

Zeitschrift: Bulletin de l'Association suisse des électriciens
Herausgeber: Association suisse des électriciens
Band: 59 (1968)
Heft: 11

Artikel: Détermination du niveau d'énergie en aval des turbines Kaplan
Autor: Meier, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-1057398>

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: 25.12.2024

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

BULLETIN

DE L'ASSOCIATION SUISSE DES ELECTRICIENS

Organe commun de l'Association Suisse des Electriciens (ASE)
et de l'Union des Centrales Suisses d'électricité (UCS)

Détermination du niveau d'énergie en aval des turbines Kaplan

Par W. Meier, Zurich

621.224.35

(Traduction)

Dans les installations à basse pression avec des chutes de 10 à 20 m, la part d'énergie cinétique à la sortie du tuyau d'aspiration atteint à pleine charge plusieurs pour-cents. Il est de ce fait indispensable de veuer, lors des essais de réception, une attention particulière à la détermination exacte de toute l'énergie encore disponible à la sortie de la turbine. Les nouvelles règles de la CEI et de l'ASE fixent nettement comme section de référence la sortie du tube d'aspiration, alors que des règles plus anciennes admettaient également d'autres plans de référence situés après la sortie du tube d'aspiration. Les pertes d'énergie engendrées par le brusque élargissement à la sortie du tuyau d'aspiration ne doivent pas intervenir dans le calcul du rendement de la turbine, mais seulement dans celui du rendement de l'installation.

In Niederdruckanlagen mit Fallhöhen unter 10...20 m beträgt der Anteil der kinetischen Austrittsenergie am Saugrohrende bei Vollast mehrere Prozente. Deshalb ist bei Abnahmeversuchen der genauen Ermittlung der am Turbinenaustritt noch vorhandenen Energie alle Aufmerksamkeit zu schenken. In den neuen CEI- und SEV-Regeln wird als Bezugsquerschnitt eindeutig der Saugrohraustritt festgelegt, während ältere Regeln auch Bezugsebenen hinter dem Saugrohraustritt zulassen. Die Energieverluste infolge der plötzlichen Querschnittserweiterung nach dem Saugrohr gehen nicht zu Lasten des Turbinenwirkungsgrades, sondern müssen bei der Berechnung des Anlagenwirkungsgrades berücksichtigt werden.

Désignations utilisées

H_{stat}	chute statique (géodésique) en m
H	chute nette en m
z	cote en m
p/γ	hauteur de pression statique en m
$v^2/2g$	hauteur cinétique en m
$v = Q/A$	vitesse d'écoulement en m/s
Q	débit en m ³ /s
A	surface de la section de référence en m ²
D_s	diamètre d'entrée du tuyau d'aspiration en m
g	accélération de la pesanteur en m/s ²
H_v	perte de charge en m
u	hauteur de recouvrement d'eau à la sortie du tuyau d'aspiration en m

$$Q_{1s} = \frac{Q}{\sqrt{H} \cdot D_s^2} \text{ débit spécifique (} Q \text{ en Lit./s)}$$

Indice e	entrée
Indice a	sortie

La chute d'une turbine hydraulique est définie par la différence des niveaux d'énergie en aval et en amont. Le niveau d'énergie par rapport à un plan de référence est la somme des énergies de position, de pression et de vitesse. Dans la fig. 1 les plans d'eau sont libres. Les cotes des lignes d'énergie à l'entrée «e» et à la sortie «a», sections qui limitent le domaine de responsabilité du constructeur de la turbine, sont données par les relations suivantes où l'énergie est exprimée en m, car elle est une capacité de travail par unité de poids (mkp/kp):

$$H_e = z_e + \frac{v_e^2}{2g} \quad (\text{m})$$

$$H_a = z_a + \frac{v_a^2}{2g} \quad (\text{m})$$

d'où résulte la chute (= chute nette):

$$H = H_e - H_a = z_e - z_a + \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g} \quad (\text{m})$$

En pratique la détermination exacte des lignes d'énergie n'est pas si simple pour les turbines à basse pression ayant une chute inférieure à 10...20 m. La détermination de la ligne de charge

