

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 45 (1919)
Heft: 24

Artikel: Note sur le "nombre de tours spécifique" des turbines hydrauliques
Autor: Bois, L. du
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-34938>

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: 14.03.2025

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 : Note sur le « nombre de tours spécifique » des turbines hydrauliques, par L. Du Bois, ingénieur (suite et fin). — Concours pour l'aménagement du nouveau Cimetière du Bois-de-Vaux (suite et fin). — Les chemins de fer des Etats-Unis d'Amérique et la guerre. — Application de l'organisation scientifique à l'exécution de travaux de terrassement. — Utilisation des chutes d'eau dans le Haut-Toggenbourg. — Nouvelles installations électriques dans la vallée de la Dordogne. — La Maison bourgeoise en Suisse. — Société neuchâteloise des Ingénieurs et des Architectes. — Association amicale des dessinateurs et techniciens. — Carnet des concours.

Note sur le „nombre de tours spécifique“ des turbines hydrauliques.

par L. DU BOIS, ingénieur.

(Suite et fin.)¹

Remplacement d'une roue à eau par une turbine Banki. — L'auteur prévoit l'application de sa turbine surtout pour le remplacement des anciennes roues à eau et donne le schéma de la transformation pour les trois cas les plus usuels, soit roue à admission supérieure, roue à admission inférieure et roue Poncelet. Nous n'examinerons que le premier cas : nos fig. 12 et 13 sont la reproduction du projet de transformation d'une roue à eau de 4 m. de diamètre pour un débit de 600 litres/sec.

Remarquons tout d'abord que la turbine Banki est une turbine à libre déviation, et que, comme telle, pour fonctionner dans de bonnes conditions, elle doit marcher à l'air libre et non noyée. Ces conditions pleinement réalisées avec la petite turbine de laboratoire avec laquelle M. Banki a fait ses essais ainsi qu'en attestent les deux photographies de sa brochure, ont certainement contribué dans une certaine mesure aux bons résultats de rendement obtenus aux essais. Dans le projet fig. 13 de M. Banki ces conditions ne sont plus réalisées; la turbine est partiellement noyée ce qui doit forcément en diminuer le rendement. Pour éviter cet inconvénient il faudrait placer la turbine plus haut de manière à se trouver toujours au-dessus du niveau aval, quelles que soient les fluctuations de celui-ci. Mais alors on perd une partie de la chute qui peut être assez importante si les variations du niveau aval sont importantes, comme c'est souvent le cas.

Le remplacement d'une roue à eau se fait fréquemment et très facilement au moyen d'une turbine Francis comme l'indique notre croquis fig. 14. Un des principaux avantages de la turbine Francis, c'est qu'elle peut se placer au-dessus du niveau aval, la hauteur de chute h_2 au-dessous de l'axe étant quand même complètement utilisée grâce à un tuyau d'aspiration. La hauteur maxi-

mum théorique d'aspiration est de 10 m., mais en pratique on n'est guère allé plus loin que 7 m. 50 ce qui est du reste largement suffisant pour pouvoir se mettre à l'abri des variations du niveau aval dans la plupart des cas. Si l'on a à craindre des variations encore plus fortes, on peut toujours adopter une turbine à axe vertical avec les organes de transmission placés à l'extrémité supérieure de l'arbre vertical à une hauteur suffisante pour que l'on soit sûr d'être à l'abri des plus fortes crues. Cette propriété des turbines Francis de fonctionner avec une hauteur d'aspiration allant jusqu'à 7 m. 50 a certainement été un des principaux facteurs de succès de ces turbines, qui leur a permis de remplacer pour ainsi dire complètement les anciennes turbines Girard et Jonval.

M. Banki donne bien dans sa brochure le schéma d'un tube récupérateur recueillant l'eau à la sortie de la roue-turbine et devant fonctionner à la manière d'un tube aspirateur. Mais la pratique a démontré qu'avec des turbines à libre déviation, l'utilisation complète de la hauteur d'aspiration est impossible à cause de l'air qui est mélangé à l'eau à la sortie de la roue, et on y a renoncé depuis longtemps.

