

Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction (suite et fin)

Autor(en): **Bovet, Th.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **94 (1968)**

Heft 23

PDF erstellt am: **22.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-69665>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ORGANE OFFICIEL

de la Société suisse des ingénieurs et des architectes
de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes (SVIA)
de la Section genevoise de la SIA
de l'Association des anciens élèves de l'EPUL (Ecole polytechnique
de l'Université de Lausanne)
et des Groupes romands des anciens élèves de l'EPF (Ecole poly-
technique fédérale de Zurich)

COMITÉ DE PATRONAGE

Président: E. Martin, arch. à Genève
Vice-président: E. d'Okolski, arch. à Lausanne
Secrétaire: S. Rieben, ing. à Genève

Membres:

Fribourg: H. Gicot, ing.; M. Waeber, arch.
Genève: G. Bovet, ing.; J.-C. Ott, ing.
Neuchâtel: J. Béguin, arch.; M. Chevalier, ing.
Valais: G. de Kalbermatten, ing.; D. Burgener, arch.
Vaud: A. Chevalley, ing.; A. Gardel, ing.;
M. Renaud, ing.; J.-P. Vouga, arch.

CONSEIL D'ADMINISTRATION

de la Société anonyme du « Bulletin technique »
Président: D. Bonnard, ing.
Membres: Ed. Bourquin, ing.; G. Bovet, ing.; M. Bridel; M. Cosan-
dey, ing.; J. Favre, arch.; A. Métraux, ing.; A. Rivoire,
arch.; J.-P. Stucky, ing.
Adresse: Avenue de la Gare 10, 1000 Lausanne

RÉDACTION

F. Vermeille, rédacteur en chef; E. Schnitzler, ingénieur, et
M. Bevilacqua, architecte, rédacteurs
Rédaction et Editions de la S.A. du « Bulletin technique »
Tirés à part, renseignements
Avenue de Cour 27, 1000 Lausanne

ABONNEMENTS

1 an	Suisse	Fr. 46.—	Etranger	Fr. 50.—
Sociétaires	»	» 38.—	»	» 46.—
Prix du numéro	»	» 2.30	»	» 2.50

Chèques postaux: « Bulletin technique de la Suisse romande »
N° 10 - 5775, Lausanne

Adresser toutes communications concernant abonnement, vente au
numéro, changement d'adresse, expédition, etc., à: Imprimerie
La Concorde, Terreaux 29, 1000 Lausanne

ANNONCES

Tarif des annonces:		Fr. 495.—
1/1 page	»	» 280.—
1/2 »	»	» 132.—
1/4 »	»	» 68.—

Adresse: Annonces Suisses S.A.
Place Bel-Air 2. Tél. (021) 22 33 26, 1000 Lausanne et succursales



SOMMAIRE

Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction (suite et fin), par Th. Bovet, ing. EPF.
Bibliographie — Les congrès. — Carnet des concours. — Documentation générale. — Informations diverses.

CONTRIBUTION À LA NOTION DU CHIFFRE DE CAVITATION D'UNE TURBINE HYDRAULIQUE À RÉACTION (Suite et fin)¹

par TH. BOVET, ingénieur EPF, professeur à l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne

4. CHIFFRE DE CAVITATION RÉEL RELATIF À L'INTÉRIEUR DE L'AUBAGE MOTEUR

4.1 Définition du chiffre de cavitation réel relatif à l'intérieur de l'aubage moteur

Nous avons vu sous 3.4 que le chiffre de cavitation $\sigma_{th_{max}}$ se rapportait au point de référence théorique (th) défini par la figure 6. C'est en ce point que la cavitation est supposée s'amorcer.

En réalité, la première apparition de la cavitation se manifeste à l'intérieur de l'aubage, à un endroit où la pression est encore inférieure à celle régnant à sa sortie. Par la voie du calcul, il est difficile de localiser, avec exactitude, cet endroit et d'y évaluer le niveau de pression. Cet endroit et cette pression dépendent, dans une large mesure, du choix de la forme du profil de l'aube. C'est la raison pour laquelle on procède à des essais sur modèle réduit qui permettent, grâce à la transparence

du modèle et au moyen de mesures adéquates, d'obtenir des renseignements plus précis à ce sujet.

Néanmoins, le calcul permet tout de même d'établir une structure de formule qui donne des renseignements, sinon quantitatifs pour le moment, du moins qualitatifs sur le phénomène de la cavitation.

Le point de l'aubage le plus exposé à la cavitation sera désigné par l'indice ($0x$). L'indice (0) fixe l'emplacement de ce point sur le filet (x) le plus exposé, point qui se situe entre l'entrée de l'aubage (1) et sa sortie ($\bar{1}$), ainsi que l'indique la figure 7.

