SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 127 — Paris — 20 et 21 mars 1985

FONCTIONNEMENT DES TURBOMACHINES A DÉBIT PARTIEL

Comportement des turbines Francis et des pompes-turbines à débit partiel

Behavior of Francis turbines and pump turbines at partial flow

H. Amblard
P. Henry

G. Borciani
G. Martin

P. Guiton
R. Thalmann

Cet article est le résumé d'une étude de synthèse du sous-groupe 1d du groupe de travail n° 1 de la Division « Applications industrielles de la mécanique des fluides » (S.H.F.). Cette étude concerne : le fonctionnement en pompe à débit partiel, le fonctionnement en pompe à débit nul et à son voisinage, le fonctionnement en turbine à débit fortement réduit, le fonctionnement à l'emballement turbine, en turbine-frein (suremballement), et en pompe à rotation inverse (hyperemballement).

On peut se procurer le texte complet (97 p.) de l'étude auprès de la Société hydrotechnique de France.

This paper summarizes the report on the work carried out by subgroup 1d of Working Group No. 1 of the "Industrial Applications of Fluid Mechanics" Division (SHF). The paper describes work on : pumping mode at partial flow rate, pumping mode at and around zero flow, generating mode at very low flow rate, generating mode at runaway speed, speed-no-load operation as brake turbine (over-runaway speed) and reverse rotation pumping mode (hyper-runaway speed).

The complete text of the report (97 pp) is available (in French) from the Société Hydrotechnique de France.

Figure 1. — Caractéristiques générales d'une pompe-turbine à énergie spécifique constante pour différentes ouvertures du distributeur.

Figure 2. — Fonctionnement à $Q < Q_{KI}$. Recirculation libre à l'entrée de la roue (schéma).

1. Préambule

Dans le cadre de l'étude des fonctionnements à débit partiel des turbomachines par le Groupe de travail n° 1 de la Division « Applications industrielles de la mécanique des fluides », le sous-groupe 1d a été chargé de la partie relative aux « particularités propres aux turbines et aux pompes-turbines ». Les participants de ce sous-groupe, MM. H. Amblard (Neyrpic), G. Borciani (Hydroart), P. Guiton (Bergeron S.A.), P. Henry (École polytechnique fédérale de Lausanne), G. Martin (Neyrpic) jusqu'en 1980, R. Thalmann (Vevey), ont eu de nombreux échanges et discussions à ce sujet.

Un mémoire* de synthèse sur les travaux effectués jusqu'à ce jour a été présenté au cours de la session n° 127 du Comité technique, le 20 mars 1985, sous le titre : « Comportement des turbines Francis et des pompes-turbines à débit partiel ». Outre un préambule et un bref historique sur l'évolution des études du sous-groupe, l'exposé est structuré de la façon suivante :

- fonctionnement en pompe à débit partiel
- fonctionnement en pompe à débit nul et à son voisinage
- fonctionnement en turbine à débit fortement réduit
- fonctionnement à l'emballement en turbine et marche

(*) On peut se procurer une édition de ce mémoire (97 p.) auprès de la Société Hydrotechnique de France.

1. Introduction

The study of partial discharge operation of turbomachines has been approached by Working Group n° 1 of the "Industrial Applications of Fluid Mechanics" Division, with sub-group 1d dealing with the topic "Features peculiar to turbines and pump-turbines". The participants in this sub-group are : Messrs. H. Amblard (Neyrpic), G. Borciani (Hydroart), P. Guiton (Bergeron S.A.), P. Henry (École polytechnique fédérale de Lausanne), G. Marin (Neyrpic) until 1980, and R. Thalmann (Vevey), who had numerous exchanges and discussions on the matter.

A paper* summarizing the work carried out so far was presented during the Session n° 127 of the Technical Commission, on 20th March 1985, under the title : "Behaviour of Francis turbines and pump-turbines at partial discharge". This paper comprises a preamble and brief history on the sub-group studies and the following main developments

- pumping mode at partial discharge
- pumping mode at zero and nearly zero discharge
- generating mode at significantly-reduced discharge
- generating mode at runaway speed, speed-no-load operation as brake turbine (over-runaway speed) and reverse rotation pumping mode (hyper-runaway-speed)

* This paper (97 p.) is available from the Société Hydrotechnique de France.

à vide, en turbine-frein (suremballement) et en pompe à rotation inverse (hyperemballement).