En résumé, la turbine Banki pour le remplacement d'une roue à eau sera certainement moins favorable que la turbine Francis pour les raisons suivantes :

Si on la place au point le plus bas de la chute, elle marchera noyée chaque fois que le niveau aval monte et son rendement sera mauvais. Si on la place plus haut pour éviter cet inconvénient, on perd une partie de la chute parce qu'on ne peut pas bien y adapter un tube aspirateur.

Pour les deux autres cas de roue à eau (admission inférieure et roue Poncelet) étudiés par M. Banki, les conditions seront les mêmes et nous ne nous y attardons pas.

Remplacement d'une turbine Pelton par une turbine Banki. — L'auteur étudie le remplacement d'une turbine Pelton en prenant comme exemple les turbines de l'usine de Rjukanfos (Norvège) de 14 450 chevaux 250 tours sous 283 m. de chute et donne le schéma de la turbine de 500 tours qu'il propose. Les fig. 15 et 16 sont les reproductions des croquis de sa brochure.

Ici encore et beaucoup plus que dans les cas précédents, on constate en examinant la question d'un peu

¹ Voir Bulletin technique 1919, N° du 15 novembre, p. 241.

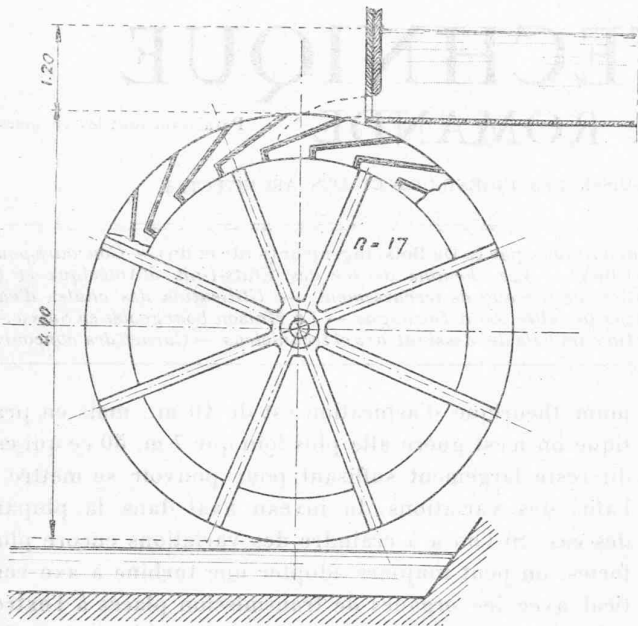


Fig. 12. — Distributeur. — Coupe longitudinale.

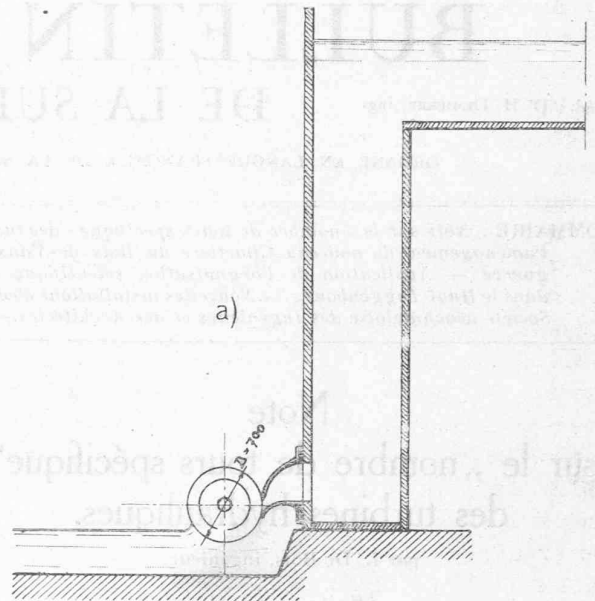


Fig. 13.

Remplacement d'une roue à eau, diamètre 4,00 m., débit 600 l/sec
a) par une turbine Banki, b) par une turbine Francis.

