

Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 54 (1928)
Heft: 9

Artikel: Les phénomènes de cavitation dans les turbines hydrauliques
Autor: [s.n.]
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-41864>

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

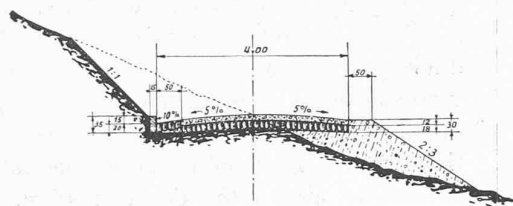
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

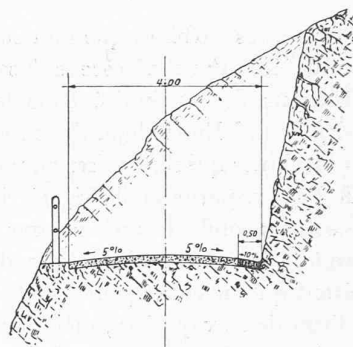
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.03.2025

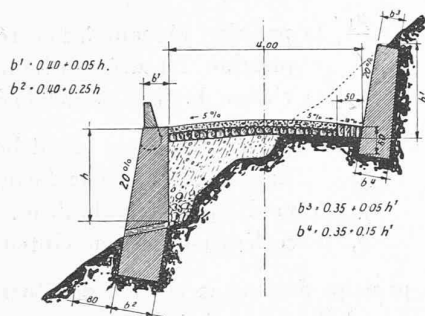
ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>



Type sur remblais et déblais.



Type sur rocher.



Type avec murs.

Fig. 3.
Profils-types de la « route du Sanetsch »
projetée par
MM. Rauchenstein et Steiner, ingénieurs.
Echelle 1 : 150.

	Versant sud	Versant nord
Longueur (sans le raccordement avec Contthey)	20,1 km	15,4 km
Pente moyenne	6,8 %	6,6 %

La pente maximum de 10 %, est prévue sur une longueur de 6,5 km.

Cette pente est admissible pour la route projetée.

Profils-Types. (Fig. 3.) La largeur utile de la route a été admise à 4 m, sans compter la banquette aval de 50 cm de largeur. L'élargissement à 4,5 m est prévu pour les tronçons qui s'y prêtent à peu de frais.

La chaussée, de 30 cm d'épaisseur, sera constituée d'un empierrement de 18 cm et d'un gravelage de 12 cm.

Partout où la nécessité l'exige, des parapets et balustrades en fer ou des bouleroues protégeront le côté aval de la route. Les murs de soutènement et de revêtement se construiront de préférence en maçonnerie au mortier.

Devis. — Le devis général accuse la somme de Fr. 3 000 000.— et se décompose comme suit :

Versant sud :	
Granois—La Combaz	Fr. 600 000.—
Daillon »	» 240 000.—
La Combaz—Col	» 900 000.— 1 740 000.—
Versant nord :	
Col—limite du canton de Berne	Fr. 260 000.—
Limite du canton de Berne —Gsteig	» 1 000 000.— 1 260 000.—
Total :	Fr. 3 000 000.—

Route sur le canton du Valais	Fr. 2 000 000.—
Route sur le canton de Berne	» 1 000 000.—
	<u>Fr. 3 000 000.—</u>

Le but éminemment agricole et forestier, ainsi que des considérations d'ordre militaire justifient des subventions fédérales et cantonales pour la route du Sanetsch.

La présente étude n'a pas la prétention d'être complète. Des études définitives pourront y apporter certaines modifications. Mais, elle prouve que la construction d'une route entre les cantons du Valais et de Berne, par le Sanetsch, est réalisable tant du point de vue technique que du point de vue financier.

