Mise en place d'un dispositif expérimental de caractérisation du comportement statique et dynamique des lames fluides à haut nombre de Reynolds

Set-up of an experimental device for characterization of static and dynamic behaviour of annular seals with high Reynolds number

par O. Bonneau et J. Frêne

Laboratoire de Mécanique des Solides, Université de Poitiers

The determination of static and dynamic behaviour of annular seals is very important to identify the dynamical behaviour of turbopumps. Numerical models have been already performed but it is now necessary to obtain experimental results. It will improve the numerical models and it will characterize experimentally the behaviour of these kinds of seals. The objective of this study is to describe the process leading to the creation of a new test rig.

A bibliographic synthesis allows to present several numerical models and experimental plants.

Scientific and technical objectives of the test rig are then exposed, these objectives allow to show fundamental parameters and main design difficulties.

Conclusion presents the prospects in long and short term of this project.

I ■ INTÉRÊT GÉNÉRAL DU BANC D'ESSAI

La prédiction du comportement d'une ligne d'arbre de type turbopompe nécessite des compétences affirmées dans de nombreux domaines. Les modélisations éléments finis de la structure du rotor et du stator permettent de rechercher les modes de vibrations de cet élément.

Depuis de nombreuses années, ces outils de prédiction de comportement de ligne d'arbre ont été développés et les résultats permettent de dimensionner les éléments. Cependant les exigences économiques actuelles conduisent les constructeurs à augmenter les capacités de leurs machines et les modèles de calculs se trouvent être alors à la limite de leurs possibilités. L'ensemble des éléments supports d'arbre doit être étudié (paliers, joints, "squeeze film damper", butée...). Le calcul dynamique de ces éléments doit être effectué avec un très grand soin et les modèles numériques doivent être recalés par expérimentation.

En ce qui concerne les joints annulaires par exemple, des modèles de calcul de plus en plus fin sont mis au point mais ils nécessitent l'emploi de données empiriques notamment pour prendre en compte l'effet Lomakin, la turbulence et les effets d'inertie du fluide.

C'est pourquoi il est souvent difficile de valider de façon correcte les modèles de calcul de joints. Il devient nécessaire de disposer d'un outil permettant de mesurer les paramètres de l'écoulement d'une part (champ de vitesses, de pression, des températures,...) et de déterminer d'autre part les caractéristiques du joint (charge, débit, raideurs, amortissements,

masse ajoutée,...). Ces résultats permettront de vérifier un certain nombre d'hypothèses : loi de paroi, pertes de charge en entrée, effets d'inertie...; et de valider ou de récuser les méthodes numériques qui sont utilisées.

Ce document présente la démarche qui a permis d'envisager la conception d'un tel banc d'essai. La première partie présentera une courte synthèse bibliographique d'une part sur les modèles permettant de caractériser numériquement le comportement des joints d'étanchéité et d'autre part sur les bancs d'essai existants au niveau européen et mondial.

Les attentes industrielles sont ensuite précisées et le cahier des charges (simplifié) qui a été retenu est présenté.

II ■ ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

● 2.1 Modélisation

Les joints d'étanchéité de type annulaires ou labyrinthes sont utilisés dans les turbomachines pour séparer deux zones à pressions différentes (figure 1). Leur comportement peut avoir une influence non négligeable sur la dynamique du rotor. Une analyse statique permet de calculer les charges supportées par le joint et le débit de fuite au travers du joint. L'analyse dynamique permet d'obtenir des matrices de raideurs, amortissements et de masses ajoutées caractérisant le comportement dynamique linéarisé de l'élément.

Les conditions de fonctionnement très sévères : fluides peu visqueux, jeux de fonctionnement importants, vitesse de rotation et gradients de pression élevés entraînent un écoule-

1. Joint d'étanchéité.

ment turbulent et les effets d'inertie du fluide ne sont plus négligeables. Ces phénomènes doivent alors être introduits dans les modèles numériques de détermination des caractéristiques statique et dynamique des joints.

● 2.2 Prise en compte des turbulences

Pour des écoulements à grands nombres de Reynolds, il existe une formation de tout un ensemble de mouvements imbriqués les uns dans les autres. Les échelles de longueur, de vitesse et de temps sont telles que les fluides peuvent être assimilés à un milieu continu. Les équations de Navier-Stokes sont alors obtenues par intégration de l'expression du tenseur de contrainte défini pour un fluide newtonien dans l'expression des équations de la dynamique. Cependant la résolution directe des équations de Navier-Stokes conduirait à un découpage beaucoup trop fin vis-à-vis de la capacité des moyens de calcul actuels.