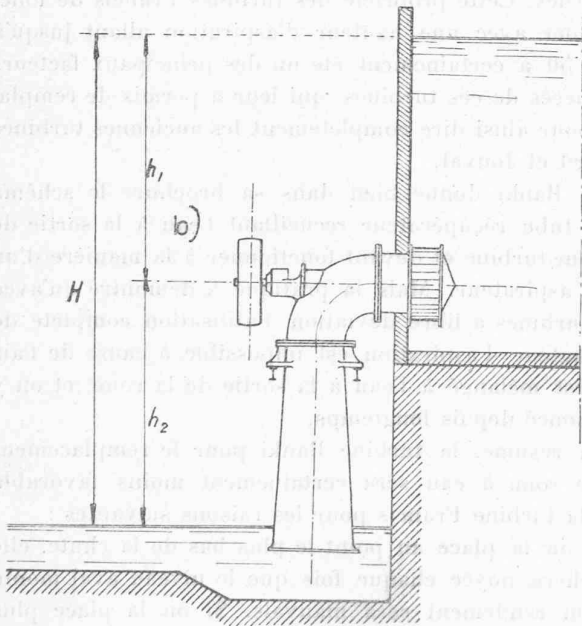


Fig. 14.

près que la turbine Banki se prêterait très mal à une exécution pratique et donnerait de mauvais résultats.

En effet, l'auteur laisse complètement de côté la question du réglage du débit au distributeur qui est pourtant une question très importante. Si l'on cherche à se rendre compte de quelle façon cette question peut être résolue dans le cas particulier, on arrive à une construction dans le genre de celle figurée par nos fig. 17 et 18, c'est-à-dire un tiroir à mouvement circulaire à glissières latérales, genre de construction qui a été assez longtemps employé dans les turbines à haute pression avant les distributeurs ronds à pointeaux des véritables turbines Pelton.

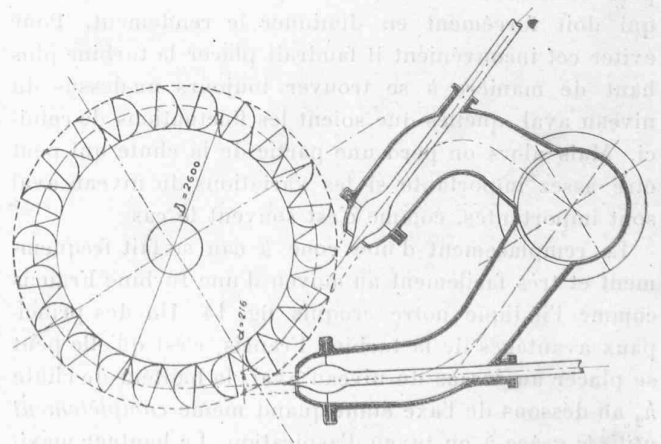


Fig. 15. — Rapport $\frac{D}{d} = \frac{2600}{216} = 12$.

Ces tiroirs à glissières ont été complètement abandonnés, car ils présentent plusieurs inconvénients très sérieux qui disparaissent par l'emploi des injecteurs à pointeaux. Ces inconvénients sont ceux déjà signalés au sujet de la turbine Girard à injection intérieure. Il est impossible d'arriver à une bonne étanchéité entre le tiroir mobile et la pièce fixe; il se produit donc inévitablement des fuites en C (fig. 17) et latéralement en E_1 et E_2 (fig. 18) et ces fuites vont rapidement en augmentant pour peu que l'eau renferme du sable ce qui est presque toujours le cas. Ces fuites diminuent le rendement de la turbine, et M. Banki n'en a pas du tout tenu compte dans ses calculs. La turbine de laboratoire avec laquelle il a fait ses essais ne possédait

pas de distributeur réglable ce qui simplifiait évidemment la question mais ne la résolvait pas.

La découverte des injecteurs ronds avec réglage par pointeau intérieur (turbines Pelton) a été un immense progrès à ce point de vue et c'est probablement cela qui a le plus contribué à faire adopter les turbines Pelton dans tous les cas de haute chute. Ajoutons que l'exécution sur le tour des pointeaux et des ajutages des turbines Pelton est très facile et permet d'obtenir des surfaces parfaitement polies ce qui est loin d'être le cas avec les distributeurs à tiroirs.

