ANALYSE DES VIBRATIONS ET DES INSTABILITÉS DE FONCTIONNEMENT DANS LES TURBINES-POMPES

par **S. CASACCI, M. WEGNER**
Ingénieurs Alsthom-Neyrpic, Grenoble

et **P. GUITON**
Ingénieur, Bergeron S.A., Paris

Notations

- Q : débit de la machine en m^3/s ;
 H : hauteur de chute nette ou hauteur totale d'élévation en m;
 n : vitesse de rotation en tr/mn;
 Z_r : nombre d'aubes de la roue;
 W : vitesse d'écoulement en m/s;
 W_i : vitesse d'écoulement induite par la vibration en m/s;
 i : angle d'incidence de la vitesse sur un profil;
 $C_v = \frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} = \frac{\pi}{30 g^{3/4}} n_Q$
coefficient adimensionnel de vitesse angulaire;
 $\zeta = \frac{f}{2\sqrt{km}}$
coefficient d'amortissement mécanique réduit;
(f est le coefficient de frottement mécanique, k la rigidité et m la masse);
 C : couple en m.N.

Introduction

Les machines réversibles présentent, par rapport aux turbomachines classiques, les principales particularités suivantes :

- fonctionnement en pompe avec un distributeur mobile;
- fonctionnement en turbine avec de faibles convergences dans les conduits fixes et mobiles;

- fonctionnement en turbine avec de fortes vitesses de sortie;
- fonctionnement en turbine pour des chutes faibles par rapport à la chute optimale, c'est-à-dire au voisinage de l'emballement.

Les forces hydrodynamiques non permanentes qui risquent d'influer le plus sur la tenue mécanique s'appliquent aux directrices mobiles. Ces forces se caractérisent par une valeur moyenne à laquelle se superposent des fluctuations dont la fréquence et l'amplitude changent avec le mode de fonctionnement. Les limites de fatigue admissibles dépendent de la contrainte moyenne et des contraintes pulsatoires variables autour de la contrainte moyenne; il est donc important de connaître ces deux valeurs. Le couple moyen sur les tourillons des directrices varie, pour une hauteur moyenne de fonctionnement H donnée, en fonction de l'angle de vannage α (fig. 1). La forme de ces courbes dépend évidemment du tracé des directrices et de la position de l'axe de tourillonnement, mais les angles de vannage pour lesquels le couple s'annule (point B de la figure en turbine, A en pompe) sont pratiquement fixes. Ces angles correspondent à des portances hydrodynamiques faibles. Pour un fonctionnement normal en pompe, les couples et les efforts radiaux sur les tourillons des directrices resteront toujours petits ainsi donc que les frottements correspondants qui n'introduiront alors qu'un amortissement négligeable.

Les fréquences des fluctuations risquant d'influencer la tenue mécanique peuvent être, soit assez basses (inférieures à 20 Hz environ) comme pour un fonctionnement en pompe sous la hauteur maximale, soit assez élevées comme pour

l'emballlement où les amplitudes des harmoniques de $nZ_p/60$ restent sensibles. ($nZ_p/60$ correspond à la fréquence fondamentale résultant du passage des aubes de la roue devant un point fixe).

Les amplitudes les plus dangereuses en régime transitoire concernent les vibrations qui apparaissent à l'emballement. En ce cas, le couple moyen sur les directrices reste faible ainsi que l'amortissement naturel dû au frottement.

La figure 2 donne les ordres de grandeur des fluctuations de couple Δc enregistrées à hauteur H constante, sur une directrice au cours d'un fonctionnement transitoire complet depuis la pompe à fort débit (point K) jusqu'à l'emballlement (G) et au suremballlement (S). Au cours de cette manœuvre, l'angle de vannage du distributeur est maintenu constant. La référence des ordres de grandeur est donnée par la fluctuation en pompe à l'optimum : $\Delta c = 1$ pour le point A.

On peut déceler globalement l'origine de ces fluctuations en examinant la figure 3, sur laquelle le même fonctionnement transitoire que celui de la figure 2 se rapporte cette fois aux puissances : la puissance mécanique sur l'arbre $P_m = C\omega > 0$ en pompe et < 0 en turbine et la puissance hydraulique délivrée par la machine $P_h = \rho g Q H > 0$ en pompe et < 0 en turbine, sont toutes deux rapportées à $\rho g H$.

La puissance dissipée dans la machine, sous forme de chaleur par l'intermédiaire de la turbulence, correspond à la valeur absolue de la différence algébrique $P_m - P_h$. On voit que cette puissance dissipée croît de A à C (pompe à faible débit), passe par un maximum entre C et E (pompe-frein), passe par un minimum en F (turbine à l'optimum), et croît de nouveau vers l'emballement et l'hyperemballement.

A priori, c'est donc bien dans les régimes à très faibles débits en pompe, en pompe-frein et à l'emballement, que les risques de vibrations sont maximaux. Cependant, on verra plus loin que les fluctuations de l'écoulement dans le régime pompe-frein intéressent plus les aubes de la roue que celles du distributeur, expliquant ainsi les résultats de la figure 2, qui indiquent que les vibrations des directrices ne sont pas maximales en pompe-frein, mais à l'emballement.

Les structures mécaniques (des turbines-pompes) sollicitées par des efforts hydrauliques non permanents se caractérisent par des fréquences propres relativement élevées, même en tenant compte des masses ajoutées dues à la présence du fluide, ainsi que par des amortissements naturels faibles. La figure 4 donne schématiquement le spectre des fréquences propres d'une directrice montée dans trois paliers et munie d'un système de commande. Il est clair que ce spectre peut s'élargir si les jeux dans les paliers augmentent et si les masses ajoutées du mécanisme de commande peuvent intervenir.

La création d'amortissements artificiels reste d'ailleurs en général, très complexe.

Dans l'exposé suivant, nous nous attacherons à analyser la nature des phénomènes vibratoires pour les divers modes de fonctionnement en insistant particulièrement sur les phénomènes hydroélastiques.

Leur difficulté est telle qu'il n'est évidemment pas question ici de procéder à des études théoriques qui deviennent très complexes dès qu'on attaque le problème des efforts non permanents dans les grilles. Notre but dans l'immédiat, assez modeste, consistera à définir l'ensemble des problèmes, préciser les difficultés et les voies d'approche possibles pour aboutir à un programme de recherches.

