



Operating Problems of Pump Stations and Power Plants

EXAMEN EXPERIMENTAL DE LA STABILITE
DES TURBINES FRANCIS SUR MODELE ET
SUR PROTOTYPE A CHARGE PARTIELLE

| | | | |
|--------------------|---------------------|----------------------|----------|
| Séverin CASACCI | Directeur technique | Société | Grenoble |
| Marc WEGNER | Ingénieur | NEYRPIC | France |
| Pierre HENRY | Professeur | Institut de Machines | Lausanne |
| Jean-Emile GRAESER | Chargé de cours | hydrauliques - EPFL | Suisse |

After a brief recall on stability definitions, the contribution concerns first the influence of cavitation degree on the amplitudes and frequencies and phase shifts of several pressure and torque signals. Five test heads are also investigated to check the similarity of dynamic phenomena. Information is given concerning the emitted noise. Three examples of stability problems on large prototypes are described, one related with implosions in draft tube and the other two related with acoustic resonance between turbine and penstock. Conclusions concern the usefulness of specific tests in order to build mathematical stability models which will improve the stability prognostic.

Les définitions de la stabilité étant précisées, la première contribution porte sur l'influence du degré de cavitation sur les amplitudes des fréquences et les phases de plusieurs signaux de pression et celui du couple. Cinq chutes d'essais sont également expérimentées en vue d'éclaircir la question de la similitude des effets dynamiques. Un aperçu est donné concernant les variations du bruit émis en fonction du régime. Trois exemples de problèmes de stabilité sur de grands prototypes sont décrits, l'un concernant des implosions dans l'aspirateur et les deux autres des résonances avec la conduite. Les conclusions portent sur l'intérêt de réaliser des essais spécifiques permettant de préparer des modèles mathématiques qui amélioreront la prévision de la stabilité.

1. PRESENTATION

La stabilité d'une turbine Francis peut se définir de deux manières différentes.

- a) Au sens mathématique, existe-t-il des régimes de fonctionnement pour lesquels une perturbation hydrodynamique de fréquence donnée et d'amplitude bornée entrant dans le système (turbine + conduits) provoque une perturbation non bornée à la sortie du système ?
- b) Au sens industriel, existe-t-il des régimes de fonctionnement pour lesquels une perturbation hydrodynamique de fréquence donnée provoque une fluctuation de la puissance électrique incompatible avec le réglage de la fréquence du réseau ? Cette variation de puissance électrique est alors provoquée par une fluctuation inadmissible du couple moteur fourni par la turbine.

Le premier problème nécessite, pour être résolu, de connaître complètement les fonctions de transfert des divers éléments du système et d'en déduire la stabilité mathématique par un critère classique (LYAPOUNOV, NYQUIST, etc.). Ces fonctions peuvent être connues pour les conduits et la turbine en écoulement unidimensionnel et hors cavitation. Ces fonctions ne peuvent être que fortement inexactes dans l'état actuel des connaissances si l'on considère les écoulements réels tridimensionnels et biphasiques qui se produisent dans les régimes les plus instationnaires. Les principales approches sont données par exemple dans [1], [13], [28] avec des modélisations unifilaires et linéaires.

Le deuxième problème présente une solution beaucoup plus empirique mais en même temps plus intéressante pratiquement puisqu'il s'agit non seulement de prévoir les régimes les plus instables mais aussi de prévoir la valeur quantitative de la fluctuation du couple moteur comprise comme "instabilité relative". Dans la plupart des cas, cette prévision doit se faire actuellement à partir des résultats expérimentaux obtenus sur un modèle réduit de la turbine.

Sans prétendre à un examen complet des questions soulevées par l'expérimentation, la contribution présentée précisera les points suivants qui ont déjà été abordés dans [30] :

- Relations de fréquences et de phases entre les signaux de pression en plusieurs points du modèle réduit. Ces relations permettent-elles de mieux comprendre les caractéristiques dynamiques de l'écoulement, en particulier dans le coude de l'aspirateur qui constitue une singularité majeure ?
- Relations de fréquences, de phases et d'amplitudes entre les signaux de pression et le signal du couple moteur.
Existe-t-il des signaux de pression particulièrement bien corrélés avec le signal du couple ? Si cette corrélation apparaît, elle permet d'une part de comprendre la création de l'instabilité relative, d'autre part de se limiter par la suite à une mesure simple de pression pour effectuer des prévisions.
- Examen des écarts de résultats provoqués par des chutes d'essais variables sur modèle réduit. Peut-on choisir une similitude procurant une sécurité dans la prévision ?
- La non-similitude mécanique entre modèle réduit et prototype peut-elle entraîner des erreurs graves dans la prévision de la fluctuation de couple ?
- Interactions dynamiques entre les excitations produites dans la turbine et les réponses (acoustiques) des conduits hydrauliques. Ces interactions très importantes en pratique seront montrées à partir de mesures effectuées sur de grands prototypes de turbines Francis.

On remarquera bien entendu que les mesures et les analyses présentées peuvent contribuer également à enrichir les modélisations mathématiques évoquées ci-dessus,

car elles permettent d'améliorer la connaissance des éléments actifs entrant dans la modélisation.

2. EXPERIENCES MODELE

2.1. Essais sur modèle

Les essais sont effectués sur une des plates-formes du stand d'essai de l'EPFL avec une turbine Francis $n_d \approx 75$ d'un diamètre de sortie roue de 0,400 m. Le diffuseur représenté par la figure 1 a une profondeur relative de 3,35.

Ces essais sont exécutés en circuit fermé avec de l'eau partiellement dégazée dont la teneur en air est d'environ 20% de la saturation.