Si l'on examine la coupe transversale du distributeur Banki (fig. 18) on constate encore que la largeur exagérée de la roue et par conséquent du distributeur (1 m. 37) aurait forcément comme conséquence l'impossibilité d'arriver à une rigidité satisfaisante du tiroir dans sa largeur; il se produira certainement une flexion qui augmentera le jeu entre la partie mobile et la partie fixe, et par conséquent les fuites.

En résumé la turbine Banki ne représente certainement pas un progrès pour l'utilisation des hautes chutes comparativement à

la turbine Pelton à pointeau à cause de l'impossibilité de réaliser un réglage satisfaisant du débit au distributeur.

3° Remplacement des turbines Francis pour chutes moyennes par la turbine Banki. — L'auteur donne le schéma d'une roue de sa construction pouvant remplacer une turbine Francis à 2 roues de l'installation de Trollhättan (Norvège) dont les caractéristiques sont les suivantes : chute nette = 30m, force = 12 500 chevaux, nombre de tours = 187 par minute.

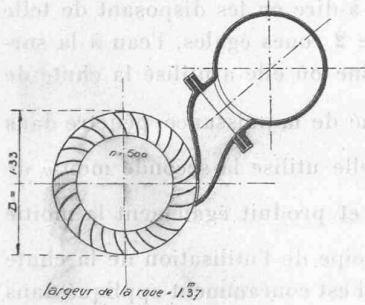


Fig. 16.

Il propose une roue de sa construction de 1m,08 de diamètre et de 1m,37 de largeur. Il trouve avec raison cette largeur exagérée et propose de faire 2 roues de 7m,80 de largeur placées l'une à côté de l'autre avec leurs axes parallèles. Il faudra alors les relier par des engrenages ou d'une autre manière ce dont l'auteur ne s'occupe pas.

Cette largeur de 7m,80 est encore beaucoup trop grande pour qu'il soit possible de résoudre le problème du distributeur réglable d'une manière simple.

En outre, ici apparaît de nouveau l'inconvénient de ne pas pouvoir utiliser la hauteur d'aspiration et la nécessité de placer la turbine au point le plus bas de la chute si l'on ne veut pas perdre de propos délibéré cette hauteur d'aspiration; c'est donc exactement le même inconvénient que nous avons déjà signalé plus haut.

On voit donc que dans ce cas aussi la turbine Banki

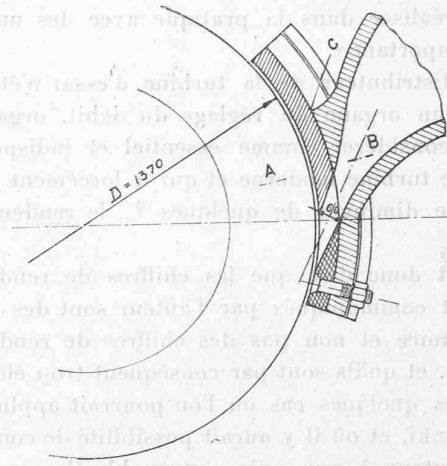


Fig. 17. — Distributeur. — Coupe longitudinale.

ne se prête pas du tout à une utilisation rationnelle et complète de la chute.

4° Remplacement d'une turbine Francis pour basse chute par une turbine Banki. — Les inconvénients signalés dans le cas précédent deviennent encore beaucoup plus apparents si l'on cherche à se rendre compte de ce que serait l'utilisation d'une basse chute au moyen d'une turbine Banki. Il suffit d'examiner de près un cas pratique pour s'en rendre compte.

Supposons par exemple une turbine dont les caractéristiques seraient les suivantes :

chute = 5m,60 débit = 25 cm³ force = 1450 chevaux
nombre de tours = 94 t/min. n_s = 415

Si l'on voulait construire une turbine Banki pour ces données on arriverait à une roue de

diamètre = 1m largeur de la roue = 40m

c'est-à-dire irréalisable pratiquement.

