Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 45 (1919)
Heft: 21

Artikel: Note sur le "nombre de tours spécifique" des turbines hydrauliques
Autor: Bois, L. du
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-34929

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 08.07.2025

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

46me année 18 Octobre 1919 N° 21

BULLETIN TECHNIQUE
DE LA SUISSE ROMANDE

Réd. : Dr 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. — *Note sur la durée, le renouvellement et la dépréciation du matériel de voie ferrée*, par A. Perey, ingénieur (suite). — *Extrait du rapport de gestion du Service des Eaux du Département fédéral de l'Intérieur sur sa gestion en 1918.* — *Concours pour une Infirmerie d'isolement, à Lausanne* (suite et fin). — *Informations :* La question du système de traction électrique en France. — Formes et dimensions des grands barrages en maçonnerie, par M. Résal, Inspecteur général des Ponts et Chaussées ; Congrès national de la navigation intérieure française ; Désignation des cours d'eau navigables ou susceptibles d'être rendus navigables ; Comité de rédaction du *Bulletin technique de la Suisse romande.* — *Bibliographie.* — *Carnet des concours.*

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

par L. Du Bois, ingénieur.

Tableau des notations admises.

h = hauteur de chute nette en mètres
Q = débit en m³ par seconde
N = puissance de la turbine en chevaux
n = nombre de tours par minute
n_s = nombre de tours spécifique
D = diamètre de la roue turbine
d = diamètre du jet dans une turbine Pelton
g = accélération due à la pesanteur = 9,81 m.
η = rendement de la turbine (voisin de 0,80 pour les turbines modernes)
$\sqrt{2gh}$ = vitesse théorique d'écoulement de l'eau sous la chute h.

Les notes qui suivent, relatives au nombre de tours spécifique des turbines hydrauliques, n'ont pas la prétention d'apporter quelque chose de nouveau aux spécialistes de la construction des turbines. Par contre, elles pourront intéresser les ingénieurs qui sont appelés à s'occuper d'une manière générale de l'utilisation des forces motrices hydrauliques et qui doivent assez souvent avoir l'occasion d'entendre parler du nombre de tours spécifique des turbines.

Le *nombre de tours spécifique* d'une turbine hydraulique est un coefficient qui a été introduit depuis un certain nombre d'années dans la pratique et qui caractérise exactement un type déterminé de turbine en exprimant sous une forme simple la relation qui existe entre la chute, la puissance et le nombre de tours. Le « nombre de tours spécifique » d'un type de turbine étant connu, on pourra, par exemple, si la chute et la puissance en chevaux sont données, déterminer immédiatement quel sera le nombre de tours maximum que l'on pourra atteindre. Inversément la chute étant donnée ainsi que le nombre de tours et la puissance, on pourra dès que l'on connaîtra les « nombres de tours spécifiques » admissibles pour les différents systèmes de turbines, déterminer quel est le système qu'il convient d'adopter. Et, enfin, si l'on connaît la chute et le nombre de tours, on pourra dire, pour un système de turbine ayant un « nombre de tours spécifique » déterminé, qu'elle sera la puissance maximum que l'on pourra atteindre avec une unité du type considéré.

Le nombre de tours spécifique que l'on désigne en général par n_s (quelques auteurs ont adopté k_n), a pour expression :

$$n_s = \frac{n}{h}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{h}}}$$

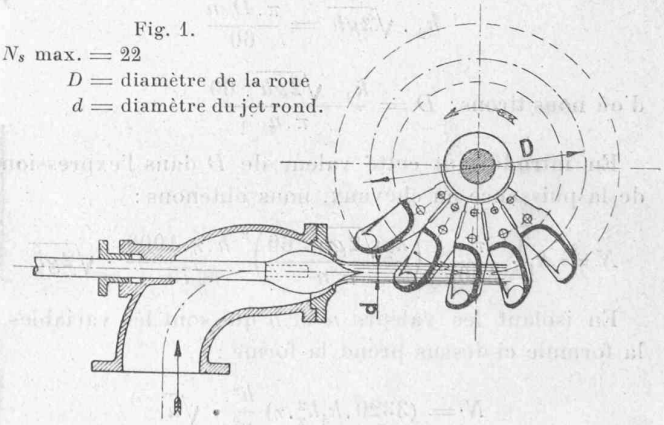
dans laquelle

n = nombre de tours par seconde
h = chute en mètres
N = Puissance en chevaux.