Le modèle est équipé de capteurs piézoélectriques KISTLER situés dans les sections suivantes:

- 1 capteur à l'entrée de la bêche: ①
- 2 capteurs dans le cône: ② amont, ③ aval
- 2 capteurs dans le coude: ④ intérieur, ⑤ extérieur
- 4 capteurs dans la section d'entrée de la trompette: 6, ⑦ rive gauche, 8, 9.

Les fluctuations de couple sont mesurées avec un torsiomètre à jauges de contraintes HBM.

Toutes ces grandeurs sont enregistrées sur bande magnétique à l'aide d'un enregistreur SABRE 6 et analysées par un analyseur deux canaux HEWLETT PACKARD. La figure 2 donne un exemple de l'analyse obtenue.

Le diffuseur est muni de 7 hublots par lesquels les torches sont observées et photographiées en vue d'améliorer la compréhension de l'écoulement.

Pour le point de fonctionnement considéré, caractérisé par $H/H_{opt} = 1$ et $a/a_{opt} = 0,63$, les observations peuvent être résumées comme suit:

- La torche présente un aspect hélicoïdal dans la partie conique du diffuseur puis devient assez rectiligne dans la première partie du coude où elle tourne relativement près de la paroi (Fig. 3).

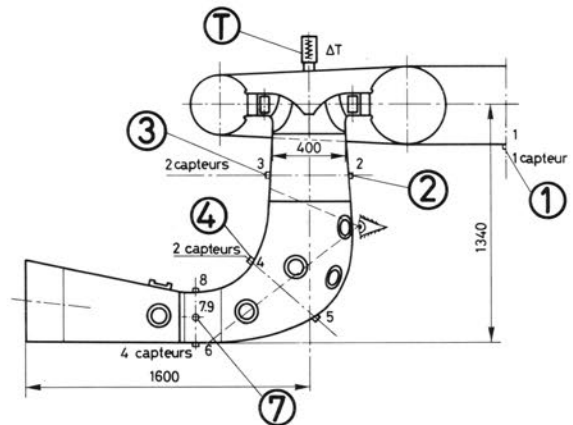


Fig. 1 - Model equipment

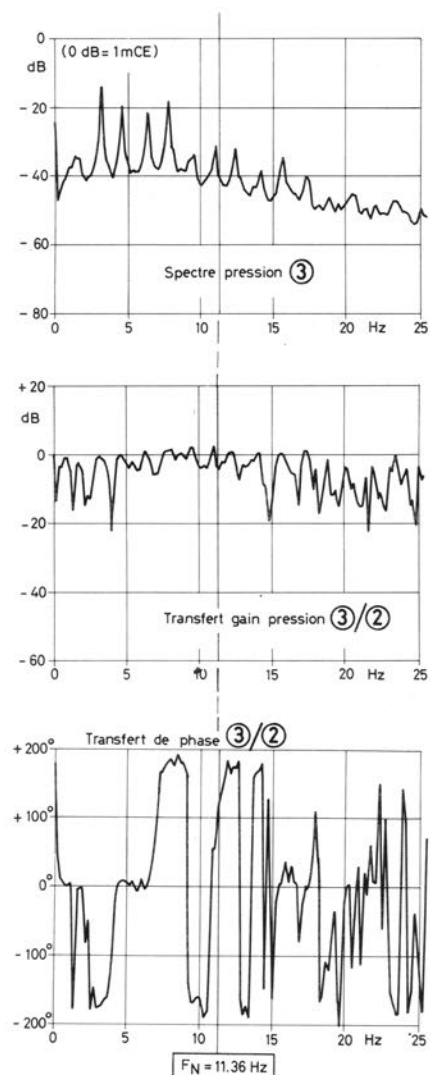


Fig. 2 - Example of Fourier analysis

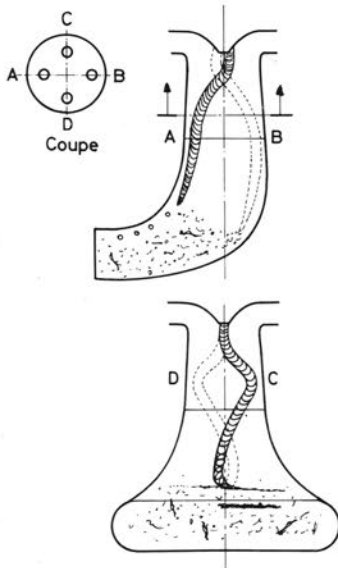


Fig. 3 - Visualization of draft tube vortex

augmente de $0,2f_N$ à $0,3f_N$ au passage du σ standard (σ^*). Les harmoniques $2f_0$ et $3f_0$ évoluent dans la même proportion.

Concernant les amplitudes aux diverses fréquences, on note:

- une amplification nette de l'instabilité $\Delta T/T$ pour $\sigma = 0,10$ c'est-à-dire en dessous du σ d'utilisation et au-dessus du σ standard. L'harmonique 2 ($3f_0$) de la fréquence de rotation de la torche f_0 est alors dominante.
- les signaux de pression du cône de l'aspirateur et de la volute ne donnent pas une bonne "image" du signal du couple, dans la mesure où la fréquence f_0 reste dominante.
- les signaux de pression à la sortie du coude, et en particulier celui de la rive gauche (7), fournissent une bonne "image" de l'instabilité au sens du couple. Comme déjà indiqué dans [30] le coude de l'aspirateur constitue bien l'origine principale des pulsations de T, donc de Q et de H.

Concernant les déphasages entre signaux, on remarque:

- entre cône amont et cône aval, un déphasage voisin de π pour la fréquence fondamentale et l'harmonique 2 mais qui s'annule pour $\sigma = 0,1$ à $0,15$, ainsi qu'un déphasage voisin de zéro pour l'harmonique 1.

- La torche dont l'axe ne s'incurve pas dans le coude disparaît en éclatant sous forme de bulles et de petits tourbillons à la hauteur du capteur 4. Lors du passage de la fin de la torche dans la partie intérieure du coude, des tourbillons d'axe horizontal et perpendiculaire à l'écoulement, se détachent et semblent rouler sur le plafond du coude.

