

Analyse des forces pulsatoires agissant sur les parties tournantes des turbines-pompes

Analysis of pulsating forces acting on rotating components of pump-turbines

Pierre Boussuges, Paul Jarriand et Henri Amblard

Société Neyrpic - Grenoble

Introduction

Durant les mouvements transitoires consécutifs à un déclenchement, les turbines-pompes parcourent des zones où le régime d'écoulement est fortement perturbé. D'intenses fluctuations de pression se produisent entre la roue et le distributeur (entrefer).

Nous savons qu'on peut tracer (voir fig. 1) la carte topographique des lignes d'égale amplitude de fluctuations de pression entre roue et distributeur dans les quadrants de fonctionnement, ce qui met en évidence les différents sommets.

Par ordre d'intensité décroissante, on trouve les régimes suivants :

- emballement turbine,
- pompe à rotation inverse,
- pompe normale à débit nul,
- pompe-frein à rotation directe.

Les fluctuations de pression donnent naissance à :

- d'importantes fluctuations de couple sur les directrices mobiles,
- des poussées radiales sur la roue,
- des fluctuations de contraintes sur l'aubage de la roue.

On peut constater également, dans certaines zones, des fluctuations de couple sur l'arbre moteur.

Les sollicitations des directrices mobiles sous l'action des forces perturbatrices ont fait l'objet d'une communication lors de la précédente session en juin 1977 ; elles ne seront donc pas examinées dans le présent exposé.

Notre communication aura trait :

- à l'évolution des poussées radiales sur la roue, en particulier à l'emballement turbine,
- aux fluctuations du couple sur l'arbre de la machine,
- à l'évolution des contraintes sur les aubes de la roue lors d'un déclenchement.

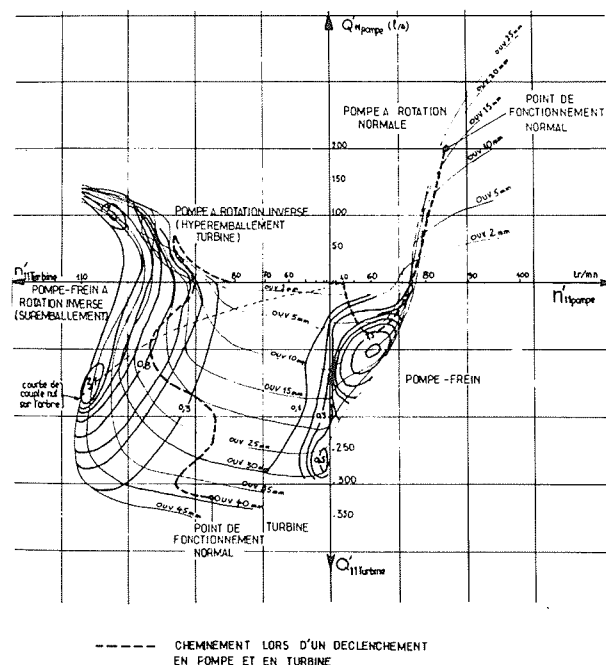


Figure 1

Notre étude se base sur les résultats des mesures effectuées sur des machines industrielles : El Tajo de la Encantada (380 m de chute, Compañía Sevillana de Electricidad), Tanes (Hidroelectrica del Cantabrico, Oviedo) en Espagne, et Revin et Sainte Croix en France. Pour ces deux installations, les mesures présentées ont été effectuées avec l'aide des Services de la DTG d'Electricité de France.

Poussées radiales sur la roue

La poussée radiale a été mesurée sur les installations industrielles de Revin, Ste Croix, El Tajo et Tanes. La mesure a été faite à partir de ponts de jauge collés sur le support du palier turbine et du palier intermédiaire.

L'étalonnage a été réalisé en poussant sur la roue successivement dans deux directions perpendiculaires à l'aide de vérins s'appuyant sur les avant-directrices ou sur le cône d'aspiration. La force est également appliquée sur l'arbre au-dessus du palier ce qui permet d'avoir deux informations pour étalonner les ponts de jauge.

Les mesures de poussée radiale ont été effectuées d'une part au cours de marches à vide pour différentes ouvertures de distributeur (emballement stabilisé, couple nul sur l'arbre de la machine), et d'autre part au cours de déclenchements en turbine à partir de différentes valeurs de la puissance de fonctionnement. Elles ont été également faites au cours de déclenchements en pompe.

La poussée radiale se présente comme une grandeur vectorielle d'intensité variant de façon aléatoire et qui tourne à la vitesse de rotation de la roue en fonctionnement normal en pompe et en turbine.

Pendant les régimes transitoires, l'amplitude augmente et la vitesse de rotation de la force est différente de celle de la roue.

Des trois paramètres caractérisant le vecteur de poussée radiale

- l'amplitude
- la variation dans le temps
- la vitesse de rotation

nous ne retiendrons que l'amplitude du vecteur et sa vitesse de rotation.

Cette analyse sera autant que possible faite suivant les régimes de fonctionnement de la machine.

Nous allons examiner respectivement le fonctionnement en turbine et le fonctionnement en pompe.

Fonctionnement en turbine

Analyse de l'amplitude crête à crête

Cette analyse est faite d'abord en fonction de l'angle d'injection du distributeur et suivant les régimes de fonctionnement.

Sur la figure 1bis ont été portées les valeurs obtenues au cours de déclenchements et des fonctionnements stabilisés à couple nul, en fonction de l'angle d'injection du distributeur. On constate une saturation des courbes lors d'un déclenchement.

On peut trouver deux sortes d'explication à ce phénomène :

- Un effet de palier hydrodynamique joué par les labyrinthes de la roue.

Cet effet soulagerait le palier turbine pour de grandes ouvertures du distributeur ; les fluctuations de pression entre roue et distributeur s'amplifiant lors de ces régimes de fonctionnement, la roue présente des déplacements radiaux plus grands et les labyrinthes jouent dans cette hypothèse le rôle de paliers supplémentaires.

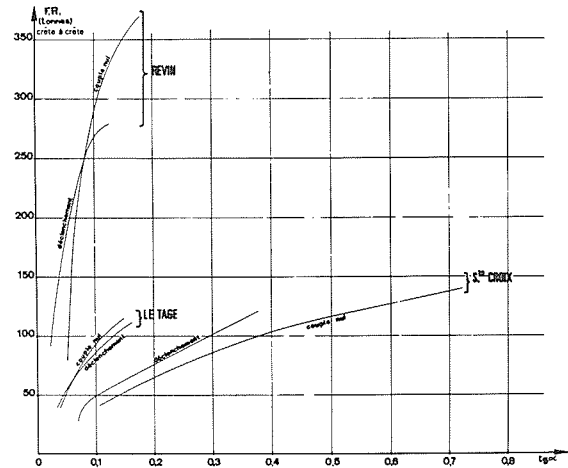


Figure 1bis

- A l'emballement turbine, la roue est attaquée presque tangentiellement. Un décollement se produit au bord d'attaque des aubes qui, peu à peu, obstrue une partie des canaux de la roue. La répartition des pressions autour de la roue se trouve alors modifiée. Mais il est possible qu'une limite d'obstruction existe, consécutive à un décollement franc de l'écoulement à partir d'une certaine valeur du débit.