Turbines Pelton.

Il est facile d'établir l'expression de leur nombre de tours spécifique. Considérons par exemple une turbine Pelton à 1 jet (fig. 1) ayant une roue d'un diamètre moyen

Fig. 1.
N_s max. = 22
D = diamètre de la roue
d = diamètre du jet rond.



= D et un jet rond de diamètre d. Dans l'état actuel de la construction des turbines la pratique a montré que le maximum de diamètre de jet que l'on peut admettre est égal au $\frac{1}{10}$ du diamètre de la roue. Si l'on dépasse cette proportion, le rendement de la turbine diminue. Il n'est pas impossible que l'on arrive dans la suite à trouver une forme d'aubes qui permette d'aller plus loin avec cette proportion $\frac{d}{D}$.

Le débit Q à la seconde qui passe par l'injecteur a pour expression

$$Q = k_1 \frac{\pi d^2}{4} \cdot \sqrt{2gh} \; ;$$

k_1 étant le coefficient d'écoulement de l'eau à travers l'orifice de l'injecteur, voisin de 0,95 pour les Pelton et g étant l'accélération due à la pesanteur = 9,81.

Si l'on exprime le débit en fonction du diamètre de la roue en faisant usage de la relation $\frac{d}{D} = \frac{1}{10}$, nous aurons

$$Q = k_1 \cdot \frac{\pi D^2}{400} \sqrt{2gh}$$

Si d et h sont exprimés en m., le débit ainsi obtenu sera exprimé en m³.

La puissance obtenue en chevaux aura pour expression :

$$N = \frac{Qh.\eta.1000}{75}$$

η = rendement de la turbine voisin de 0,80.

En introduisant la valeur du débit en fonction de h, nous obtenons :

$$N = k_1 \cdot \frac{\pi.D^2}{400} \sqrt{2gh} \cdot \frac{h\eta.1000}{75} \text{ en chevaux.}$$

Nous devons maintenant exprimer le diamètre D de la roue en fonction du nombre de tours.

La vitesse périphérique u de la roue est, pour les turbines Pelton : $u = k_2 \sqrt{2gh}$ où k_2 est voisin de 0,45 ; c'est là une valeur qui a été fixée par l'expérience ; on peut s'en écarter dans de certaines limites ; mais si l'on s'en écarte trop, ce sera toujours au détriment du rendement. Cette vitesse périphérique u est d'autre part égale à $\frac{\pi.Dn}{60}$ nous avons donc :

$$k_2 . \sqrt{2gh} = \frac{\pi.D.n}{60}$$

d'où nous tirons : $D = \frac{k_2 . \sqrt{2gh} . 60}{\pi.n}$

En introduisant cette valeur de D dans l'expression de la puissance en chevaux, nous obtenons :

$$N = k_1 \cdot \frac{\pi}{400} \cdot \left(\frac{k_2\sqrt{2gh} . 60}{\pi.n}\right)^2 \frac{h.\eta.1000}{75} \cdot \sqrt{2gh}$$

En isolant les valeurs n et h qui sont les variables, la formule ci-dessus prend la forme :

$$N = (3320.k_1k_2^2.\eta) \frac{h^2}{n^2} \cdot \sqrt{h}$$

et si nous désignons provisoirement toute la partie entre parenthèses par la lettre K :

$$N = K \cdot \frac{h^2}{n^2} \cdot \sqrt{h}$$

D'où la valeur de $K = \frac{N.n^2}{h^2.\sqrt{h}}$

et $$\sqrt{K} = \frac{n}{h}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{h}}}$$

C'est justement là l'expression n_s du « nombre de tours spécifique » de la turbine. Dans notre cas de turbine Pelton en introduisant les valeurs $k_1 = 0{,}95$, $k_2 = 0{,}45$ et $\eta = 0{,}80$, nous obtenons :

$$n_s = \sqrt{3320.0{,}95.0{,}202.0{,}80} = 22{,}6$$

Cette expression $n_s = \frac{n}{h}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{h}}}$ paraît un peu abstraite à première vue. Pour se rendre compte de sa signification, il suffit de poser dans la formule h = 1 mètre et N = 1 cheval, et l'on a alors : $n_s = n$, ce qui signifie donc que le « nombre de tours spécifique » d'une turbine d'un type déterminé est *le nombre de tours auquel on arriverait avec une turbine du type considéré développant 1 cheval sous 1 mètre de chute.*