Reynolds propose dès 1878 de décomposer l'écoulement en une partie moyenne et une partie fluctuante. Il obtient, dans le cadre d'un fluide incompressible, le système des équations dites de Reynolds dans lequel les effets de la turbulence apparaissent dans des termes appelés tensions de Reynolds. Boussinesq [1] a proposé une formulation permettant de reporter la turbulence dans un terme de viscosité turbulente $\overline{\mu}_t$.

Plusieurs approches sont utilisées pour caractériser cette viscosité turbulente : les approches à zéro équation et les modèles à une ou deux équations de transport supplémentaire.

Les trois principaux modèles à zéro équation sont :

- les hypothèses de longueur de mélange,
- les lois de paroi qui permettent de décrire le profil des vitesses en fonction de la distance à la paroi,
- la théorie du Bulk Flow qui est une analyse globale de l'écoulement turbulent, analyse basée sur les lois de frottement de Blasius.

Afin de limiter le degré d'empirisme des modèles à zéro équation Ho et Vohr [2] développent une théorie dans laquelle l'échelle de vitesse caractéristique du mouvement fluctuant est reliée à l'énergie cinétique qui est elle-même calculée par une équation de transport.

Le modèle à deux équations le plus utilisé est le modèle (K ϵ), K étant l'énergie cinétique de la turbulence et ϵ le taux de dissipation.

Deux approches ont été développées au Laboratoire de Mécanique des Solides :

- un modèle de viscosité turbulente [3, 4, 5, 6] basée sur les hypothèses de longueur de mélange,
- un modèle basé sur le modèle de turbulence $k-\epsilon$ [7,8].

Ces modèles de turbulence s'appuient sur des données empiriques de la littérature, mais il est très difficile, sinon impossible, de recaler les résultats concernant les joints labyrinthiques avec des résultats expérimentaux. Il existe en effet très peu de bancs d'essais capables de tester ce type d'éléments et les résultats publiés sont souvent inexploitable par manque de données suffisantes sur la procédure expérimentale et les conditions aux limites.

C'est à partir de ce constat qu'il a été envisagé de concevoir un tel banc.

Une première étude bibliographique a alors été effectuée ; elle a permis de recenser tous les bancs d'essai existants et pouvant répondre au problème posé [9, 10].

● 2.3 Moyens expérimentaux existants

Le recensement des bancs existants, réalisé en 1993, a mis en évidence une dizaine de réalisations. Les bancs sont constitués d'une boucle hydraulique, souvent de l'eau chaude pressurisée et d'un rotor sur lequel est monté l'élément à tester. Deux grandes familles d'architecture apparaissent :

- arbre tournant mais monté rigide par rapport au bâti avec un stator "vibrant",
- arbre tournant et vibrant monté dans un stator rigide.

Les deux approches ont chacune leurs atouts qui viennent essentiellement de problèmes de conception et de facilité de mise en œuvre.

Le rotor est en général entraîné par l'intermédiaire d'un multiplicateur à engrenages et par un moteur électrique à vitesse variable.

Mise en œuvre des perturbations

Deux types de perturbations sont appliqués :

- les forces du rotor sur le stator sont imposées,
- les déplacements du rotor par rapport au stator sont imposés.

Les forces sont en général imposées par des excitateurs électromagnétiques (pots vibrants) ou par des excitateurs hydrauliques. Ces pots vibrants sont montés par paires disposés à 90° et permettent ainsi d'exercer un cycle de charge quelconque.

Les déplacements imposés sont réalisés à l'aide d'un système mécanique permettant d'obtenir une trajectoire de forme donnée. Le système rencontré le plus fréquemment est basé sur un arbre monté de façon excentrique par rapport au bâti, sa rotation impose une orbite circulaire synchrone. L'avantage de ce style de conception réside dans la facilité de conception, cependant cette approche est très limitative : il est ainsi impossible de tester les réponses à une fréquence subsynchrone ou supersynchrone et les trajectoires non circulaires sont impossibles à obtenir.

Trois bancs ont retenu plus particulièrement l'attention : le banc développé par Nordmann à Kaiserslautern en Allemagne [11, 12, 13], le banc développé par Childs à Texas A&M et le banc de la société Sulzer [14, 15, 16].