En outre, on observe que la disparition de la torche est relativement indépendante de σ , c'est-à-dire que si le diamètre de la torche augmente fortement pour les bas σ , sa longueur reste constante.

2.2. Influence du sigma

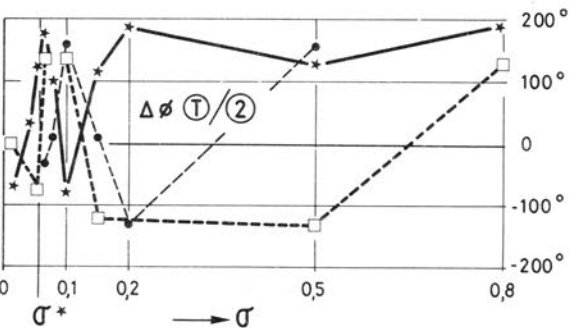
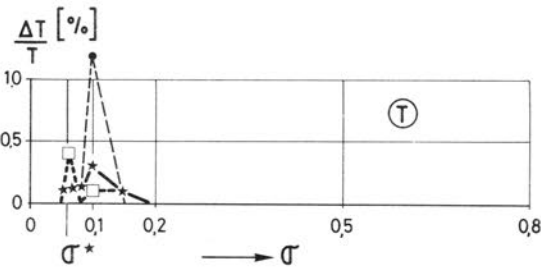
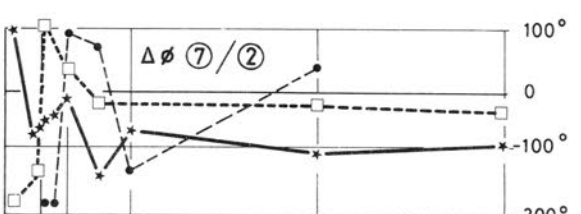
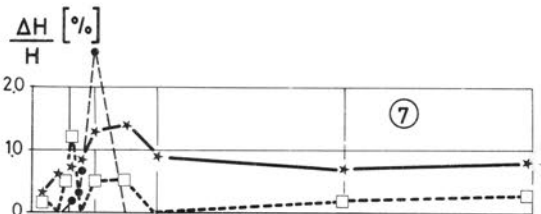
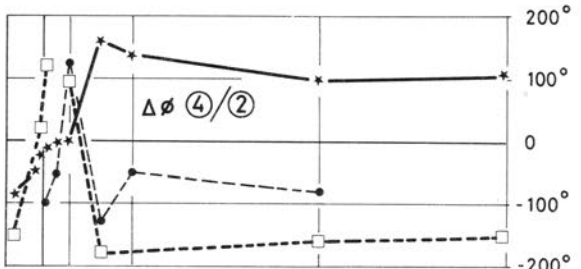
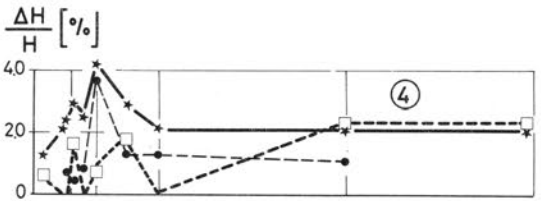
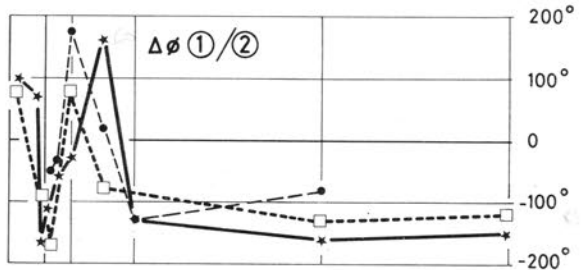
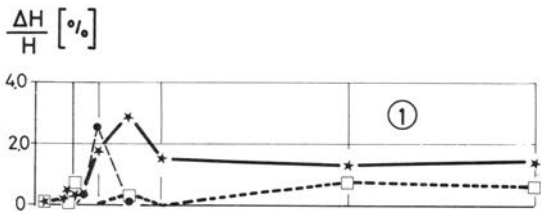
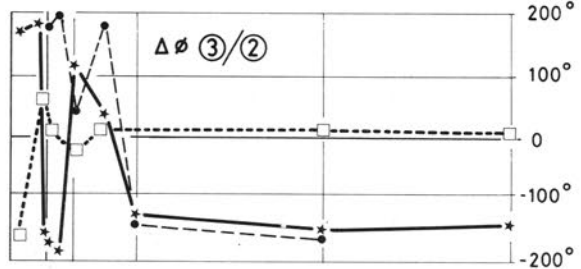
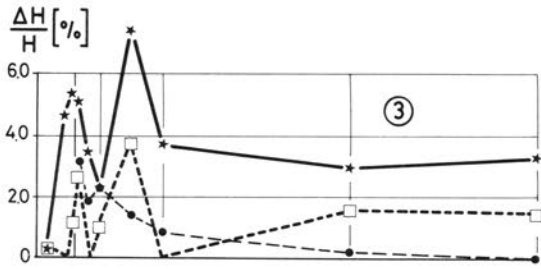
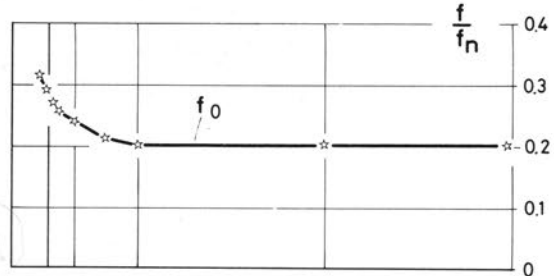
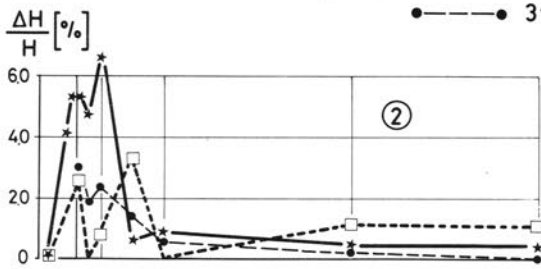
Pour une chute constante de 12 m et un σ variable, la figure 4 donne les résultats des mesures d'amplitudes dynamiques ainsi que des phases des fonctions de transfert entre chaque signal considéré et le signal de pression du cône amont.

