

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 48 (1922)
Heft: 12

Inhaltsverzeichnis

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 15.03.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

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 et fin). — *Remplacement du pont métallique de la Paudèze par un viaduc en maçonnerie*. — *La centrale de Gennevilliers*. — *Le gazogène thermo-électrique Sassano*. — *La reconstruction de l'Europe*. — *Questions de chemins de fer*. — *L'économie de la navigation sur le Rhin*. — *L'exploitation méthodique du Rhin*. — *Installations hydro-électriques de Fully*. — BIBLIOGRAPHIE. — SOCIÉTÉS : *Société vaudoise de la S. I. A.* — *Société suisse des Ingénieurs et des Architectes*. — CARNET DES CONCOURS.

Les tendances actuelles dans la construction des turbines hydrauliques

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

*(Suite et fin)*¹

Rendements des turbines et des pompes en fonction de la vitesse spécifique.

La fig. 14² montre une série de courbes caractéristiques de turbines et pompes.

Courbe A : Rendements théoriques qu'il est possible d'atteindre d'après la théorie ci-dessus, les valeurs numériques des coefficients adoptés étant $f_2 = 0,04$ et $f_3 = 0,15$.

Courbe B : Mêmes rendements, mais calculés avec $f_2 = 0,03$ et $f_3 = 0,20$, pour faire ressortir l'influence de ces coefficients.

Courbe C : Rendements possibles, avec mêmes coefficients que la courbe A, mais en tenant compte des pertes au joint et par frottement du disque.

Courbe D : Rendements en Europe avant 1907, d'après Graf et Thoma (*Bulletin des Ingénieurs Allemands*, 29 juin 1907).

Courbe E : Meilleurs rendements obtenus en Amérique et en Europe, avant 1909, d'après C. W. Larnier (*Transact. Am. Soc. Mech. Engrs.* 1910, p. 306).

Courbe F : Rendements obtenus à ce jour.

Courbe G : Petites turbines d'essai de 400 mm. de diam. au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe H : Calculée d'après la courbe G, pour une turbine plus grande, l'augmentation de rendement étant basée sur les résultats des deux turbines suivantes.

Courbe J : Turbine d'essai type « Cedars », au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe K : Essais de Holoake sur un modèle plus grand, du type « Cedars ».

Courbe L : Rendements indiqués par M. Forrest Nagler, Décembre 1919 (*Mechanical Engineering*, décembre 1919.)

Toutes ces courbes se rapportent à des turbines. A titre de comparaison, les courbes suivantes ont aussi été tracées en pointillé :

Courbe M : Rendements de pompes centrifuges, d'après l'ouvrage *Pumping Machinery* de Greene, 1911.

Courbe N : Rendements de pompes jusqu'en 1913.

¹ Voir *Bulletin technique* dn 27 mai 1922, p. 121.

² Voir *Bulletin technique* du 27 mai 1922, p. 122.

Courbe P : Essais de modèles de pompes de 300 mm. au Laboratoire I. P. Morris.

Courbe Q : Rendements de pompes obtenus jusqu'en 1920.

Il est intéressant de noter la similitude des courbes G, H, et A, B. Il est probable qu'avec le développement du type à grande vitesse spécifique les rendements des courbes F et Q (turbines et pompes), seront notablement dépassés et tendront vers la *limite théorique* des courbes A et B. Ceci en supposant que l'on puisse se rapprocher de la valeur des coefficients numériques entrant dans le calcul de ces courbes.

Nous pensons que le rendement généralement inférieur des pompes n'est pas dû surtout à leur mode de fonctionnement différent de celui des turbines, mais plutôt au fait que les pompes sont généralement de dimensions moindres. Toutefois, la pompe est généralement en état d'infériorité parce que sa roue imprime au liquide une « chute-vitesse » et utilise un diffuseur immobile pour retransformer la chute-vitesse en pression. Tandis que le contraire a lieu dans la turbine, où le tuyau d'aspiration n'a qu'une faible chute-vitesse à récupérer.

Reprenons les conditions de meilleur rendement, ou de meilleure vitesse spécifique, et voyons ce qu'impliquent les augmentations de vitesse spécifique dans les courbes A et B. Ces grandes vitesses spécifiques sont obtenues au moyen d'une augmentation générale des diverses vitesses du diagramme, mais sans en modifier les proportions relatives. Il s'ensuit l'obligation d'employer une plus grande « chute-vitesse » (à la sortie de la roue) par rapport à la chute totale. Pour fixer les idées, voyons comment varie la vitesse absolue de sortie par rapport à n_{sQ} .

Dans les triangles de la fig. 15¹ on a :

$$\frac{C_u}{C} = \frac{\sqrt{\frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}{\sqrt{f_2^2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}; \quad \frac{U}{C} = \frac{f_2 + f_3}{\sqrt{f_2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}}}$$

mais :

$$k_{sQ} \cdot n_{sQ} = U \cdot \sqrt{C_m} = \frac{(f_2 + f_3) \cdot \left(\frac{f_2 + f_3}{2}\right)^{\frac{1}{4}}}{\left(f_2^2 + \frac{f_2 \cdot f_3}{2}\right)^{\frac{3}{4}}} \cdot C^{\frac{3}{2}}$$

¹ Voir *Bulletin technique* du 27 mai 1922, p. 125.