Le banc d'essai de Kaiserslautern est un dispositif de moyenne puissance qui est construit autour d'un système à paliers magnétiques qui permettent de réaliser des chargements de formes quelconques avec des asservissements en force ou en déplacements. Ce banc est très intéressant mais sa trop faible puissance ne permet pas d'étudier les domaines intéressants des turbopompes de hautes performances.

Le banc développé par Childs est constitué d'un rotor monté rigidement par rapport au bâti. Le stator est relié au bâti par des câbles qui garantissent sa coaxialité par rapport au rotor. Deux pots vibrants placés à 90° permettent d'exercer des charges dynamiques sur le stator. Ce banc, à l'eau, a permis d'obtenir de très nombreux et intéressants résultats en particulier sur des joints d'étanchéité présentant des macro rugosités (nids d'abeille, trous...) [17, 18] et sur des paliers hydrostatiques [19].

Le banc Sulzer est un ensemble expérimental complet sur lequel de nombreux essais (en particulier pour EDF et SEP division SNECMA) ont été effectués avec succès. Ce banc présente cependant quelques lacunes :

- la forme des trajectoires de l'arbre par rapport au stator est limitée (seules des portions de segments peuvent être obtenues),
- les problèmes de mésalignements statique et dynamique ne sont pas bien maîtrisés.

Par ailleurs ce dispositif n'est à notre connaissance plus en service actuellement.

III ■ OBJECTIFS SCIENTIFIQUES DU BANC D'ESSAI

● 3.1 Objectifs principaux

Les différents modèles de calcul qui sont utilisés actuellement ne sont souvent validés que les uns par rapport aux autres, les résultats expérimentaux pris dans la littérature ne sont que très rarement exploitables (manque de données, configurations particulières...). Les objectifs d'un tel banc d'essai sont de pouvoir mesurer les caractéristiques statiques et dynamiques des joints en régime turbulent. Le dispositif doit permettre de mesurer les raideurs et amortissements du film pour une position d'équilibre du rotor par rapport au stator. Un certain nombre d'autres paramètres locaux devront être mesurés : pression, température, vitesse du fluide ..., afin de valider au plus près les modèles de turbulence utilisés. La modularité du banc est à envisager afin de pouvoir tester de nombreux types d'éléments avec des géométries très variées. La mesure de nombreux paramètres doit être prévue, il pourra être adapté, par exemple, un carter transparent permettant de faire de la vélocimétrie laser afin de mesurer le champ de vitesse dans le film.

● 3.2 Thèmes à étudier

Ce banc d'essai très modulaire permettra de traiter un maximum d'éléments avec la possibilité de mesurer de très nombreux paramètres. On peut citer :

- des joints de géométries variées,
- de la prérotation,
- du mésalignement,
- d'un fluide peu visqueux permettant d'obtenir de grands nombres de Reynolds,
- d'autres types d'éléments (paliers fluides hydrostatiques, paliers lisses, "squeeze film" ...).

● 3.3 Paramètres de l'étude

Différents paramètres sont à choisir :

- * le fluide :

le choix du fluide est bien évidemment très important, des contraintes de coût et de sécurité nous conduisent à envisager l'emploi d'eau chaude pressurisée. Ce fluide devrait per-

mettre de s'approcher au mieux des conditions de fonctionnement (nombres de Reynolds, charges...) de la plupart des turbopompes industrielles.

Une première analyse a conduit à envisager l'utilisation d'eau pressurisée, à 80°. A cette température la viscosité dynamique μ est de $0,354 \cdot 10^{-3}$ Pa.s, ce qui permet d'obtenir des nombres de Reynolds assez élevés.

- * les paramètres géométriques :

ces paramètres caractérisent la dimension de la cellule d'essai et conditionnent en partie la puissance à installer. Ce sont pour la géométrie du joint : le diamètre, la longueur et le jeu radial. Et ce sont pour les conditions géométriques de fonctionnement : l'excentricité et le mésalignement.

- * les conditions fonctionnelles

Ces conditions caractérisent la cinématique de l'écoulement, ce sont la vitesse de rotation N (tr/min) et la vitesse de l'écoulement axial ω (m/s).

Le choix de ces différents paramètres permet alors d'effectuer des calculs de prédimensionnement. Ce choix conditionne la puissance à installer pour l'entraînement du rotor et pour la boucle hydraulique.