Rendement utile : Dans les essais de rendement que M. Banki a effectués au laboratoire avec une petite turbine de 135mm de diamètre, il est arrivé à un rendement maximum voisin de 90%. Il ne donne pas le détail de ses essais de sorte qu'il n'est pas possible de se faire une opinion sur la manière dont ils ont été effectués. Mais sans vouloir contester les résultats obtenus, on peut faire les réserves suivantes :

1° D'après les explications de l'auteur on voit que ces essais ont été faits avec une petite turbine exécutée avec un soin tout particulier, avec des aubes parfaitement polies, ainsi que les surfaces intérieures du distributeur. Ce sont là des conditions tout à fait impos-

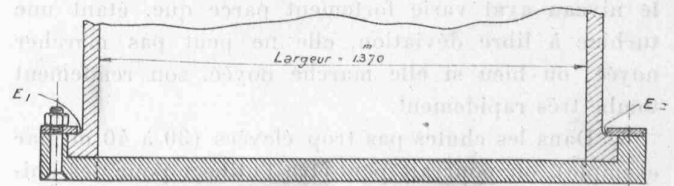


Fig. 18. — Distributeur. — Coupe par AB (Fig. 17).

sibles à réaliser dans la pratique avec des unités de quelque importance.

2° Le distributeur de la turbine d'essai n'était pas pourvu d'un organe de réglage du débit, organe que l'on doit considérer comme essentiel et indispensable dans toute turbine moderne et qui a forcément comme résultat de diminuer de quelques % le rendement de la turbine.

On peut donc dire que les chiffres de rendements obtenus et communiqués par l'auteur sont des chiffres de laboratoire et non pas des chiffres de rendements industriels, et qu'ils sont par conséquent trop élevés.

Dans les quelques cas où l'on pourrait appliquer la turbine Banki, et où il y aurait possibilité de construire un distributeur à peu près convenable (largeur de la

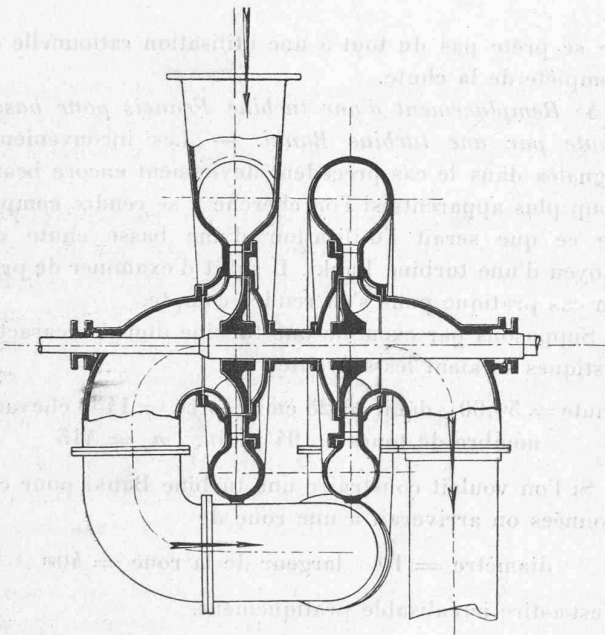


Fig. 19.

$N_s = 44$ par roue. $N_s = 31$ pour l'ensemble.

roue pas trop grande et chute pas trop forte), on peut dire avec certitude que l'on n'arriverait pas à un rendement industriel plus élevé qu'avec une bonne turbine Francis ou Pelton.

En définitive on peut tirer les conclusions suivantes :

1° La turbine Banki ne se prête pas à l'utilisation des basses chutes parce qu'elle ne permet pas l'utilisation de la hauteur d'aspiration et que ses dimensions deviennent extravagantes dès qu'il s'agit d'unités importantes.

2° Elle ne convient pas non plus dans les cas où le niveau aval varie fortement parce que, étant une turbine à libre déviation, elle ne peut pas marcher noyée, ou bien si elle marche noyée, son rendement tombe très rapidement.

3° Dans les chutes pas trop élevées (30 à 40 m. par exemple), on pourrait peut-être l'utiliser pour des unités peu importantes c'est-à-dire si l'on arrive à une largeur de roue pas trop grande (0,40 à 0,50 par exem-

ple) permettant de construire un distributeur réglable à peu près étanche.

4° Pour les hautes chutes, la supériorité de la turbine Pelton réside principalement dans l'injecteur à pointeau intérieur qui a fait ses preuves et a remplacé partout l'injecteur à tiroir auquel il faudrait revenir avec la turbine Banki.