Ces zones sont précisées sur le diagramme général, à énergie spécifique constante, pour différentes ouvertures du distributeur-diffuseur d'une pompe-turbine de vitesse spécifique 29 (en pompe) et 35 (en turbine) (fig. 1).

Les fonctionnements à débit partiel sont caractérisés par des *recirculations* de l'écoulement qui apparaissent aussi bien dans le rotor que dans le stator de la machine. Dans la partie non débitante de la roue, la notion de filet fluide perd son sens : la partie débitante ne « remplit » plus entièrement les canaux de passage du stator et du rotor. Ce « défaut » se manifeste aussi bien dans le conduit méridien que dans les conduits azimutaux.

2. Fonctionnement en pompe à débit partiel

L'allure des différentes courbes caractéristiques dans la zone d'instabilité, est examinée : « feston », discontinuité, hystérésis. L'existence des valeurs critiques du débit pour lesquelles apparaît la zone d'instabilité est mise en évidence. Un schéma type est représenté sur la figure 2. Ensuite, sont passées en revue les influences respectives du coefficient de cavitation, des écarts géométriques entre le modèle réduit et la machine industrielle, du nombre d'étages de la machine.

3. Fonctionnement en pompe à débit nul et à son voisinage

Pour le démarrage en eau des pompes multiétages (ou des machines réversibles en pompe), il est nécessaire de réduire au minimum la puissance absorbée à débit nul. L'étude de ce facteur est associée à celle de l'énergie spécifique hydraulique qui est un élément fondamental pour le dimensionnement mécanique de la machine; en effet, l'énergie spécifique hydraulique atteint généralement son maximum pour la valeur nulle du débit.

En rassemblant et en comparant les résultats obtenus en laboratoire sur des modèles réduits de machines réversibles avec réglage du diffuseur/distributeur orientable fonctionnant en pompe, une synthèse a été tirée. La disposition expérimentale avec diffuseur-distributeur réglable permet en effet une vision générale du problème en tenant compte de la variable essentielle que constitue l'ouverture du diffuseur/distributeur.

Les courbes de la puissance absorbée à débit nul en pompe en fonction de l'angle des aubes du diffuseur sont figurées sur un diagramme général. Un diagramme statistique donne la puissance à débit nul en fonction de la vitesse spécifique de la machine en pompe.

Une série de courbes expérimentales montrant la répartition des pertes à débit nul dans une pompe-turbine de vitesse spécifique 35 permet l'analyse du phénomène. Les pertes du côté aspiration peuvent être considérées constantes vis-à-vis de la variation de l'ouverture des aubes du diffuseur, tandis que les pertes du côté haute pression sont variables et tendent à augmenter avec

These operating areas are shown on the general diagram of a pump-turbine with specific speed of 29 rpm (pumping mode) and 35 rpm (generating mode), at specific constant energy for various openings of distributor/diffuser conveyor (fig. 1).

Operations at partial discharge are characterized by flow *recirculations* occurring both in the rotor and stator of the machine. In the non-discharging portion of the runner, the concept of "liquid streak" becomes meaningless : the discharging portion does not "fill-up" entirely any longer the diffuser conveyors of the rotor and stator; this "defect" occurs both in the meridional conduit and azimuth conduits.

2. Pumping mode at partial discharge

The shape of the different typical curves in the unsteady area is studied : counterslope, discontinuity, hysteresis. The existence of critical discharge values for which the unsteady area occurs clearly appears. A typical diagram is shown on figure 2. The effect of cavitation factor, of model/prototype geometrical deviations and of the number of stages of the machine is then investigated.

3. Pumping mode at zero and nearly-zero discharge

Start-up under water of multistage pumps (or start-up as pump of reversible machines) requires that power input at zero discharge is reduced to a minimum value. Study of this factor is related to the specific hydraulic energy that is an essential criterion of machine dimensioning and is generally maximum at zero discharge.

A synthesis was made by gathering and comparing the results obtained in laboratory on models of reversible units with adjustable diffuser/distributor operating in pumping mode. The experimental arrangement with adjustable diffuser/distributor permits an overall outlook of the problem with due consideration of the essential variable i.e. the diffuser/distributor opening.

The power input at zero discharge-versus-diffuser vane pitch curves, in pumping mode, are illustrated on a general diagram. A statistical diagram gives the zero-discharge output-versus-specific speed in pumping mode.