● 3.4 Paramètres à mesurer

- Charge statique et dynamique (résultante et moment).
- Position du rotor par rapport au stator.
- Débit du fluide.
- Champ de température dans le film.
- Champ de pression dans le film.
- Champ des vitesses dans le fluide.
- Prérotation à l'entrée du joint.

● 3.5 Problèmes à résoudre

Les principaux problèmes à résoudre sont les suivants :

- Montage - démontage du joint.
- Rattrapage des efforts axiaux.
- Mésalignement à maîtriser et à imposer.
- Instrumentation.
- Etanchéité.
- Consommation énergétique.
- Entraînement de l'arbre.
- Exercer et contrôler des efforts dynamiques sur l'arbre.
- Charge statique (pouvoir éliminer le poids => position centrée).
- Créer la prérotation avec une précision la meilleure possible.
- Bien isoler dynamiquement l'ensemble (ne pas mesurer des raideurs et des amortissements parasites ou bien être capable de les soustraire avec les traitements appropriés).

Une étude systématique de toutes les configurations possibles a été effectuée [20]. Chaque solution a été analysée et a conduit vers une famille de solutions "arbre tournant" parmi lesquelles se dégagent deux solutions :

- Une solution symétrique avec deux joints, ce qui présente l'intérêt d'avoir une reprise de l'effort axial et un bon contrôle du mésalignement, mais en contre-partie la consommation énergétique est double.
- Une solution dissymétrique à un joint qui permet d'avoir une accessibilité importante au niveau de la cellule d'essais. Par ailleurs la consommation énergétique est diminuée de moitié (par rapport à une solution deux joints).

C'est à l'heure actuelle cette solution qui semble réaliser le meilleur compromis entre toutes les contraintes.

IV ■ LE SOUTIEN INDUSTRIEL ET LES ATTENTES

En raison de la complexité, de l'intérêt et du coût que représente un tel banc d'essai une association de plusieurs partenaires se devait d'être envisagée. La Division Etudes et Recherches d'EDF fut la première à nous soutenir dans cette démarche ; en effet ce type d'étude correspond à sa politique de recherche et développement. Par ailleurs notre expérience dans le domaine des joints d'étanchéité appliqués au spatial nous ont permis d'associer SEP division de SNECMA et le CNES. Le dernier volet à explorer était du côté des fabricants de turbopompes. A ce titre la société KSB, au travers de son établissement d'Annecy, s'est associée aux premières démarches de notre étude, mais elle a dû, pour des raisons internes, se retirer du projet. La société Alstom a alors exprimé le souhait de collaborer à cette étude.

Une convention de collaboration a été établie avec ces quatre partenaires industriels. Cette convention a permis le montage technique et financier du projet soutenu par ailleurs par la région Poitou-Charentes et l'Etat dans le cadre du 11^{ème} plan.

Les principales difficultés techniques du cahier des charges ont été de trouver des compromis permettant de satisfaire les exigences techniques de chacun, les contraintes dimensionnelles et de fonctionnement étant relativement différentes entre les applications spatiales et les applications nucléaires.

Les partenaires industriels attendent de ce banc d'essai la possibilité de caractériser directement des éléments d'étanchéité de machines ou alors d'extrapoler à l'aide de similitude vers des joints ou des paliers industriels les résultats obtenus lors d'essais sur maquettes, ou bien encore de valider des codes de calcul.

V ■ PERSPECTIVES ET CONCLUSION

Disposer d'un tel outil de travail va permettre de faire évoluer de façon remarquable les connaissances sur les phénomènes physiques des joints d'étanchéité. Les données disponibles intéresseront aussi bien les industriels (caractérisation du comportement dynamique) que la recherche plus fondamentale (physique de l'écoulement, effet des paramètres). Ce banc permettra au Laboratoire de Mécanique des Solides de conforter sa place au niveau international dans le domaine du dimensionnement des éléments fluides.

En conclusion, les principales échéances du projet sont les suivantes : le montage financier est bouclé depuis le début 98. La phase de conception est en cours, elle est orchestrée par un maître d'œuvre (la société ITECH à Montreuil). Le banc devrait être livré en août 2000.