Appliquée à un canal mobile cédant de l'énergie à l'aubage, l'équation de BERNOULLI, entre les points ($0x$) à l'intérieur du canal et ($\bar{1}x$) à sa sortie, s'écrit, en grandeurs adimensionnelles,

$$(z_{0x} + p_{0x} + w_{0x}^2 - u_{0x}^2) = (z_{\bar{1}x} + p_{\bar{1}x} + w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) + h_{r(0 \div \bar{1})x} \quad (27)$$

où w et u sont respectivement les vitesses relative et périphérique adimensionnelles au point considéré, et

¹ Voir *Bulletin technique de la Suisse romande* N° 22, du 2 novembre 1968.

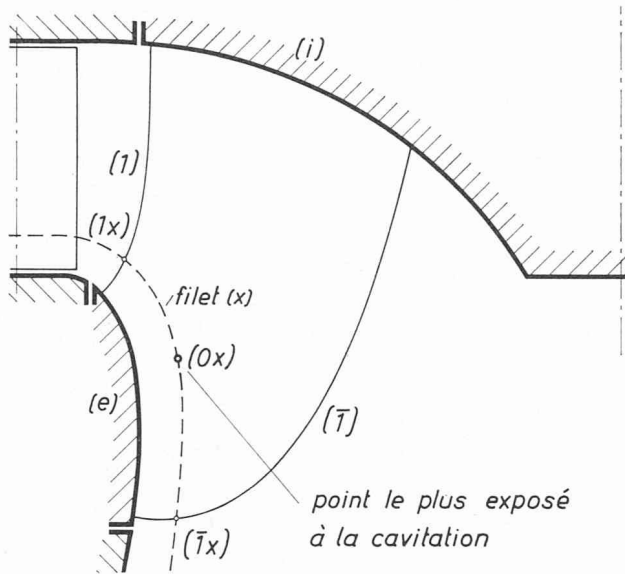


Fig. 7. — Point le plus exposé à la cavitation à l'intérieur de l'aubage moteur.

$h_{r(0 \div \bar{1})x}$ la perte de charge du point (0) au point ($\bar{1}$) le long du filet (x).

L'équation (17) nous fournit, compte tenu de l'équation (10),

$$(z_{\bar{1}x} + p_{\bar{1}x}) \simeq (z_{\bar{1}} + p_{\bar{1}}) - \left[(c_{\bar{1}}^2 - c_{\bar{1}}^2) - h_{r\bar{s}} \right] \quad (28)$$

qui, d'après l'équation (12), devient

$$(z_{\bar{1}x} + p_{\bar{1}x}) \simeq (z_{\bar{1}} + p_{\bar{1}}) - h_{i\bar{s}} \quad (29)$$

En introduisant cette expression dans l'équation (27) et en ordonnant les termes, il résulte :

$$(p_{\bar{1}} - p_{0x}) - (z_{0x} - z_{\bar{1}}) \simeq h_{i\bar{s}} + \left[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x} \right] \quad (30)$$

En prévision de l'étude du comportement de l'aubage à la cavitation, on remplacera, comme précédemment, la pression $p_{\bar{1}}$ par la pression atmosphérique minimale locale $p_{a_{min}}$, la pression p_{0x} par la pression de dégagement de vapeur maximale $p_{v_{max}}$ de l'eau turbinée et la cote z_{0x} du filet x le plus exposé à la cavitation par $z_{0_{max}}$. Avec les autres grandeurs exprimées par leurs valeurs limites, l'équation (30) s'écrit :

$$(p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - (z_{0_{max}} - z_{\bar{1}_{min}}) \simeq h_{i\bar{s}_{max}} + \left[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x} \right]_{max} \quad (31)$$

Par analogie avec les équations (22) et (25), on peut définir un chiffre de cavitation réel maximal $\sigma_{r_{max}}$ relatif au point (0x) le plus exposé à la cavitation à l'intérieur de l'aubage :

$$(p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - (z_{0_{max}} - z_{\bar{1}_{min}}) = \sigma_{r_{max}} \quad (32)$$

qui se calcule par la relation découlant de l'équation (31)

$$\sigma_{r_{max}} \simeq h_{i\bar{s}_{max}} + \left[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x} \right]_{max} \quad (33)$$

ou, d'après l'équation (26),

$$\sigma_{r_{max}} \simeq \sigma_{ih_{max}} + \left[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x} \right]_{max} \quad (34)$$

4.2 Cote maximale d'implantation réelle d'une turbine d'après ses caractéristiques

Reprenant l'équation (31), on peut en déduire la cote maximale du point (0x), fixant ainsi la cote d'implantation réelle la plus haute de la turbine pour un fonctionnement de celle-ci à la limite de la cavitation. Il vient :

$$z_{0_{max}} = z_{\bar{1}_{min}} + (p_{a_{min}} - p_{v_{max}}) - h_{i\bar{s}_{max}} - \left[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x} \right]_{max} \quad (35)$$