A better approach to the problem is obtained by a series of experimental curves giving the distribution of losses at zero discharge for a pump-turbine with a specific speed of 35 rpm. The losses on the suction side can be considered as constant for different openings of the diffuser vanes but on the high pressure side they vary and tend to increase with the opening. Power at zero discharge is mainly absorbed in the areas where the recirculation streams affect important water volumes by the runner blades rotating very close to the distributor.

The last part of this chapter deals with geometrical parameter and cavitation effects.

l'ouverture. La puissance à débit nul est principalement absorbée dans les zones où les courants de recirculation affectent des masses d'eau importantes par l'aubage tournant très près de l'aubage fixe.

La dernière partie du chapitre est dédiée à l'influence des paramètres géométrique et de la cavitation.

4. Fonctionnement en turbine à débit fortement réduit

L'importance de cette étude vient du fait qu'actuellement un nombre de plus en plus grand de cahiers des charges demandent des garanties dans ce domaine de fonctionnement pour pouvoir utiliser de manière sûre les turbines pour de très faibles puissances, par exemple, pour turbiner des débits réservés à l'irrigation.

On examine les différents types de cavitation qui peuvent se produire dans une roue Francis fonctionnant à charge partielle (*fig. 3*) et, ensuite le comportement stationnaire et instationnaire de la machine.

En ce qui concerne le comportement stationnaire, on remarque le fort accroissement du rendement à bas coefficient de cavitation et on essaie de donner une explication physique du phénomène, tandis que pour le comportement instationnaire on examine en détail les fluctuations de pression et de couple sur l'arbre et de poussée axiale et radiale. Pour une turbine Francis ayant une vitesse spécifique de 75 au cœur de la colline, les fluctuations maximales de pression se produisent près d'un débit correspondant aux 60 % du débit de rendement maximal et pour une valeur de σ de 0,15 environ, qui est sensiblement plus bas que la valeur du σ d'implantation. Pour des valeurs supérieures ou inférieures du débit et du σ , les fluctuations de pression tendent à se réduire.

4. Generating mode at significantly-reduced discharge

This is an important study as an increasing number of specifications require now guarantees in this operating range for the safely use of turbines at very small outputs, such as for instance for discharges intended to irrigation.

The various types of cavitation likely to occur in a Francis turbine at partial load (*fig. 3*) and the steady and unsteady behaviour of the machine are successively studied.

Concerning the steady behaviour, a high increase in efficiency for a small cavitation factor is noted and a physical explanation of the phenomenon is sought; for the unsteady behaviour, a detailed study is made of the fluctuations of pressure and torque on shaft and of the axial and radial thrusts. For a Francis turbine with a specific speed of 75 rpm at the hill-curve peak, the maximum pressure fluctuations occur for a discharge corresponding to 60 % of maximum efficiency discharge and a σ value of about 0.15 — quite smaller than the Plant σ value. The pressure fluctuations tend to decrease for higher or smaller discharge and σ values.

Figure 3

Vortex de ceinture A

Double vortex A et B

5. *Fonctionnement à l'emballement turbine, en turbine-frein (suremballement), et en pompe à rotation inverse (hyperemballement)*

Tout d'abord une attention particulière est portée au problème de la stabilité dans le fonctionnement en marche à vide : la stabilité du groupe hydro-électrique dans la phase de démarrage dépend de la pente des caractéristiques de couple et de débit au voisinage du point de fonctionnement à vide.

Ensuite dans les zones d'emballement, de suremballement et d'hyperemballement, on examine l'influence de la roue (tracé, vitesse spécifique) sur l'organisation des recirculations dans la machine; dès l'entrée des organes de distribution, on peut constater l'effet de la roue sur la répartition des recirculations.

Enfin on étudie l'influence du coefficient de cavitation sur la forme des courbes caractéristiques obtenues avec différentes ouvertures du distributeur d'une pompe-turbine. Pour les machines lentes, l'influence de la baisse du sigma ne se fait qu'à l'approche du point d'inversion du débit et dans la zone de l'hyperemballement; pour les machines rapides, cette influence se fait sentir bien avant l'emballement. Pour une turbine Francis de moyenne vitesse spécifique, le phénomène se manifeste d'une manière identique à celui d'une pompe-turbine rapide.

Il y a lieu dans le cas de pompes-turbines de déterminer en laboratoire l'évolution des caractéristiques en fonction du coefficient de cavitation puisque ces caractéristiques sont utilisées dans le calcul des transitoires.