1. — Rappel succinct de définition : l'hydroélasticité

Rappelons qu'une structure élastique, mise en vibration dans un milieu fluide en mouvement, peut être le siège d'instabilités qui entretiennent ou amplifient la vibration. En effet, le milieu fluide constitue un réservoir d'énergie « infini » et la structure, en vibrant, peut emprunter ou céder de l'énergie au fluide. Dans le cas où la structure reçoit de l'énergie, et surtout si les amortissements mécaniques mis en jeu sont faibles, le système devient instable et les déformations peuvent être entretenues ou même croître fortement.

Sous un autre aspect, le phénomène hydroélastique peut être présenté à l'aide d'un schéma fonctionnel, comme pour l'étude des asservissements (fig. 5).

5/ Schéma d'une structure vibrant dans un écoulement.

En fait, l'écoulement induit par les vibrations de la structure se compose avec l'écoulement de base, pour finalement provoquer sur la structure des forces hydrodynamiques qui peuvent tendre à amplifier les déformations initiales.

Pour l'étude des instabilités des mouvements de très faible amplitude, les forces hydrodynamiques résultantes peuvent se calculer à l'aide du théorème de Bernoulli généralisé et linéarisé. Ce calcul permet de définir les critères de stabilité autour d'une position d'équilibre.

Pour les fortes amplitudes, ce schéma mathématique « linéaire » ne représente plus les phénomènes qui peuvent d'ailleurs se compliquer par l'apparition de cavitation, décollements, etc. L'étude doit alors prendre en compte toute une série de phénomènes non linéaires.

La figure 5 représente le diagramme fonctionnel de l'hydroélasticité dans un cas général. Les notations se lisent :

- q = déplacement ou déformation de la structure;
- S = opérateur structurel (tel que Force = $S q$);
- H et H' = opérateurs hydrodynamiques (Force = $H w^2$);
- E = opérateur « inducteur » ($W_i = E . q$);
- I = opérateur d'inertie mécanique :
(Force = $I dq/dt$).

Pour que le phénomène soit hydroélastique, il faut et il suffit que E et H' existent. (H' pouvant d'ailleurs être identique à H). L'opérateur I ainsi que les forces mécaniques externes ne sont qu'une généralisation du système.

REMARQUE.

Il y a lieu de noter que le terme « structure » s'applique à un ou plusieurs éléments liés mécaniquement ou hydrodynamiquement entre eux (exemple : ensemble des directrices et du cercle de vannage ou ensemble des directrices et de la roue).

2. — Revue des divers types de vibrations dans les turbines pompes

Le tableau figurant à la page suivante donne successivement :

- une description rapide du type de vibration;
- les modes de fonctionnement de la machine concernés;
- les organes mécaniques sollicités;
- la caractérisation de la vibration, qui sera précisée dans les paragraphes suivants, lorsqu'il s'agit d'une vibration hydro-élastique.

REMARQUE.

Toutes les vibrations décrites dans le tableau peuvent donner lieu à des résonances avec les ondes acoustiques se propageant dans la conduite, et ce type de résonance peut être extrêmement dangereux. Mais nous ne l'étudierons pas dans chaque cas particulier. C'est, en effet, un problème de propagation d'ondes.

3. — Vibrations hydro-élastiques

Nous avons classé au chapitre 2, les divers types de vibrations susceptibles de se produire lors des différents régimes de marche des turbomachines. Les vibrations hydro-élastiques dangereuses rencontrées concernent rarement les coques, mais principalement les grilles d'aubes circulaires divergentes constituées par les distributeurs.

DESCRIPTION DE LA VIBRATION	FONCTIONNEMENT	ORGANES CONCERNÉS	CARACTÈRE
Pulsations de pression dans la bête, provenant de l'addition des ondes issues de la roue et du distributeur. Dépendent de la célérité du son, du nombre des aubes mobiles et fixes, des dimensions de la bête.	Tous régimes.	Bête.	Non hydro-élastique.
Pulsations de pression dans l'aspirateur, provenant d'un vortex excentré ou instable.	Turbines à charge partielle et surcharge.	Aspirateur et certaines pièces si résonance.	Non hydro-élastique.
Echange désordonné de quantités de mouvements entre roue et distributeur, avec transformation partielle ou totale des énergies mécaniques et hydrauliques en chaleur.	Pompe pour $Q = 0$ et pour $Q < 0$ (pompe — frein).	Roue, distributeur et flasques.	Hydro-élastique, mais de manière secondaire.
Aller et retour d'ondes dans la conduite, couplées avec une pente positive de la courbe de refoulement H/Q de la pompe.	Pompe à faible Q dans la zone dite de « festonnage ».	Conduite et toute la machine.	Non hydro-élastique.
Vibrations de torsion du rotor. Résonance entre la fluctuation de couple et les ondes de torsion sur l'arbre.	Tous régimes.	Rotor.	Non hydro-élastique.
Sillages derrière des profils (directrices, roues).	Tous régimes.	Aubes de la roue directrices et avant-directrices.	Hydro-élastique ou non, selon les formes, les modes de fixation et les fréquences de vibration.
Aller et retour d'ondes dans la conduite, provenant d'un « balourd hydraulique » de la roue, par exemple à cause d'une aube différente des autres.	Pompe.	Roue, conduite.	Non hydro-élastique en général.
Décollements instables sur les directrices (avec des couples moyens différents).	Pompe à faible Q (couple moyen notable). Pompe à grand Q (couple moyen faible).	Directrices.	Hydro-élastique (stall-flutter).
Décollements instables dans la roue.	Turbine à l'emballement.	Roue, directrices.	Hydro-élastique (stall-flutter et buffeting).
Vibrations dans les joints et labyrinthes, provenant des poussées radiales, excentricités, désalignements, etc.	Tous fonctionnements et particulièrement les transitoires.	Ensemble de la machine.	Hydro-élastique.
Combinaisons des divers types de vibrations déjà mentionnées.			

3.1 Flottement.

Nous avons examiné, pour certains cas particuliers, les vibrations hydro-élastiques des coques.