5° Dans le cas du remplacement d'une roue à eau et à condition que les variations du niveau aval soient faibles et qu'il n'y ait pas besoin d'un distributeur réglable, on pourrait peut-être appliquer la turbine Banki avantageusement, quoique dans ce cas-là, une petite turbine Francis remplirait le même but.

On voit donc que le champ d'application de la turbine Banki est très restreint.

Turbines Francis accouplées en tension. — Nous venons de voir qu'avec des turbines Pelton, le meilleur moyen pour arriver à des « nombres de tours spécifiques » voisins de 40 était d'avoir 2 roues à 2 jets calées sur le même arbre, c'est-à-dire accouplées en parallèle.

On arrive au même résultat en accouplant 2 turbines Francis en tension c'est-à-dire en les disposant de telle sorte que si l'on suppose 2 roues égales, l'eau à la sortie de la première turbine où elle a utilisé la chute de h à $\frac{h}{2}$ et produit la moitié de la puissance, pénètre dans la seconde turbine où elle utilise la seconde moitié de la chute soit de $\frac{h}{2}$ à 0, et produit également la moitié de la puissance. Ce principe de l'utilisation de la chute par étages successifs, qui est couramment appliqué dans les pompes centrifuges (pompes multicellulaires), n'a guère été appliqué qu'une fois à notre connaissance avec des turbines.

C'est dans une installation de force motrice au Tyrol, à Wiesberg, qui a été décrite par le professeur Pfarr dans la *Schweiz. Bauzeitung* du 15 septembre 1907. La fig. 19 qui est tirée de cette publication donne le schéma de ces turbines accouplées en tension. Cette usine possédait des groupes Francis à une seule roue de 1500 chevaux 500 tours sous 87^m de chute nette, ce qui correspond à $n_s = 44$ c'est-à-dire une valeur située au-dessous du chiffre de 50 que nous avons indiqué comme minimum admissible. Ces turbines s'usaient très rapidement et ceci aussi bien en hiver avec de l'eau pure qu'en été avec de l'eau de glacier chargée de sable. On les transforma donc en gronpe à 2 roues suivant le schéma fig. 19. Le « nombre de tours spécifique » de chaque roue, qui travaille non plus sous 87^m de chute mais sous 43^m,50, devient alors :

$$n_s = \frac{300}{43,5} \sqrt{\frac{750}{43,5}} = 74$$

qui est beaucoup plus favorable que le chiffre précédent de 44. Il paraît que les améliorations obtenues en ce qui concerne l'usure furent surprenantes. Il dut certai-

nement y avoir également amélioration du rendement.

Pourquoi cette solution n'a-t-elle pas été appliquée plus souvent dès lors? C'est probablement à cause du coût élevé d'un pareil groupe comprenant pour ainsi dire 2 turbines complètes avec 2 bâches-spirales séparées, tuyauterie de raccordement volumineuse, etc. Il semble pourtant qu'en adoptant la disposition bien connue des pompes centrifuges multicellulaires on pourrait arriver à créer un groupe à 2 étages assez ramassé et guère plus volumineux qu'un groupe à une seule roue.

Il paraît y avoir encore dans cette direction un champ qui n'a guère été étudié et qui laisserait entrevoir des solutions intéressantes dans certains cas.

Conclusions.

Tout ce qui précède montre donc bien que pour les « nombres de tours spécifiques » voisins de 40 il n'existe actuellement pas de type de turbine duquel on puisse dire qu'il donne une solution pleinement satisfaisante du problème. Lorsqu'on aura le choix de l'importance des unités dans une installation nouvelle, on fera donc bien, soit de se tenir au-dessous du chiffre 32 pour avoir des Pelton, soit de se tenir au-dessus de 50 pour avoir des Francis. Il faut noter en outre que les Francis n'ont guère été utilisées jusqu'à maintenant pour des chutes dépassant 200 mètres. En ce qui concerne la résistance des organes à l'usure par l'eau sablonneuse et la facilité du remplacement des organes usés, la Pelton à jet rond réalise bien ce que l'on peut demander de plus avantageux actuellement.

