composantes tangentielle absolue et relative soient entre elles comme le coefficient de perte par frottement dans la roue est à celui de la perte dans le tuyau d'aspiration.

Ce résultat montre, entre autres, que pour une roue ayant un grand coefficient f_2 , ce qui est le cas des roues à aubes de grande surface, les meilleures conditions de marche seront réalisées avec une composante tangentielle relative plutôt faible et une composante tangentielle absolue élevée, de sorte que la roue débitera sous un angle plus grand (rapporté au plan méridien) que dans le cas d'une roue ayant une superficie d'aubes moins grande et un f_2 proportionnellement moindre.

La valeur numérique de f_2 peut être calculée en chiffrant la perte de charge dans les aubages envisagés comme étant des canaux rectangulaires. Toutefois, notre étude actuelle ne se propose pas d'entrer dans le détail des méthodes de calcul et de construction, mais plutôt d'en établir quelques-unes des directives. Nous prêterons moins d'attention à la valeur des coefficients numériques et nous nous attacherons surtout aux conclusions générales.

Poursuivons notre étude, tout en nous astreignant à respecter la relation que nous venons de trouver, et recherchons le meilleur rapport entre la vitesse méridienne C_m et la vitesse de la roue U .

Reprenant l'équation obtenue tout à l'heure

$$h_L = f_2 \cdot U^2 + (f_2 + f_3) \cdot C_u^2 - 2f_2 \cdot U \cdot C_u + (f_2 + f_3) \cdot C_m^2$$

et introduisant la valeur

$$C_u = \frac{f_2}{f_2 + f_3} \cdot U$$

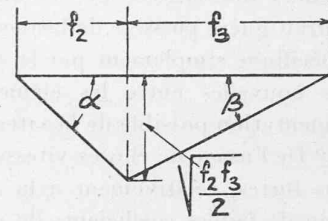
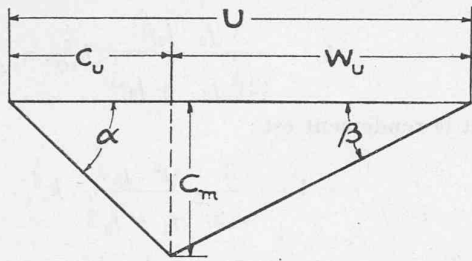


Fig. 15.

qui exprime le résultat ci-dessus, nous avons

$$h_L = \frac{f_2 \cdot f_3}{f_2 + f_3} \cdot U^2 + (f_2 + f_3) \cdot C_m^2$$

Introduisons la valeur

$$U = \frac{k_{sQ} \cdot n_{sQ}}{\sqrt{C_m}}$$

il vient

$$h_L = \frac{f_2 \cdot f_3}{f_2 + f_3} \cdot \frac{k_{sQ}^2 \cdot n_{sQ}^2}{C_m} + (f_2 + f_3) C_m^2$$

Pour trouver les conditions fixant le minimum de h_L , pour un n_{sQ} donné, égalons à zéro la dérivée prise par rapport à C_m , n_{sQ} étant considéré constant :

$$\frac{d h_L}{d C_m} = - \frac{f_2 \cdot f_3}{f_2 + f_3} \cdot \frac{k_{sQ}^2 \cdot n_{sQ}^2}{C_m^2} + 2 (f_2 + f_3) C_m = 0$$

mais $\frac{k_{sQ} \cdot n_{sQ}}{\sqrt{C_m}} = U$

d'où : $2 (f_2 + f_3) \cdot C_m = \frac{f_2 \cdot f_3}{f_2 + f_3} \cdot \frac{U^2}{C_m}$

et enfin : $\frac{C_m}{U} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} (f_2 \cdot f_3)}}{(f_2 + f_3)}$

Pour une vitesse spécifique donnée, la perte sera donc minimum lorsque les diverses vitesses de sortie sont entre elles dans les rapports indiqués sur le diagramme de droite de la fig. 15, ce diagramme étant géométriquement semblable à celui des vitesses figuré à gauche.