L'étude des vibrations des coques cylindriques ou sphériques baignant dans un milieu fluide en mouvement montre que pour certains types d'écoulements à potentiel particuliers des instabilités apparaissent qui ne dépendent pas du nombre de Strouhal. La superposition de l'écoulement à potentiel initial et de celui induit par les vibrations de la coque conduit à une répartition de pression qui accroît les déformations de la coque et entraîne une instabilité. Pour des écoulements à potentiel plus généraux, l'instabilité dépend du nombre de Strouhal [1, 2].

En ce qui concerne les vibrations hydro-élastiques d'un profil d'aile, on sait que :

Un profil d'aile déformable se déplaçant à vitesse uniforme U dans un milieu au repos à l'infini peut se trouver soumis à des vibrations très dangereuses lorsque la vitesse U dépasse une certaine valeur critique. Le problème de l'écoulement bidimensionnel autour d'un profil d'aile déformable se traite de façon assez complète si l'amplitude des déformations reste faible. La force hydrodynamique résultante L et son moment M par rapport à un point du profil se calculent en fonction de $k = \omega b / U$ où b représente la demi-corde du profil; L et M sont déterminés et tablés pour des déformations de flexion simple; $y = y_0 e^{i\omega t}$, de torsion simple $y = -\alpha_0 x e^{i\omega t}$ et pour leur combinaison ainsi que pour le cas plus général $y = f(x) e^{i\omega t}$ (x coordonnée le long de la corde, y le long de l'envergure et α_0 angle de torsion).

La connaissance des forces hydrodynamiques L et M permet d'écrire les équations du mouvement de l'aile en tenant compte, par exemple, en première approximation, des deux degrés de liberté (celui de flexion et celui de torsion). Avec un choix judicieux des modes de vibrations de flexion et de torsion, l'étude de la stabilité donne la vitesse critique de flottement U_{cr} ; U_{cr} dépend des caractéristiques mécaniques du profil : rigidité de torsion, rigidité de flexion, etc.

L'étude des vibrations hydro-élastiques des directrices pour un fonctionnement en pompe normale exige la connaissance des efforts hydrodynamiques non permanents qui peuvent se produire dans une grille d'aubes circulaire divergente. Les recherches dans ce domaine sont récentes, nous avons analysé la littérature existante, nous poursuivons nous-mêmes des études et des essais. MM. Chang et Chu [3] dans leurs travaux menés jusqu'aux résultats numériques, généralisent la fonction $C(k)$ de Théodorsen relative aux vibrations d'un profil isolé par une fonction $C(\mu, k)$ où k et μ représentent respectivement le nombre de Strouhal et le pas de la grille. Dans cette étude, la grille rectiligne, à calage nul, comportait des profils minces droits qui vibraient à la même fréquence et en phase.

Dans son travail F. Sisto [4] admet que les aubes vibrent en synchronisme sur le même mode mais suppose un déphasage constant entre deux profils contigus.

Plus récemment, D.N. Gorelov et L.V. Dominas [5] ont montré que les coefficients hydrodynamiques caractérisant la portance et le moment dépendent fortement du nombre de Strouhal, du déphasage entre deux aubes adjacentes et du pas de la grille.

Toutes ces études et d'autres [6, 7]..., basées sur des développements mathématiques complexes, se rapportent à des grilles planes rectilignes, les efforts hydrodynamiques non permanents qu'on en tire ne peuvent donc pas être appliqués directement à l'étude du flottement des grilles d'aubes circulaires divergentes. Cependant, pour les turbines-pompes de faible C_V (ou n_Q) les rigidités de torsion et de flexion des directrices sont très élevées et le calcul de la

vitesse critique de flottement basée sur les efforts hydrodynamiques non permanents calculés pour un profil isolé ou pour des grilles planes rectilignes montre que ce type d'instabilité ne présente pas de danger. Le problème risque toutefois de se poser pour les turbines-pompes de C_V élevés et de grandes dimensions et particulièrement pour les pompes-turbines à pales mobiles.

La connaissance des efforts hydrodynamiques non permanents pour une grille d'aubes circulaire divergente permettrait un meilleur choix des axes de tourbillonnement. Les études citées montrent que ces efforts dépendent beaucoup du déphasage entre profils contigus, du nombre de Strouhal, du pas de la grille, etc.

3.1.1 APPLICATIONS AUX TURBINES-POMPES.

Les directrices comportent, en général, trois paliers. Les déformations de flexion de la directrice elle-même sont relativement faibles pour les machines de petits C_V .

La flexion du tourillon, entre les deux paliers supérieurs, provoque un basculement de la directrice, limité par le jeu du tourillon inférieur.

Les vibrations des directrices des machines de petits C_V sont donc principalement des vibrations de torsion. Cependant, pour étudier ces modes de vibrations de torsion, il faut tenir compte de l'ensemble des pièces intervenant dans la définition de ce type de déplacement, tant par leur élasticité que par leur inertie (directrice, tourillon, levier, biellette, cercle de vannage, etc.).

Pour les petits C_V , la torsion est donc prépondérante et le risque de couplage flexion torsion reste faible.

Pour les machines de grands C_V qui comportent des directrices relativement hautes, les déformations de flexion du profil ne sont plus négligeables par rapport aux déformations de torsion. Il existe alors une torsion et une flexion complexes dues au fait que l'axe élastique et l'axe de tourbillonnement ne coïncident pas.

Il peut exister un couplage entre ces deux modes de vibrations, mais il subsiste un facteur très favorable puisque la directrice est supportée à ses deux extrémités. Les campagnes de mesure que nous avons faites, lors des mises en route des machines de Cambeyrac ($C_V = 3,9$) et Torrejon ($C_V = 1,5$) n'ont décelé aucun phénomène vibratoire anormal.

3.2 Flottement au décrochage (Stall-flutter).

Ce phénomène, de loin le plus préoccupant dans les turbomachines, se produit lorsque les conditions d'incidence avoisinent la zone de « décrochage » d'un profil. Cette zone se caractérise par une portance C_p présentant une hystérésis vis-à-vis de l'incidence (fig. 6). En effet, lorsque l'incidence croît, en régime non permanent, l'apparition du décollement se produit pour un angle d'attaque supérieur à celui du régime permanent et, au contraire, pour des incidences décroissantes, le recollement se produit à un angle d'attaque inférieur à celui du régime permanent. L'importance de ce phénomène d'hystérésis dépend beaucoup de la vitesse de variation de l'incidence.