Les résultats précédents sont ensuite présentés sous forme coordonnées réduites en vue de mettre en évidence l'influence du tracé de la roue et de la vitesse spécifique.

Dans ce cas, la poussée radiale réduite est calculée à l'aide de l'expression :

$$F_{R11} = \frac{F_R}{H_r b_2 D_2}$$

F_{R11} : Poussée radiale réduite

F_R : Poussée radiale en valeur absolue crête à crête

H_r : Hauteur de chute moyenne sur la roue

b_2 : Longueur de la roue

D_2 : Diamètre de la roue.

On a porté sur le diagramme (fig. 2) les valeurs des poussées radiales réduites en fonction de l'angle d'injection du distributeur, ceci pour la marche à couple nul.

Une évolution se produit en fonction de la vitesse spécifique des machines.

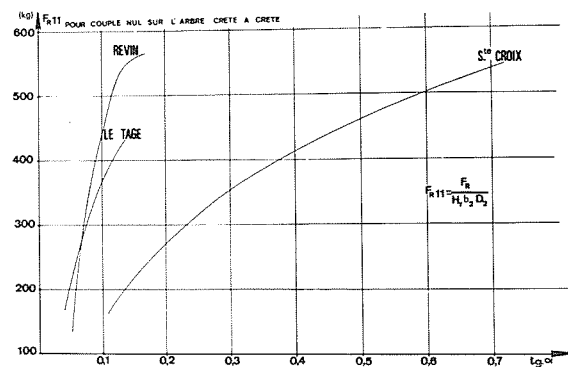


Figure 2

Les roues de Revin, de El Tajo et de Ste Croix ont en effet le même nombre d'aubes et pratiquement le même angle d'entrée en turbine. A l'emballement, ces trois roues ont aussi des angles d'attaque d'aubage à peu près identiques. Seules diffèrent leur vitesse spécifique et leur aptitude plus ou moins grande à couper leur débit en partant en survitesse. C'est cette caractéristique qui pourrait expliquer le décalage des courbes. Le nombre de points de mesure n'est pas suffisamment grand pour graduer cette influence.

La figure 2bis donne l'allure des variations de débit de ces machines en fonction de leur vitesse de rotation.

La figure 3 donne une autre représentation de la poussée radiale réduite en fonction de la vitesse de rotation réduite.

Analyse de la vitesse de rotation de la poussée radiale

En turbine, lors de fonctionnements en charge, la vitesse de la rotation de la poussée radiale est égale à la vitesse de rotation de la roue.

A l'emballement turbine, l'analyse spectrale de la poussée radiale a mis en évidence pour les turbines-pompes de Revin et de El Tajo une composante de fréquence 4 hertz pour Revin et 6,66 hertz pour El Tajo.

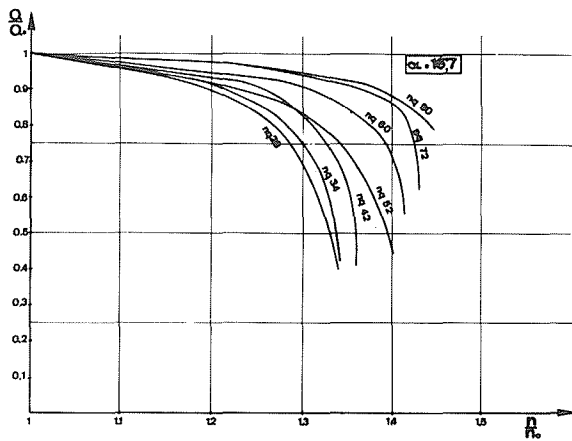


Figure 2bis - Coupure du débit à ouverture bloquée du distributeur.

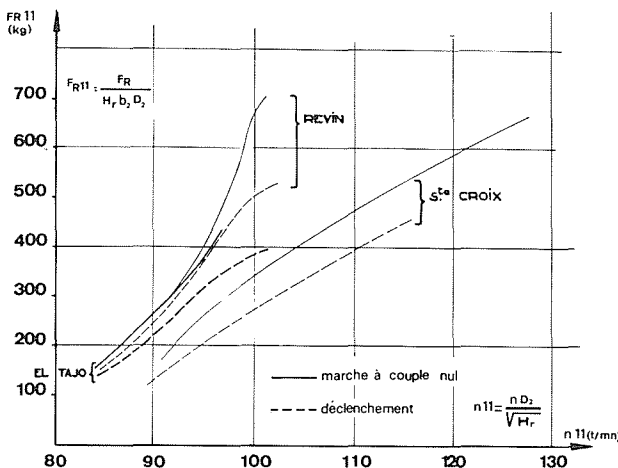


Figure 3 - Poussée radiale réduite crête à crête.

Cette fréquence est liée à la vitesse de rotation de la machine et reste égale approximativement aux 2/3 de cette vitesse de rotation par rapport à des axes fixes.

Pratiquement toute l'énergie contenue dans les fluctuations de pression reste concentrée dans la basse fréquence de 4 ou de 6,66 Hz. Une composante de même fréquence se retrouve d'ailleurs au niveau des fluctuations de pression dans l'entrefer roue-distributeur et dans l'aspirateur.

Une analyse interspectrale indique la dépendance entre les fluctuations de pression dans l'entrefer, les fluctuations de couple sur les directrices et aussi les fluctuations de poussée radiale et axiale.

La figure 4 est un extrait de l'enregistrement effectué

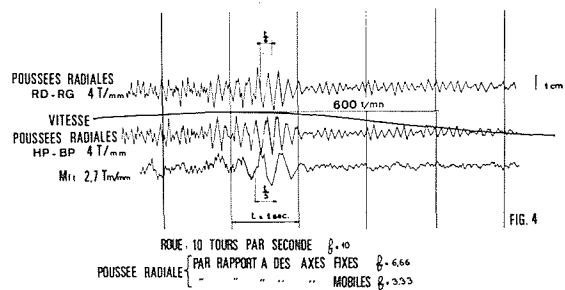


Figure 4 - Le Tajo. Déclenchement en turbine

au cours d'un déclenchement en turbine à El Tajo.

Sur cette figure se trouvent tracés la vitesse de rotation de la machine au voisinage de l'emballement, la courbe du moment de flexion sur l'arbre, ainsi que l'enregistrement des capteurs sur le support des paliers turbine.

