



ISSN: 2507-7589 • EISSN: 2507-7619

Recueil De Mécanique
El Wancharissi University
of Tissemsilt



Research Paper

DOI : 10.5281/zenodo.14912690

Open access



Étude dynamique d'un rotor supporté par deux paliers hydrodynamiques

Dynamic study of a rotor supported by two hydrodynamic bearings

Mohamed AMIRAT^a, Taieb NEHARI*^b, Samir GUEZZEN^a, Mahmoud MAKHLOUFI^b

^aMechanical Engineering Department, University of Tlemcen; Laboratory LAMCOM - University of Tlemcen Algeria.

^bSmart Structures Laboratory (SSL), Faculty of Science and Technology, University BELHADJ Bouchaib, BP 284 RP, Ain Témouchent, 46000, Algeria.

ARTICLE INFO

Article history :

Received 21 December 24

Received in revised form 10 February 25

Accepted 15 February 25

Mots clés :

Analyse vibratoire ; Paliers
hydrodynamique ; Arbre tournant.

Keywords :

Vibration analysis; Hydrodynamic
bearings; Rotating shaft

RÉSUMÉ

Pour réduire efficacement les défauts des machines tournantes industrielles, l'analyse dynamique s'impose comme une solution incontournable. Cette approche permet d'améliorer significativement le cycle de vie de ces équipements essentiels. Les vibrations des arbres tournants, soutenus par des paliers hydrodynamiques, sont au cœur de la dynamique de ces machines. Or, une défaillance des paliers peut entraîner des dommages importants à la machine, rendant indispensable la détection précoce de tout dysfonctionnement.

L'analyse des vibrations générées par un défaut de palier constitue un outil clé pour surveiller les conditions de fonctionnement et diagnostiquer les anomalies. Dans ce cadre, une étude vibratoire approfondie a été réalisée sur les paliers hydrodynamiques, mettant en lumière l'impact des paramètres mécaniques sur leur performance. Pour compléter cette démarche, une simulation numérique a permis d'étudier la répartition de la pression dans les paliers, afin de mieux comprendre leur rôle dans la réduction des vibrations des machines tournantes.

ABSTRACT

To effectively reduce defects in industrial rotating machinery, dynamic analysis emerges as an essential solution. This approach significantly enhances the lifecycle of these critical equipment. The vibrations of rotating shafts, supported by hydrodynamic bearings, are at the core of the dynamics of these machines. However, bearing failure can cause severe damage to the machine, making early detection of any malfunction indispensable.

The analysis of vibrations generated by bearing defects serves as a key tool for monitoring operating conditions and diagnosing anomalies. In this context, a comprehensive vibration study was conducted on hydrodynamic bearings, highlighting the impact of mechanical parameters on their performance. To complement this approach, a numerical simulation was performed to analyze the pressure distribution within the bearings, providing a better understanding of their role in reducing vibrations in rotating machinery.

* Corresponding author. Tel.: +213 696887406.

E-mail address: taieb.nehari@univ-temouchent.edu.dz

1 INTRODUCTION

Dans le domaine industriel, les ingénieurs relèvent constamment des défis pour réduire les risques de défaillance et d'endommagement des équipements et des mécanismes des machines. Parmi ces équipements, les turbomachines jouent un rôle crucial. En effet, pour garantir leur bon fonctionnement à long terme, il est essentiel de les soumettre à des tests expérimentaux approfondis. Ces essais permettent de diagnostiquer les mécanismes et les composants mécaniques afin d'assurer des performances optimales.

Les paliers lisses sont des éléments fixes au bâti qui supportent le rotor en mouvement. Ils jouent un rôle clé en termes de rigidité et d'amortissement. Leurs caractéristiques mécaniques dépendent directement de la nature du film d'huile utilisé pour la lubrification.