Concernant les fréquences, la fréquence fondamentale f_0 de rotation de la torche reste constante pour tout $\sigma > 0,2$ puis

H=12m

— f_0 □—□ $2f_0$
●—● $3f_0$

Variation de f_0 en fonction de σ



Amplitudes des fluctuations de pression et de couple

Phase des fonctions de transfert

Fig. 4 - Fluctuations amplitudes and phases versus sigma

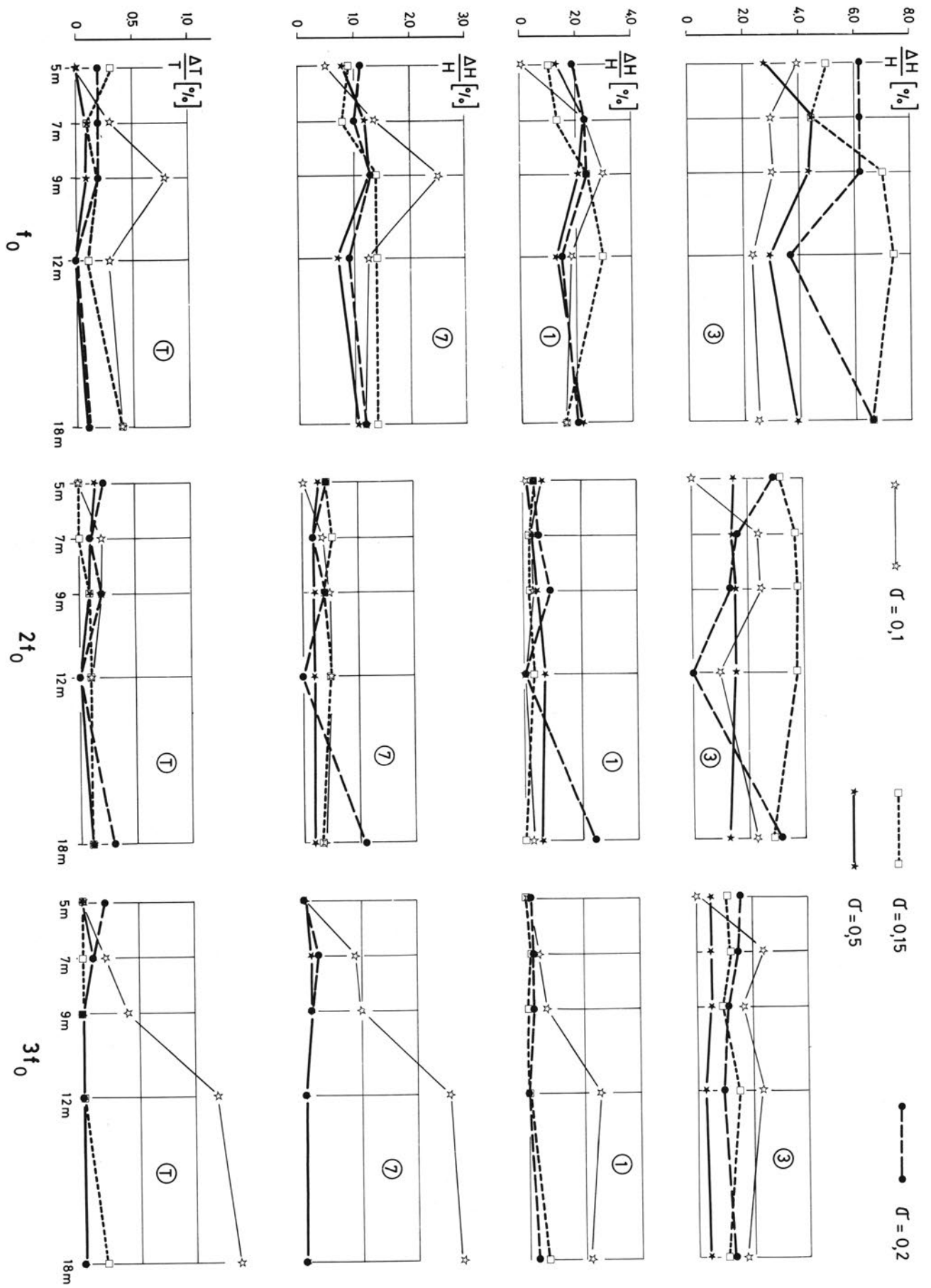


Fig. 5 - Fluctuations amplitudes versus test head

- entre les signaux à la sortie du coude, des déphasages importants aux fortes valeurs de σ mais qui tendent vers zéro dans la zone d'amplification.
- entre le couple et la pression à la sortie du coude en rive gauche, le déphasage est voisin de $\pi/2$ y compris pour $\sigma = 0,1$ qui provoque l'amplification maximum du couple.
- d'une manière générale, la décroissance de σ entraîne une mise en phase de tous les signaux de pression dans la zone d'amplification, puis une nouvelle chute du σ provoque un accroissement des différences de phases.