à l'entrée de la turbine, c'est-à-dire derrière la grille, à l'introduction dans la bêche spirale, ne présente habituellement pas de difficultés à cause de la faible vitesse d'écoulement et de l'accélération à cet endroit. La détermination de la ligne d'énergie à la sortie de la turbine donne par contre toujours lieu à des discussions. Après le tuyau d'aspiration d'une turbine à basse pression il y a un écoulement fortement tourbillonnaire et bouillonnant, et la répartition des vitesses sur la largeur et la hauteur de l'aire de sortie du tuyau d'aspiration est irrégulière. Les conditions d'écoulement changent, non seulement avec la charge de la turbine à mesurer, mais encore avec la charge de machines voisines éventuelles. Elles sont en outre influencées par l'importance du recouvrement du tuyau d'aspiration, c'est-à-dire par la distance minimum qui sépare le niveau aval de l'arête supérieure de l'orifice du tuyau d'aspiration (fig. 1).

Pour une turbine Kaplan à basse chute tournant à pleine charge, l'énergie cinétique à la sortie de la roue motrice peut être de l'ordre de 50% de l'énergie disponible totale. Cette part importante est transformée presque totalement en énergie potentielle par diminution de la vitesse dans le tuyau d'aspiration qui suit la roue motrice (coude d'aspiration). Les fig. 2 et 3 indiquent l'ordre de grandeur de l'énergie cinétique encore disponible à la sortie du tuyau d'aspiration. Dans les turbines à basse pression à vitesse spécifique élevée ayant un débit spécifique supérieur à $Q_{1s} = 2000$ Lit./s, cette part de l'énergie cinétique est de plusieurs pour-cent de la chute. Pour des raisons d'hydraulique et de réglage le passage du tuyau d'aspiration au canal de fuite est réalisé en général par une augmentation brusque de section. La vitesse d'écoulement dans le canal de fuite est par conséquent souvent beaucoup plus petite qu'à la sortie du tuyau d'aspiration. Les deux masses d'eau s'écoulant à des vitesses différentes engendrent un tourbillonnement, donc des pertes (transformation de l'énergie cinétique en