Les phénomènes de cavitation dans les turbines hydrauliques¹

Quoique le terme de « cavitation » soit d'un emploi fréquent aujourd'hui on n'en trouve guère la définition dans les traités de physique et il en est peu question dans les traités de turbines hydrauliques. En vérité, cette omission est surprenante, car les phénomènes de cavitation, bien loin d'être mystérieux, n'ont rien que de naturel et d'intelligible et tout homme possédant sa Physique devrait pouvoir les prédire, sans être familier avec la notion de « nombre de tours spécifique » et d'autres analogues.

Mais alors, pourquoi a-t-on été si longtemps sans entendre parler de cette cavitation ? Simplement parce

¹ Traduction libre d'une étude parue, sous la signature de M. J. Ackeret, ingénieur, dans le N° 2 des *Escher Wyss Mitteilungen*.

qu'elle ne gênait guère, les turbines que l'on construisait jadis n'étant pas dotées d'une vitesse suffisante pour engendrer des solutions de continuité dans le courant d'eau. Cependant, Léonard Euler déjà, dans sa « Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau », parue en 1754, décrit, comme allant presque de soi, les conditions nécessaires à la cavitation, c'est-à-dire à la formation d'espaces vides d'eau ; ce phénomène n'étant qu'une conséquence de la propriété fondamentale de l'eau de se vaporiser, même aux températures ordinaires, lorsque la pression ambiante est suffisamment basse. La tension de vapeur de l'eau (mesurée en m d'eau) étant en fonction de la température, de :

0,06	0,09	0,12	0,24	0,43 m
à 0°	5°	10°	20°	30° C

si la pression s'abaisse jusqu'à la tension de vapeur de l'eau correspondant à une température donnée, des bulles de vapeur, et de gaz précédemment dissous, se dégageront qui, on le conçoit sans autre, troubleront gravement le fonctionnement de la turbine, sans parler des ulcérations de la roue trop souvent concomitantes avec la cavitation.

Maintenant, élucidons les causes de ces dépressions et localisons-en les points critiques dans la turbine. A cet effet, considérons une turbine à faible chute, munie d'un tube d'aspiration ; la *dépression*, à la sortie de la roue, c'est-à-dire la différence entre la pression barométrique extérieure B (mesurée en m d'eau) et la pression régnante à cet endroit de la turbine sera évidemment égale à la hauteur H_s de l'eau dans le tube d'aspiration. Il va de soi que H_s ne peut être plus grand que B . Autrement dit la condition $B > H_s$ doit être satisfaite. Aux altitudes élevées B étant notablement plus faible qu'au niveau de la mer, comme en témoigne le tableau suivant :

Altitude au-dessus de la mer	0	1000	2000	3000	4000
Pression barométrique	10,3	9,2	8,1	7,2	6,4 m d'eau

la hauteur admissible d'aspiration diminue donc avec l'altitude. Il s'ensuit que, théoriquement, pour les faibles altitudes, la hauteur admissible d'aspiration serait de 9 à 10 m. Or, tous ceux qui connaissent tant soit peu l'exploitation des turbines hydrauliques savent que ce serait s'exposer aux pires déboires que d'adopter une hauteur d'aspiration de cet ordre de grandeur. Alors, votre équation de condition, savoir

$$B > H_s \quad (1)$$

posée tout à l'heure était donc fautive, direz-vous ? Non, mais elle était incomplète ou plutôt, elle ne visait que l'état *statique* des choses, autrement dit, elle supposait qu'aucun courant d'eau ne circulait dans la turbine et notre hauteur H_s n'avait qu'à satisfaire à la « loi des vases communicants ». Mais ce cas particulier est fort peu intéressant et nous n'en parlerons plus, car, en général, l'eau circule dans la turbine et, à sa sortie de la roue, elle est encore animée d'une certaine énergie cinétique, c'est-à-dire a une certaine capacité de travail, qui serait irrémédiablement perdue si ladite vitesse se conservait telle

quelle jusqu'au débouché du tube. Or, cette vitesse demeure constante si le tube est cylindrique, mais elle diminue si le tube va s'évasant, en forme de cône et, en vertu du principe de la conservation de l'énergie, à cette diminution de la vitesse, c'est-à-dire de l'énergie cinétique, doit correspondre une augmentation de l'énergie potentielle, c'est-à-dire de la pression. Exprimons cela algébriquement :

soient : c_1 , la vitesse de l'eau à l'entrée du tube d'aspiration.