En conclusion de cet examen, il importe de préciser que les diverses harmoniques ne constituent pas simplement le résultat numérique d'une analyse de Fourier. Si l'on tient compte du fait observé que le vortex principal délivré par la roue garde son axe sensiblement vertical au cours de son trajet vers la sortie du coude, on peut déduire qualitativement la forme du signal du débit résultant. Sachant que la fluctuation de pression est proportionnelle à $\partial Q/\partial t$ et déphasée de $\pi/2$ par rapport à la fluctuation de débit, on peut retrouver la forme du signal de pression et constater que les harmoniques y apparaissent comme réalité physique.

2.3. Influence de la chute

Pour déterminer dans quelle mesure la chute a une influence sur les amplitudes, voire les fréquences, des mesures ont été effectuées sous les chutes de 5, 7, 9, 12 et 18 m.

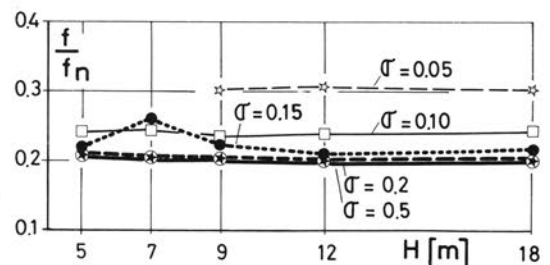


Fig. 5b - Variation of fundamental frequency f_0

En ce qui concerne les amplitudes, les mesures relatives à trois fréquences, f_0 , $2f_0$, $3f_0$, et correspondant à quatre valeurs de σ sont rassemblées dans la figure 5.

L'examen de cette figure ne permet pas de constater l'existence de relation significative entre les différents paramètres. En revanche, on constate que

- pour f_0 D'une façon générale, les amplitudes ne diminuent pas avec la chute H. Pour $\sigma = 0,1$, cependant, il y a un pic à $H = 9$ m nettement marqué mettant en évidence une évolution identique des amplitudes de la pression RG et du couple T.
- pour $2f_0$ Toutes les amplitudes pour $\sigma = 0,20$ passent par un minimum à $H = 12$ m et atteignent un maximum à $H = 18$ m.

A $\sigma = 0,50$, toutes les amplitudes présentent une constance remarquable.

- pour $3f_0$ Toutes les amplitudes sont faibles sauf à $\sigma = 0,1$, où cette harmonique domine largement le phénomène pour les chutes en dessus de 9 m. On constate à nouveau une remarquable identité entre l'évolution du couple et celle de la pression RG.

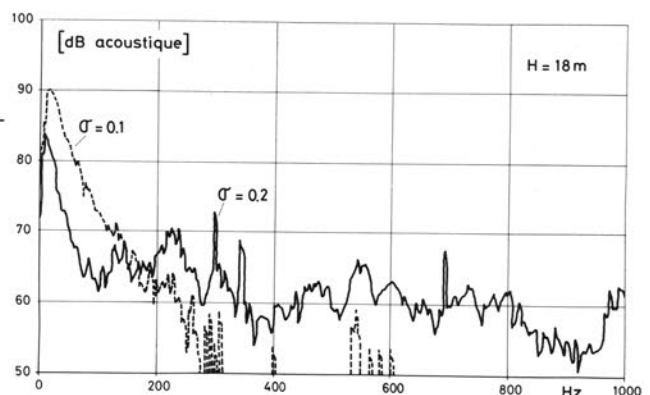


Fig. 6 - Noise level measured close to DT-cone

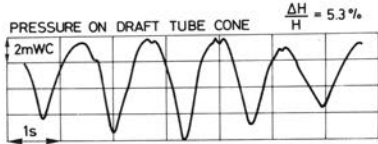
En ce qui concerne la fréquence fondamentale f_0 , on constate, sur la figure 5bis que la chute n'a pratiquement pas d'influence sauf pour $\sigma = 0,15$, valeur ren-

contrée en exploitation, où f_0 augmente de 20% au voisinage de la chute 7 m.

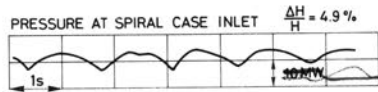
2.4. Eléments d'information sur le bruit

L'analyse spectrale du bruit émis par le modèle sous $H = 18$ m (figure 6) met en évidence que

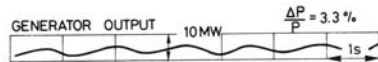
pour $\sigma = 0,1$ Le niveau sonore est de l'ordre de 102 dBA et que la contribution des fréquences supérieures à 300 Hz est très faible.



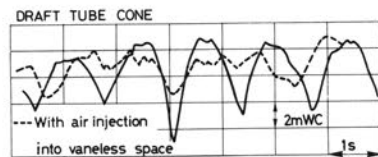
pour $\sigma = 0,2$ Le niveau sonore est de l'ordre de 96 dBA et que la contribution des fréquences jusqu'à 1000 Hz est loin d'être négligeable.



3. EXPERIENCES SUR PROTOTYPES



3.1. Exemple de phénomène d'implosions



La figure 7 montre le comportement d'une turbine de 125 MW sous 125 m perturbée par de fortes implosions de vapeur dans le coude de l'aspirateur dont la profondeur est relativement faible. On remarque le déphasage entre pressions et puissance, dû au déphasage entre pression et débit dynamiques, ainsi que la difficulté de prévoir la valeur de la fluctuation de puissance à partir des fluctuations de pressions mesurées dans ce cas. D'autre part, l'effet de l'aération forcée est particulièrement net sur les pics de dépression correspondant aux implosions.

