Analyse expérimentale de l'interaction roue-distributeur dans une pompe-turbine

Experimental analysis of the interaction runner-distributor area in a turbine-pump

par Gabriel Dan Ciocan¹, Jean-Louis Kueny^{1&2},
Jean François Combes³, Etienne Parkinson⁴

(1)Laboratoire des Écoulements Géophysiques et Industriels, Institut National Polytechnique de Grenoble

(2)Laboratoire de Machines Hydrauliques de l'Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne

(3)Direction des Recherches et Etudes Département Machines, Electricité de France

(4)Hydro-Vevey SA, Groupe VOEST ALPINE

The conception and the optimization of turbines - pumps use systematically the analysis possibilities offered by the numerical simulation of the internal flow. The practice demonstrates the importance of the couplings between different parts of the machine. Several numerical techniques are now proposed to shape these areas.

The validation of these methods, possible only starting from detailed experiences, has become essential, notably to define the area of the calculation validity.

A such detailed experimental analysis of the flow in the runner - distributor area was realized in the pump mode on a reduced model by specific speed $n_q=66$, of the Hydro - Vevey company. Unsteady measurements, obtained by P.I.V. (Particle Image Velocimetry) and by L.D.V. (Laser Doppler Velocimetry) and by probes of stationary total pressure are discussed. The stationary velocity distribution to the exit of the runner and between stay vanes, as well as the unsteady propagation of the runner wake is shown.

I ■ INTRODUCTION

La conception des pompes-turbines est un compromis entre les 2 concepts turbine et pompe et le résultat n'est ni une turbine idéale, ni une pompe optimale. Compte tenu du nombre croissant de projets pour ce type de machines dans le monde, un effort important est réalisé pour adapter au mieux les techniques modernes de tracé de turbomachines à ce type de géométrie [1].

Les techniques de calcul d'écoulement, notamment celles utilisant des modèles "Navier Stokes stationnaires" [2,3] sont utilisées maintenant systématiquement dans les bureaux d'études, pour contrôler les tracés et ainsi réduire le nombre des essais qui sont actuellement toujours nécessaires pour leur validation. Le domaine de validité de ces calculs est encore mal connu et la précision des résultats est encore insuffisante pour prévoir les performances de la machine avec la qualité requise par le code C.E.I. (précision garantie de 0,3 % sur le rendement de la machine).

Les essais sont réalisés sur des boucles hydrauliques adaptées, en appliquant les normes C.E.I. Les mesures globales de performances sur stand d'essais complétées de sondages de vitesse et pression moyenne en entrée et sortie de roue permettent de calibrer le tracé et de définir la plage de fonctionnement de la machine, notamment par rapport à la cavi-

tation et de contrôler ses caractéristiques dans cette zone. Ces mesures sont suffisantes pour contrôler un tracé hydraulique de machine classique et décider d'une modification éventuelle.

Cependant, dans un but d'améliorer les techniques de conception et de pouvoir adapter la plage de fonctionnement de ces machines aux besoins, il est nécessaire de disposer d'informations plus détaillées, notamment au niveau de la connaissance des écoulements complexes, souvent fortement instationnaires, qui se développent dans les géométries tridimensionnelles de ces machines. De même, pour analyser les défauts des modèles de calculs et calibrer les nouveaux développements des codes, il est indispensable de disposer de mesures expérimentales détaillées de référence [5].

L'objectif du travail qui est présenté ici est la réalisation d'une telle banque de données expérimentales détaillées pour analyser les interactions rotor-stator qui se développent dans une turbomachine. Dans ce domaine, peu d'expériences sont disponibles, notamment avec des fluides incompressibles, compte tenu de la difficulté de mise en œuvre de telles mesures. Des moyens importants associant la vélocimétrie laser L.D.V. "instationnaire", la P.I.V. (Particle Image Velocimetry) et des sondages stationnaires de pression totale sont utilisés pour explorer l'écoulement instationnaire qui se développe dans la zone roue-directrices d'une turbine-pompe

1. Modèle en essais.

mise à disposition par la société Hydro-Vevey. Ces techniques de mesures sont présentées ici avec les premiers résultats.

Pour cette importante campagne de recherche expérimentale¹, Electricité de France et Hydro-Vevey se sont associés à deux laboratoires, le LEGI et l'IMHEF-LMH.