Les propriétés dynamiques et les forces de support des paliers résultent de l'interaction entre le mécanisme et le fluide lubrifiant. Ces propriétés ont été initialement mises en évidence par Reynolds, qui a formulé sa théorie en supposant un écoulement laminaire. Depuis, cette théorie a été améliorée et adaptée, donnant naissance à des modèles plus avancés, notamment ceux basés sur la théorie des fluides hydrodynamiques. Cette approche intègre des phénomènes tels que l'échauffement du lubrifiant et les déformations élastiques de l'arbre et du coussinet [1]. Toutefois, malgré ces avancées, les modèles théoriques présentent encore certaines limites, notamment lorsqu'il s'agit de paramètres spécifiques de conception des paliers, tels que le jeu radial, la viscosité ou les conditions d'alimentation en huile.

Dans cette étude, nous nous intéressons principalement à l'analyse vibratoire des paliers hydrodynamiques, qui assurent le support de l'arbre tournant d'une turbomachine. Afin de mieux cerner cette problématique, nous avons examiné la littérature existante pour identifier les avancées récentes dans ce domaine. De nombreuses recherches ont été publiées sur les paliers hydrodynamiques [2-8]. Notamment, Rao et al. [1] ont réalisé une analyse dynamique à l'aide du logiciel ANSYS, tandis que Frêne et al. [2, 4] ont étudié le film d'huile des paliers sous l'angle des coefficients d'amortissement.

L'objectif de cette étude est de reconcevoir le système de paliers en intégrant une précharge appliquée en fonction des différentes conditions de fonctionnement. Plusieurs auteurs ont étudié les rotors à grande vitesse [3-4]. Cependant, il existe très peu de travaux proposant des solutions de conception pour une turbomachine en état défectueux. Dans cette étude, nous présentons plusieurs résultats expérimentaux et numériques sur le palier lisse, obtenus à l'aide d'un banc d'essai tribologique, afin de prévenir les dysfonctionnements.

2 Banc d'essais et instrumentations

Le banc d'essai est constitué d'un arbre horizontal relié à un moteur à vitesse de rotation variable, capable d'atteindre jusqu'à 6000 tr/min. Cet arbre tournant représente le rotor, élément central du mécanisme de la turbomachine étudiée. Le rotor est supporté par deux paliers hydrodynamiques lisses, garantissant un fonctionnement optimal.

L'alimentation en huile pour le film lubrifiant est assurée par une pompe, et des trous radiaux sont intégrés aux coussinets pour maintenir un flux d'huile constant dans les rainures. La mesure de la vitesse et des vibrations dans trois directions perpendiculaires est réalisée grâce à des accéléromètres fixés sur les paliers. Le banc est également équipé de balourds, qui peuvent être positionnés de différentes manières pour varier les essais. La figure 1 illustre une vue d'ensemble du banc d'essai et de son instrumentation.

Pour étudier le système, des séries d'essais expérimentaux et numériques ont été développées, adaptées spécifiquement aux caractéristiques du banc d'essai. L'arbre rotatif de la turbine a été conçu pour être soutenu par deux paliers hydrodynamiques. Des analyses dynamiques et de pression du fluide au sein des paliers lisses ont été menées, permettant d'explorer les propriétés du système arbre-palier flexible.