Comme pour le cas relatif à la cote maximale d'implantation théorique, on peut en déduire que l'implantation réelle de la turbine sera d'autant plus élevée, donc favorable du point de vue économique,

- que le niveau d'eau minimal $z_{\bar{1}_{min}}$ dans le canal de restitution sera *haut* ;
- que la pression atmosphérique minimale $p_{a_{min}}$ sera *élevée*, c'est-à-dire que la turbine se situera à un niveau *proche* de celui de la mer ;
- que la pression de dégagement de vapeur maximale $p_{v_{max}}$ sera *faible*, c'est-à-dire que la température maximale de l'eau sera *basse* ;
- que la récupération moyenne maximale $h_{i\bar{s}_{max}}$ opérée par le diffuseur sera *faible*, donc que, d'une part, la récupération dynamique théorique moyenne $(c_{\bar{1}}^2 - c_{\bar{1}}^2)$ sera *faible*, ce qui est propre aux turbines *lentes*, et que, d'autre part, le rendement moyen du diffuseur $h_{i\bar{s}}$ sera *déficent* ;
- et que, en plus, la valeur maximale de l'expression entre crochets sera *petite*.

Ce dernier point appelle encore les remarques suivantes.

En comparant les triangles des vitesses moyennes d'un aubage aux points (0x) et ($\bar{1}x$), on en déduit que l'expression entre crochets de l'équation (35) devient négative alors qu'en réalité, d'après l'expérience, elle est positive. En effet, pour une turbine axiale, telle que la turbine KAPLAN par exemple, où les vitesses périphériques u_{0x} et $u_{\bar{1}x}$ sont sensiblement égales, l'expression devient négative puisque la vitesse relative w_{0x} est plus petite que $w_{\bar{1}x}$, ce qui est propre à toute turbine à réaction où l'écoulement dans l'aubage est accéléré. A plus forte raison est-ce le cas pour une turbine du type essentiellement centripète, telle que la turbine FRANCIS, où la vitesse périphérique u_{0x} est plus grande que $u_{\bar{1}x}$.

En plus, dans l'un et l'autre des cas, la perte de charge $h_{r(0 \div \bar{1})x}$, de signe négatif dans l'expression, accentue encore cet effet.

En réalité, il n'en est rien puisque l'expérience montre que le début de la cavitation se manifeste d'abord à l'intérieur de l'aubage avant d'apparaître à la cote théorique de référence. Comment expliquer ce fait ?

Le raisonnement qui précède n'est valable que dans le cas théorique d'un aubage à nombre infini d'aubes. En réalité, le nombre d'aubes est fini, ce qui engendre, à l'intérieur du canal limité par deux aubes, une circulation Γ qui se superpose à l'écoulement. La figure 8 illustre ce cas.

Il ressort de cette figure qu'à l'extrados de l'aube, la vitesse relative w_0 est majorée de la vitesse de la circulation alors qu'à l'intrados elle est diminuée d'autant. Ceci explique que la valeur de la parenthèse $(w_{0x}^2 - u_{0x}^2)$ puisse être positive.

Ce phénomène est d'autant plus marqué que le nombre d'aubes est petit, ce qui est particulièrement le cas des turbines KAPLAN.

Qu'en est-il alors des conditions d'écoulement à la sortie de l'aubage où la valeur de la parenthèse $(w_{1x}^2 - u_{1x}^2)$ devrait être faible en réalité ?

À l'extrémité du profil, où les deux veines fluides limites se rejoignent, les vitesses de ces deux veines sont bien différentes l'une de l'autre précisément à cause de la circulation en question. À la jonction de ces deux veines, leurs vitesses s'égalisent rapidement à cause de l'effet de la turbulence. Ainsi, comme l'indique la figure 8, la répartition des vitesses relatives $w_{\bar{1}}$ à la sortie de l'aubage s'égalise rapidement, ce qui explique alors une valeur diminuée de la vitesse locale $w_{\bar{1}x}$ par rapport à la vitesse maximale w_{0x} et, partant, une valeur faible de la parenthèse $(w_{\bar{1}x}^2 - u_{\bar{1}x}^2)$ où, bien entendu, la vitesse périphérique $u_{\bar{1}x}$ n'est pas altérée par ce phénomène. On conçoit alors facilement que l'expression entre crochets de l'équation (35) puisse prendre une valeur positive dont l'importance dépend du choix du profil des aubes et de leur nombre. Plus la valeur de cette expression sera petite, plus le comportement de l'aubage à la cavitation sera favorable.