II ■ MODÈLE D'ESSAIS

Un modèle de pompe-turbine conçu par Hydro-Vevey SA a été spécialement adapté pour la réalisation de ces essais – figure 1. De vitesse spécifique $n_q=66$, il comporte 20 avant-directrices et 20 directrices. La roue de diamètre 0,365 m comporte 5 aubes. L'aspirateur de type "Kravatte" est muni d'une pile centrale.

Les mesures globales dans les sens turbine et pompe et les sondages de vitesse et pression stationnaire entre directrices et roue et sous la roue ont été réalisées sur la boucle d'essais de la société Hydro-Vevey. Les essais LDV, PIV et les sondages de pression totale instationnaire sont réalisés sur la boucle d'essais de turbomachines du CREMHyG.

¹ Essais réalisés au CREMHyG (Centre d'Essais et de Recherche de Turbomachines de Grenoble) par l'équipe "Turbomachines" de l'INPG-LEGI.

2. Caractéristique dans le sens pompe pour une ouverture des directrices de 18°.

Les performances globales du modèle ont été mesurées suivant les recommandations du code C.E.I. (International Electrical Code) sur la boucle d'essais Hydro-Vevey. Une description de la boucle d'essais, de son instrumentation et de la procédure d'essais est détaillée dans [4]. La précision sur la mesure du rendement est de l'ordre de 0,1 % dans la zone de meilleur rendement et 0,3 % sur l'ensemble du domaine. Les caractéristiques en mode pompe sont représentées sur la figure 2 pour une ouverture de 18° des directrices. Trois points de fonctionnement particuliers, notés (A), (B) et (C) repèrent les positions pour lesquelles des résultats PIV et LDV sont présentés, ci-dessous. Q_n est le débit correspondant au meilleur point de rendement, noté (B). Le point de fonctionnement (A), avec un débit $0,8 Q_n$ est situé dans la zone d'instabilité de la caractéristique. (C) est un point à fort débit.

III ■ SONDAGES STATIONNAIRES DE PRESSION ET VITESSE

3. Sondage stationnaire de vitesse entre roue et distributeur à sous-débit (A), débit nominal (B) et sur-débit (C).

Avec une sonde à "5 trous" classique, on peut mesurer les 3 composantes de la vitesse moyenne et la pression. Le modèle de turbine-pompe a été équipé d'interface pour réaliser de tels sondages dans un plan situé entre la roue et l'aspirateur, au sommet du cône et suivant 8 positions angulaires entre les

4. Configuration pour la mesure LDV 3D entre roue et directrices.

5. Localisation des mesures LDV et PIV.

directrices et la roue. Sur la figure 3 sont présentés les résultats obtenus pour une position angulaire type entre roue et distributeur. On a superposé les profils de vitesse, suivant la position verticale dans le distributeur, correspondant aux trois points de fonctionnement A, B et C. Pour les points B et C, au débit "nominal" et en sur-débit, ces profils sont pratiquement uniformes sur 75 % de la hauteur. Dans la zone basse, influencée par la courbure de la ceinture de roue, on observe un défaut de vitesse associé à une déviation angulaire de l'ordre de $\sim 10^\circ$. Pour le régime à sous-débit, le profil de vitesse est sensiblement différent et correspond plus à un "jet".

Ces mesures sont importantes pour contrôler le tracé de la roue, notamment l'adaptation des directrices à l'écoulement, en sortie de roue, au point nominal de fonctionnement. Cependant, ces résultats ne donnent pas d'informations sur le comportement instationnaire de l'écoulement et du fait de l'obstruction de l'écoulement par la sonde, les mesures proches des parois, notamment dans les couches limites, ainsi que dans la zone de fonctionnement instable (zones de recirculation), sont entachées d'erreurs sensibles.

IV ■ SONDAGES PAR VÉLOCIMÉTRIE LASER (LDV)

Des sondages par vélocimétrie laser Doppler ont été réalisés dans la même zone entre roue et distributeur. L'équipement laser est un système DANTEC à 2 composantes, avec un laser argon/ion de 5 W (voir tableau 1). La mesure est réalisée par rétro-diffusion. La tête de mesure, reliée par fibre optique, est fixée sur un chariot piloté par ordinateur. La précision sur son déplacement est de 0,1 mm.

Pour améliorer la qualité du signal, l'eau de la boucle d'essai estensemencée avec des particules creuses de verre, recouvertes d'argent, de 20 μm de diamètre.