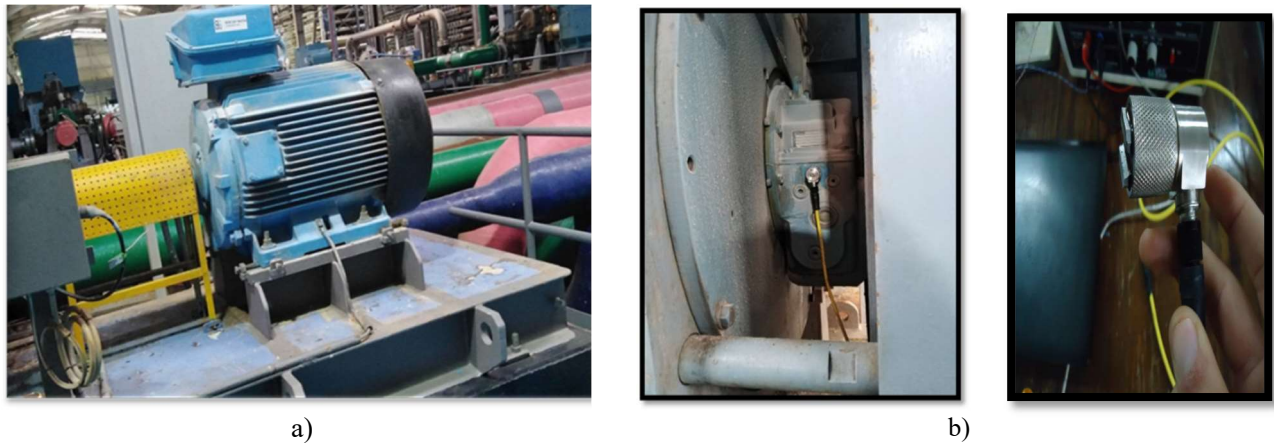


Fig. 1 – Présentation du banc d'essai: a) vue générale du banc d'essai tribologique; b) vue d'extérieure du palier où l'accéléromètre est fixé.

3 Résultats expérimentaux des vibrations

Les figures 2 et 3 illustrent trois configurations de mesure des vibrations pour deux paliers lisses : axiale, tangentielle et radiale. Parmi ces mesures, la mesure tangentielle est particulièrement significative, car elle révèle une différence d'amplitude des vibrations d'environ un tiers par rapport aux autres orientations.

Pour analyser cette variation des vibrations entre les deux paliers lisses, nous avons opté pour une étude numérique approfondie. Cette analyse repose sur le calcul des variations de pression à l'intérieur du palier, permettant ainsi de mieux comprendre les comportements dynamiques observés.

4 Résultats numériques de la pression d'huile des paliers hydrodynamiques

Le comportement dynamique d'un arbre tournant est étroitement lié aux caractéristiques de ses paliers hydrodynamiques. Les coefficients dynamiques linéarisés des paliers incluent généralement des coefficients de rigidité et d'amortissement. Cependant, lorsqu'il y a un effet d'inertie du fluide significatif, comme c'est le cas avec des joints liquides ou un rotor impliquant une masse de fluide contrainte, les coefficients dynamiques doivent aussi intégrer les coefficients de masse.

Ces coefficients varient en fonction des paramètres de fonctionnement, tels que la vitesse de rotation, les charges appliquées et les propriétés du lubrifiant. Le découplage des équations du rotor permet d'effectuer une analyse linéaire au stade de la conception, facilitant ainsi une modélisation plus précise. Dans ce contexte, on considère souvent le palier comme un support flexible devant être inclus dans le modèle. La conception des paliers est essentielle pour assurer le bon fonctionnement de la machine, car ils sont les premiers à être remplacés en cas de dysfonctionnement ou d'endommagement.

4.1 Equation de Reynolds

Le débit de lubrification des fluides newtoniens est régi par l'équation de Reynolds. Pour commencer, en se basant sur les hypothèses présentées (voir Fig. 4), et en considérant que la contrainte τ_{ij} est liée à la déformation en cisaillement γ_{ij} par la viscosité μ , on peut formuler l'équation constitutive. Le gradient de pression, l'équation de continuité et l'équation de déformation par cisaillement s'écrivent de la manière suivante, où u , v et w représentent les vitesses du fluide dans les directions X , Y et Z , respectivement. Les vitesses des surfaces 1 et 2 dans les directions X , Y et Z sont notées U_1 , U_2 , V_2 , W_1 et W_2 . Il est supposé que la vitesse de la surface 1, V_1 , dans la direction Y est négligeable.