On peut constater que la fréquence de rotation du moment de flexion sur l'arbre est de 3,33 Hz alors que la vitesse de rotation de la roue est de 10 tours/seconde. Les capteurs fixes indiquent une fréquence de rotation du signal de 6,66 Hz. Autrement dit, la poussée radiale tourne aux deux tiers de la vitesse de rotation de la roue.

Ceci suggère l'idée du phénomène de décollement tournant qui pourrait exister sur la roue à l'emballement.

On peut imaginer dans ce cas que l'écoulement à travers la roue s'organise de telle façon qu'il reste sain dans tous les canaux de la roue, sauf un où le débit serait faible, un tourbillon en obstruant l'entrée. Ce tourbillon se déplacerait d'un canal de la roue au suivant et ainsi de suite en sens inverse de la rotation de la roue.

Ce phénomène avait déjà été pressenti à Revin mais il n'avait pu être clairement mis en évidence.

Notons que pour Ste Croix, il n'a pu être décelé aussi nettement. Le spectre est plus étalé et il ne présente pas de fréquence dominante.

Fonctionnement en pompe

L'amplitude de la poussée reste faible en fonctionnement normal. Elle est relativement importante dans le cas de barbotage des roues sur distributeur fermé et au voisinage du débit nul lors des régimes transitoires.

L'étude du spectre de fréquence montre qu'en marche normale, les poussées radiales tournent à la

vitesse de rotation de la machine. Lors des mouvements transitoires, il n'a pas été possible de mettre en évidence une vitesse caractéristique de rotation de la poussée radiale.

En résumé l'intensité des poussées radiales en turbine-pompe est telle qu'elle constitue un facteur déterminant de la ligne d'arbre. L'analyse que nous venons d'esquisser, basée essentiellement sur des essais industriels, doit se poursuivre systématiquement par des mesures en laboratoire pour lesquelles des problèmes de visualisation et d'expérimentation ne sont pas encore complètement résolus.

Couple sur l'arbre

Procédé de mesure et analyse de la ligne d'arbre

Les déplacements radiaux de l'arbre sont en général mesurés au niveau des paliers et des pivots dans deux plans perpendiculaires.

Les moments de flexion et de torsion de l'arbre sont mesurés à partir des ponts de jauges extensométriques, les signaux étant transmis par télémesure.

Ce dispositif permet en particulier de mesurer les valeurs instantanées du couple transmis par la roue.

Au cours du fonctionnement, l'arbre est sujet à des déplacements radiaux et axiaux ainsi qu'à des déformations de flexion et de torsion.

La figure 5 représente schématiquement la configuration des lignes d'arbre de Revin, Ste Croix et de El Tajo.

Les fréquences de torsion de la ligne d'arbre de ces installations sont les suivantes :

- Revin : 23 Hz
- Ste Croix : 9,8 Hz

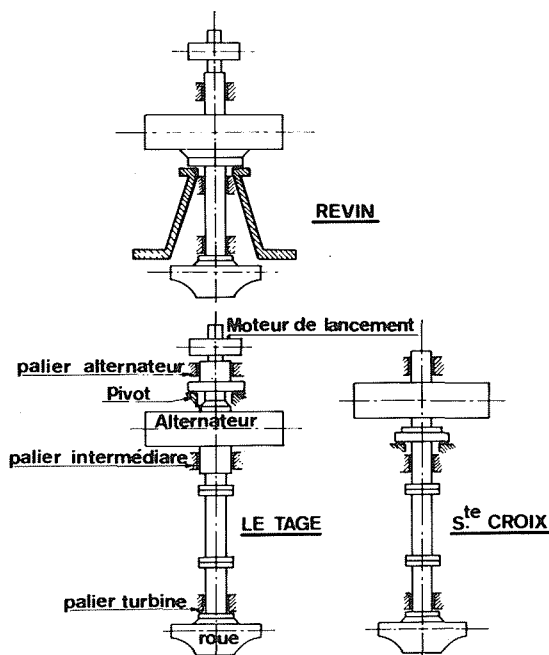


Figure 5 - Turbines-pompes. Exemple de configurations

- El Tajo : 18,6 Hz
- Tanes : 15 Hz

Analyse du couple pour le fonctionnement en turbine

Fluctuations crête à crête du couple en régime normal

La figure 6 donne l'évolution des fluctuations de couple crête à crête en fonction de la puissance turbinée pour l'installation de Ste Croix (couple nominal 336 T.m).

On notera que jusqu'au 1/3 de charge les fluctuations de couple sont importantes, de l'ordre de 30 % du couple nominal ; à pleine charge, elles se réduisent à 3 %.

La figure 7 montre l'évolution du phénomène pour la centrale de El Tajo (couple nominal 175 T.m).

Nous faisons la même constatation que dans le cas précédent :

- 30 % de fluctuation du couple jusqu'au 1/3 de charge et
- 3 % de fluctuation du couple à pleine charge.

Pour mémoire, une courbe analogue se retrouve à Revin.

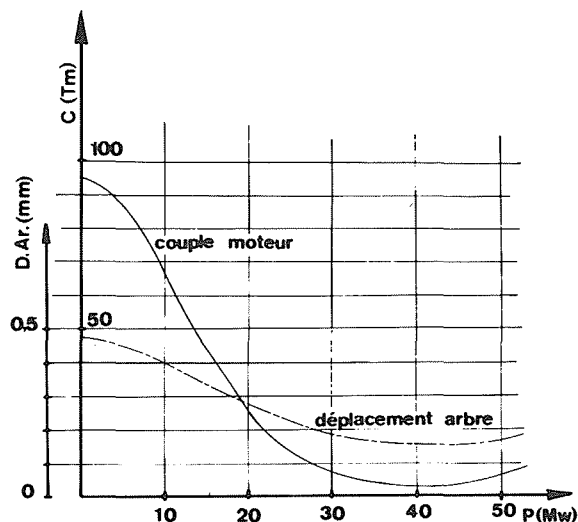


Figure 6 - Ste. Croix, fluctuations crête à crête.

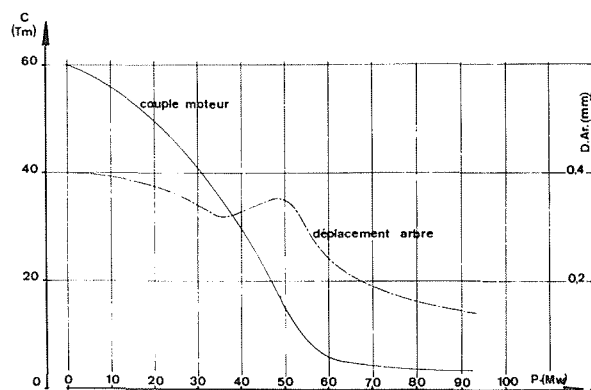


Figure 7 - Taje, fluctuations crête à crête

Fluctuations crête à crête du couple lors d'un déclenchement

L'amplitude des fluctuations de couple augmente alors avec la survitesse.