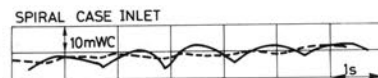
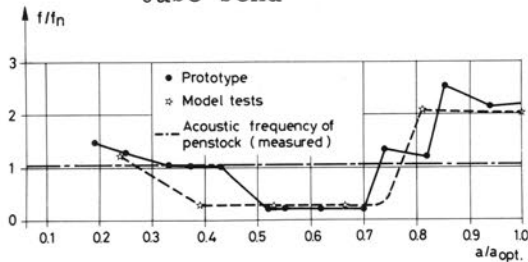
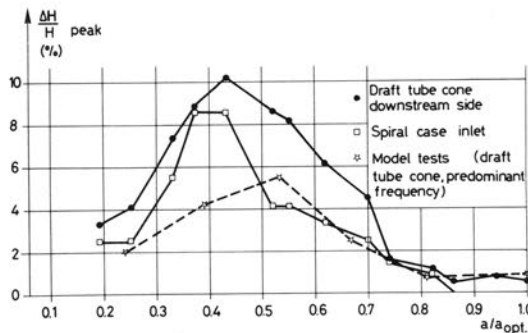


Fig. 7 - Implosions in prototype draft tube bend



Sur modèle réduit homologue, on a également simulé le remplacement de l'aspirateur de faible profondeur par un aspirateur de même conception mais de profondeur 20% supérieure. Les implosions disparaissent car la pression moyenne dans le coude est plus forte et le noyau de vapeur prend fin prématurément avant le coude.



3.2. Résonance à charge partielle

La figure 8 présente un exemple caractéristique d'interaction acoustique avec la conduite amont pour une turbine de 178 MW sous 60 m fonctionnant à charge partielle. En partant de la marche à vide et en augmentant la puissance, les phénomènes significatifs suivants apparaissent:

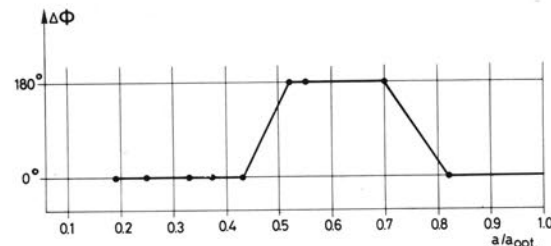


Fig. 8 - Prototype resonance with penstock at part load

- L'apparition de la fréquence $f/f_N \approx 0,2$ (correspondant à l'établissement bien organisé d'un noyau de vapeur hélicoïdal) est retardée par l'interaction avec la conduite, si l'on se réfère aux résultats du modèle réduit.

- Le maximum d'amplitude des pressions intervient également à une ouverture du distri-

buteur plus faible que celle prévue et précisément dans la zone d'ouverture où se produit l'accrochage des fréquences. Ce maximum d'amplitude atteint des valeurs doubles de celles prévues.

- Le déphasage des pressions entre deux lieux diamétralement opposés dans l'aspirateur vaut zéro dans la bande d'amplification. Il s'agit donc d'une pulsation de pression affectant toute une section au même instant et qui se représente par une onde plane (modèle unidimensionnel). En revanche, dès que le vortex hélicoïdal s'organise ($f/f_N \approx 0,2$), le déphasage entre les pressions à la fréquence dominante devient π . On reconnaît le mouvement de rotation bidimensionnel dans une section et tridimensionnel entre plusieurs sections.

3.3. Résonance à forte charge

La figure 9 donne un autre exemple d'interaction acoustique avec la conduite mais cette fois à forte charge pour une machine de 273 MW sous 71 m. Le pic des amplitudes est particulièrement net car les excitations produites par la turbine sont très faibles en dehors de la bande de résonance. Concernant les fréquences, deux remarques doivent être faites:

- L'amplification se produit pour une fréquence mesurée significativement inférieure à celle de la conduite seule. Ceci suggère que la réflexion des ondes acoustiques se fait en aval du distributeur ouvert, très probablement dans l'aspirateur. Le court trajet ainsi ajouté est augmenté en temps par le fait que la vitesse du son diminue fortement en milieu biphasique.
- La décroissance régulière des fréquences en fonction de la puissance est conforme aux mesures d'excitation sur modèle réduit dans la gamme des fortes charges.

Enfin, deux démonstrations supplémentaires sont données de ce phénomène d'interaction:

- Pour les autres unités identiques de la même centrale, les conduites ont des longueurs plus faibles (fréquence acoustique plus forte) et le phénomène de résonance s'atténue notablement.
- Une injection d'air comprimé entre distributeur et roue fait disparaître totalement l'amplification. Ce débit d'air, de l'ordre de $5 \cdot 10^{-4}$ du débit d'eau, provoque en effet une multiplication de bulles qui brise la réflexion organisée des ondes acoustiques. Contrairement à une idée parfois émise, ce débit d'air