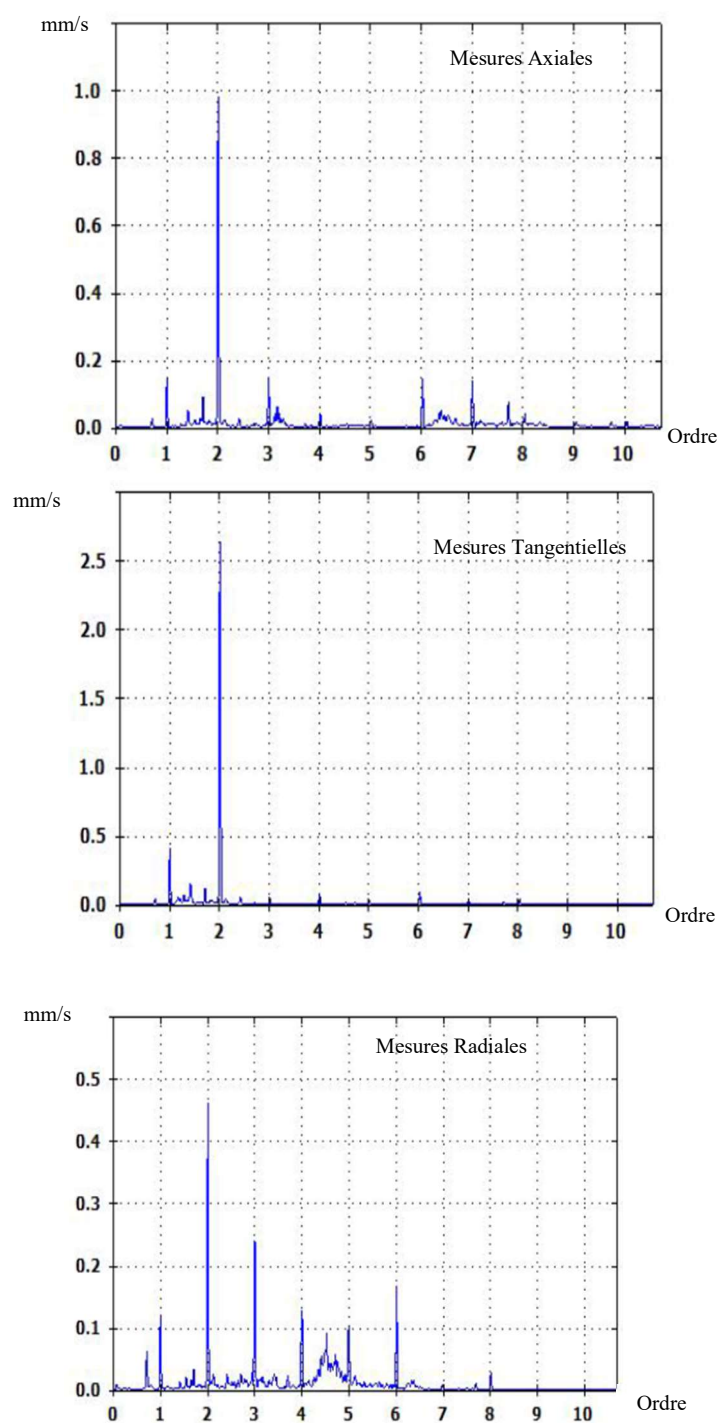


Fig. 2 – Spectre enveloppant des vibrations de vitesse dynamique du premier palier hydrodynamique à une vitesse de rotation de $\omega = 3000$ rpm.