5. CHIFFRE DE QUALITÉ DE L'AUBAGE MOTEUR A LA CAVITATION

5.1 Définition du chiffre de qualité de l'aubage moteur à la cavitation

Le chiffre de cavitation maximal réel $\sigma_{r_{max}}$ d'après l'équation (34), relatif à l'intérieur de l'aubage, rapporté au chiffre de cavitation maximal théorique $\sigma_{th_{max}}$, relatif à la cote de référence théorique, fournit un critère de qualité de l'aubage du point de vue cavitation, qui s'exprime par le chiffre de qualité :

$$\sigma^* = \left(\frac{\sigma_{r_{max}}}{\sigma_{th_{max}}} \right) \quad (36)$$

En introduisant l'identité approximative (26), cette équation devient :

$$\sigma^* \simeq 1 + \frac{[(w_{0x}^2 - u_{0x}^2) - (w_{1x}^2 - u_{1x}^2) - h_{r(0 \div \bar{1})x}]_{max}}{h_{\bar{1}x_{max}}} \quad (37)$$

Parmi les caractéristiques de la turbine, seules celles propres au phénomène de la cavitation interviennent dans la détermination de ce chiffre de qualité.

De valeur supérieure à 1, ce chiffre se rapprochera d'autant plus de l'unité que le comportement de l'aubage à la cavitation sera meilleur.

5.2 Détermination du chiffre de qualité de l'aubage moteur par la voie du calcul

Comme déjà relevé précédemment, il est difficile d'évaluer ce chiffre par la voie du calcul. Seule une systématisation rigoureuse du tracé d'un aubage permettrait d'aborder ce sujet avec quelque succès. L'auteur de cet exposé a entrepris, voici plusieurs années déjà, une étude sur la systématisation du tracé d'aubage de turbines FRANCIS. Celle-ci prévoit à son programme également la détermination du chiffre de qualité permettant ainsi d'évaluer, avec une certaine garantie, les performances d'un aubage à la cavitation.

Dans ce cas, il s'agit de situer, par la voie du calcul, le point (0x) de l'aubage le plus exposé à la cavitation en déterminant, pour plusieurs filets (x) du canal de la roue et le long de chacun de ceux-ci, au voisinage de

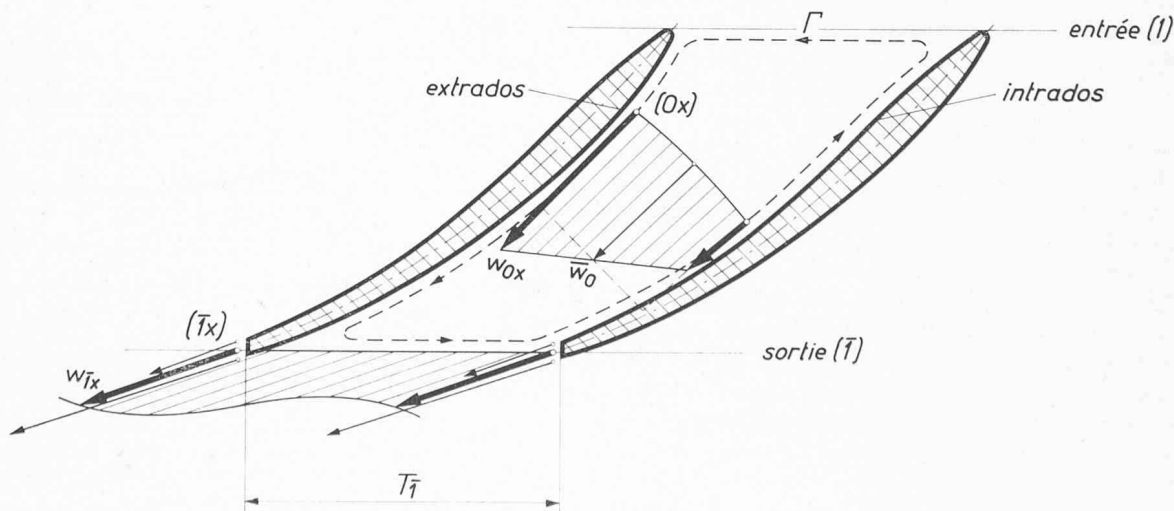


Fig. 8. — Répartition des vitesses relatives à l'intérieur et à la sortie d'un canal d'aubage moteur.

l'aube, l'évolution de la vitesse relative w_{0x} . En estimant, pour chacun des filets, la perte de charge $h_{r(0 \pm 1)x}$ compte tenu des pertes par homogénéisation à la sortie de l'aubage, on peut alors calculer le chiffre de cavitation réel σ_r en n'importe quel point de l'aubage. Le point où ce chiffre prend la valeur maximale $\sigma_{r_{max}}$ est alors le point de l'aubage le plus exposé à la cavitation.

On calcule donc, pour le régime de fonctionnement de la turbine à la limite de la cavitation :

- le chiffre de cavitation réel maximal $\sigma_{r_{max}}$ d'après l'équation (33) ;
- la cote d'implantation réelle la plus haute $z_{0_{max}}$ de la turbine pour un fonctionnement encore hors cavitation de celle-ci, d'après l'équation (35) ;
- le chiffre de qualité σ^* de l'aubage moteur d'après l'équation (37).