La figure 8 représente la valeur réduite des fluctuations de couple sur l'arbre en fonction de la vitesse maximum de rotation exprimée aussi en valeur réduite.

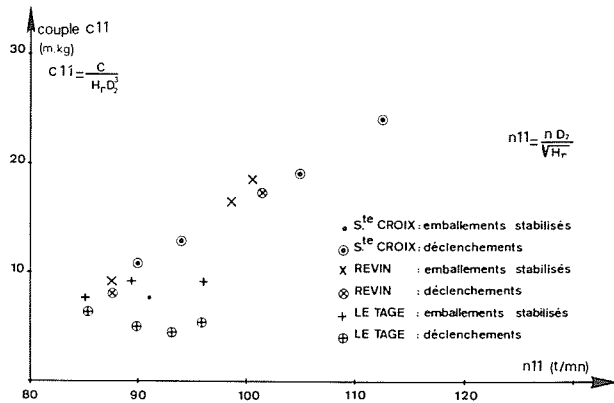


Figure 8 - Fluctuations du couple sur l'arbre crête à crête.

Analyse du couple pour le fonctionnement en pompe

En régime normal, les fluctuations de couple sont faibles. Il en est de même pour le fonctionnement en pompe à rotation inverse. En revanche, dans la zone à débit nul et en pompe-frein, ces fluctuations deviennent beaucoup plus importantes :

- dans la zone à débit nul (barbotage lors du démarrage en pompe)
 - Ste Croix, amplitude de variation 80 T.m
 - valeur moyenne du couple 75 T.m
 - El Tajo amplitude 66 T.m
 - valeur moyenne 35 T.m
- dans la zone pompe-frein
 - Ste Croix, amplitude de variation crête à crête 40 T.m
 - El Tajo -d°- 88 T.m

Analyse spectrale lors des régimes transitoires

Sur la figure 9, on constate que seule la fréquence propre de torsion de la ligne d'arbre est mise en évidence par l'analyse spectrale des fluctuations de couple, lors d'un déclenchement en turbine.

Les fluctuations de couple de torsion sur l'arbre sont essentiellement liées à la fréquence propre de torsion de celui-ci.

En général, en régime établi, la fréquence propre de torsion est suffisamment écartée des fréquences d'excitation d'origine hydraulique liées à la vitesse de rotation de la machine : fréquence de défilement des aubes de la roue et des directrices, combinaison linéaire de ces fréquences.

Cependant pendant les régimes transitoires ou au cours des démarrages, il peut y avoir des résonances passagères provoquées par les excitations d'origine hydraulique.

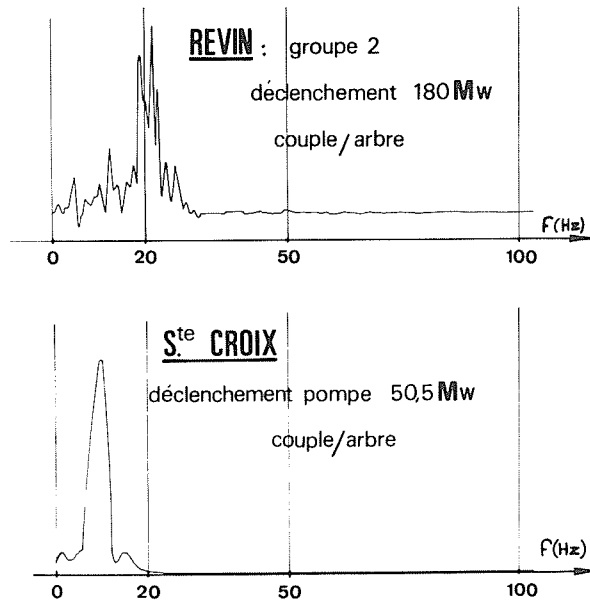


Figure 9

Le phénomène est moins marqué pour les démarrages en turbine qu'en pompe.

Il existe aussi une source d'excitations d'origine électrique qui apparaissent lors des démarrages directs ou des démarrages dos à dos.

Dans le démarrage direct, l'alternateur-moteur est directement couplé sur le réseau ; le glissement du moteur passe de 1 à zéro.

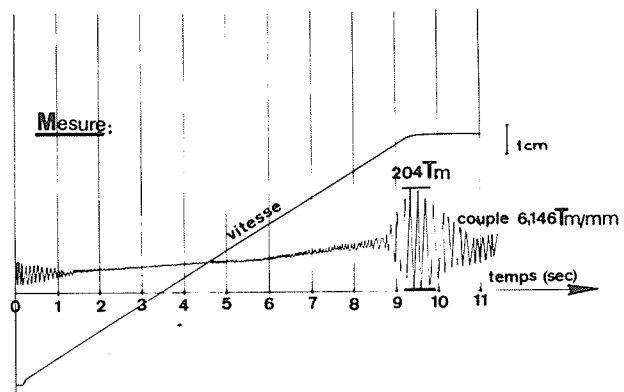
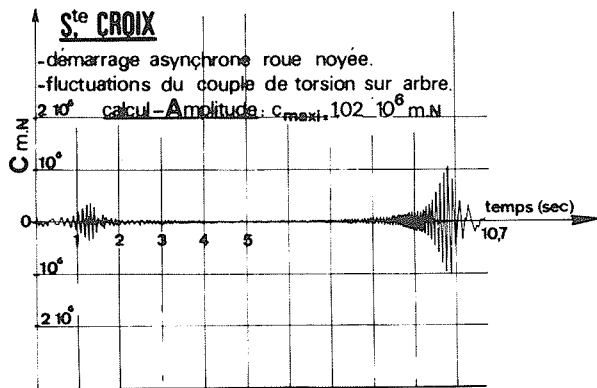


Figure 10

La composante pulsatoire du couple asynchrone dont la fréquence varie de 100 Hz à zéro pourra toujours exciter la ligne d'arbre sur sa fréquence propre.

Il est d'ailleurs possible de faire un calcul théorique et l'on trouve une bonne concordance entre les valeurs des amplitudes maximales calculées avec celles mesurées au cours des essais industriels (voir fig. 10).

Contraintes sur les aubages

La répartition des pressions le long de l'aubage en fonctionnement normal et à l'emballement turbine a fait l'objet de nombreuses investigations sur la roue de Sainte Croix. La figure 11 donne la répartition des pressions qui sont déterminées au moyen d'un calcul de grille fait en fluide parfait.