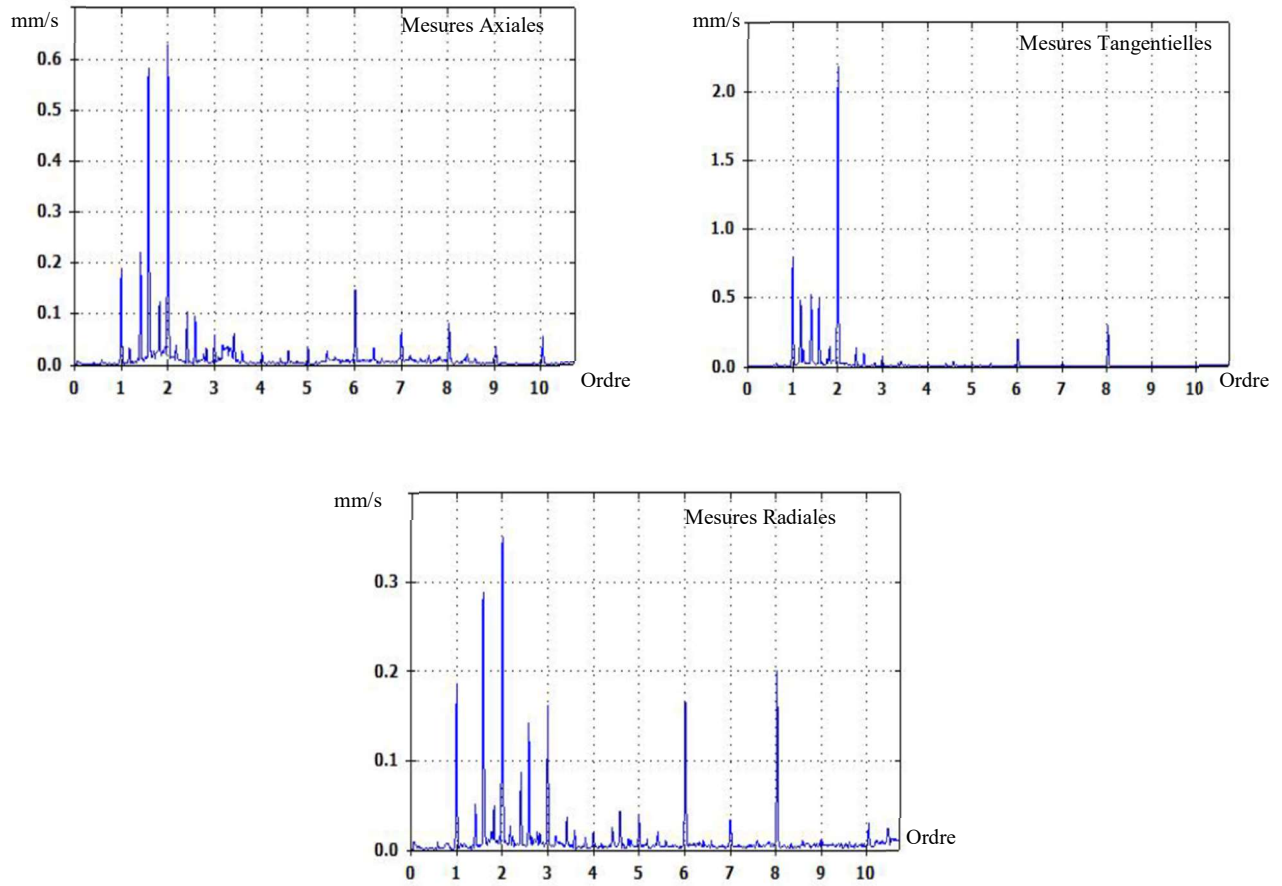


Fig. 3 – Spectre enveloppant des vibrations dynamiques du deuxième palier à une vitesse de rotation de $\omega = 3000$ rpm.

Le mouvement d'un palier lisse à film d'huile ou d'un amortisseur à film compressible est régi par l'équation de Reynolds, dérivée de l'équation de Navier-Stokes. Les forces générées par le film d'huile sur le palier sont déterminées par l'application des conditions aux limites et l'intégration de la distribution de pression. Ainsi, l'équation générale de Reynolds pour un fluide laminaire incompressible est formulée comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6r (U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial r} + 6(V_1 - V_2) \frac{\partial h}{\partial \theta} + 6rh \frac{\partial}{\partial r} (U_1 + U_2) + 6h \frac{\partial}{\partial \theta} (V_1 + V_2) + 6h (U_1 + U_2) + 12rW_2 \quad (1)$$

L'épaisseur h du film d'huile varie selon la direction OZ (voir Fig. 4). Les conditions aux limites des vitesses sont les suivantes :

$$\text{Pour } z = 0 : u = u_1 ; w = 0 ; v = v_1$$

$$z = h : u = u_2 ; w = w_2 ; v = v_2$$

Les vitesses du fluide u et v dans les directions radiale et tangentielle sont exprimées par les équations suivantes :