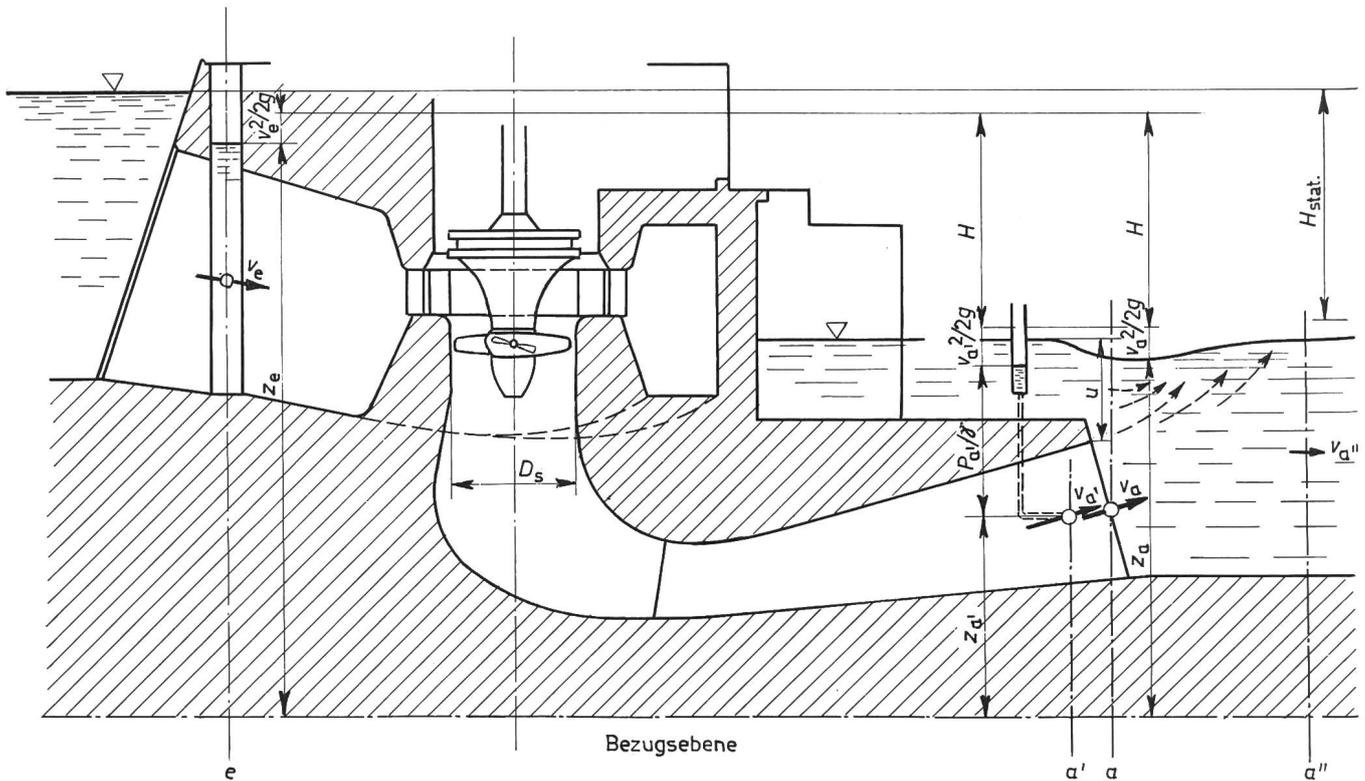


Fig. 1

Coupe schématique d'une installation de turbine Kaplan à basse pression

Pour les essais de réception on détermine la chute H en calculant la différence des cotes des lignes d'énergie entre l'entrée de la turbine (dans la rainure des batardeaux, derrière la grille) et la sortie de la turbine (extrémité du tuyau d'aspiration). Selon les nouvelles Règles pour les essais de réception de la CEI et de l'ASE la ligne d'énergie à la sortie du tuyau d'aspiration doit être déterminée autant que possible par des mesures de pression dans la section a' ou, dans le cas d'un faible recouvrement u par mesure du niveau de l'eau dans la section a , en tenant compte

de la hauteur cinétique $v_a^2/2g$ resp. $v_a'^2/2g$

Bezugsebene = plan de référence

Désignations: voir le texte

chaleur). Dans la dynamique des fluides elles sont connues sous le nom de pertes de Borda-Carnot [1; 2]¹⁾ et peuvent se calculer par l'équation (fig. 4):

$$H_v(a' \dots a'') = \frac{(v_a' - v_a'')^2}{2g} \quad (\text{m})$$

¹⁾ Voir la bibliographie à la fin de l'article.

On voit que l'énergie cinétique encore disponible à la sortie du tuyau d'aspiration serait complètement perdue si le recouvrement de celui-ci était important, ou si par exemple il débouchait dans un lac c'est-à-dire si on avait $v_a'' = 0$. Bien entendu de telles conditions ne se rencontrent pratiquement jamais. Le cas où on peut écrire $v_a' = v_a''$ est cependant très

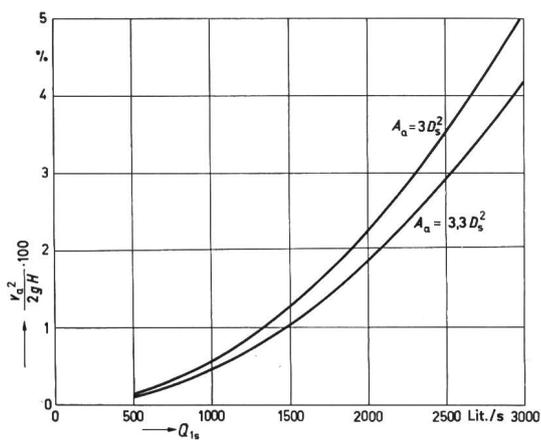


Fig. 2

Proportion de l'énergie cinétique de sortie

Pour les installations à basse pression avec des débits spécifiques Q_{1s} supérieurs à 2000 Lit./s elle est de plus de 2 % de la chute nette H . Cette valeur peut être réduite par une augmentation de la section de sortie A_a du tuyau d'aspiration ou par une configuration constructive favorable de l'écoulement.