$\frac{F_1}{\gamma}$, la pression régnant à l'entrée du tube d'aspiration, mesurée en hauteur d'eau.

c_2 , la vitesse de l'eau au débouché du tube.

$\frac{F_2}{\gamma}$, la pression régnant au débouché du tube, mesurée en hauteur d'eau.

γ , le poids spécifique de l'eau.

g , l'accélération de la pesanteur.

Le principe de la conservation de l'énergie, posant que la somme de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle est constante sera (abstraction faite des frottements), exprimé par

$$H_s + \frac{F_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = \frac{F_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} = \text{const.}$$

D'autre part, le principe de continuité veut que

$$c_1 F_1 = c_2 F_2,$$

F_1 et F_2 étant les sections à l'entrée et à la sortie du tube ; mais F_2 étant, en général, plusieurs fois plus grand que F_1 , on peut, pratiquement, négliger c_2^2 , qui est très petit, et écrire

$$\frac{F_2}{\gamma} - \frac{F_1}{\gamma} = H_s + \frac{c_1^2}{2g};$$

$\frac{c_1^2}{2g}$ représente donc le supplément de dépression causé à la sortie de la roue par la conicité du tube ou la hauteur d'aspiration d'origine *dynamique* qui s'ajoute à la hauteur d'aspiration statique H_s . En réalité cette hauteur d'aspiration dynamique est inférieure à $\frac{c_1^2}{2g}$, car il faut tenir compte du « rendement » η du tube et nous poserons

$$H_{dyn} = \eta \left(\frac{F_2}{\gamma} - \frac{F_1}{\gamma} \right)_{max} = \eta \frac{c_1^2}{2g}.$$

La pression $\frac{p}{\gamma}$, exprimée en hauteur d'eau, qui règne en S (fig. 1) sera donc

$$\frac{p}{\gamma} = B - H_s - H_{dyn} = B - H_s - \eta \frac{c_1^2}{2g}.$$

Et, comme p ne peut évidemment s'annuler, on aura, à la limite

$$B - H_s - \eta \frac{c_1^2}{2g} = 0, \quad \text{soit}$$

$$H_s \leq B - \eta \frac{c_1^2}{2g}. \quad (2)$$

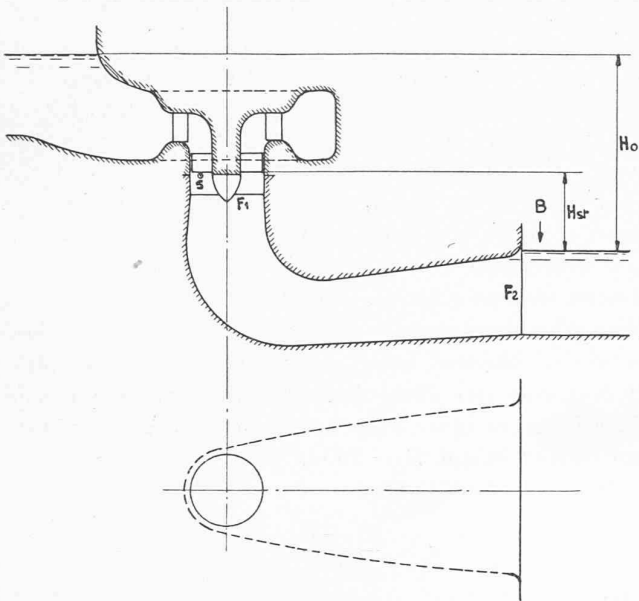


Fig. 1.