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} z(z-h) + \frac{h-z}{h} U_1 \frac{z}{h} U_2 \quad (2)$$

$$v = \frac{1}{2\mu R} \frac{\partial p}{\partial \theta} z(z-h) + \frac{h-z}{h} V_1 + \frac{z}{h} V_2 \quad (3)$$

Le système régissant les équations de mouvement pour un système complet rotor-palier-support (fondation) est obtenu en assemblant les équations de mouvement de tous les composants. Les équations du système assemblé des mouvements avec une vitesse de rotation constante Ω sont:

$$M\ddot{q}(t) + (C + \Omega G)\dot{q}(t) + Kq(t) = Q(t) + QQ_b(\dot{q}, q, t) \quad (4)$$

Où :

- $q(t)$: le vecteur de déplacement
- M : la matrice de masse/inertie
- ΩG : la matrice asymétrique dérivée des forces gyroscopiques conservatrices des composants en rotation
- C : matrice d'amortissement contient l'amortissement linéarisé du palier/support
- K : la matrice de rigidité qui contient les matrices symétriques réelles élastiques conservatrices des composants rotatifs et de la fondation flexible.
- $Q(t)$ vecteur force qui contient les excitations dépendant du temps

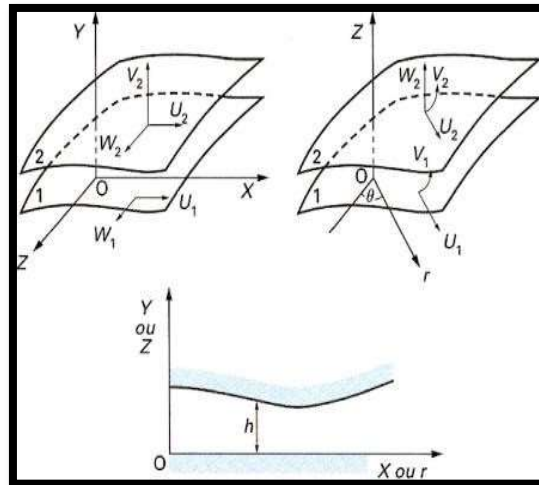
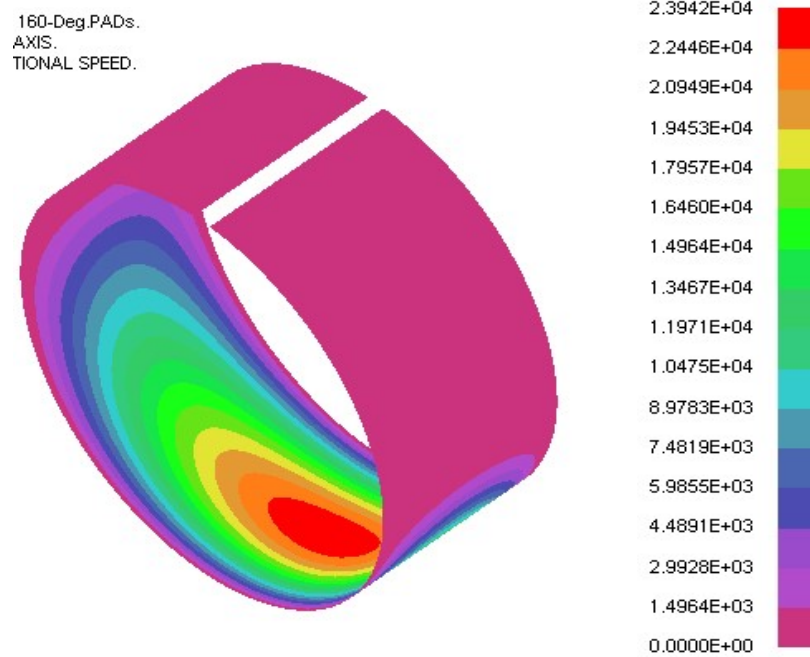


Fig. 4 – Systèmes de coordonnées cartésien et cylindrique.