Plus le chiffre de cavitation réel maximal $\sigma_{r_{max}}$ sera petit, et par conséquent plus le chiffre de qualité σ^* se rapprochera de l'unité, meilleur sera le comportement de l'aubage à la cavitation.

5.3 Détermination du chiffre de qualité de l'aubage moteur par la voie expérimentale

Pour le moment, seule la voie expérimentale permet de déterminer le chiffre de qualité d'un aubage.

Ainsi, sur le *stand d'essai d'un modèle de turbine*, où la pression p_I à la sortie de celle-ci n'est pas nécessairement égale à la pression atmosphérique p_a , on détermine le chiffre de cavitation théorique relatif à la cote théorique de référence donnée par l'équation (25) pour le cas d'un régime quelconque, par la relation

$$\sigma_{th} = (z_I + p_I) - (z_{th} + p_v) \quad (38)$$

Il s'agit alors de mesurer cette grandeur à l'aide d'un *manomètre différentiel* dont l'une des branches est reliée directement aux quatre prises de pression placées, pour des raisons de précision et de commodité de mesures, juste avant la section de sortie ($\bar{6}$). Comme cette section n'est pas celle de sortie turbine (\bar{I}), il y aurait lieu, en ce qui concerne le rendement énergétique de la turbine, de tenir compte en toute rigueur de la différence des énergies cinétiques respectives et des pertes de charge $h_{r(\bar{6}-\bar{I})}$ occasionnées par l'écoulement de la section ($\bar{6}$) à la section (\bar{I}). On mesure ainsi l'énergie potentielle globale dans ladite section, correspondant à la première parenthèse de l'équation (38). Dans l'autre branche, le niveau d'eau est placé à la cote théorique de référence z_{th} et sous la pression de dégagement de vapeur p_v à la température de l'eau turbinée. Cette température est maintenue constante à l'aide d'un serpentin placé dans cette branche, à travers lequel s'écoule de l'eau soutirée du circuit d'essai.

En ce qui concerne la détermination du chiffre de cavitation réel σ_r de l'aubage, celle-ci s'effectue par observation de l'écoulement dans les canaux de l'aubage à l'aide d'un stroboscope. Malheureusement, dans le cas des turbines FRANCIS, il est malaisé de visualiser l'écoulement dans ces canaux à cause de la couronne extérieure de la roue qui, pour des raisons de résistance, est difficilement réalisable en matière transparente. En plus, l'accessibilité à cette région de l'aubage à prospector est rendue difficile par la nature même de ce type

de turbine. Tel n'est pas le cas des turbines DÉRIAZ, HÉLICE et KAPLAN, où la roue est sans couronne extérieure et l'accessibilité meilleure.

L'essai se déroule alors de la manière suivante :

Pour une certaine énergie ψ et un certain débit φ donnés, correspondant par exemple au régime relatif au sommet de la colline de rendement, on abaisse progressivement la pression en aval de la roue, tout en maintenant constante l'énergie ψ . Au cours de cette opération, on observe attentivement l'écoulement à travers l'aubage. Dès que les premières bulles de vapeur apparaissent — bulles à ne pas confondre avec celles d'air qui se dégagent de l'eau également à la suite de la baisse de la pression, mais qui ne disparaissent plus — on relève alors, par la mesure, la valeur du chiffre de cavitation réel σ_r ainsi que le rendement interne η_i correspondant.

En général, ce dernier n'est pas encore altéré par ce début de cavitation. En abaissant encore davantage le niveau de pression à la sortie aubage, on atteint un régime où le rendement de la turbine accuse une nette tendance à la baisse. Cette baisse de rendement est essentiellement due à un début de cavitation à la sortie de l'aubage qui altère rapidement le bon fonctionnement du diffuseur.

Dès lors, on peut dire que ce régime correspond assez exactement au régime qualifié par le chiffre de cavitation théorique σ_{th} relatif à la cote théorique de référence. Il s'agit alors de relever encore, par la mesure, la valeur de ce chiffre.

En reportant sur un graphique, en fonction du chiffre de cavitation σ , le rendement interne η_i de la turbine essayée, on obtient la représentation suivant la figure 9.

On peut alors immédiatement en déduire le chiffre de qualité pour ce régime d'après l'équation (36) :

$$\sigma^* = \frac{\sigma_r}{\sigma_{th}} \quad (39)$$

Meilleur sera le comportement de l'aubage à la cavitation, plus le chiffre de cavitation réel σ_r se rapprochera du chiffre de cavitation théorique σ_{th} et plus le chiffre de qualité σ^* se rapprochera de l'unité. Ce dernier chiffre est donc bien un *critère de qualité de l'aubage*.