H_0 = Chute totale. — H_{st} = Hauteur statique d'aspiration.
 F_1 = Section d'entrée du tube d'aspiration.
 F_2 = " de sortie " " " "

Exemple : soit une turbine Francis, à bêche spirale, de caractéristiques :

$$H_0 = 200 \text{ m}$$

$$c_1 = 0,20 \sqrt{2gH_0} = 12,5 \text{ m/sec}$$

$$\frac{c_1^2}{2g} = 8,0 \text{ m}$$

$$B = 10 \text{ m}$$

Pour une hauteur statique d'aspiration de 3 m seulement et en supposant $\eta = 0,90$, la récupération « dynamique » sera de

$$\eta \frac{c_1^2}{2g} = 0,9 \times 8,0 = 7,2 \text{ m}$$

et la pression à la sortie de la roue :

$$\frac{P}{\gamma} = 10 - 3 - 7,2 = -0,2 \text{ m,}$$

c'est-à-dire *négative* : donc risques de cavitation, avec tous les inconvénients qu'elle entraîne. On tentera rationnellement d'y parer en réduisant H_s peut-être jusqu'à 1 m ou même à 0, car le calcul ci-dessus montre que, même en l'absence de toute aspiration statique une aspiration intense, de nature dynamique, agit encore dans le tube, d'où la leçon d'ordre général, et trop souvent méconnue, qu'il ne suffit pas forcément d'annuler H_s pour conjurer les risques de cavitation.

Autre exemple. Turbine Kaplan :

$$H_0 = 10 \text{ m}$$

$$c_1 = 0,6 \sqrt{2gH_0}$$

$$\frac{c_1^2}{2g} = 3,6 \text{ m}$$

$$\eta = 0,80$$

$$B = 10 \text{ m}$$

La hauteur statique limite d'aspiration sera

$$H_s = 10 - 0,8 \times 3,6 = 7,1 \text{ m}$$

Or, une hauteur d'aspiration de cet ordre de grandeur est tout à fait inadmissible pour une turbine Kaplan, tous les hydrauliciens le savent. Notre équation (2) de condition, issue par retouche de l'équation (1) serait-elle donc entachée d'un vice rédhibitoire ? Non, mais elle a besoin d'une nouvelle retouche quand il s'agit de l'appliquer aux systèmes récents de turbines à grande vitesse (Francis et turbines-hélices) pour l'analyse desquels certaines hypothèses admissibles pour les systèmes plus anciens sont en défaut. Et, effectivement, un examen attentif a montré que la dépression maximum dans ces turbines modernes n'est plus forcément localisée à l'arête de sortie des aubes et, en « auscultant » les pales de la turbine-hélice représentée schématiquement par la figure 2 on a constaté que les pressions à leur surface se répartissaient conformément à la figure 3, où elles sont rapportées à la quantité $\frac{W_2^2}{2g}$ (W_2 = vitesse relative avec laquelle l'eau quitte l'aube pour entrer dans le tube d'aspiration). Le maximum de cette dépression locale est donc, dans le cas envisagé, de $0,24 \frac{W_2^2}{2g}$.

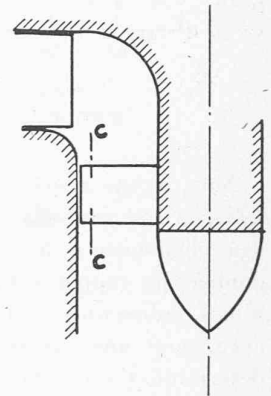


Fig. 2. — Schéma d'une turbine-hélice. Voir à la fig. 3 le développement de la coupe cylindrique c-c.