Tout cycle vibratoire s'amorçant dans la région (2) de la figure 6 absorbe de l'énergie fluide et une vitesse critique d'instabilité apparaît, fonction de la rigidité de la structure et de son amortissement.

Dans ce type de flottement, le déplacement en torsion joue le rôle déterminant, car c'est le plus influent sur l'incidence et le décollement.

Aux angles d'attaque faibles correspondent des vitesses de flottement voisines de celles du flottement pur, sans décol-

lement. Lorsque l'angle d'attaque croît, la vitesse de flottement décroît rapidement, c'est le « stall-flutter ». Au-delà de la zone de décrochage, la vitesse critique augmente à nouveau, c'est ce que montre, par exemple, Fung [8].

En ce qui concerne les amplitudes des vibrations dans la zone de décrochage, elles peuvent devenir brusquement finies dès qu'on dépasse légèrement la vitesse critique. C'est le « flottement dur ». Ceci est surtout vrai pour des angles moyens d'attaque correspondant au début du décrochage. Lorsque les angles d'attaque augmentent, les amplitudes de vibration en cas de dépassement de la vitesse critique peuvent être plus faibles. C'est le « flottement doux ».

Sisto [9] montre bien que lorsque l'incidence moyenne augmente, la vitesse critique diminue ce qui est, *a priori*, défavorable, mais que les amplitudes de flottement diminuent également.

Exemples turbines pompes.

3.2.1 MARCHE EN POMPE A FAIBLE DÉBIT ET GRANDE HAUTEUR (fig. 7).

Les résultats d'essais sur les directrices donnent, en général.

- un couple moyen faible;
- une fluctuation importante, à basse fréquence comparée à celle correspondant au passage des aubes $nZ_r/60$ (fig. 8).

Les directrices sont alors attaquées sous une incidence fluctuante en moyenne négative, suffisante pour amorcer un décollement. Ce décollement produit une instabilité d'autant plus brusque que le bord d'attaque est aigu, mais un bord d'attaque aigu permet de retarder l'apparition du décollement qui se produit ensuite de façon plus franche.

Précisons qu'en deçà d'un certain débit, il se produit des échanges désordonnés de quantité de mouvement entre la roue et le distributeur (recyclage). La machine fonctionne de plus en plus comme un dissipateur d'énergie au fur et à mesure qu'on se rapproche du débit nul. On voit sur la figure 3, que l'énergie dissipée croît rapidement au voisinage du débit nul. Ces écoulements désordonnés avec recyclage d'une aube à l'autre et, éventuellement, avec des décollements tournants, engendrent des forces excitatrices à large bande de fréquence. Il n'y a pas, comme nous l'avons dit, d'incidence déterminée sur les directrices.

Les paramètres fondamentaux à ajuster sont :

- la rigidité de torsion de la directrice;
- la position du tourillon;
- la forme du bord d'attaque.

En ce qui concerne la position du tourillon, la stabilité est *a priori* assurée lorsque l'axe se situe en amont du centre hydrodynamique C_H . Rappelons que C_H , défini comme centre des poussées additionnelles, reste fixe pour un profil isolé donné, lorsque l'incidence varie, ce qui n'est pas le cas pour les centres des poussées globales. On est ainsi conduit impérativement à déterminer C_H en grille d'aubes.

Signalons que la disposition stable du tourillon en pompe sera également valable à l'emballage turbine. En effet, l'écoulement induit créé par la roue se propage à contre-courant dans le distributeur, c'est-à-dire dans le même sens que pour la marche en pompe (§ 3.3.2).

3.2.2 MARCHE EN POMPE A FORT DÉBIT (point K des figures 2 et 3).

Ce phénomène, symétrique du précédent, provient cette fois d'une incidence positive en moyenne. Cependant, les

vitesse d'attaque sont moindres et les risques théoriquement plus faibles, mais les amortissements mécaniques sont également réduits.

Au-delà d'un certain débit, la pression à la sortie de la roue est supérieure à celle existant dans la bache. Le distributeur fonctionne donc comme une perte de charge, et des cavitations dans le distributeur peuvent apparaître, surtout pour des machines de petits et moyens C_V . En particulier pour ces C_V , le remplissage des conduits de refoulement par la machine elle-même réglant son débit est un fonctionnement très anormal, à proscrire en général si l'on ne prend pas de précautions particulières.

3.3 « Tremblement » (buffeting).

Le « tremblement » se définit comme le mouvement d'une structure excitée par des macro-turbulences de l'écoulement, donc, en fait, par des variations brutales d'incidence ou de vitesse.

La figure 9 représente, d'après Garelick [10], la variation du coefficient de portance d'un profil NACA 0012 sous l'effet d'une brusque variation d'incidence (i passe de 0 à 30° en 7/100 de seconde).

On constate les écarts considérables de portance par rapport aux mêmes incidences en régime permanent.

La portion AB de la courbe correspond à l'établissement d'un tourbillon sur le bord d'attaque, et la portion BC au détachement de ce tourbillon vers le bord de fuite.

Si la structure possède une fréquence propre assez élevée, une instabilité peut apparaître au-delà du point B.

Une étude intéressante de ce phénomène, effectuée par N.D. Ham [11] essaie d'expliquer, théoriquement, les résultats expérimentaux.

Exemples turbines-pompes.

3.3.1 FONCTIONNEMENT EN RÉGIME POMPE-FREIN (fig. 10).

Les résultats d'essais sur les directrices donnent, en général :

- un couple moyen très faible;
- une fluctuation, de fréquence centrale $nZ_r/60$, mais avec un spectre très étalé de part et d'autre (fig. 11).

La figure 10 montre comment se produit, à l'entrée de la roue, un décollement franc de grande amplitude $\Delta\beta$ qui tend à obturer le canal.

Rappelons (fig. 3) que c'est au cours de ce fonctionnement que la puissance dissipée dans la machine est maximale puisqu'elle correspond à la somme des puissances hydrauliques et mécaniques.

Pour que le débit puisse se propager, il faut que des recouvrements aient lieu sur la face opposée de l'aube voisine, tandis que des courants de retour importants se produisent sur la face où existent ces décollements. L'alimentation en débit de ces décollements conduit à leur instabilité.

