



HAL
open science

Influence of a sealed Squeeze Film damper on rotor dynamics : experimental analysis

Lionel Sanchez, Claude Gibert, Fabrice Thouverez

► To cite this version:

Lionel Sanchez, Claude Gibert, Fabrice Thouverez. Influence of a sealed Squeeze Film damper on rotor dynamics : experimental analysis. CFM 2011 - 20ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2011, Besançon, France. hal-03421445

HAL Id: hal-03421445

<https://hal.science/hal-03421445>

Submitted on 9 Nov 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Influence of a sealed Squeeze Film Damper on rotor dynamics: experimental analysis

L. SANCHEZ^a, C. GIBERT^a, F. THOUVEREZ^a

a. LTDS, CNRS UMR 5513, École Centrale de Lyon, 69130 Écully

Résumé :

Le système étudié est un modèle expérimental bi-rotors équipé d'un palier amortissant à film écrasé dit Squeeze Film Damper (SFD) fermé par des segments. Les effets de la pression d'alimentation sur la dynamique d'ensemble sont montrés, en particulier sur les niveaux de réponses, les positions fréquentielles et les déformées aux vitesses critiques. Les phénomènes issus du SFD permettant d'expliquer ces évolutions sont détaillés et leurs effets analysés. L'utilisation d'une pression d'alimentation adaptée au cours de la montée en vitesse est montrée et testée.

Abstract :

The system studied is a dual-shaft rotor on which one is mounted a Squeeze Film Damper (SFD) equipped with two piston ring seals. Feeding pressure effects on the overall dynamics are shown, especially on the response level at critical speeds, their frequency positions and corresponding deformed shapes. Physical phenomena present inside the SFD and explaining the observed effects are analyzed. The use of a suitable feeding pressure for each critical speed crossed over during the run-up is shown.

Mots clefs : Squeeze Film Damper, segments d'étanchéité, bi-rotors, expérience

1 Introduction

Les paliers amortisseurs à film écrasé, ou Squeeze Film Damper (SFD) sont utilisés depuis plusieurs décennies afin de réduire les réponses vibratoires aux vitesses critiques et d'améliorer la stabilité des machines tournantes [1],[2].

De nombreuses variantes de SFD ont été conçues, se différenciant notamment par la géométrie, la méthode d'alimentation employée et les conditions aux limites du film fluide. Sur ce dernier point, les segments d'étanchéité sont largement utilisés pour fermer le SFD offrant ainsi une meilleure source de dissipation et un débit d'alimentation nécessaire bien moins important que dans le cas d'un SFD ouvert. Ils permettent également de pressuriser plus facilement le film fluide afin de limiter l'apparition des phénomènes de cavitation qui altèrent les performances de l'amortisseur.

Parallèlement, ils peuvent introduire d'autres effets comme par exemple une perturbation locale du champs de pression dans le film fluide causée par la coupure du segment lorsque celle-ci est de type droite [3].

De nombreux travaux ont montré l'efficacité d'un SFD fermé [1], [3],[4]. Cependant, il convient de dimensionner correctement celui-ci afin que ses caractéristiques soient optimales pour le système considéré. En particulier, un SFD ayant une impédance mécanique trop élevée conduira à un blocage du palier [1], [5] et donc une diminution de l'énergie dissipée, associée à une modification des vitesses critiques et des déformées opérationnelles associées. Dans certains cas, on peut avoir une augmentation des niveaux de réponses localisée sur la ligne d'arbre. Il est à noter de plus, que le caractère non-linéaire du comportement des SFD doit être considéré lors du dimensionnement.

Une difficulté supplémentaire survient lorsque plusieurs vitesses critiques sont présentes dans la plage de fonctionnement du système. Dans ce cas, l'amortissement optimal à apporter est généralement différent pour chacune de ces vitesses critiques [6].

Le comportement des SFD fermés est dominé par les effets visqueux lorsque les effets d'inertie sont négligeables ou lorsque la pression d'alimentation du palier est suffisante pour assurer un régime non-cavitant. Quelques études seulement [7] prennent en compte explicitement les efforts générés par le frottement entre les segments et les bagues intérieure et extérieure du SFD. Elles montrent que ceux-ci induisent des efforts dissipatifs typiques du frottement diminuant en fonction de l'amplitude et de la fréquence sur des orbites circulaires.