Dans cette étude numérique, nous nous focalisons sur le calcul de la pression à l'intérieur d'un palier hydrodynamique lisse. Deux paliers cylindriques (voir Fig. 1) ont été sélectionnés pour l'analyse. L'écoulement est supposé isotherme, et les conditions suivantes sont définies :

- **Positionnement** : le palier est centré par l'arbre et le coussinet, avec une excentricité axiale nulle ($\epsilon_x=0$, $C=0$).
- **Paramètres géométriques** :
 - jeu radial constant : $C=0,1$;
 - diamètre du coussinet : $D=50$ mm ;
 - largeur du coussinet : $w=20$;
 - diamètre de l'arbre : $d=25$ mm.
- **Conditions de fonctionnement** : la vitesse de rotation de l'arbre est fixée à 3000 tr/min.

a)



b)

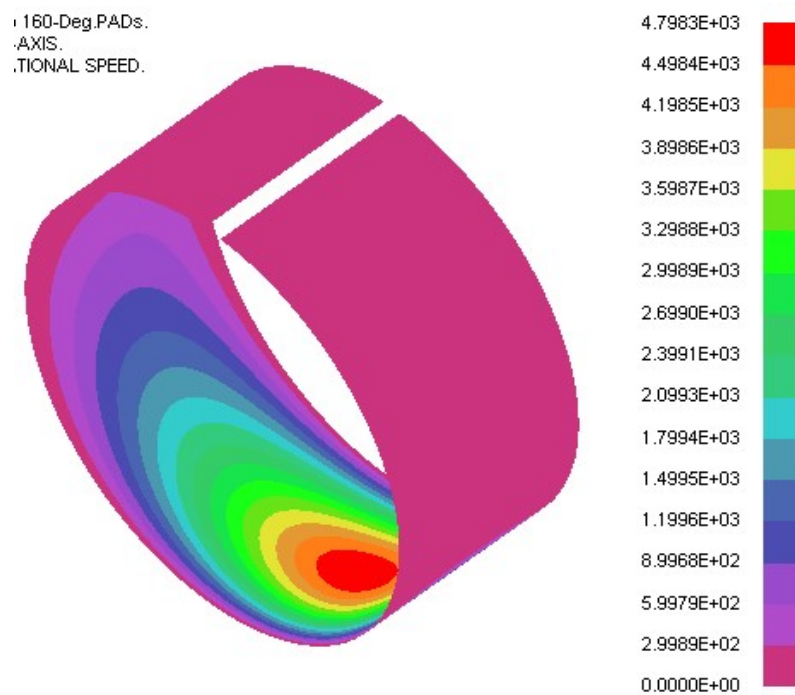


Fig. 5 – Contour de la pression dans le palier pour une vitesse de rotation $\omega = 3000$ rpm.

a) Premier palier et b) second palier.

La répartition de la pression sur les paliers révèle des zones de pression et de dépression disposées de manière régulière (Fig. 5) pour les deux types de paliers lisses étudiés. Cette régularité assure l'absence de surcharge sur le reste de la structure. Les pressions maximales enregistrées sont relativement faibles : environ 0,0048 MPa pour le premier palier et 0,0024 MPa pour le second. Cette différence s'explique par la variation des charges appliquées sur chaque palier.

Conformément à la théorie, le débit axial est étroitement lié au gradient de pression axial. Dans notre cas, les calculs montrent que la pression reste pratiquement nulle sur toute la largeur de la rainure, ce qui entraîne un taux de fuite de fluide nul.

5 Discussion des résultats

Comme le montrent les Figures 2 et 3, l'amplitude du spectre varie différemment selon les trois axes, aussi bien pour le premier palier que pour le second. Les mesures révèlent que l'amplitude des vibrations fluctue entre 15 % et 40 % selon les axes considérés.

Sur la base des résultats expérimentaux, nous pouvons conclure qu'un défaut est présent dans l'arbre tournant. Cependant, la variabilité des fluctuations spectrales ne permet pas de déterminer précisément l'influence des paramètres sur les vibrations. Cette incertitude rend difficile l'identification initiale des causes des défauts.