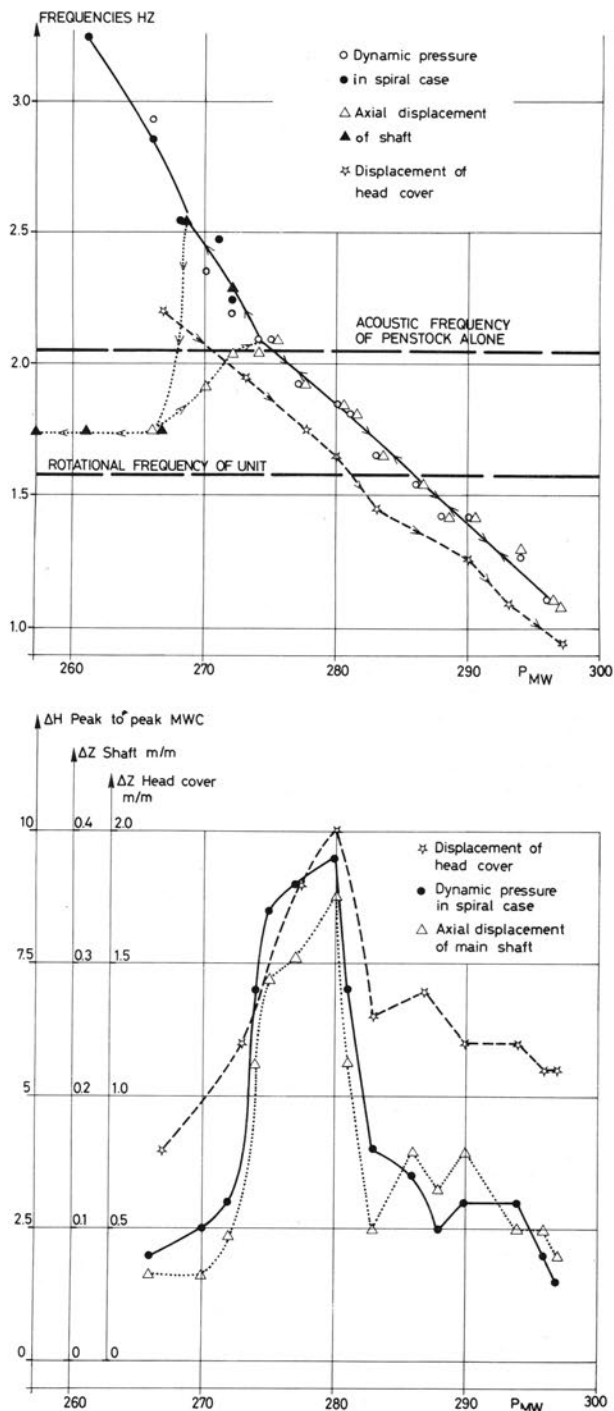


Fig. 9 - Prototype resonance with penstock at full load

n'influe pas sur la fréquence ou l'amplitude des excitations, comme le montrent les essais sur modèle réduit en dehors de toute résonance.

3.4. Influence des dimensions sur les fluctuations

Alors que la transposition des régimes permanents du modèle au prototype est régie par des lois de similitude bien connues, celles relatives aux régimes instationnaires ne sont pas encore bien définies. Elles méritent d'être examinées et surtout d'être confirmées par la comparaison de mesures effectuées parallèlement sur modèles et prototypes.

Les opérations de transposition seront essentiellement conditionnées par les deux faits suivants:

- La célérité d'onde acoustique est indépendante de l'échelle des dimensions et de celle des vitesses de rotation qui lui est liée.
- Il n'existe pas de similitude mécanique entre le modèle et le prototype.

L'influence d'une absence de similitude dans la propagation des perturbations de l'écoulement est encore difficile à dégager et ne fait pas l'objet de prévision dans le cadre de cette étude.

Le deuxième point concerne les fluctuations du couple qui agissent directement sur la roue. Les réactions de la turbine à cette sollicitation dépendent des caractéristiques mécaniques et électriques du groupe, modèle ou prototype.

Une exploration théorique conduit à de nombreuses questions auxquelles seule l'expérimentation permettra de répondre en partie.

Dans le cadre d'investigations expérimentales les auteurs se proposent

- de compléter les mesures sur modèle, en réalisant la mesure des fluctuations de vitesse de rotation;
- d'effectuer une série de mesures sur un prototype dont le modèle a fait l'objet d'une campagne d'essais;
- de déterminer les relations entre les fluctuations de couple mécanique et de puissance électrique aussi bien sur modèle que sur prototype en utilisant un programme de calcul.

4. CONCLUSIONS

4.1. Constat

La contribution présentée concerne essentiellement les régimes de charges partielles, et sur modèle réduit, un seul point de fonctionnement a été analysé. Avec ces limitations, quatre conclusions peuvent être énoncées:

- La décroissance du chiffre de cavitation entraîne l'apparition d'une zone d'amplification très nette du couple dynamique pour une valeur de σ comprise entre le σ standard et le σ d'utilisation normale de la turbine. Cette amplification concerne surtout l'harmonique 2 de la fréquence de rotation de la torche, soit $f/f_N \approx 0,60$. A ce régime, tous les signaux de pression se retrouvent à peu près en phase.
- La variation de la chute d'essai entre 5 m et 18 m avec des valeurs constantes de σ n'entraîne pas de tendance uniforme sur les valeurs des fluctuations de pression. Un certain nombre d'accidents dans l'évolution de ces fluctuations

reste à expliquer, et amène donc une incertitude sur la transposition au prototype.

- Cependant, la stabilité relative mesurée par la fluctuation de couple $\Delta T/T$ semble à peu près constante pour les diverses chutes, sauf au σ critique mentionné. On peut donc avancer que la prévision de stabilité serait correcte pour toute valeur de σ supérieure et en particulier au σ d'utilisation.

4.2. Perspectives

Les exemples d'instabilité relative présentés pour des prototypes confirment que la prévision à partir du modèle peut être fortement faussée par l'influence des conditions aux limites de la turbine et en particulier par la géométrie des conduits. Etant donné que ces conditions ne peuvent être généralement reproduites sur modèle réduit, la prévision correcte de la stabilité devra à l'avenir se faire par modélisation mathématique. Cette orientation suppose qu'auparavant des modélisations partielles de chaque élément actif de la turbine aient été mis au point en utilisant l'expérimentation. Cette phase expérimentale sera conduite avec des méthodes différentes de celles utilisées habituellement pour des essais de type contractuel. Dans le principe, il s'agit de déterminer expérimentalement les impédances hydrodynamiques des diverses parties de l'écoulement, souvent tridimensionnel et diphasique, et de les introduire dans la modélisation mathématique complète.