Nous venons de voir que pour les turbines Pelton à 1 jet le « nombre de tours spécifique » est de 22,6 ; cela signifie qu'une turbine Pelton calculée avec la proportion $\frac{D}{d} = 10$, marchant sous 1 m. de chute nette et développant 1 cheval, tournerait à la vitesse de 22,6 tours par minute.

Il est évident que pour un diamètre de roue déterminé D on peut admettre un diamètre de jet plus petit que $\frac{D}{10}$, en construisant l'aubage en proportion. Cela revient donc à dire que le « nombre de tours spécifique » des roues Pelton à 1 jet est compris entre zéro et 22,6, cette dernière valeur étant le maximum que l'on peut admettre si l'on tient à rester dans les limites d'un bon rendement mécanique.

Si l'on construit une série de turbines Pelton du même type, c'est-à-dire semblables dans toutes leurs proportions et ayant toutes le rapport $\frac{D}{d} = 10$, et dont les roues aient des diamètres augmentant de 10 en 10 cm. en partant du diamètre minimum de 200 mm. par exemple, on voit que, pour une chute déterminée, les 3 caractéristiques Q, n et N varieront comme suit en passant d'un diamètre D_1 à un autre plus grand D_2.

1° Le débit Q augmente dans la proportion des carrés des diamètres $\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$.

2° Le nombre de tours diminue dans la proportion inverse du diamètre ; si n_1 est le nombre de tours qui correspond au petit diamètre D_1 on aura $n_2 = n_1 \frac{D_1}{D_2}$.

3° Le nombre de chevaux N augmente dans la même proportion que le débit soit $\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2$.

D'autre part, pour un diamètre déterminé de roue D, si l'on fait passer la chute d'une valeur h_1 à une seconde valeur h_2 plus grande, les caractéristiques varieront comme suit :

1° Le débit Q augmente dans la proportion $\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$.

2° Le nombre de tours augmente dans la même proportion.

3° Le nombre de chevaux N augmente dans la proportion $\frac{h_2}{h_1}\sqrt{\frac{h_2}{h_1}}$.

Par contre le « nombre de tours spécifique » $n_s = \frac{n}{h}\sqrt{\frac{N}{\sqrt{h}}}$ a une valeur qui sera la même pour toutes les turbines de cette série, quelle que soit la chute sous laquelle on les fait travailler. C'est donc bien un coefficient qui caractérise ce type de turbine.

Nous venons de voir que pour les turbines Pelton à 1 jet dans lesquelles le rapport du diamètre du jet à celui de la roue est de $\frac{1}{10}$ le « nombre de tours spécifique » est de 22,6 et que ce chiffre est le maximum de ce que l'on peut actuellement obtenir avec des turbines Pelton à 1 jet. Mais on peut disposer 2 jets sur la circonférence de la roue, et même 3 ou 4 dans certains cas.

Pour un diamètre de roue D on augmente alors la puissance dans la proportion du nombre de jets.

Il faut alors remplacer dans l'expression de n_s la valeur N par $2N$, $3N$ ou $4N$ et l'on obtiendra les valeurs suivantes :

Turbine Pelton	à 1 jet	n_s	$= 22{,}6$
» »	2 jets	$n_s = 22{,}6 . \sqrt{2}$	$= 31{,}8$
» »	3 »	$n_s = 22{,}6 . \sqrt{3}$	$= 39$
» »	4 »	$n_s = 22{,}6 . \sqrt{4}$	$= 45{,}2$

Les turbines à 3 et 4 jets ne sont pas toujours réalisables ; il y a la question de l'évacuation de l'eau qui joue un rôle important ; avec une turbine à 1 jet comme celle de la fig. 1, ce jet agit dans le bas de la roue et l'évacuation se fait très facilement. Avec 2 jets la chose est encore assez facilement réalisable ; mais dès qu'il y a plus de 2 jets répartis sur la circonférence de la roue, l'évacuation de l'eau des jets qui agissent à la partie supérieure de la roue devient difficile, car il ne faut pas que l'eau d'évacuation retombe dans l'aubage, ce qui produit un effet de freinage et par suite une diminution de rendement. Il faut en outre que les jets soient suffisamment éloignés les uns des autres, sinon ils se contrarient l'un l'autre, et ceci toujours au détriment du rendement. Pour les petits diamètres de roues il n'est par conséquent pas possible d'avoir plus de 2 jets.