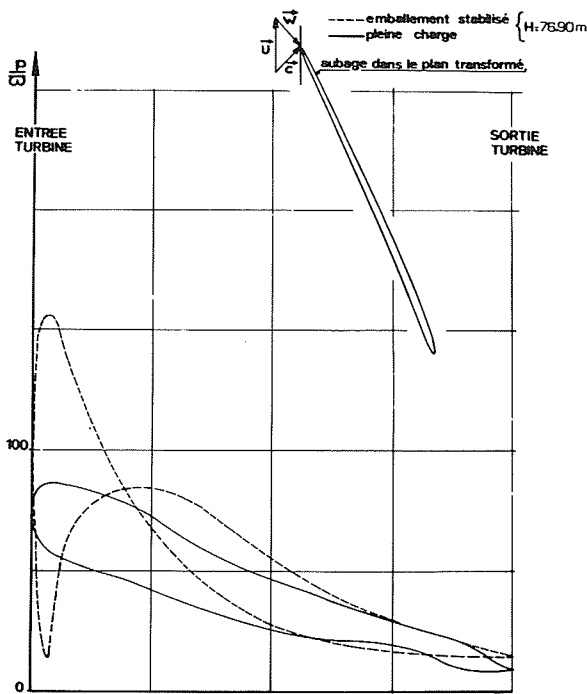


Figure 11 – Roue de Ste. Croix. Filet médian, répartition des pressions le long de l'aube.

On notera la différence importante de pression qui existe à l'entrée de l'aubage lors d'un emballement turbine et l'inversion des valeurs relatives de pression à ce régime comparativement au régime normal.

Des mesures de contrainte sur les aubes et des mesures de pression dans un canal de roue ont été réalisées lors de la mise en route de la machine industrielle.

La figure 12 montre l'emplacement des jauges et des capteurs de pression.

L'enregistrement d'un déclenchement en turbine est donné sur la figure 13 où l'on peut voir l'évolution des contraintes sur les aubes à l'entrée et à la sortie.

La figure 14 donne pour chaque point de mesure l'évolution des contraintes et des pressions en fonction de la puissance.

La figure 15 montre l'évolution de ces mêmes paramètres en fonction de la vitesse.

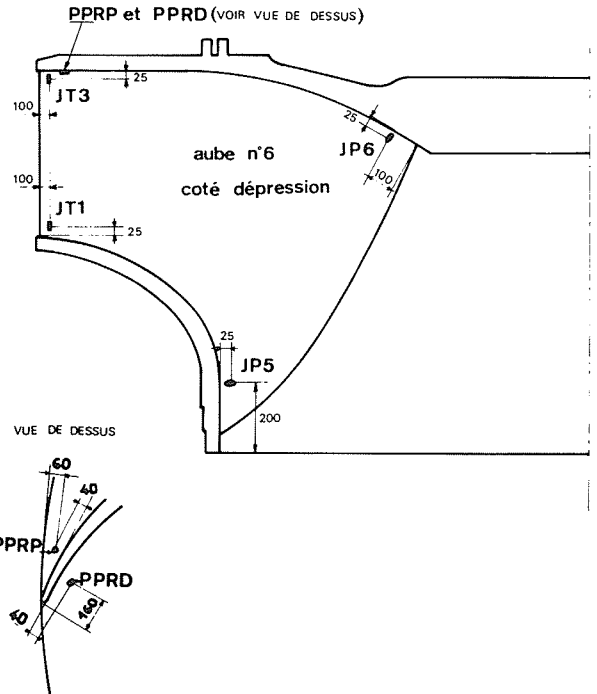


Figure 12 – Ste. Croix, emplacement jauges et capteurs de pression dans la roue.

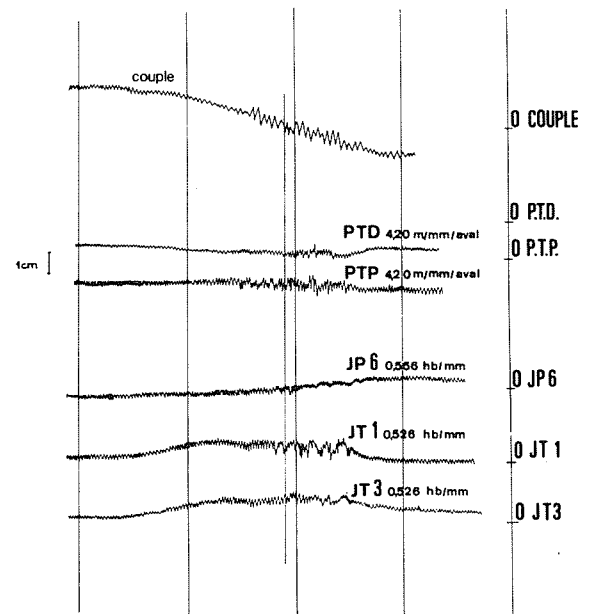


Figure 13 – Ste. Croix, déclenchement turbine.

Des enregistrements analogues ont été réalisés lors d'un déclenchement en pompe. Ils sont reproduits sur la figure 16 où l'on voit que le maximum de contraintes se produit dans le quadrant pompe-frein.

On peut constater que les contraintes moyennes sur l'aubage restent relativement faibles même à l'emballement turbine.

De leur côté les fluctuations de contraintes ne deviennent importantes qu'à l'emballement turbine.

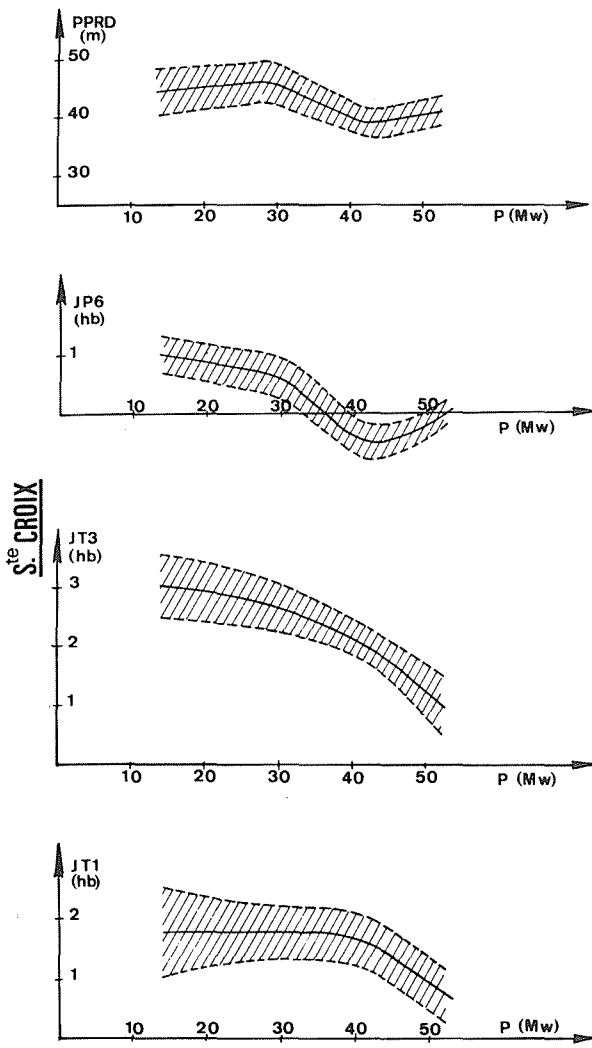


Figure 14 - Pression et contraintes aubages en régime.