Il peut, de plus, exister des cavitations ainsi que des décollements tournants se propageant d'une aube à l'autre.

La discontinuité de pression engendrée à chaque passage d'aube mobile se retrouve évidemment sur les directrices. La bande des fréquences perturbatrices mesurées est d'autant plus large que, durant ce fonctionnement intervenant lors d'un déclenchement de la machine, la vitesse de rotation passe du synchronisme à l'arrêt. Le danger de ce fonctionnement provient de la variation de vitesse de rotation, qui passe du quasi-synchronisme à zéro.

L'écoulement induit par les vibrations des directrices modifie peu l'écoulement dans la roue et n'a donc pratiquement pas d'influence sur les efforts appliqués qui restent

6/Portances stables et instables d'un profil.

9/Portance transitoire d'un profil.

7/Marche en pompe à faible débit.

10/Fonctionnement pompe-frein.

8/Analyse harmonique du couple. Fonctionnement pompe faible débit.

11/Analyse harmonique du couple. Fonctionnement pompe-frein.

importants. Si la rigidité de torsion n'est pas assez élevée, des phénomènes hydro-élastiques peuvent cependant s'ajouter au phénomène de base constitué par le décollement dans la roue.

3.3.2 FONCTIONNEMENT A L'EMBALLEMENT TURBINE (fig. 12).

Les essais sur les directrices donnent, en général :

- un couple moyen nul;
- une fluctuation de fréquence $nZ_r/60$ avec de nombreux harmoniques et une amplitude maximale par rapport à tous les autres régimes de fonctionnement (fig. 13).

En moyenne, le couple du rotor est nul, ainsi que la force résultante sur chaque aube. Les pertes tourbillonnaires absorbent entièrement l'énergie $\rho g Q \cdot H$. de l'écoulement.

Il se produit sur le côté pression des aubes, un décollement peu marqué, vu la convexité de la surface. La roue se trouve dans des conditions de « stall-flutter » mais en fait, pour des machines de hautes ou moyennes chutes, la grande rigidité des aubes rend le flottement au décrochage impossible.

La roue impose des conditions aux limites caractérisées par :

- une excitation à fréquence aléatoire due au décollement susceptible d'hystérésis;
- une excitation à fréquence constante et riche en harmoniques due au défilement des aubes et de leurs décollements liés.

Comme le décollement de la roue est faible, on peut penser qu'il suffira de petits mouvements des directrices pour rendre instable ce décollement. Ce n'est pas le cas pour les turbines classiques, qui ont de grands angles d'entrée et une concavité sur la face en pression de l'aube.

Si l'on se réfère à la figure 5 du schéma opérationnel, on voit que l'originalité du fonctionnement à l'emballement vient de ce que l'opérateur H' agit « par l'aval », c'est-à-dire par la roue.

On peut aisément éviter l'instabilité, mais des résonances peuvent être à craindre car les forces perturbatrices agissant sur les directrices couvrent une large bande de fréquences.

On peut même avoir des résonances pour des harmoniques de rang élevé puisque l'amortissement mécanique réduit est faible.

On constate parfois des résonances pour des fréquences intermédiaires. Un essai sur modèle (fig. 14) donne un tel exemple de résonance de directrice entre deux harmoniques du $nZ_r/60$.

La stabilité des directrices sera assurée, comme pour la pompe, par un tourillon situé entre la roue et le centre hydrodynamique des directrices. En effet, l'influence essentielle du mouvement des directrices est de modifier le décollement dans la roue, et l'onde de ce décollement « remonte » alors l'écoulement de base, comme dans le sens pompe.

3.4 Sillages et interférences.

On sait que derrière des obstacles profilés ou non se produisent des sillages tourbillonnaires dont la fréquence peut se caractériser par un nombre de Strouhal qui dépend du profil et de l'incidence. Ces tourbillons alternés produisent sur les profils générateurs des forces dont l'amplitude et la fréquence sont importants à connaître.

Un autre problème important à résoudre est celui de l'interférence entre deux grilles d'aubes en mouvement relatif, cette interférence pouvant être considérée soit en

fluide parfait, soit en fluide réel. La plupart des études existantes ont été faites en fluide parfait et montrent l'importance de la distance entre les deux grilles.

Copley [12] calcule les fluctuations de pression sur les mobiles et fixes de manière approchée en remplaçant ces aubes par des tourbillons liés, R. Parker [13] perfectionne cette méthode en tenant compte de l'épaisseur des aubes et de la répartition de leur portance.

H. Kraft [14] présente un état des études sur ce problème des interférences et signale que les schémas mathématiques ne représentent pas correctement l'influence de la viscosité.

Exemple de turbines-pompes.

En pratique, dans les turbines-pompes, il s'agit d'éviter que l'excitation des sillages ne corresponde à une fréquence propre mécanique des directrices ou avant-directrices et on doit, en fait, prendre des marges pour éviter toute résonance car :

- l'excitation en régime turbulent se rapporte à une bande de fréquence assez large, dépendant en particulier de l'état de rugosité du profil;
- la fréquence propre mécanique de la directrice occupe elle aussi une certaine bande dépendant du mode de fixation. Par exemple, au cours de la vibration, le tourillon peut toucher successivement des paliers différents, ou entraîner des « masses ajoutées » diverses (leviers de commande, biellettes). On risque d'avoir donc, comme sur la figure 4, un spectre assez large.

3.5 Vibrations des parties tournantes provoquées par les écoulements dans les labyrinthes ou par les forces radiales non permanentes.

a) Les forces radiales hydrodynamiques appliquées aux parties tournantes au droit de la roue comportent, en général, une composante radiale d'amplitude et de direction à peu près constante et, d'autre part, une composante aléatoire en amplitude et direction.

En régime optimal en turbine et en pompe, ces forces restent relativement faibles. Cependant, elles augmentent pour une ouverture donnée avec la réduction de débit en pompe.

D'autre part, ces forces subissent de brusques variations lors des transitoires. Elles peuvent alors atteindre plusieurs fois la valeur en marche normale. Pour le fonctionnement en turbine voir, par exemple, B.K. Andrienko [15] et pour la pompe Hergt et Krieger [16].