Le signal est traité par un analyseur de spectre. La précision de la mesure est de l'ordre de 1 et 4 % [6]. Le repérage en position est réalisé en contrôlant le croisement des faisceaux laser sur les faces du hublot et sur la paroi du plafond de la veine.

Pour obtenir la 3e composante de la vitesse, une mesure complémentaire, au même point, est effectuée à travers des hublots pratiqués sur la bache, visibles sur la figure 4.

Tableau 1.— Caractéristiques du système LDV.

	Tête miniature	Tête visée latérale
Longueur d'onde	488 / 514,5 nm	488 / 514,5 nm
Diamètre de la tête laser	14 mm	60 mm
Expanseur de faisceaux	30 mm	-
Ecartement des faisceaux	8 mm	14 mm
Avec expanseur	38 mm	-
Longueur focale	100 / 140 mm	400 mm
Interfrange	3,86 nm	5,14/5,41 nm
Taille du volume de mesure		
$s_x = s_y \sim$	0,15 mm	0,12 mm
$s_z \sim$	2.4 mm	2.34 mm

6. Mesures de vitesse LDV normalisées en sortie de roue.

Ces mesures ont été réalisées sur un cylindre incliné de 9° par rapport à l'axe de la machine, situé entre roue et distributeur et distribuées sur une grille de points 5×10 qui recouvre tout l'espace situé entre 2 directrices (voir figure 5).

La position angulaire instantanée de la roue est enregistrée simultanément avec l'acquisition des mesures laser. Une analyse par moyenne de phase a ainsi été appliquée. On a alors accès au module de la vitesse moyenne, à son orientation et à ses fluctuations, pour chaque position relative roue/directrices.

Sur la figure 6, sont représentés quelques résultats type obtenus pour les 3 points de fonctionnement (A), (B) et (C). On a superposé les mesures instantanées du module de la vitesse obtenu par LDV en fonction de la position angulaire de la roue. La vitesse est normalisée de manière classique avec la vitesse d'entraînement périphérique en sortie de roue.

Au débit nominal (B) et en sur-débit (C), les fluctuations de vitesses sont relativement faibles et ceci, sur toute la hauteur du canal ($0 < H < B_o$), soit un écart type d'environ 20 à 30 % de la vitesse moyenne. En sur-débit le niveau est légèrement plus élevé. Sur le signal on retrouve très nettement le

passage des sillages des 5 aubes de la roue où le niveau de fluctuations est pratiquement le double du niveau moyen et a le même ordre de grandeur sur les trois composantes de la vitesse.

En sous-débit (A), le niveau des fluctuations de vitesse n'est plus très homogène en fonction de la position dans le canal. Dans la partie basse, côté ceinture, l'écoulement est sensiblement du même type que pour les points de fonctionnement (B) et (C), avec toutefois un niveau de fluctuations plus élevé. Les sillages des aubes sont aussi bien visibles. Du côté plafond, le niveau de fluctuations est très important, et la période de rotation disparaît complètement. Ces fluctuations correspondent au passage aléatoire de gros tourbillons que l'on pourra identifier grâce aux mesures P.I.V. Pour ce débit, un blocage important lié à une recirculation existe côté plafond dans la roue et tout l'écoulement sain est repoussé sur le côté ceinture.

V ■ VÉLOCIMÉTRIE P.I.V. (PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY)

Pour ces mesures, nous avons adapté la technique de mesure P.I.V., pour réaliser des acquisitions d'images synchrones avec la position angulaire de la roue. Cette campagne de mesure a été effectuée en coopération avec la société Dantec.

Un laser à double cavité Nd : YAG est utilisé pour créer le plan lumineux stroboscopé. Une succession de deux éclairs d'une durée de 9 ns et de 200 mJ est émise avec un écart de temps de 100 μ s. Le déclenchement des éclairs est synchrone avec la position angulaire de

la roue du modèle. Un guide optique de puissance permet d'orienter le plan lumineux suivant différentes positions dans le canal inter-directrices (voir figure 7). Une caméra de résolution 768x480, placée perpendiculairement au plan lumi-

7. Configuration pour la mesure PIV.

8. Mesure PIV dans le canal inter-directrices.

neux, enregistre les images émises. Le champ de l'image est de l'ordre de $40 \times 100 \text{ mm}^2$. L'analyse d'images, gérée par le logiciel FlowManager, est basée sur une technique de corrélations spatiales et permet d'évaluer en temps réel le champ de vitesse instantané à partir des deux prises de vue.