Conclusion

La connaissance des poussées radiales, des couples sur l'arbre et des contraintes sur les aubes est indispensable pour l'étude du comportement des parties tournantes des turbines-pompes, surtout si l'on envisage l'extension de l'utilisation de ces machines sous des gammes de chutes de plus en plus élevées et leur fonctionnement très fréquent à des régimes transitoires. Signalons en effet que, dans certains cas, les exigences

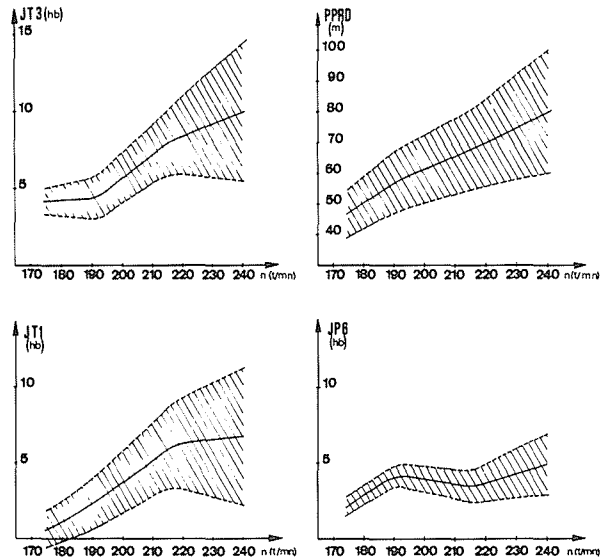


Figure 15 - Ste. Croix, pression et contraintes aubages en déclenchement turbine.

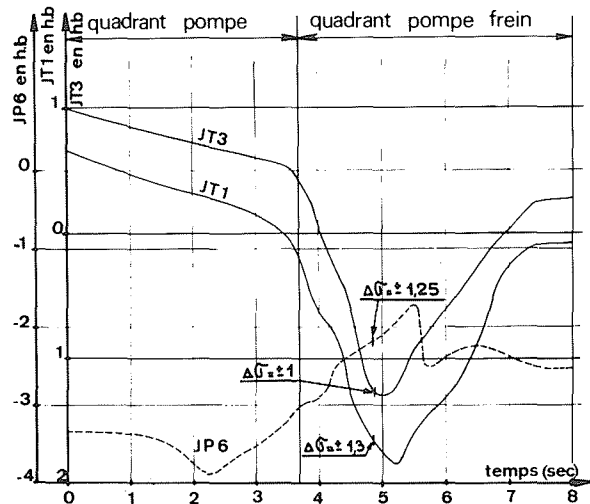


Figure 16 - Ste. Croix, déclenchement pompe contraintes aubages.

de la production peuvent imposer une dizaine de démarrages quotidiens.

L'étude des résultats que nous venons de présenter, basée essentiellement sur des essais industriels, doit se poursuivre systématiquement par des mesures en laboratoire, en particulier pour l'analyse des poussées radiales et leur corrélation avec les décollements tournants éventuels.

Voir la discussion page suivante.

Discussion

Président : M. P. BERGERON

Le Président. — Je remercie M. BOUSSUGES et M. LATHUILE de leurs exposés et j'ouvre la discussion.

M. GUILLOUD. — Je voudrais dire d'abord l'admiration que j'ai pour les équipes qui ont lancé de tels essais sur des sites réels ; je pense que ces mesures sont particulièrement délicates.

Je voudrais poser deux questions :

- J'aimerais avoir des précisions sur la façon dont ont été mesurées les poussées radiales ?
- Quelles sont les possibilités dans un proche avenir des études de fonctionnement transitoires sur des modèles réduits hydro-élastiques ?

M. PICOLLIER. — En réponse à la première question, les mesures des poussées radiales ont été faites à l'aide de jauges de contraintes disposées sur le support de palier. L'étalonnage se fait en poussant radialement sur la roue à l'aide d'un vérin s'appuyant sur les avant-directrices.

Cette poussée est aussi déterminée à partir de jauges de contraintes montées en ponts de flexion sur l'arbre.

M. BOUSSUGES. — La deuxième question posée par M. GUILLOUD soulève un certain nombre de problèmes.

En ce qui concerne la poussée radiale, je répondrai qu'il n'est pas nécessaire de monter une ligne d'arbres analogue à celle de la réalisation industrielle. Ce qui nous intéresse c'est la poussée radiale sur la roue proprement dite. Il faut là une balance particulièrement bien étudiée qui permette à la fois de déterminer la valeur de l'intensité de la poussée et, surtout, les problèmes de la réponse en dynamique. Il suffit — c'est plus facile à dire qu'à faire — que la fréquence propre de la balance soit suffisamment élevée. C'est là un des problèmes auxquels on se heurte, parce qu'il faut connaître la bande des fréquences qu'on a à mesurer.

M. GUILLOUD a demandé si l'on pouvait avoir similitude complète entre un modèle réduit et un modèle industriel. Je pense que la similitude au sens hydro-élastique du terme, ne peut pratiquement pas se concevoir en terme de modèle réduit. Prenons par exemple le cas des directrices. Si l'on veut que le modèle réduit reproduise exactement la réponse de la machine industrielle, il faudrait pratiquement que les jeux soient en similitude, ce qui est impossible. D'autre part les joints d'étanchéité devraient également être en similitude. Or, il est évident que si l'on fait des essais avec un q_a plus élevé, l'importance relative des fuites sur modèle réduit devient plus grande que sur le modèle industriel. Par conséquent on est obligé de mettre des joints beaucoup plus serrés, donc l'amortissement n'est pas en similitude, et ainsi de suite. Pratiquement, on coupe le problème en deux : on essaie d'avoir sur modèle une mesure exacte des sollicitations, et, après, la roue industrielle sera telle qu'elle devra avoir des fréquences propres plus élevées que les fréquences mesurées sur modèle.

M. GUITON. — Les auteurs indiquent que la poussée radiale au point de fonctionnement nominal en pompe, est très faible mais tourne avec la roue. Cela ne peut-il pas s'expliquer par un léger "balourd hydraulique" qu'il est difficile d'éliminer sans une axisymétrie parfaite des aubages et des canaux de la roue ?