Ce maximum dépend de plusieurs facteurs tels que la forme de l'aube et le rapport l/T de la longueur des aubes à leur écartement (voir fig. 3). Désignons-le, d'une façon générale, par $\lambda \frac{W_2^2}{2g}$, et introduisons ce nouveau terme dans l'équation (2) : elle deviendra

$$H_{min} = B - H_s - H_{dyn} - \lambda \frac{W_2^2}{2g}$$

et, à la limite

$$0 = B - H_s - H_{dyn} - \lambda \frac{W_2^2}{2g}$$

ou, en divisant par H_0 et groupant autrement les termes :

$$\frac{B - H_s}{H_0} = \frac{H_{dyn}}{H_0} + \frac{\lambda W_2^2}{2gH_0} = \sigma.$$

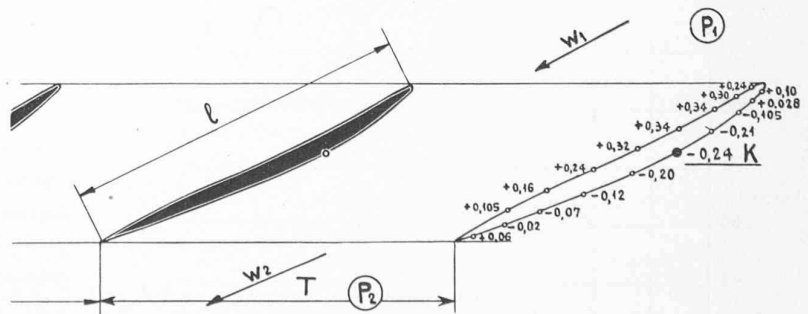


Fig. 3. — Répartition des pressions sur les faces des pales coupées suivant c-c, fig. 2.

l = longueur des pales. — T = écartement des pales. — w_2 = vitesse relative de l'eau à la sortie de la roue. — Dépression maximum en K .

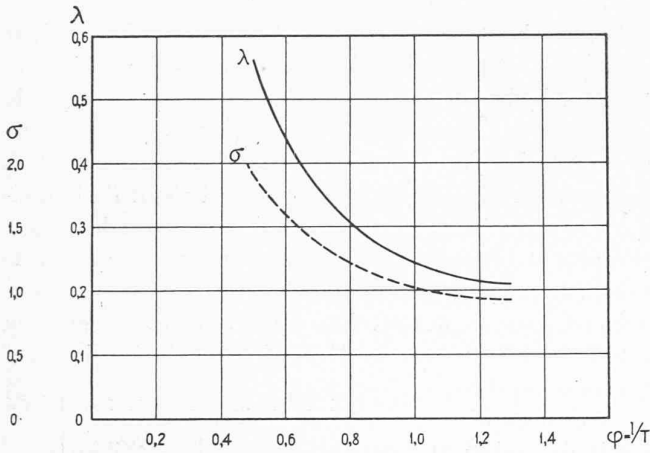


Fig. 4. — Valeurs de λ et de σ en fonction de $\varphi = l/T$, pour un n_s de 600, en chiffres ronds.

Nous avons signalé, dans notre numéro du 28 mars 1925, le rôle important que joue ce σ dans la prévision des phénomènes de cavitation. Or, pour une turbine donnée, les rapports H_{dyn}/H_B et $\lambda W^2/2gH_0$ étant déterminés, ladite roue, conjuguée avec son tube d'aspiration, aura, pour une ouverture donnée du distributeur, un σ déterminé. Comme nous pourrions le mesurer expérimentalement, nous serons donc à même de prédire si la turbine envisagée convient aux circonstances présentes (H_0 et H_s donnés) ou s'il y aura danger de cavitation.

En l'absence de dépressions locales sur l'extrados des aubes, on aurait

$$\sigma = \frac{H_{dyn}}{H_0}$$

mais, en fait, le σ admissible est notablement plus grand.

En allongeant les aubes on se rapproche des anciennes formes de roues, aussi les dépressions locales disparaissent, le σ admissible diminue et le danger de cavitation diminue aussi.