En résumé, on peut donc conclure que l'on pourra toujours obtenir avec des turbines Pelton à 1 jet un n_s de 0 à 22,6 et avec des Pelton à 2 jets un n_s de 22,6 à 31,8.

Si l'on désire aller plus loin, l'emploi des turbines à 3 et 4 jets permettra quelquefois d'arriver à 39 et même à 42,2, mais une étude spéciale sera nécessaire dans chaque cas.

Il ne faudrait pas considérer les chiffres que nous venons d'établir pour les « nombres de tours spécifiques » comme étant des valeurs rigoureusement immuables, bien au contraire. Ils représentent ce que l'on peut atteindre actuellement avec de bonnes turbines Pelton, et si l'on se pose comme règle que le rendement de la turbine doit être aussi bon que possible, c'est-à-dire au moins 80 %. Mais il est évident que si l'on veut sacrifier quelques % de rendement, on pourra pousser les « nombres de tours spécifiques » plus loin que les chiffres indiqués. Et d'autre part il n'y a rien d'impossible à ce que l'on trouve des formes d'aubage qui permettent de dépasser sensiblement les « nombres de tours spécifiques » que nous venons d'indiquer, tout en maintenant le chiffre de rendement très élevé. Ainsi, dans un cas récent, nous avons vu deux constructeurs suisses qui n'ont pas craint d'offrir pour une chute de 165 m. des turbines Pelton de 1800 chevaux 500 tours à 2 jets, ce qui correspond à un « nombre de tours spéfique » de 36 alors que nous avons vu plus haut que le « nombre de tours spécifique » généralement admis pour ce type de turbine ne dépassait guère 31,8. Il sera intéressant de voir quels seront les résultats obtenus avec ce groupe qui est en cours d'exécution.

(*A suivre.*)

Note sur la durée, le renouvellement et la dépréciation du matériel de voie ferrée

par A. Perey, ingénieur.

(Suite)[1]

Le tableau V donne pour le réseau J.-S. le mouvement des traverses pour la période de 1883 (origine de l'emploi du fer) à 1902, avec diverses combinaisons indiquant la proportion des remplacements annuels. Il ne tient compte que des *traverses neuves* affectées à l'entretien et ne comprend pas les traverses usagées (dites mi-valeur) disponibles après les réfections (2/3 environ) qui sont réutilisées et diminuent d'autant la quantité des traverses neuves à poser.

Les proportions des colonnes 27 à 33 de ce tableau ne donnent que des résultats bruts dont on ne pourrait tirer la durée effective des traverses que par des corrections appropriées. Celles des colonnes 27, 28, 29, 31 et 32 sont fortement influencées par la proportion des remplacements en bois et en fer qui peut varier à volonté.

La colonne 27 ne comprenant pas les traverses fer posées en remplacement donne des résultats exacts à l'origine, mais peu à peu trop faibles qui descendraient à zéro dès que l'on ne poserait plus de traverses en bois neuves.

La proportion anormale de 1898 provient de la part exceptionnellement forte des traverses en bois posées, motivée par le prix du fer.

La colonne 29 montre des taux croissants qui dépasseraient 1 pour les derniers tronçons de bois remplacés et sont en progression modérée due à l'extinction du bois, à l'augmentation du nombre des traverses dans les réfections (col. 34) et de la vitesse des trains qui exige une voie plus robuste.

La colonne 30 donne les taux moyens des remplacements en bois et fer, lesquels ne portent guère que sur les traverses bois, ceux sur fer étant négligeables ; ils devraient donc être décroissants dès le moment de l'emploi du fer, ce qui n'est pas le cas de 1883 à 1891. Cette anomalie, peu prononcée

[1] Voir *Bulletin technique* 1919, p. 214.