Il arrive parfois, comme l'indique la figure 9, que la courbe de rendement, dans le sens des chiffres de cavitation décroissants, tende à monter encore avant de

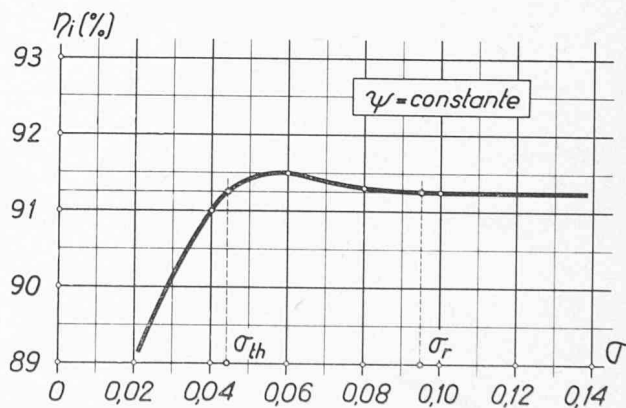


Fig. 9. — Rendement interne η_i de la turbine en fonction du chiffre de cavitation σ , à énergie ψ constante.

- σ_{th} : apparition de la cavitation à la sortie de l'aubage moteur ;
- σ_r : première apparition de la cavitation à l'intérieur de l'aubage moteur.

tomber rapidement. Ce phénomène est d'un intérêt économique évident puisque, tant du point de vue de l'implantation de la turbine que du point de vue de son rendement, ces deux caractéristiques, apparemment en opposition, en sont améliorées.

6. DÉTERMINATION PAR L'ESSAI DE LA COTE D'IMPLANTATION RÉELLE D'UNE TURBINE

La détermination de la cote d'implantation réelle d'une turbine dépend des deux facteurs principaux suivants :

- conditions de fonctionnement de la turbine ;
- performances de la turbine.

Cependant, avant d'aborder ces deux points, il faut encore donner la règle de conversion des grandeurs adimensionnelles en grandeurs réelles.

Pour des raisons de clarté, toutes les équations énumérées dans cet exposé ont été exprimées en grandeurs adimensionnelles. Il s'agit maintenant de les convertir en grandeurs réelles en vue du calcul de cas concrets.

En se référant aux définitions des différentes énergies adimensionnelles données sous chiffre 2.3, il est facile d'opérer cette conversion. Il suffit de multiplier chacun des termes de l'équation envisagée par l'énergie hydraulique de référence gH pour obtenir la grandeur désirée.

6.1 Conditions de fonctionnement d'une turbine

En prévision de la détermination de la cote limite d'implantation réelle d'une turbine, il est indispensable de connaître les caractéristiques de fonctionnement de celle-ci ainsi que les conditions d'implantation qui lui sont propres.

Les caractéristiques de fonctionnement de la turbine sont obtenues à partir d'essais effectués sur modèle réduit. Le graphique de la figure 10 en donne le résultat. On reporte :

- en abscisse, le chiffre de débit φ ;
- en ordonnée, le chiffre d'énergie ψ ;
- en paramètres, le chiffre de cavitation théorique σ_{th} dans le cas particulier, ou de préférence réel σ_r si possible, et le rendement interne η_i .

Le premier paramètre, à savoir le chiffre de cavitation théorique σ_{th} , éventuellement réel σ_r , se traduit par les lignes de niveau d'une *cuvette*, alors que le second paramètre, à savoir le rendement interne η_i , se traduit par les lignes de niveau d'une *colline*.

La performance de l'aubage sera d'autant plus remarquable

- que le sommet de la colline de rendement sera *haut* ;
- que le fond de la cuvette de cavitation sera *bas* ;
- que, dans le plan du graphique, le point bas de la cuvette sera *proche* du sommet de la colline ;
- que les chiffres de débit correspondant à ces deux points seront *élevés*, en faveur d'un encombrement *réduit* de la turbine.

Par souci de clarté, les lignes de niveau de la colline de rendement n'ont pas été reportées sur le graphique. Seul le sommet y figure.

Ce graphique indique alors, pour chaque point de fonctionnement, la valeur du chiffre de cavitation théorique σ_{th} propre à la turbine.

Suivant les exigences ou conditions d'exploitation à la limite de la cavitation imposées à la turbine, délimitant

une plage bien définie sur le graphique, le constructeur en déduira le régime où la valeur du chiffre de cavitation théorique sera maximale $\sigma_{th_{max}}$. A l'aide de l'équation (25), il déterminera la cote d'implantation théorique maximale $Z_{th_{max}}$ de la turbine. Dans ce cas, l'énergie hydraulique gH à introduire dans le calcul de cette cote est celle découlant du chiffre d'énergie ψ correspondant au régime en question.