6. *Conclusion*

Le fonctionnement à débit partiel des turbines Francis et des pompes-turbines dans différentes zones a fait l'objet des travaux du sous-groupe 1 d entre les années 1978-1984.

L'écoulement dans la machine, en particulier dans la roue a été analysé; l'allure des courbes caractéristiques a été étudiée; l'influence de différents paramètres tels que le coefficient de cavitation, la géométrie, la vitesse spécifique a été mise en évidence. L'importance du fonctionnement dans ces zones tant en régime permanent qu'en régime transitoire a été soulignée.

Enfin, l'attention a été attirée sur le fait que la transposition des résultats du modèle réduit obtenus en laboratoire à la machine industrielle comporte, dans l'état actuel des connaissances, des incertitudes. Aussi, il est recommandé de prendre une marge de sécurité dans le dimensionnement des machines industrielles.

5. *Runaway operation as a turbine, brake turbine (over-runaway) and reverse pump (hyper-runaway)*

Special attention is given first to the problem of stability at speed-no-load operation : during the starting-up sequence, the stability of the hydroelectric Unit depends on the slope of torque and discharge characteristics close to the speed-no-load operating point.

Then, the effect of runner (design, specific speed) on the organization of recirculations in the machine is determined for the runaway, over-and hyper-runaway areas; the effect of runner on recirculation distribution can be noted as from the inlet of the distributing devices.

Finally, consideration is given to the effect of the cavitation factor on the shape of typical curves obtained for various openings of the pump-turbine distributor. With slow machines, the effect of the decrease in the sigma value only occurs near the discharge inversion point, in the hyper-runaway area; with fast machines, such effect occurs quite before the runaway conditions. For a Francis turbine of average specific speed, this phenomenon is the same as for a fast pump-turbine.

As concerns pump-turbines, it would be interesting to study in laboratory the evolution of the characteristics with the cavitation factor, as such characteristics are used in the calculation of transient conditions.

6. *Conclusion*

Important research work were made by sub-group 1d between 1978-1984 on the operation at partial discharge of Francis turbines and pump-turbines in various operating areas.

Water flow in the machine and in particular in the runner has been analyzed: the shape of the typical curves has been studied and the effect of various parameters such as cavitation factor, geometry and specific speed has been investigated. The importance of operation in these areas, both at permanent and transient conditions, has been emphasized.

The attention is also drawn to the inaccuracies involved at the present stage of knowledge in transposing the results obtained on model to the prototype.

It is therefore recommended to allow for a safety margin in the design of prototypes.

Discussion

Président : M. S. BOUDIGUES

Monsieur le Président remercie les orateurs et ouvre la discussion en insistant sur la richesse en commentaires et expérimentations de l'exposé.

Après avoir évoqué la qualité et les nombreuses questions que susciterait l'exposé, M. CANAVELIS intervient sur quatre points relatifs plus particulièrement au fonctionnement en pompe.

1) Pression de sortie de roue :

M. AMBLARD a dit qu'il était intéressant, parmi les critères d'apparition de recirculation, de comparer la pression au refoulement de la roue, sur le flasque avant et le flasque arrière. Il est dommage que ces critères n'aient peut-être pas été assez utilisés pour les mesures du groupe de travail 1 e.f.

2) Festons dans les pompes-turbines

M. AMBLARD semble affirmer que dans la plupart des pompes turbines, il est impossible d'éviter le feston. Nous avons le même problème sur des pompes pures (d'accumulation ou alimentaires par exemple) pour lesquelles il est demandé systématiquement que le feston soit supprimé.

Mais on sait qu'en pompe pure il est possible de ne pas avoir de feston, en réglant en particulier les paramètres de la géométrie de l'entrefer.

M. AMBLARD. — Il semblerait qu'on ne puisse pas échapper à un feston dans la courbe hauteur-débit en pompe pour les pompes turbines. En effet les proportions de la roue et le rapport D_2/D_1 sont différents pour les pompes et pour les pompes turbines.

M. CANAVELIS. — Il y aurait beaucoup à discuter sur ce problème. Il serait intéressant qu'un groupe de travail étudie à partir de quelles proportions de roue on peut éviter le feston.