Ce qui revient à dire que les valeurs

$$C_u, \quad W_u, \quad C_m \quad \text{et} \quad U$$

doivent être entre elles comme

$$f_2, \quad f_3, \quad \sqrt{\frac{f_2 \cdot f_3}{2}} \quad \text{et} \quad (f_2 + f_3).$$

On remarque en outre que

$$\text{tg} \alpha = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{f_3}{f_2}} \quad \text{et} \quad \text{tg} \beta = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{f_2}{f_3}}$$

Afin d'employer de petits angles β , pour avoir des roues à grande vitesse spécifique, il convient donc d'avoir des faibles valeurs de f_2 . Ces faibles valeurs de f_2 peuvent être obtenues en réduisant au minimum la surface active de la roue. Cependant, cette réduction poussée trop loin conduirait à une nouvelle cause de pertes, par le fait qu'une notable fraction de l'eau traverserait l'aubage sans y exercer d'effet utile.

Les relations ci-dessus s'appliquent aussi bien aux

pompes qu'aux turbines. Elles donnent des indications utiles pour le choix des proportions relatives des diverses composantes des vitesses, dans le cas de roues (pompe ou turbine) à grande vitesse spécifique.

Le rapprochement entre turbine et pompe à grande vitesse spécifique peut s'établir comme suit : Dans une turbine à grande vitesse spécifique, supposons que le sens de rotation et la direction d'écoulement soient inversés, et imaginons que la bêche spirale, ou autre conduit d'entrée de la turbine, soit aménagé de façon à permettre un amortissement progressif de la vitesse de l'eau lorsque le courant est ainsi renversé. Imaginons qu'on place des aubes directrices dans le ci-devant tuyau d'aspiration, afin d'imprimer à l'eau, à son entrée dans la roue, la même direction tangentielle qu'elle possédait naturellement en cet endroit de la turbine. Nous avons alors une pompe au lieu d'une turbine, les vitesses en chaque point du système étant les mêmes qu'auparavant, en grandeur et direction, mais de sens contraire. La perte de charge serait un peu plus forte, puisqu'il faudrait récupérer de la roue une vitesse de sortie plus grande, du fait que la vitesse absolue est maintenant plus grande à la sortie, tandis qu'auparavant elle l'était à l'entrée de la roue. Les pompes et turbines à nombre de tours spécifique très élevé tendent à se confondre, tant en construction et type qu'au point de vue du rendement. Les fig. 12 et 13 montrent un nouveau type de roue pour ce genre de pompe.

Quant aux progrès futurs, l'on voit que les considérations théoriques ci-dessus délimitent un champ bien

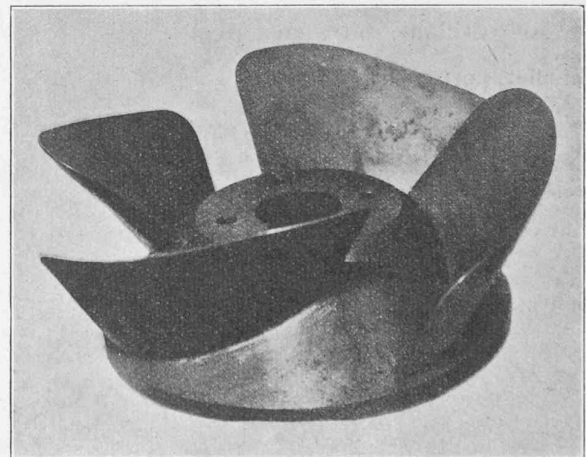


Fig. 12.

défini pour le choix des vitesses et des angles dans la roue. Et il ne paraît guère possible de beaucoup augmenter la vitesse spécifique simplement par le choix de proportions toutes nouvelles entre les éléments du diagramme. L'augmentation possible de la vitesse spécifique dépend donc : 1° De l'usage de chutes-vitesses (à la sortie de la roue) plus fortes, relativement à la chute totale. 2° De l'obtention de faibles coefficients de perte dans la roue et dans le tuyau d'aspiration, afin d'éviter un mauvais rendement. 3° Et enfin de l'observation des proportions entre vitesses déterminées ci-dessus.

Augmentation possible de la vitesse spécifique.

Pour se faire une idée de la possibilité d'augmenter encore la vitesse spécifique, il n'est pas sans intérêt de