La courbe de la fig. 4 exprime, d'après les résultats de l'expérience, les σ en fonction du rapport $\varphi = l/T$ de la longueur des pales à leur écartement, pour une turbine de $n_s = 600$. Elle montre que l'allongement des aubes est d'abord très efficace, puis le devient beaucoup moins. Pratiquement on n'analyse pas les choses avec tant de finesse et on se contente de déterminer le σ « critique »,

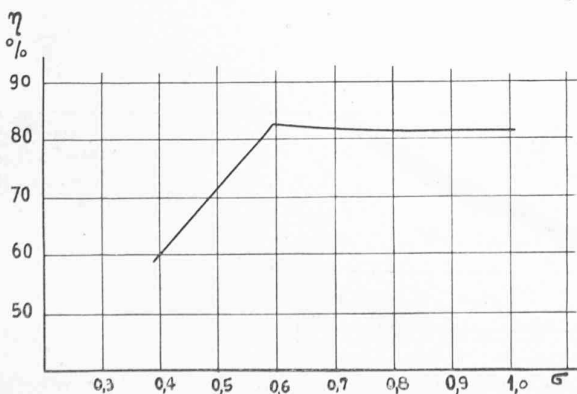


Fig. 5. — Valeurs du rendement (η) en fonction de σ pour une position déterminée des aubes réceptrices et directrices.

de la façon représentée par la figure 5 où l'on voit que, au-dessous de $\sigma = 0,6$ le rendement baisse très vite. Pour cette roue, on adoptera 0,8 comme valeur de σ_{min} .

Le Dr D. Thoma a récapitulé ses études sur la cavitation¹ sous forme d'un diagramme très utile qui donne les σ en fonction des n_s . Cette courbe, reproduite à la figure 6, ne peut, toutefois, être utilisée rationnellement que moyennant une analyse judicieuse de chaque cas concret et la prise en considération de nombreux facteurs. Nous n'en aborderons pas la discussion et nous nous bornerons à illustrer notre exposé par deux exemples : 1° Soit, sous une chute de 20 m., une turbine qui, pour des raisons pratiques, exige une hauteur d'aspiration statique de 6 m. et soit $B = 10$ m.

Nous calculons d'abord

$$\sigma = \frac{10 - 6}{20} = 0,20.$$

En nous reportant à la figure 6, nous constatons que le n_s de la turbine en question ne peut excéder 250, ce qui

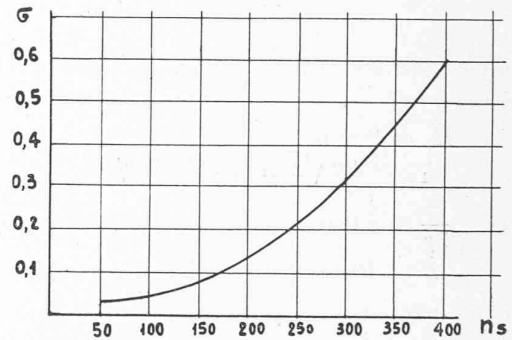


Fig. 6. — Valeurs-limites admissibles de σ en fonction du « nombre de tours spécifique » (n_s), pour les turbines Francis, d'après D. Thoma.

pour une puissance nette de 10 000 ch, correspond à une vitesse maximum de 107 t/min.

2° On demande une turbine développant 10 000 ch sous une chute de 100 m. et à la vitesse de 375 t/min. Altitude 2500 m. au-dessus de la mer. Quelle est la plus grande hauteur d'aspiration statique admissible ?

Comme
$$n_s = \frac{n}{H_0} \sqrt{\frac{N_e}{\sqrt{H_0}}} = 118,$$

le σ maximum admissible sera égal à 0,05, d'où

$$H_s = B - \sigma H_0 = 7,6 - 5 = 2,6 \text{ m.}$$

Rappelons, en terminant, que nous avons résumé, dans notre numéro du 26 mars 1927, les études sur « La cavitation dans les turbines hydrauliques » exécutées par le professeur J. Hybl (de Prague), et reproduit, dans notre numéro du 18 juin dernier, l'étude du professeur E. Jouguet (de Paris), intitulée « Cavitation et similitude ».

¹ Voir Bulletin technique du 28 mars 1925, page 80.