Bien entendu, il s'agit dans le cas particulier de la cote d'implantation *théorique* maximale $Z_{th_{max}}$ de la turbine et non de la cote *réelle* $Z_{0_{max}}$. Cette dernière est à évaluer d'après les observations faites, lors des essais, à l'intérieur des canaux de l'aubage. L'évaluation judicieuse de cette cote réelle nécessite cependant une longue expérience et une grande prudence.

6.2 Performances d'une turbine

En vertu de l'équation (26), les lignes d'égal chiffre de cavitation théorique σ_{th} , reportées sur la figure 10, représentent assez exactement les *lieux des points d'égal énergie dynamique récupérée par le diffuseur*.

Ainsi, dans la perspective d'une solution économique-

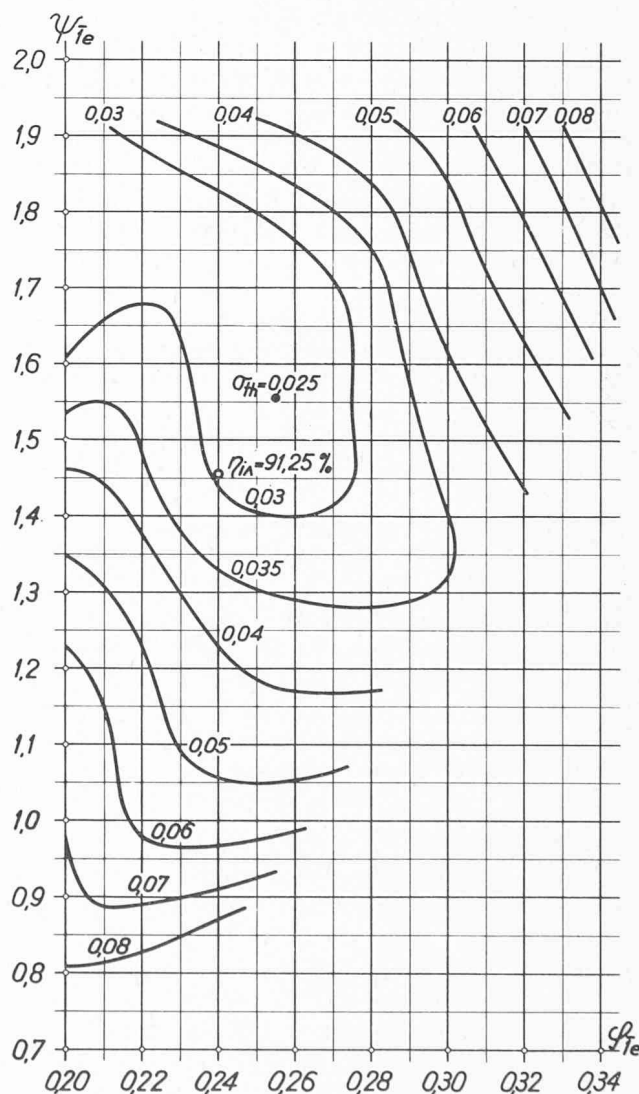


Fig. 10. — Chiffre de cavitation σ_{th} en fonction du chiffre de débit φ et du chiffre d'énergie ψ .

N.B. La valeur de 91,25% du rendement interne η_i de cette turbine est celle maximale mesurée dans des conditions hors cavitation.

ment aussi favorable que possible, tant du point de vue rendement de la turbine que du point de vue exploitation de celle-ci, il faudrait qu'au régime du meilleur rendement de la turbine corresponde un chiffre de cavitation théorique aussi bas que possible, c'est-à-dire une récupération dynamique par le diffuseur aussi faible que possible, ce qui est en *contradiction* avec un bon rendement de la turbine. Cette constatation résulte du reste des deux équations (15) et (26) qui s'expriment d'une manière condensée par

$$h_t = k + h_{ts} \simeq k + \sigma_{th} \quad (40)$$

Du point de vue économique, l'opposition existant entre le bon rendement d'une turbine et le mauvais fonctionnement de son diffuseur, favorable à une implantation élevée de celle-ci, place le constructeur en face d'un dilemme qui est difficile à dominer.

Dans tous les cas, *il faut tendre à ce que les pertes dans l'aubage et l'énergie hydraulique restante à la sortie de celui-ci soient aussi faibles que possible*. C'est dans cette perspective que doit se déployer toute l'ingéniosité de l'hydraulicien chargé du tracé de l'aubage moteur.

Dans le cas concret de la figure 10, où il s'agit du résultat obtenu sur un modèle d'une turbine FRANCIS d'un diamètre de sortie roue de 400 mm et d'un chiffre de vitesse v_∞ de 0,370, le rendement η , mesuré, pour un chiffre de cavitation théorique σ_{th} de 0,03, est de 90,8 %. Au même régime, mais pour un chiffre de cavitation théorique plus élevé, de 0,06, le rendement mesuré est de 91,5 %.