Bien entendu, d'autres phénomènes peuvent influencer sur ces forces radiales, efforts magnétiques, balourds, etc.

b) L'effet de ces forces radiales, soit en marche normale, soit en transitoire, peut être aggravé par les écoulements dans les labyrinthes si ceux-ci n'ont pas un caractère stabilisant.

A.A. Lomakin [17] a expliqué la nature des forces agissant dans les labyrinthes en cas de déplacement du rotor.

Nous donnerons rapidement ici les tendances qualitatives des divers types de joints ou labyrinthes.

3.5.1 LABYRINTHES CYLINDRIQUES.

Ils sont stabilisants vis-à-vis d'un excentrement du rotor mais instables vis-à-vis d'un désalignement angulaire.

3.5.2 LABYRINTHES CONIQUES.

Une convergence des joints (dans le sens haute pression vers basse pression) est favorable vis-à-vis des mouvements du rotor.

Une divergence est défavorable.

3.5.3 LABYRINTHES EN CRÉNEAUX.

Pour les machines de grande hauteur H , on est conduit à concevoir d'importantes longueurs de joints, et pour diminuer l'encombrement, les labyrinthes doivent alors être disposés en « créneaux », c'est-à-dire que le labyrinthe du rotor est alternativement intérieur et extérieur au stator.

En l'absence de précautions particulières, il peut apparaître des vibrations auto-excitées avec ce type de labyrinthe, peut-être plus qu'avec d'autres (voir par exemple, les essais de Nevrlý et Natula [19]). Comme on le sait, il convient de donner une certaine géométrie « aux retours de labyrinthes ».

4. — Influence de divers paramètres sur les vibrations et instabilités

4.1 Paramètres de tracé.

a) Profil des aubes à l'entrée en turbine.

Les aubes des turbines-pompes sont convexes sur la face en pression à cause du fonctionnement en pompe et non pas concaves comme elles doivent l'être pour une turbine classique.

La géométrie de l'entrée des aubes en turbines influe donc sur l'instabilité des décollements à l'emballement.

b) Obliquité des arêtes de sortie de la roue en pompe (et d'entrée en turbine) par rapport à l'axe de la roue.

Cette obliquité rend beaucoup plus progressif le passage d'une aube de la roue devant une ailette du distributeur. Elle tend donc à étaler les fluctuations pulsatoires de pression et d'incidence sur la directrice dues à ce passage. Cet étalement diminue l'amplitude des harmoniques de $nZ_r/60$ de rang supérieur.

c) Influence de l'entrefer roue-distributeur.

Si on augmente l'entrefer à partir de sa valeur minimale constructible, il y a immédiatement amélioration du point de vue vibration. Il faut obtenir, en effet, des espaces libres entre la roue et le distributeur, c'est-à-dire entre la grille mobile et la grille fixe, pour amortir les sillages, les pulsations et les fluctuations et réduire aussi les interactions.

De plus, dans les zones de fonctionnement où il y a dissipation d'énergie par échanges de quantité de mouvement entre roue et distributeur, l'augmentation de l'entrefer est doublement favorable : elle réduit la puissance dissipée et augmente le volume disponible pour cette dissipation.

Les figures 15 et 16 donnent une comparaison des analyses harmoniques des enregistrements de *pression* sur une directrice, pour un fonctionnement à débit optimum en pompe et pour deux entrefers de 16 et 24 mm. On constate bien l'amélioration (sauf pour la basse fréquence) des amplitudes à tous les harmoniques.

d) Influence du bord d'attaque des directrices en pompe.

Les écoulements sont très sensibles à la forme du bord d'attaque, c'est-à-dire à son rayon de courbure et à son angle minimal β_1 (fig. 17).

Pratiquement, pour une longueur et une épaisseur moyennes données, on peut choisir entre deux extrêmes représentés sur la figure.

La solution 1 donnera, grâce à son fort rayon de courbure, un décrochement (dû au décollement) assez pro-

12/ Fonctionnement emballement turbine.

13/ Analyse harmonique du couple. Fonctionnement emballement turbine.

14/ Analyse harmonique du couple à l'emballement turbine.

15/ Analyse harmonique du couple. Fonctionnement pompe-entrefer 16 mm.

16/ Analyse harmonique du couple. Fonctionnement pompe-entrefer 24 mm.

17/ Tracé du bord d'attaque des directrices en pompe.

gressif; en revanche, l'angle β_1 est relativement grand, donc le décollement se produira assez tôt, lorsque l'incidence diminuera (faible débit).

La solution 2 donne, au contraire, un décrochement brusque, mais très retardé grâce au petit β_1 . Les travaux de Hergt et Krieger [20] montrent que selon le choix de β_1 et du rapport pas/longueur des directrices, les modes de décollement dans le distributeur peuvent être très différents (décollements francs, décollements tournants, décollements aléatoires).

e) Position relative des directrices et des avant-directrices.

Le calage relatif des deux grilles a une grande influence sur la stabilité du fonctionnement en pompe. Plus précisément, un certain nombre de positions sont assez équivalentes, mais il existe une position bien déterminée pour laquelle la stabilité devient mauvaise.

Il faut noter également que le calage optimal du point de vue du rendement ne correspond pas au calage optimal du point de vue de la stabilité.

4.2 Paramètres mécaniques.

a) Position du tourillon des directrices.

La position du tourillon est déterminante pour la stabilité dans le fonctionnement en pompe et à l'emballement turbine.

On est conduit à rapprocher l'axe du bord d'attaque en pompe. Bien entendu, cette disposition peut entraîner des efforts de manœuvre importants en turbine, mais comme on va le voir, cet effort important peut présenter des avantages.

b) Amortissement mécanique.

Les directrices sont, en général, en acier moulé inoxydable. Ce matériau présente un amortissement interne relativement faible de l'ordre de quelques 10^{-4} .

Les frottements des tourillons dans les paliers introduisent un amortissement qui reste faible, bien que proportionnel à l'effort moyen appliqué.

L'amortissement réduit ζ du système vibrant constitué par la directrice et son tourillon peut varier de 10^{-3} à 10^{-2} .

Donc l'amplification ($Q = 1/2\zeta$) risque d'être grande et il importe d'éviter toute résonance, même sur les harmoniques de rang relativement élevé.

La difficulté vient de ce qu'un système mécanique complexe, mal conçu, (directrice, tourillon, levier, bielle) peut comporter plusieurs pics de résonance (fig. 4).