Historique.

Pour terminer ces notes sur ce coefficient qu'on a appelé le « nombre de tours spécifique » des turbines et qui est vraiment très commode pour caractériser un type de turbine, il sera intéressant de rechercher l'origine de ce coefficient.

Toutes les maisons de construction de turbines qui se sont occupées de créer des séries de turbines d'un type déterminé ont certainement dû établir depuis très longtemps les relations simples qui existent entre la chute, la puissance et le nombre de tours pour des turbines semblables mais de dimensions différentes. Elles ont donc certainement fait usage sous une forme ou sous une autre de coefficients qui, s'ils n'étaient pas identiques au n_s que nous venons d'étudier, n'en étaient pas moins équivalents sous le rapport du résultat obtenu.

Le professeur Thomann, dans son ouvrage sur les turbines attribue la première apparition du coefficient n_s (qu'il désigne par k_n) à Brauer qui l'aurait proposée dans son ouvrage sur les turbines paru en 1899 à Leipzig.

D'autre part, M. Rateau dans son traité des turbomachines, qui a paru de 1897 à 1900 dans la *Revue de mécanique* (éditeur: V^{ve} Ch. Dunod, Paris), a introduit un coefficient de puissance qu'il utilise spécialement

pour étudier les turbines de grande puissance, et qui est défini par la relation

$$\omega^2 \cdot P = K \cdot h^{\frac{5}{2}}$$

dans laquelle ω = vitesse angulaire = $\frac{\pi n}{30}$ et P = puissance en chevaux que nous avons désignée par N .

En changeant les notations nous pouvons écrire cette relation sous la forme

$$K = \frac{\omega^2 N}{h^{\frac{5}{2}}} = \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \frac{n^2 N}{h^2 \sqrt{h}}$$

$$\frac{\sqrt{K}}{\frac{\pi}{30}} = \frac{n}{h} \sqrt{\frac{N}{h}} = n_s$$

On voit donc qu'entre le coefficient de puissance K proposé par M. Rateau et le « nombre de tours spécifique » n_s il existe la relation simple

$$K = 92 \cdot n_s^2$$

C'est donc un coefficient tout à fait comparable mais qui a le tort de ne pas avoir été proposé par un professeur d'outre-Rhin, ce qui fait qu'il a passé à peu près inaperçu.

Il faut toutefois reconnaître qu'il parle moins à l'esprit que le n_s , car, si l'on veut se rendre compte d'une manière concrète de sa signification, il faut, dans la formule $\omega^2 N = Kh^{\frac{5}{2}}$, poser $h = 1^m$ et $\omega = 1$, alors on a $K = N$ ce qui signifierait qu'une turbine du type considéré, calculée pour marcher sous la chute de 1^m et à vitesse $\omega = 1$ ou bien $n = \frac{30}{\pi}$, soit 9,6 tours par min., développerait une puissance en chevaux égale à K .

Ce coefficient de puissance K s'appliquant à des turbines de systèmes différents donnera donc la mesure de la puissance à laquelle on pourra arriver avec chacun de ces systèmes pour une vitesse donnée, alors que le coefficient n_s permet de comparer des turbines de systèmes différents au point de vue des vitesses que l'on pourra atteindre pour une puissance déterminée. On pourrait donc le désigner par l'appellation: *puissance spécifique* par analogie avec le « nombre de tours spécifique ».

Les deux expressions sont comparables puisqu'elles établissent l'une et l'autre la relation simple qui existe entre les 3 données: chute, puissance et nombre de tours, pour un type déterminé de turbine. C'est le « nombre de tours spécifique » n_s qui a été introduit dans la pratique courante; on s'y est habitué et on ne voit pas bien actuellement les raisons qu'il pourrait y avoir de le remplacer par le coefficient de puissance.

Concours pour l'aménagement du nouveau Cimetière du Bois-de-Vaux.

(Suite et fin)¹

« Repos »: Bonne composition, l'auteur a donné à l'entrée principale trop d'importance; elle serait d'une exécution difficile et onéreuse; sa disposition manque de simplicité et

¹ Voir *Bulletin Technique* 1919, p. 205.