M. LATHUILE. — Cette poussée radiale est tout de même très supérieure au balourd.

M. GUITON. — Il est signalé une fréquence de 133,2 Hz correspondant au passage des aubes du distributeur devant la roue. Je comprends que cette fréquence doit se manifester dans la marche en turbine sur les contraintes dans les aubes de la roue, chacune voyant cette fréquence individuellement. Mais cette fréquence se manifeste-t-elle sur d'autres paramètres et lesquels ?

M. LATHUILE. — Le sillage dû aux directrices doit s'appliquer surtout sur l'arbre.

M. CASACCI. — Il s'applique à la roue et au rotor.

M. GUITON. — On peut voir que, lorsque le débit diminue, les fluctuations de couple apparaissent sensiblement au point d'inflexion de la courbe du couple moyen. Ceci confirme une constatation que l'on peut faire assez souvent : l'inflexion de la courbe de couple résultant de l'apparition plus ou moins brusque de recirculations importantes.

M. LATHUILE. — Cela correspond à l'inversion du débit.

M. GUITON. — Actuellement on est à la recherche de décollements tournants dans les turbomachines hydrauliques.

M. BOUSSUGES a évoqué la possibilité qu'il y en ait un dans la roue lors du fonctionnement en turbine à l'emballage de la machine essayée.

M. KUBOTA dans une communication présentée l'année dernière à Fort Collins aux U.S.A., a mis en évidence un décollement tournant dans le distributeur des pompes-turbines lors du fonctionnement en pompe à débit partiel.

M. BOUSSUGES pense-t-il qu'il peut y en avoir aussi dans le distributeur lors de l'emballage ? Cette hypothèse se concilierait peut-être avec le fait que, à l'emballage, la somme des efforts tangentiels sur les tourbillons qui donne la majeure partie du couple de réaction de la machine, est en moyenne sensiblement nulle (efforts tangents au "cercle de perçage" du distributeur).

M. BOUSSUGES. — En ce qui concerne le problème des décollements tournants, je précise que nous l'avons détecté en emballage en turbine. Nous pensons avoir des indications en ce qui concerne le fonctionnement en pompe ; or il se trouve qu'industriellement nous n'avons pas décelé ce phénomène.

Je pense que, pour répondre vraiment à la question de *M. GUITON*, il faudrait continuer les essais industriels par des essais systématiques sur modèle, ce que nous nous proposons de faire. Mais je ne peux pas vous dire ce que nous allons trouver.

Actuellement, la mesure des poussées radiales et leur corrélation avec les décollements tournants posent certains problèmes délicats en ce qui concerne la visualisation des phénomènes et aussi le montage, sur les plateformes, de balance avec des fréquences relativement élevées. Nous pensons avoir résolu le problème matériel de mesure, mais les mesures elles-mêmes n'ont pas encore été bien avancées. C'est pourquoi je ne peux pas vous répondre.

M. CASACCI. — Il ne ressort pas clairement de la discussion entre MM. GUILLOUD et BOUSSUGES que les essais sur modèle constituent le seul moyen d'étude des phénomènes complexes tels que les pulsations de pression dans les entrefers des turbines-pompes ; ils donnent des renseignements suffisamment précis dans ces domaines, mais sont moins représentatifs dans d'autres, tels que les amortissements. Il va sans dire que les confirmations sur machines industrielles restent indispensables.

M. LACOSTE. — Je veux souligner l'intérêt que nous portons aux résultats obtenus lors des essais réalisés conjointement avec la Société NEYRPEC et dont MM. BOUSSUGES et LATHUILE viennent de parler.

En particulier, ces essais permettent d'avoir une idée des poussées radiales lors des différentes marches des groupes et de leurs pulsations, ce qui permettra de préciser les hypothèses de calcul de vitesses critiques d'arbre et des amplitudes des vibrations à divers régimes.

Cette question qui est importante, puisqu'elle devra permettre de préciser d'un commun accord les taux de vibrations normaux et anormaux et donc à garantir sur ces machines, ne sera entièrement réglée que si on a une idée précise de la raideur des paliers. Il faut souligner que ce dernier point intéresse les mécaniciens qui étudient la structure support de palier, mais aussi les spécialistes du génie civil sur lequel cette structure s'appuie.

M. CASACCI. — La rigidité des paliers n'est pas le seul facteur à prendre en compte, il faut étudier le comportement dynamique de l'ensemble des parties tournantes sous l'effet des forces d'origine hydraulique, électromagnétique, etc.

M. BORCIANI. — M. BOUSSUGES a parlé pendant son intéressante exposition des mesures faites sur la poussée radiale de la machine réversible de Tajo de la Encantada.

Je voudrais ajouter quelques informations sur la série de mesures analogues effectuées par Hydroart en laboratoire et sur machine industrielle. Les machines examinées ont été : deux turbines Francis à bas n_q et une turbine Francis à n_q élevé, deux réversibles monoétagé à n_q moyen. Les mesures ont été effectuées au moyen de deux jeux complets de strain gages appliqués sur l'arbre tout près du palier-guide inférieur de la machine, de façon à relever le moment fléchissant sur l'arbre sur deux plans normaux. Le calcul de la poussée radiale a été fait en supposant que le moment mesuré soit produit par une force radiale agissant en correspondance de l'axe du distributeur. Il est évident qu'il s'agit d'une simplification théorique que nous entendons soumettre à vérification prochainement, en effectuant des mesures sur deux sections distinctes, plutôt que sur une seule.

Sur la base de l'expérience faite on peut affirmer que la poussée radiale dans les machines hydrauliques du type Francis dépend essentiellement de la géométrie du distributeur et des conditions de fonctionnement. "Géométrie du distributeur" signifie directrices synchronisées ou asynchronisées, tandis que "conditions de fonctionnement" signifient conditions normales ou anormales de fonctionnement, où par "conditions normales" on entend celles définies à propos des garanties de rendement. On peut dire que :

- a) dans les conditions de fonctionnement normal, c'est-à-dire à la vitesse nominale, la poussée agissant sur la roue est fixe dans l'espace (le signal en fonction du temps est une sinusoïde) ;
- b) dans les conditions de fonctionnement normal, c'est-à-dire à la vitesse nominale, la direction selon laquelle elle agit

ne dépend pas du type de fonctionnement (turbine ou pompe) et est à peu près tournée vers la langue de la bêche spirale ;

c) dans les conditions de fonctionnement normal, c'est-à-dire à la vitesse nominale, la valeur peut être considérée comme pratiquement constante au fur et à mesure que varie la charge en turbine, tandis qu'en pompe elle tend à augmenter pour débits décroissants par rapport à celle de rendement maximum ;

d) en dehors des conditions de fonctionnement normal (c'est le cas de la vitesse d'emballement) la poussée radiale tend à prendre direction et amplitude variables dans le temps de façon aléatoire : les diagrammes de la figure 1 montrent la différence dans le spectre de fréquence de la poussée radiale agissant sur une turbine Francis lente sous charge 10/10 et en emballement ;

e) en déclenchement, la poussée radiale, d'après ce qu'on a dit ci-dessus, prend un aspect désordonné et touche les valeurs maximum ;

f) le coefficient de la poussée radiale à la vitesse nominale diminue au fur et à mesure qu'augmente l' n_q de la machine, selon le diagramme de la figure 2 : en outre il semble supérieur en pompe qu'en turbine. En moyenne il vaut 0,07 c'est-à-dire il implique un déséquilibre qui correspond à $\pm 3,5\%$ de la chute ;

g) en cas d'asynchronisation d'une directrice, la poussée prend des valeurs et des directions extrêmement variables en fonction de la position de la directrice et de son ouverture : les valeurs atteignent à peu près le double de celles corres-