Les résultats numériques, quant à eux, mettent en évidence une différence significative de pression maximale dans les paliers hydrodynamiques. Cette différence de pression entraîne des forces excitatrices inégales sur l'arbre tournant, provoquant ainsi un désalignement. Ce désalignement est directement lié à la variation d'épaisseur du film lubrifiant dans les paliers hydrodynamiques.

De plus, cette variation d'épaisseur résulte de plusieurs facteurs, parmi lesquels la force excitatrice joue un rôle déterminant, car elle diffère entre le premier et le second palier. La différence de pression entre les deux paliers est illustrée sur la Figure 5.

6 Conclusion

Un banc d'essai a été conçu pour analyser expérimentalement les vibrations d'un arbre tournant soutenu par des paliers lisses hydrodynamiques. Il est constitué d'un arbre supporté par deux paliers hydrodynamiques, chacun soumis à une charge différente dans des conditions d'utilisation industrielle.

Afin de réduire les vibrations de l'arbre rotatif et d'évaluer l'impact de divers paramètres sur ses performances vibratoires, différentes charges ont été appliquées aux paliers. Les résultats expérimentaux ont révélé une variation des vibrations entre les deux paliers, comprise entre 15 % et 40 %.

Pour mieux comprendre les mécanismes à l'origine de ce déséquilibre dynamique, une analyse numérique de la variation de pression dans les paliers a été réalisée. Les simulations ont montré que les pressions générées dans le fluide des paliers sont différentes, entraînant ainsi des forces excitatrices distinctes au niveau de chaque palier.

Nomenclature

μ : Viscosité du fluide, $N.S/m^2$
 C : clérance Radiale, m
 Ω : vitesse de rotation, rd/s
 R : le rayon de l'arbre, m
 L : longueur de palier, m
 h : l'épaisseur du film, m
 U : la vitesse relative axiale, $m.s^{-1}$
 P : Presseure, Pa
 W : charge, N
 θ : position angulaire
 x,y,z : coordonnées cartésiennes

REFERENCES

- [1] R. Rao., R. Tiwar., Optimum design of rolling element bearings using genetic algorithms Mechanism and machine theory,42(2), (2007), pp233-250.
- [2] Frêne J., M Arghir., Combined thin-film and Navier–Stokes analysis in high Reynolds number, , V Constantinescu - Tribology international, (2006).

- [3] Uchida N., Imaichi K and Shirai T., Radial force on the impeller of a centrifugal pump. Bull JSME, 14 (76) (1971) pp.1106-1117.
- [4] Pierre I., Fillon M., Influence of Geometric Parameters and Operating Conditions on Thermohydrodynamic Behavior of Plain Journal Bearings ». IMechE J. Engng Tribol, 214, (2000) pp.445-457.
- [5] Amirat M., Etude thermomécanique et caractérisation du comportement tribologique du couples de matériaux ferromagnétique/ ferromagnétique et diamagnétique/ ferromagnétique soumis à un champ magnétique dans une atmosphère contrôlée, Thèse de doctorat, Université de Poitiers, 2008.
- [6] Zaidi H., Amirat M., Frêne J., T Mathia., D Paulmier, Magnetotribology of ferromagnetic/ferromagnetic sliding couple., Wear 263 (7-12), (2007) pp.1518-1526.
- [7] Alsaeed A, Kirk G and Bashmal S, Effects of radial aerodynamic forces on rotor-bearing dynamics of high-speed turbochargers, Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science, Vol.228, N° 14 (2014) pp.2503–2519.
- [8] Edgar J and Gunter Jr, Dynamic stability of rotor-bearing systems, Scientific and Technical Information Division, NASA SP-113, 1966.
- [9] Sahli S., Bouzidane A., Benadda M. , Dynamic Analysis Of Composite Rotor, Recueil de mécanique Vol.6, N. 1, (2022) pp. 523-534.
- [10] Mokhtar B., Nord-eddine Sad C. , Makboul M. A, Numerical Correlations For Herschel Bulkley Fluid Flow Through An Axisymmetric Sudden Expansion, Recueil de Mécanique , Vol.6, N.2, (2022) pp.623-628.