M. GUITON. — Pour une pompe on n'a pas le souci de faire fonctionner la machine en turbine. On a donc davantage de latitude que pour les pompes turbines dans le choix des proportions géométriques de la roue et de son tracé.

En particulier pour la même hauteur d'élévation à réaliser le diamètre extérieur de la roue peut être un peu plus grand qu'en pompe turbine.

On parvient donc souvent à éviter le feston, parfois cependant avec difficulté pour les pompes mono-étage poussées avec diffuseur à ailette.

Par contre pour les pompes turbines on a beaucoup moins de latitude et on ne peut pratiquement pas éviter le feston car on ne peut pas sacrifier le fonctionnement en turbine.

M. THALMANN. — De plus en plus, on nous demande d'assurer, dans les pompes turbines, un rapport débit turbine/débit pompe de plus en plus important. Ceci nous oblige de fixer les hauteurs du distributeur et de la roue. Ce fait pourrait expliquer les zones d'instabilité qui sont gênantes en régime pompe.

M. CANAVELIS aborde son 3^e point :

— Influence de la cavitation sur la stabilité des caractéristiques

M. AMBLARD a montré qu'une diminution du coefficient de cavitation pouvait rendre une courbe plus stable. Je crois qu'un σ plus faible fait baisser d'abord l'ensemble de la courbe hauteur/débit dans la zone la moins perturbée de bon rendement sans toucher à la valeur de la hauteur aux petits débits, ce qui tend à éliminer la remontée qui crée le feston. Cette baisse de σ

n'apporte-t-elle pas des risques de cavitation énormes qui soient inacceptables industriellement ?

M. AMBLARD. — On a dit que le passage d'un régime à l'autre peut s'expliquer par une baisse du coefficient de portance des aubes due à la cavitation, par analogie avec ce qui se produit avec un profil d'aile à grand angle d'attaque. Une discussion s'est déjà ouverte à ce sujet, mais les explications n'ont pas été concordantes. Cependant, vous avez raison, il y a sans doute une grande influence de la cavitation, sans que l'on puisse affirmer toutefois que l'altération de la caractéristique hauteur-débit soit uniquement due à cela.

M. CANAVELIS aborde alors son quatrième point :

— Influence des espaces latéraux et de la forme de la chambre en sortie de roue

Existe-t-il des essais montrant en plus de l'influence de la forme de la chambre en sortie de roue dans le sens pompe l'influence du jeu radial entre le flasque de sortie de roue et la paroi fixe de l'entrée du distributeur ?

M. AMBLARD. — Pour ce qui est de l'influence des chambres, il peut y avoir des différences selon le tracé de la roue, mais aucun essai n'a été alors mentionné en ce qui concerne la valeur de l'entrefer latéral sur l'importance du feston. On a seulement fait état de l'influence de l'entrefer latéral sur la puissance à débit nul.

M. WEGNER intervient ensuite sur deux points plus particuliers au fonctionnement en turbine :

1) Influence de la cavitation sur l'augmentation de rendement à charge partielle

Dans l'exemple présenté par les auteurs pour $Q/Q_{opt} = 0,3$ on remarque que les pertes à fort σ atteignent 55 %. Un tel niveau ne peut s'expliquer que par les macroturbulences dans l'aspirateur et les vortex typiques dans la roue générée par le décollement sur l'arête d'entrée. Dans ces conditions lorsque σ baisse les axes dépressionnaires de ces vortex sont remplacés par une phase gazeuse et l'on peut ainsi expliquer une remontée importante du rendement.

2) Influence de la cavitation sur les régimes transitoires

La conception des installations est influencée par le comportement en régime transitoire, lequel est influencé par le degré de cavitation. En particulier la dérivée du débit par rapport à la vitesse au voisinage de l'emballement est très sensible au σ . Peut-on en tenir compte dans la pratique des calculs prévisionnels de transitoires ?

M. LEFEVRE répond que des essais ont été faits en vraie grandeur sur le groupe réversible du TRUEL, dans le cas du fonctionnement en pompe à rotation inverse et de celui en pompe frein. L'influence du coefficient de cavitation a été effectivement mise en évidence. NEYRPEC les a introduits dans les calculs de transitoires et a bien retrouvé les courbes de régimes transitoires mesurées.

M. AMBLARD fait remarquer que la diminution de σ agit généralement dans le sens de la sécurité pour les transitoires et qu'il n'est donc pas toujours nécessaire de compliquer les calculs en prenant en compte ce phénomène.