REMERCIEMENTS

Cette étude n'a pu et ne pourra être menée à son terme qu'avec l'appui déterminant de nos quatre partenaires industriels. Nous remercions ainsi très vivement EDF, Alstom, le CNES et SEP division de SNECMA.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BOUSSINESQ Jm "Essai sur la théorie des eaux courantes". — Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences de l'Institut de France Sci. Math. Phys., tome 23, 1887, p 46-47.
- [2] HO MK, VOHR JH. — "Application of energy model of turbulence to calculation of lubricant flows", ASME Jnl of Lubrication Technology, 1974, vol.96, n°1, p 95-102.
- [3] SIMON F., FRENE J. — "Rotordynamic coefficients for turbulent annular misaligned seals", The third International Symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery (ISROMAC 3) Honolulu Hawaii, Vol. 2 Dynamics, 1990, pp. 289-304.
- [4] SIMON F., FRENE J. — "Analysis for Incompressible Flow in Annular Pressure Seals", ASME Journal of Tribology, vol. 114, 1991, pp.431-438.
- [5] V. LUCAS, S. DANAILA, O. BONNEAU, J. FRENE. — "Roughness Influence on Turbulent Flow Through Annular Seals", Journal of Tribology ASME, Vol. 116, April 1994, pp 321-329.
- [6] V. LUCAS, O. BONNEAU, J. FRENE. — "Roughness Influence on the Turbulent Flow Through Annular Seals Including Inertia Effects". Journal of Tribology ASME, Vol. 118, January 1996, pp 175-182
- [7] ARGHIR, M., FRENE, J. — "Analysis Of A Test Case For Annular Seal Flows", Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol. 119, pp. 408-415.
- [8] ARGHIR, M., FRENE, J. — "Rotordynamic Coefficients of Circumferentially-Grooved Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations", Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol. 119, pp. 556-567.
- [9] O. AYRAULT, J. TALON. — "Avant projet d'un banc d'essai pour l'étude des joints labyrinthes en régime turbulent", Rapport de DEA, Université de Poitiers, juin 1994.
- [10] O. BONNEAU J. FRENE. — "Analyse bibliographique de différents bancs de mesure des caractéristiques des joints annulaires", Convention EDF Université de Poitiers N°contrat : 2K5911/EP564, Novembre 1993.
- [11] T. NEUMER, R. NORDMANN. — "Experimental investigation of motion dependent fluid interactions of centrifugal pump components by using an active magnetic bearing supported test rotor", 2nd BW/IP International Pump Symposium, Octobre 1991
- [12] M. MATROS, A. ZIEGLER, R. NORDMANN. — "Fluid structure interactions in annular seals of centrifugal pumps", 49th STLE Annual Meeting, May 1994
- [13] M. MATROS, T. NEUMER, R. NORDMANN. — "Identification of rotordynamic coefficients of centrifugal pump components using active magnetic bearings". ISROMAC-5, Honolulu, 1994
- [14] D. FLORJANCIC, A. FREI, A. SIMON. — "Boiler feed pumps for supercritical power plants state of the art", First international conference on improved coal-fired power plants., November 19-21 1986, Palo Alto California
- [15] U. BOLLETER, A. WYSS, I. WELTE, R. STÜRCHLER. — "Measurement of hydrodynamic interaction matrices of boiler feed pump impellers", ASME, acoustics, stressand reliability in design, April 1987, vol. 109, pp 145-151
- [16] S. FLORJANCIC, R. STÜRCHLER, T. MCCLOSKEY. — "Annular seals of high energy centrifugal pumps : presentation of full scale measurement", presented at the 6th Workshop on rotordynamic instability problems. Texas A&M University, May 21-23 1990
- [17] CHILDS D.W., CHANG-HO KIM. — "Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals With Different, Directionally-homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and Stator Elements.", 1985, ASME Journal of Tribology, vol. 107, pp. 296-306.
- [18] CHILDS D.W., NOLAN S. A., KILGORE J. J. — "Test Results for Turbulent Annular Seals, Using Smooth Rotors and Helically Grooved Stators", 1990, ASME Journal of Tribology, vol. 112, pp. 254-258.
- [19] CHILDS D.W., HALE R.K. — "A test apparatus and facility to identify the rotordynamics coefficients of high-speed hydrostatic bearings", 1994, ASME Journal of Tribology, vol. 116, pp 337-344.
- [20] O. BONNEAU, J. FRENE. — "Cahier des charges sur un banc d'essai permettant d'identifier l'influence des lames fluides sur le comportement dynamique des rotors de machines hydrauliques", Convention EDF Université de Poitiers N°contrat : 2K5911/EP564 Décembre 1993.