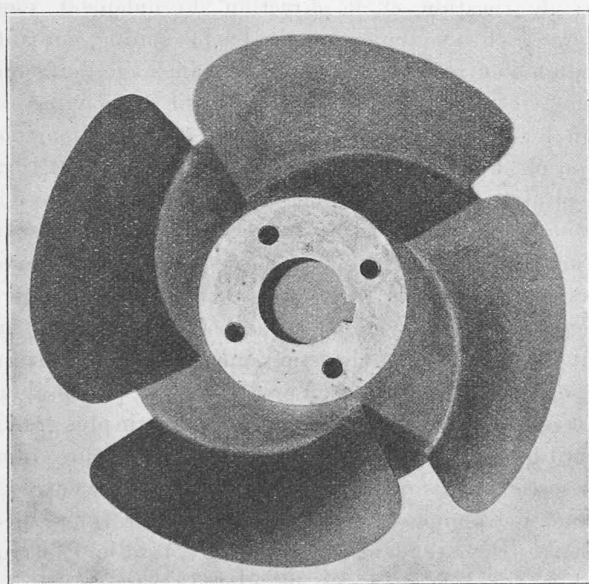


Fig. 13.

remarquer que si l'on respecte les conditions optima pour les proportions entre vitesses, les pertes que nous avons envisagées ici varient comme la puissance $\frac{4}{3}$ de la vitesse spécifique, soit comme $(n_{sQ})^{\frac{4}{3}}$.

En effet, portons dans

$$h_L = \frac{f_2 \cdot f_2}{f_2 + f_3} \cdot U^2 + (f_2 + f_3) \cdot C_m^2$$

la valeur de U :

$$U = \frac{C_m \cdot (f_2 + f_3)}{\sqrt{\frac{1}{2} \cdot f_2 \cdot f_3}}$$

il vient :

$$h_L = 3 (f_2 + f_3) \cdot C_m^2$$

mais :

$$k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \cdot \sqrt{C_m} = \frac{f_2 + f_3}{\sqrt{\frac{1}{2} \cdot f_2 \cdot f_3}} \cdot C_m^{\frac{3}{2}}$$

donc la perte est :

$$h_L = \frac{3 (f_2 \cdot f_3)^{\frac{2}{3}}}{(2)^{\frac{3}{2}} \cdot f_2 + f_3)^{\frac{3}{2}}} \cdot k_{sQ}^{\frac{4}{3}} \cdot n_{sQ}^{\frac{4}{3}}$$

et le rendement est :

$$\eta = 1 - \frac{3}{(2)^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{(f_2 \cdot f_3)^{\frac{2}{3}}}{(f_2 + f_3)^{\frac{3}{2}}} \cdot k_{sQ}^{\frac{4}{3}} \cdot n_{sQ}^{\frac{4}{3}}$$

Ceci ne tient compte que des deux pertes étudiées, et en néglige certaines autres. Les expressions ci-dessus du rendement ne sont donc qu'une indication de valeurs limite.

Dans une turbine à grande vitesse spécifique, les deux pertes envisagées constituent la presque totalité de la perte. Dans les turbines à faible vitesse spécifique, deux autres pertes prennent de l'importance, la perte au joint et la perte par frottement du disque. Il est possible de démontrer que ces pertes sont données, approximativement, par les formules suivantes, dans lesquelles :

L_L = perte par fuite au joint, en valeur fractionnaire du débit total,

L_D = perte par frottement du disque, en valeur fractionnaire de la puissance totale,

$$\Phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot \sqrt{2gH}} = \text{diamètre « réduit » de la roue.}$$

$$L_L = \frac{q_L}{Q} = \frac{201\Phi^2}{n_{sQ}^2} \quad \text{et} \quad L_D = \frac{l_D}{N} = \frac{35\Phi^5}{n_s^2}$$

Mais pour les besoins de notre étude, une approximation moins grande suffit, et nous pouvons poser :

$$L_L = \frac{100}{n_{sQ}^2} \quad \text{et} \quad L_D = \frac{6}{n_s^2}$$

Lorsque la roue possède un joint à chicanes, la perte au joint est plus faible et égale à environ

$$L_L = \frac{50}{n_{sQ}^2}$$

ou moins encore. Nous verrons que ces pertes deviennent négligeables déjà pour des valeurs moyennes de n_s et de n_{sQ} , et qu'elles sont sans importance dans le domaine des grandes vitesses que nous explorons.

(A suivre.)

Le ciment fondu.

Voici quelques détails sur ce liant aussi curieux au point de vue théorique que remarquable par ses qualités.

On l'obtient en fondant dans un four approprié un mélange de calcaire ou de chaux et de bauxite. Sa composition chimique, essentiellement différente de celle des ciments artificiels ordinaires, est, en chiffres ronds, la suivante :

Silice	10
Alumine	40
Fer et oxydes de fer.	10
Chaux	40

Son indice d'hydraulicité est, d'après cette analyse, excessivement élevé (1,25); son module silicique est, au contraire, très faible (0,25).