Dans le premier cas, malgré que la récupération dynamique réelle du diffuseur ne soit que de 3 % sur les 4,2 % théoriques, ce qui correspond à un rendement du diffuseur de 71,4 % seulement, le rendement interne de la turbine de 90,8 % est tout de même bon, alors que le chiffre de cavitation est particulièrement bas, donc particulièrement favorable à l'implantation de la turbine.

Quant à l'aspect économique du problème, le second cas semble à première vue préférable au premier pour autant que le supplément du coût d'une fouille plus importante pour le diffuseur placé plus bas, inhérente à l'augmentation de 0,03 à 0,06 du chiffre de cavitation théorique, ne l'emporte sur le gain de 0,7 % du rendement de la turbine. Seul un calcul complet, sur la base de données précises, permettrait, en définitive, de trouver la solution la plus économique.

7. CONCLUSIONS

De cet exposé succinct, sur un sujet aussi vaste que celui de la cavitation dans les turbines hydrauliques, les points essentiels suivants méritent d'être récapitulés ici :

- Le fonctionnement du diffuseur doit être considéré comme limité à la récupération dynamique seule de l'énergie à la sortie de l'aubage moteur, ainsi que l'indique l'équation (12), la récupération statique de celle-ci étant d'office admise comme acquise.
- Le chiffre de cavitation théorique tel que proposé par THOMA est, en définitive, à peu de chose près l'équivalent de la récupération dynamique réelle

moyenne opérée par le diffuseur, comme l'indique l'équation (23).

- La performance de l'aubage du point de vue de la cavitation est caractérisée, suivant l'équation (36) par son chiffre de qualité σ^* dont la valeur se rapprochera d'autant plus de l'unité que le point où débute la cavitation dans l'aubage se trouvera proche de la sortie de celui-ci.
- Le souci du constructeur de réaliser la turbine la plus favorable du point de vue économique, se heurte à l'incompatibilité exprimée par l'équation (40). Un bon rendement de la turbine s'oppose à une implantation élevée de celle-ci, à cause de la récupération opérée par le diffuseur qui devrait être aussi élevé que possible quant au rendement, par contre aussi bas que possible quant à la cavitation.

Il faut donc tendre à limiter les pertes de charge dans l'aubage en raison du rendement, et l'énergie cinétique restante à sa sortie en raison de la cavitation, donc de l'implantation. Cette dernière mesure entraîne en revanche un dimensionnement plus large et, partant, un coût plus élevé de la turbine.

En résumé, en se référant au graphique de la figure 10, on peut affirmer que la performance d'une turbine sera d'autant plus remarquable

- que le sommet de la colline de rendement sera *haut* ;
- que le fond de la cuvette de cavitation sera *bas* ;
- que, dans le plan du graphique précité, le point bas de la cuvette de cavitation sera *proche* du sommet de la colline de rendement ;
- et, qu'en plus, les chiffres de débit correspondant à ces deux points seront *élevés*, en faveur d'un encombrement *réduit* de la turbine.

Toutefois, il ne faut pas perdre de vue la difficulté de l'évaluation judicieuse de la cote d'implantation réelle de la turbine. Comme nous l'avons déjà fait remarquer, une grande prudence s'impose. Un choix trop optimiste de cette cote pourrait conduire à une destruction du matériau exposé au phénomène de cavitation, ainsi que l'illustre la figure 11.

C'est l'art de l'hydraulicien de trouver, de cas en cas, la solution économiquement la meilleure.

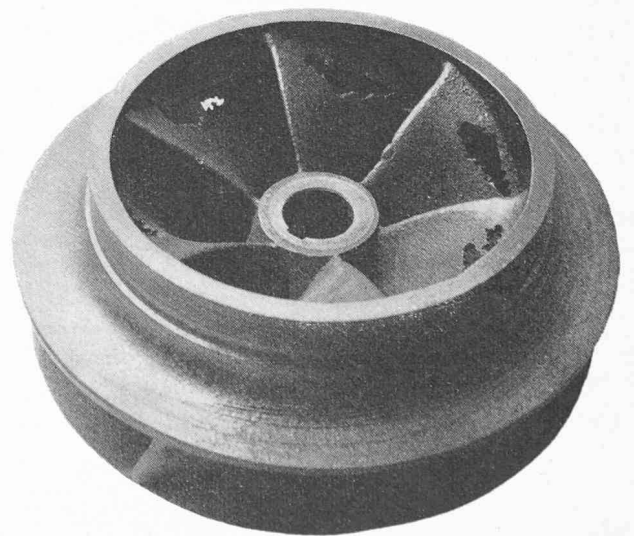


Fig. 11. — Destruction d'un aubage moteur de pompe par cavitation.