Il y aurait, d'autre part, intérêt à réduire les jeux (donc les tolérances) pour éviter l'influence des non linéarités parasites.

Rappelons rapidement, quelles sont les zones de fonctionnement dans lesquelles l'amortissement sera respectivement relativement fort ou faible, en fonction de l'effort radial sur le tourillon :

Amortissement relativement faible :

- Emballement turbine.
- Quadrant pompe frein.
- Pompe normale.

Amortissement relativement fort :

- Turbine à forte charge.
- Démarrage en pompe.
- Hyperemballement.

5. — Direction des recherches à poursuivre

5.1. — En ce qui concerne le flottement pur, il s'agit d'adapter les méthodes de calcul existantes au cas des profils en grille d'aubes. C'est évidemment un problème des plus complexes. Pratiquement, si les vitesses critiques de flottement restent suffisamment élevées pour les machines de haute chute, elles peuvent devenir dangereuses pour les turbomachines de basse chute et, en particulier, pour les machines diagonales à pales mobiles.

Nous cherchons à déterminer, pour les grilles d'aubes divergentes et convergentes, les efforts hydrodynamiques non permanents, compte tenu du déphasage entre aubes contiguës, du t/L , du calage et du nombre de Strouhal.

D'autre part, nous continuons notre programme de recherches expérimentales sur machines industrielles entreprises depuis plusieurs années (Cambeyrac, Torrejon, Puente-Bibey, etc.).

Sur modèle réduit, les essais déjà réalisés et dont nous avons donné quelques exemples, se sont révélés pratiquement très utiles.

5.2. — En ce qui concerne les interactions de deux grilles d'aubes en mouvement relatif, nous essaierons de mesurer et, si possible, de calculer les formes d'écoulement et leur influence :

- sur le rendement;
- sur les fluctuations;
- sur la stabilité.

5.3. — Pour le flottement au décrochage et le « tremblement », nous nous proposons d'analyser les études et essais existants dans les divers domaines, par exemple, pour déterminer les caractéristiques de décrochage des grilles d'aubes. Un objectif majeur est de continuer les essais déjà entrepris sur machines de grande dimension, pour ausculter plus précisément les phénomènes du type hydro-élastique.

6. — Bibliographie

- [1] CASACCI (S.) et MEYER (R.). — Vibrations libres des coques cylindriques placées dans un écoulement, Huitièmes Journées de l'Hydraulique (S.H.F.), Lille (1964).
- [2] CASACCI (E.). — Vibrations amplifiées des coques cylindriques et des coques sphériques baignant dans un fluide en mouvement. Symposium IUTAM, Paris (1965).
- [3] CHANG (C.C.) and CHU (W.H.). — Aerodynamic interference of cascade blades in synchronized oscillation. *A.S.M.E. Paper*, n° 55, A.P.M., 16 (1954).
- [4] SISTO (F.). — Unsteady aerodynamic reactions on airfoils in cascade. *Journal of aeronautical sciences*, n° 5 (1955).
- [5] GORELOV (D.N.) et DOMINAS (L.V.). — Calcul des moments et des forces aérodynamiques sur une grille de profils vibrant dans le courant plan d'un liquide non compressible. *Mekanika*, n° 3 (1965).
- [6] POPESCU (I.L.). — Schaufelgitter mit dünnen Profilen in nicht stationärer Strömung. *Mitteilungen der Konferenz für Wasserkraftmaschinen*, vol. 2 (1964).
- [7] VAKHOMCIK (V.P.). — Expressions générales des forces non permanentes dans une grille d'aubes. *Mekanika zidkosti i gaza*, n° 4 (1966).
- [8] FUNG (Y.C.). — An introduction to the theory of aeroelasticity. *Dover Publications*, New York (1969).
- [9] SISTO (F.). — Stall flutter in cascades. 21^e annual meeting, *IAS*, New York (1953).
- [10] CARELICK (M.S.). — Non steady airloads on dynamically stalling two-dimensionnal wings. Thesis, *M.I.T.* (1967).
- [11] HAM (N.D.). — Aerodynamic loading on a two-dimensionnal airfoil during dynamic stall. *A.I.A.A. journal*, 6-10 (1968).
- [12] COPLEY (M.). — A theoretical investigation of the forces liable to cause vibration in centrifugal pumps and turbines. *I.A.H.R. Congress*, Londres (1963).
- [13] PARKER (R.). — Calculation of flow through cascades of blades having relative motion. *I.M.E. proceedings*, London (1967).
- [14] KRAFT (H.). — Non steady flow in the turbine, recent work and thinking. *A.S.M.E. paper*, 68 - FE - 41.
- [15] ANDRIENKO (B.K.). — Détermination des forces radiales agissant sur les paliers des turbines verticales. *Gidroturbostroenie*, n° 12 (1969).
- [16] HERGT (P.) and KRIEGER (P.). — Radial forces in centrifugal pumps with guide vanes.
- [17] LOMAKIN (A.A.). — Energomosinostroenie 2 (1955).
- [18] KARINTSEV (J.B.). — Influence of the gap shape in the seals of hydraulic turbines. Kharkov.
- [19] NEVRLY (J.) et MATULA (R.). — Recherches de joints pour pompes de chaudières, *I.A.H.R.*, Stockholm (1970).
- [20] HERGT (P.) and BENNER (R.). — Visuelle Untersuchung der Strömung im Leitrad einer Radial Pumpe. *Schweiz Bauzdg*, 86 (1968).

Discussion

Président : M. BINDEL

M. le Président remercie M. CASACCI pour son fort intéressant et très clair exposé, et ouvre la discussion en posant la question suivante :

Les problèmes d'hydro-élasticité rencontrés dans les turbines-pompes sont-ils un frein au développement de machines de grande puissance?

Je pense répondre à votre question dit M. CASACCI en précisant que le fait d'être conscient et d'exposer les problèmes d'hydro-élasticité que pose la construction des turbines-pompes ne freinera pas leur développement et l'accroissement de leur puissance unitaire. Ces problèmes ne se limitent d'ailleurs pas aux turbines-pompes, mais se rencontrent aussi dans les turbines classiques pour lesquelles les constructeurs ont été obligés d'étudier les vibrations hydroélastiques. C'est ainsi que l'extrapolation de 200 à 400 MW a déjà demandé de longues études d'hydroélasticité. Les roues des machines de Cabora Bassa qui développeront une puissance de 500 MW environ comportent des aubes de 30 à 40 mm d'épaisseur et de 4 m de longueur à la sortie. L'étude de la tenue de ces aubes nécessite un examen approfondi de leurs vibrations en présence du milieu fluide en mouvement.