Désignations: voir le texte

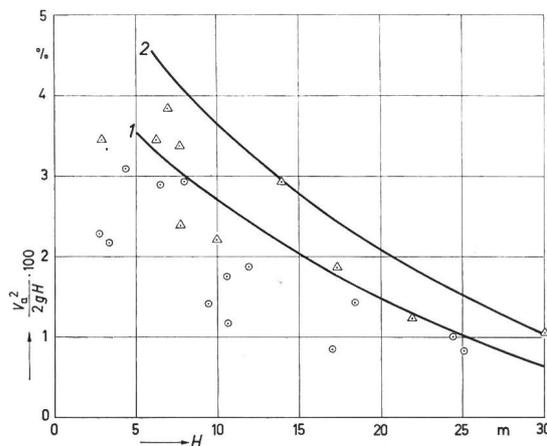


Fig. 3

Proportion de l'énergie cinétique de sortie dans les installations à basse pression à hauteur de chute de moins de 10...20 m

- Part cinétique de l'énergie de sortie de quelques installations en pleine charge et pour hauteur de chute donnant le meilleur rendement (courbe limite 1)
- △ Part cinétique de l'énergie de sortie en pleine charge pour la hauteur de chute correspondant au débit maximum (courbe limite 2)

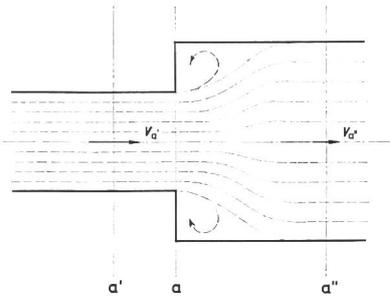


Fig. 4

Modèle d'écoulement avec élargissement brusque

Les pertes produites par le tourbillonnement de a' en a'' dépendent de la différence des vitesses. Ces pertes à la sortie du tuyau d'aspiration diminuent le rendement de l'installation. Pour pouvoir mesurer le rendement de la turbine sans qu'il soit modifié par cette influence, il faut déterminer la ligne d'énergie à la sortie de la turbine, non pas dans le plan a'' mais en a ou en a' (voir fig. 1)

Désignations: voir le texte

rare lui aussi. C'est pourquoi avec $v_{a'} \neq v_{a''}$, une certaine partie de l'énergie cinétique de sortie est toujours perdue, ce qui diminue le rendement de l'installation. Pour que ces pertes restent faibles, il faudrait agrandir la section de sortie du tuyau d'aspiration. On pourrait obtenir ce résultat par un évasement plus accentué ou en allongeant le tuyau d'aspiration. Mais dans les deux cas il y aurait un risque de décollement de la veine liquide. En outre, les pertes par frottement dans le tuyau d'aspiration augmentent avec sa longueur. Enfin, pour des raisons de réglage, la masse d'eau contenue dans le tuyau d'aspiration doit être maintenue dans certaines limites. Des points de vue de la réalisation pratique et économiques sont aussi déterminants.

La prescription des Règles suisses pour les turbines hydrauliques [3]:

$$S = A_a \geq 3 D_s^2$$

s'est montrée satisfaisante car, par l'application de cette formule, on évite des pertes de sortie trop grandes. L'augmentation du débit spécifique que l'on constate depuis la dernière parution des Règles entraînera nécessairement une augmentation de la section de sortie du tuyau d'aspiration. Il serait en outre recommandable que le constructeur et le client s'entendent assez tôt, déjà lors du projet, sur les pertes à la sortie. Par une conformation appropriée de l'écoulement, c'est-à-dire en évitant les différences de section inutilement grandes, on peut réduire les pertes à la sortie. Il faut pour cela déterminer une forme appropriée dans les limites des possibilités.

Les Règles citées de l'ASE [3] contiennent, sous chiffre 155, une série de recommandations pour la détermination de la ligne d'énergie après la turbine. Les méthodes de mesure suivantes sont admises:

a) Mesure dans le canal de fuite après la sortie du tuyau d'aspiration. Calcul de la hauteur cinétique pour l'endroit envisagé en se basant sur la section (fig. 1: plan de mesure a').

b) Mesure au droit de la sortie du tuyau d'aspiration. La hauteur cinétique sera calculée pour la section de sortie du tuyau d'aspiration (fig. 1: plan de mesure a).

c) Mesure selon a) ou b), mais par des mesures de pression au lieu de relevé des niveaux.

d) Mesure de pression à l'intérieur du tuyau d'aspiration, avant la section de sortie de ce tuyau (fig. 1: plan de mesure a').