NOTATIONS

| Symbole | Unité | Grandeur |
|--------------|-------------------|---|
| H | m | Hauteur de chute nette |
| $\Delta H/H$ | - | Variation dynamique relative de la pression, valeur crête à crête |
| Q | m ³ /s | Débit |
| f | Hz | Fréquence |
| f_N | Hz | Fréquence correspondant à la vitesse de rotation \dot{N} : $f_N = \dot{N}/60$ |
| f/f_N | - | Fréquence relative |
| f_o | - | Fréquence <u>relative</u> de rotation de la torche (fondamentale) |
| T | mN | Couple |
| $\Delta T/T$ | - | Variation dynamique relative du couple, valeur crête à crête |
| P | W; kW | Puissance |
| σ | - | Chiffre de cavitation de Thoma |
| a/a_{opt} | - | Ouverture relative du distributeur |

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - DÖRFLER P.: Modèle mathématique des oscillations excitées à charge partielle par la torche de cavitation dans les turbines Francis. Bulletin Escher Wyss (1980), No 1/2, pages 101 - 106.
- 2 - DERIAZ P.: A contribution to the understanding of flow in draft tube of Francis turbines. AIRH, Symposium Nice (1960). Communication B 1.
- 3 - CAMPMAS P.: Stabilité du régime de fonctionnement des turbines Francis. AIRH, Symposium Nice (1960). Communication B 4.
- 4 - CAMPMAS P. et GIRAUD H.: Analyse du fonctionnement d'une turbine Francis. Comparaison des investigations sur modèle réduit et sur turbine industrielle. AIRH, Symposium Nice (1960). Communication B 6.
- 5 - GREIN H.: Partial pressure and gaz content inside a cavitating vortex core and influence on pressure fluctuations in a draft tube of a Francis type pump-turbine. Proceedings of the Institution of mechanical engineers, C 182 (1974). Tiré à part Escher Wyss.
- 6 - DZIALLAS R.: Francis turbinen bei Teil - und Überlast. VDI-Berichte Nr. 75 (1964), p. 53 - 64.
- 7 - HASHIMOTO H.: Swirling flow accompanied by cavity in circular tube. Rep. Ints. High sp. mech. Japan, Vol. 19 (1967/1968), No 192, p. 241 - 257.
- 8 - CASSIDY J.J., FALVEY H.T.: Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown. J. Fluid mech (1970) vol. 41, part 4, p. 727 - 736.
- 9 - GREIN H.: Vibration phenomena in Francis Turbines: their causes and prevention. IAHR, Symposium Tokyo (1980) p. 527 - 539.
- 10 - FISCHER R.K., PALDE U., ULITH P.: Comparison of draft tube surging of homologous scale models and prototype Francis turbines. AIRH, Symposium Tokyo (1980), p. 541 - 556.
- 11 - NISHI M., KUBOTA T., MATSUNAGA S., SENOO Y.: Study of swirl flow and surge in a elbow draft tube. AIRH, Symposium Tokyo (1980), p. 557 - 568.
- 12 - CASACCI S., WEGNER M., GUITON P.: Analyse des vibrations et des instabilités de fonctionnement dans les turbines-pompes. La Houille Blanche (1971), No 6, p. 519 - 530.
- 13 - BRENNEN C., ACOSTA A.J.: Theoretical, Quasi-static analysis of cavitation compliance in turbopumps. Journal of Spacecraft (1973), vol. 10, No 3, mars, p. 175 - 180.
- 14 - ZIELKZ W.: Periodische Schwingungen und Resonanzerscheinungen in Druckrohrleitungen. Elektronische Berechnung von Rohr und Ger inneströmungen, p. 233 - 275.
- 15 - LECHER W. BAUMANN K.: Francis turbines at part-load with high back pressure. AIRH, Symposium Lausanne (1968). Communication B4, p. 1 - 12.
- 16 - ULITH P., JAEGER E.-U., STRSCHELETZKY M.: Contribution to clarifying the inception of nonstationary flow phenomena in the draft tube of high specific speed Francis turbines operating at part load. IAHR, Symposium VIENNA (1974). Communication III4.
- 17 - GREIN H., JAQUET M.: Measurements of pressure fluctuations in storage pumps and pump turbines. IAHR, Symposium Rome (1972), Communication H1, p. 1 - 12.
- 18 - FANELLI M.: Further considerations of the dynamic behaviour on hydraulic turbo-machinery. Water Power (1972), juin.

- 19 - SCHLEMMER G., GERICH R., RAABE J.: Measurement of unsteady flow field in Francis turbines of high specific speed. AIRH Symposium Rome (1972). Communication H3.
- 20 - PALDE U.J.: Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines. REC-ERC. 72-74 (1972).
- 21 - HOSOI Y.: Contribution to model tests of draft tube surges of Francis turbines. IAHR Symposium Tokyo (1980).
- 22 - J.M. PLICHON - A. LESCURE: Instabilités hydrauliques dans les centrales. Société Hydrotechnique de France (Nov. 1978).
- 23 - A.H. GLATTFELDER - H. GREIN - P.K. DÖRFLER: Intense System vibrations in hydroplants. Water Power (March 1981).
- 24 - J. LALLEMENT: Etude du comportement dynamique des lignes hydrauliques - Mémoire technique CETIM No 27 (Sept. 1976).
- 25 - C. JAEGER: Resonance in hydropower stations - Water Power (January 1982).
- 26 - R.H. THICKE: Practical solutions for draft tube instability - Water Power (Feb. 1981).
- 27 - R.J. GIBERT: Méthodes d'analyse vibratoire des tuyauteries - Société Française des Mécaniciens - (Décembre 1980).
- 28 - E.M. GREITZER: The stability of pumping systems. Journal of Fluids Engineering - Vol. 103 (June 1981).
- 29 - S.X. CASACCI: Théorie des asservissements - Cours Ecole Nationale Supérieure Electricité et Hydraulique de Grenoble (1981).
- 30 - P. HENRY - M. WEGNER - J. GRAESER: Analyse expérimentale de la stabilité hydraulique de la turbine Francis à charge partielle - Société Hydrotechnique de France - (Novembre 1981).
- 31 - G. BORCIANI - R. THALMANN: Influence de la cavitation sur les caractéristiques moyennes et instantanées des turbines et des turbines-pompes - Société Hydrotechnique de France - (Novembre 1981).