M. LEGENDRE, directeur technique à l'O.N.E.R.A., intervient en ces termes :

J'ai été vivement intéressé par le mémoire que M. CASACCI nous a présenté et dont je félicite les auteurs. Je me propose de le rapprocher de celui de M. DAT car toutes les turbo-machines sont soumises à des lois communes avec quelques particularités de compressibilité ou de cavitation.

L'étendue du domaine de fonctionnement des turbines-pompes donne une importance considérable au flottement de décrochage mais M. DAT n'a pas négligé de mentionner que ce phénomène est également significatif pour les turboréacteurs, les hélices et les hélicoptères dont les constructeurs ont des soucis analogues à ceux qui ont été exprimés par M. CASACCI. L'O.N.E.R.A. n'est pas en mesure de les aider rapidement et consacre ses efforts à l'extension des méthodes qu'il a éprouvées pour la prévision du flottement des avions, du calcul des vitesses de flottement, et plus généralement de l'amortissement aérodynamique, des aubes de turbo-machines aux incidences modérées où n'apparaît pas encore le décrochage.

Les turboréacteurs d'aviation fonctionnent sensiblement à ouverture constante lorsqu'ils sont à leur puissance nominale, aux effets

près de la mise en service de la rechauffe, des extinctions ou réalumages des foyers, du pompage des prises d'air supersoniques. Ceci donne la prééminence au flottement sans décrochage mais un tel décrochage se manifeste aux régimes réduits avec l'aspect désagréable d'une rotation organisée qui ne semble pas apparaître dans les turbines-pompes, probablement parce que l'évolution est assez avancée pour prendre un caractère aléatoire.

Les compresseurs industriels, sans être prévus pour un domaine d'utilisation aussi large que celui des turbines-pompes, fonctionnent souvent en régime de décrochage et, par exemple, le compresseur de 65 MW de la soufflerie supersoniques de Modane doit s'adapter à un débit modéré à haut rapport de compression pour les essais supersoniques et également à un débit accru avec un rapport de compression très faible pour les essais transsoniques. Malgré la recherche d'un compromis, le rendement s'abaisse à 45 % pour ces derniers essais, ce qui suppose que la plupart des étages fonctionnent en régime de décrochage. La sécurité n'est obtenue que par une réduction massive des contraintes par rapport à celles qui sont admises pour les turboréacteurs.

Il est donc très souhaitable que les aérodynamiciens et les hydrauliciens mettent en commun leurs connaissances pour surmonter des difficultés qui leur sont communes.

Je note pour terminer que l'amortissement aérodynamique reste aussi significatif pour la prévision du flottement de décrochage sous l'effet des excitations forcées que pour la prévision du flottement en écoulement sain. Les lois sont seulement plus complexes que provisoirement inaccessibles à une évaluation théorique précise mais elles peuvent être étudiées expérimentalement.

Je voudrais, dit M. GUITON, revenir sur la question posée par M. le Président : L'Hydroélasticité n'est-elle pas de nature à freiner le développement des pompes-turbines?

Il semble bien que, en ce qui concerne le passé, il faille répondre affirmativement à cette question, tout au moins pour l'emploi de directrices mobiles sur les pompes.

L'accident du lac Noir, qui remonte à une quarantaine d'années, a posé, entre autres, des problèmes d'hydroélasticité importants dont l'exposé nous entrainerait beaucoup trop loin. Dans cette installation, le réglage du débit des pompes était réalisé par des directrices mobiles. C'était un peu une hérésie du reste d'utiliser la perte de charge d'un diffuseur de pompe comme mode de réglage, c'est-à-dire à la limite vers les gros débits de faire fonctionner celui-ci en déchargeur. C'est pourquoi, à la suite de cela, les directrices mobiles des diffuseurs de certaines pompes d'accumulation, de la région de la « Forêt Noire », en particulier, ont croyons-nous été bloquées mécaniquement. Cet accident a pesé longtemps sur l'emploi de directrices mobiles en pompe, aussi a-t-on pris de très grandes précautions pour les turbines-pompes fonctionnant sous des chutes un peu importantes, parce qu'on y craignait la marche en pompe. Mais, contrairement à toute attente c'est au voisinage de l'emballement en turbine, et pas du tout dans la marche en pompe que les vibrations les plus notables ont été rencontrées.

En outre, comme nous avons essayé de le montrer, MM. CASACCI, WEGNER et moi dans notre communication, la nature hydroélastique des vibrations à l'emballement en turbine, n'est pas du tout la même que celle dans le fonctionnement en pompe.

C'est une raison supplémentaire pour que ce soit M. CASACCI qui présente notre communication commune et non pas moi-même spécialiste de la marche en pompe.

M. le Président clôt la discussion en remerciant les auteurs de cette remarquable communication et les personnes qui ont animé sa discussion.

Abstract

Analysis of pump turbine vibration and operating instability

The hydraulic design and non-optimal operating characteristics of pump turbines differ appreciably in some respects from those of conventional turbines or pumps. To design these machines, one must know the unsteady hydrodynamic forces acting on the guide vanes or runner blades, especially at transient operating conditions.

Like conventional turbomachines, these reversible machines are expected to give long, trouble-free operation and to require minimum development and maintenance.

The authors analyse the hydrodynamic forces acting on these machines, especially unsteady forces liable to cause hydroelastic vibration. The main results of pump performance measurements for operation outside the optimum ranges (energy dissipation,

runaway condition, etc.) are discussed, also the possibility of flutter, stall flutter, buffeting or resonance occurring at these conditions. The analysis was based on theoretical blade cascade vibration research results applicable to the considered problems.

Much additional knowledge on the subject of hydrodynamic vibration in turbomachines has been obtained from tests on models and large turbosets in operation. An extensive test programme is also in progress on prototypes.

With our present knowledge and experience in producing turbines for very high outputs, we are in an excellent position to consider producing very large pump-turbines.