La campagne de mesures a permis d'acquérir 50 champs de vecteurs pour 10 positions angulaires différentes de la roue par rapport aux directrices. Les vitesses observées par P.I.V. correspondent au niveau de vitesse observé par L.D.V. Des comparaisons quantitatives détaillées permettront de quantifier le niveau de précision de ces mesures. Ces informations sont actuellement en cours de traitement.

On a représenté sur la figure 8 des champs typiques de vitesse obtenus pour des plans lumineux situés aux mêmes positions et mêmes points de fonctionnement que pour les mesures laser présentées sur la figure 2.

Ces observations permettent de confirmer les remarques du §4, notamment la nature peu perturbée de l'écoulement pour les points (B), (C) et du côté ceinture pour (A). Dans ces cas on remarque le sillage de la roue (des successions de sur-vitesses et sous-vitesses à la fréquence du passage des

9. Propagation du sillage de la roue dans le canal inter-directrices.

aubes) qui se propage dans le canal inter-directrices avec la même intensité qu'en sortie de roue – voir figure 9, pour le point de fonctionnement nominal.

Côté plafond au point de fonctionnement (A), voir figure 8, en sous-débit on observe très nettement le passage de grosses structures de la dimension du canal inter-directrices, qui se succèdent à une fréquence aléatoire qui n'a rien à voir avec la position des aubes et qui correspondent à des lâchers de tourbillons à l'arrière d'une zone de recirculation située très probablement dans la roue, côté plafond.

VI ■ CONCLUSION

Grâce aux développements de la technologie et de l'instrumentation, il est maintenant possible d'accéder à des informations expérimentales détaillées qui sont indispensables pour comprendre les phénomènes complexes tridimensionnels qui se développent dans les machines, notamment au niveau des interactions roue-stator et de la turbulence en régime instationnaire.

Dans la présente étude, différentes techniques avancées de mesures ont ainsi été mises en œuvre pour l'analyse de l'écoulement dans la zone d'interaction entre roue et distributeur d'une turbine-pompe : sondages de vitesses et pression, L.D.V., P.I.V.. L'intérêt de la technique P.I.V., bien que complémentaire des autres mesures, a été très clairement démontrée. En effet elle permet d'accéder à des champs de vitesse instantanée et par traitement, aux champs moyens, moyennes synchrones et champs turbulents. Ces informations permettent notamment d'observer la distribution de vitesse en sortie de roue, le sillage de passage des aubes ainsi que sa propagation entre les directrices et la taille et l'évolution des grandes structures de l'écoulement en fonction du réglage de la machine.

Ces données en cours d'analyse constitueront une banque de données expérimentales particulièrement utile pour valider et calibrer les codes de calculs instationnaires dans ce cas typique d'interaction dans une turbine-pompe.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier tout particulièrement les sociétés EDF, Hydro-Vevey ainsi que la Région Rhône-Alpes qui ont financé cette étude. Leurs remerciements vont

aussi aux personnels de la société Dantec France, pour leur aide et leurs conseils ainsi qu'aux personnels du CREM-HyG, pour le soutien technique et logistique.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Parkinson E., Walther W., Patthey M., Vullioud G. From standard to high technology hydraulic measurements involved in pump-turbine development – Hydropower into the next Century, Portoroz, Slovenia, 1997
- [2] Bruttin Ch., Kueny J.L., Boyer B., Parkinson E., Three dimensional spiral casing Navier-Stokes flow simulation : a comparative study – XVIII IARH Symposium - Valencia, Spain 1996.
- [3] Hirschi R., Dupont P., Avellan F., Güllich J.N., Handloser P., Parkinson E., Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation : numerical prediction compared with model tests – ASME Summer Meeting – Vancouver, Canada, 1997.
- [4] Chenal R. Laboratoire d'hydraulique, Nouveau stand d'essai universel pour modèles réduits de turbomachines hydrauliques – Bulletin Technique Vevey, 1980-1981.
- [5] Ciocan, G.D., Kueny J.L., Mesquita A., Steady and unsteady flow pattern between stay and guide vanes in a pump turbine – XVIII IAHR Symposium – Valencia, Spain 1996.
- [6] Moffat R.F., Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Journal of Fluid Engineering, vol. 107, 1985.