La condition $A_a \geq 3 D_s^2$ doit être satisfaite pour les méthodes b) et d).

La méthode a) présente diverses insuffisances pour les turbines à basse pression à grande vitesse spécifique, ce qui peut

conduire à des erreurs de mesure. Souvent on ne peut pas calculer exactement la surface de référence dans le plan de mesure a'' , car il est difficile d'évaluer la largeur active de l'eau sortant d'une turbine quand il y a plusieurs groupes. Avant tout, selon le rapport des surfaces $A_{a''}/A_a$, on obtient différentes valeurs des pertes selon Borda-Carnot, pertes qui dépendent en outre, comme on l'a indiqué, du recouvrement du tuyau d'aspiration. L'influence d'un courant d'eau arrivant latéralement dans le bief aval est elle aussi difficile à évaluer. Il n'est donc pas possible de déterminer exactement le rendement de la turbine avec cette méthode de mesure de la chute. Lors des mesures de rendement d'une installation, on a constaté des différences importantes selon les variations de charge systématiques des machines voisines de celle en essai. Ces différences devaient en partie être attribuées à l'incertitude de la détermination de la ligne d'énergie dans le canal de fuite [4]. Il faut donc s'efforcer d'éliminer autant que possible ces sources d'erreurs indésirables dans les mesures de rendement.

Il faut donc en principe recommander de déterminer la ligne d'énergie dans le canal de fuite des turbines au droit de la section de sortie du tuyau d'aspiration. La méthode la plus sûre est celle de la mesure de pression immédiatement avant la sortie du tuyau d'aspiration. On obtient alors pour la ligne d'énergie à la sortie:

$$H_{a'} = z_{a'} + \frac{p_{a'}}{\gamma} + \frac{v_{a'}^2}{2g}$$

Si on ne peut pas installer des prises de pression, il faut mesurer la hauteur d'eau du canal de fuite directement au-dessus de l'orifice de sortie du tuyau d'aspiration, cette méthode ne donnant des résultats corrects que si le recouvrement de la sortie du tuyau d'aspiration est petit et si aucune eau ne pénètre latéralement dans la section de mesure.

Les Règles Internationales (CEI), parues en 1963 et 1965 [5; 6] prescrivent le principe de la mesure de la ligne d'énergie à la sortie du tuyau d'aspiration.

Les pertes selon Borda-Carnot qui varient avec les conditions d'écoulement et, pour une faible part, les pertes dans la grille à l'entrée de la turbine, influencent le rendement de l'installation. Ces deux facteurs doivent être pris en considération, au moins d'une manière approximative, dans le calcul de la production annuelle des installations à basse pression.

Ces indications concernant l'importance de la détermination de la ligne d'énergie dans le canal de fuite sont aussi spécialement valables pour les turbines bulbes. Les débits spécifiques y sont encore plus poussés que ceux des turbines Kaplan à axe vertical.

Bibliographie

- [1a] R. Dubs: Angewandte Hydraulik, Zurich, Rascher, 1947, p. 202...203.
- [1b] B. Eck: Technische Strömungslehre. 4. Auflage. Berlin/Göttingen/Heidelberg, Springer, 1954.
- [2] R. P. Benedict, N. A. Carlucci and S. D. Swetz: Flow losses in abrupt enlargements and contractions. Transaction of the American society of mechanical engineers, series A: Journal of engineering for power 88(1966), p. 73...80.
- [3] Règles pour les turbines hydrauliques. Publication de l'ASE 0178.1957.
- [4] G. Schloffer: Quantitative Hydraulik in Wasserkraft-Niederdruckanlagen. Bull. ASE 47(1956), p. 997...1006.
- [5] Code international concernant les essais de réception sur place des turbines hydrauliques. Publication CEI 41. Genève 1963.
- [6] Code international concernant les essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques. Publication CEI 193. Genève 1965.

Adresse de l'auteur:

Walter Meier, ingénieur diplômé EPF, Escher Wyss S.A., case postale, 8023 Zurich.