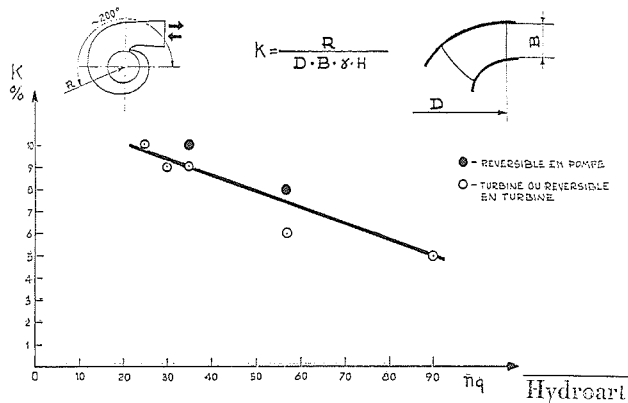


Figure 2 — Coefficients de poussée radiale (machines type Francis).

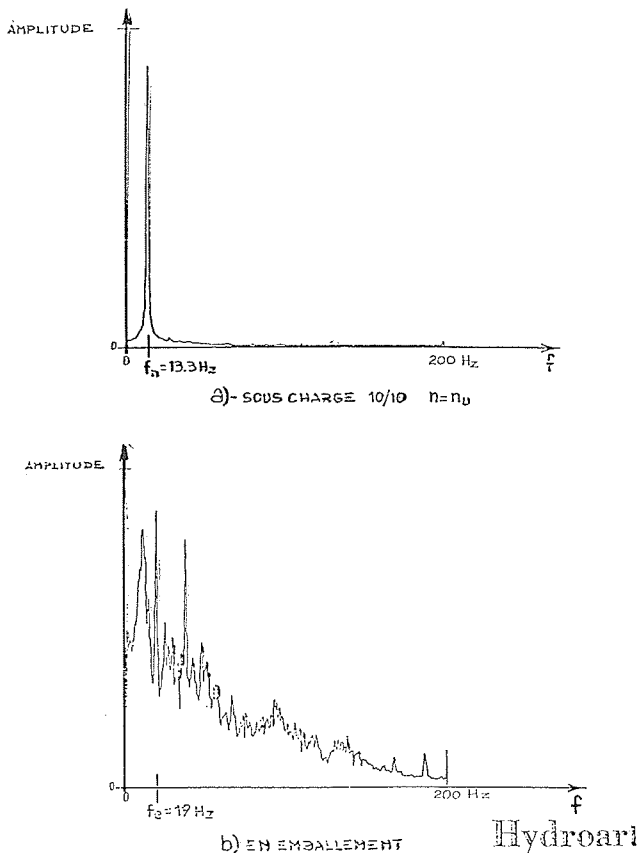


Figure 1 — Poussée radiale en turbine Francis lente ($n_q = 25$).

Turbines et pompes-turbines Poussée radiale		
Géométrie distributeur	Conditions de fonctionnement	Poussée
Directrices synchronisées	Normales (Champ de garantie)	Fixe dans l'espace Direction Valeur $f(n_q)$ et constante au fur et à mesure que varie la charge
	Non normales (Transitoires)	Aspect désordonné et valeurs supérieures aux précédentes
Directrices non synchronisées	Normales/Non normales	Valeurs supérieures aux précédentes

Figure 3

pendant aux directrices synchronisées ; la direction se ressent de façon déterminante de la contribution donnée à la poussée radiale par la directrice asynchronisée.

En définitive les caractéristiques de la poussée radiale peuvent être définies selon le tableau projeté (fig. 3).

M. LACOSTE. — A-t-on une idée des poussées radiales et pulsations lors des marches transitoires (dénoyage et renoyage) dans le sens de rotation turbine ?

La réponse à cette question permet-elle d'envisager la marche synchrone dans le sens turbine ?

M. BOUSSUGES. — Dans le fonctionnement en démarrage, en compensateur synchrone dans le sens turbine, on a trouvé des fortes pulsations, ce qui a déjà été indiqué dans une communication antérieure. Sur le Tajo, on a réalisé des essais industriels qui confirment aussi le phénomène assez pulsatoire des efforts. On doit faire encore quelques essais complémentaires pour essayer de stabiliser le fonctionnement. Pour le moment, ce régime est assez ennuyeux pour le bon fonctionnement de la machine. C'est tout ce que l'on peut dire actuellement.

Je crois avoir parlé de ce problème dans les réunions antérieures, où je me demandais s'il était vraiment indispensable d'envisager le fonctionnement de ces machines dans ce sens. Les Américains, et notamment les Canadiens, imposent ceci en fonctionnement normal, en considérant qu'une turbine-

pompe doit être une réserve tournante, au même titre qu'une turbine. Or, il faut bien noter que c'est une réserve qui fatigue beaucoup la machine. Nous allons essayer de faire en sorte que le fonctionnement soit tolérable.

Pour le moment, on peut dire qu'il faut bien faire attention, si l'on veut vraiment imposer ce fonctionnement dans le cahier des charges.

M. CASACCI. — La marche en synchrone dans le sens turbine intéresse plus les exploitants que celle dans le sens pompe. Le client peut donc exiger des constructeurs un tel fonctionnement ; il faut cependant qu'il accepte quelques contraintes d'exploitation qui, sans la compliquer beaucoup, rendent ce régime d'opération moins perturbé.

M. CAILLOT. — HYDROART a trouvé des poussées radiales de direction fixe en fonctionnement normal, alors qu'à Tajo, NEYRPIC a mis en évidence une poussée tournant à une fréquence voisine de la fréquence de rotation. La pulsation crête à crête mesurée à Tajo atteint de l'ordre de 16 t (crête à crête) en fonctionnement à pleine charge en turbine. Il s'agit essentiellement d'un effort d'origine hydrodynamique car le balourd mécanique maximal résiduel de la roue conduit à un effort tournant de 1,85 t, à la vitesse du synchronisme.

Le Président. — L'importance de la discussion prouve l'intérêt de la question. Je regrette l'horaire qui me contraint à poursuivre la séance.