Les tendances actuelles dans le développement des machines tournantes et notamment dans le domaine aéronautique conduisent à des turbomachines de plus en plus légères et souples. Le dimensionnement des paliers SFD doit donc aboutir à des efforts apportés de plus en plus faibles afin d'éviter les phénomènes de blocage évoqués précédemment.

Ainsi, les efforts de frottements induits par les étanchéités peuvent devenir significatifs voire prédominant dans certains cas vis-à-vis des efforts visqueux. Puisque ces efforts de frottement dépendent de la charge normale aux surfaces en contact, le comportement de l'ensemble du palier, incluant les efforts visqueux et de frottement, peut être influencé par une augmentation de la pression d'alimentation même lorsqu'il n'y a pas de cavitation.

L'influence de cet effet sur la dynamique d'ensemble d'un système bi-rotor expérimental est étudié dans le présent article.

2 Description du banc d'essais

2.1 Caractéristiques techniques

Le système (figure 1(a)), comporte deux rotors pesant 200 et 75 kg et mesurant 1.7 et 1 m respectivement. Ces deux rotors sont supportés par 5 paliers dont un palier inter-arbres et trois paliers montés dans des support-paliers souples. Chacun des deux rotors est entraîné par son propre moteur électrique, leur rotation relative est découplée grâce au roulement inter-arbre qui, en revanche, couple leurs vibrations transversales. L'architecture est analogue à celle d'un turboréacteur comportant un rotor basse pression (BP) et un rotor haute pression (HP). En fonctionnement, un rapport constant (≈ 2.8) est maintenu entre leurs vitesses de rotation. Les rotors peuvent être co-rotatifs ou contra-rotatifs. La source d'excitation vibratoire est le balourd intentionnel, installé sur les disques (TuHP, TuBP, DIAM, CoBP), ou/et le balourd résiduel après équilibrage.

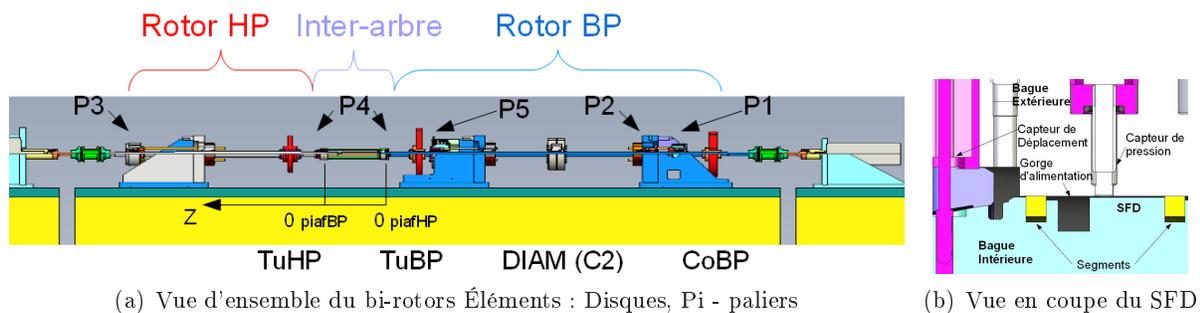


FIGURE 1 – Caractéristiques techniques du banc d'essai

Le palier 5 est équipé d'un SFD fermé par deux segments, alimenté par une gorge excentrée axialement et instrumenté par 6 capteurs de pression. Ses paramètres géométriques sont : $C=0,250$ mm $L=13$ mm, $D=180$ mm. Des couples de capteurs de déplacements sans contact dans deux directions orthogonales

permettent la mesure en plusieurs plans sur les rotors. Des capteurs LVDT donnent le déplacement relatif des bagues du SFD.

2.2 Situation dynamique du banc d'essais

La situation dynamique du banc d'essais est décrite par le diagramme de Campbell et les déformées aux vitesses critiques de la figure 2 :

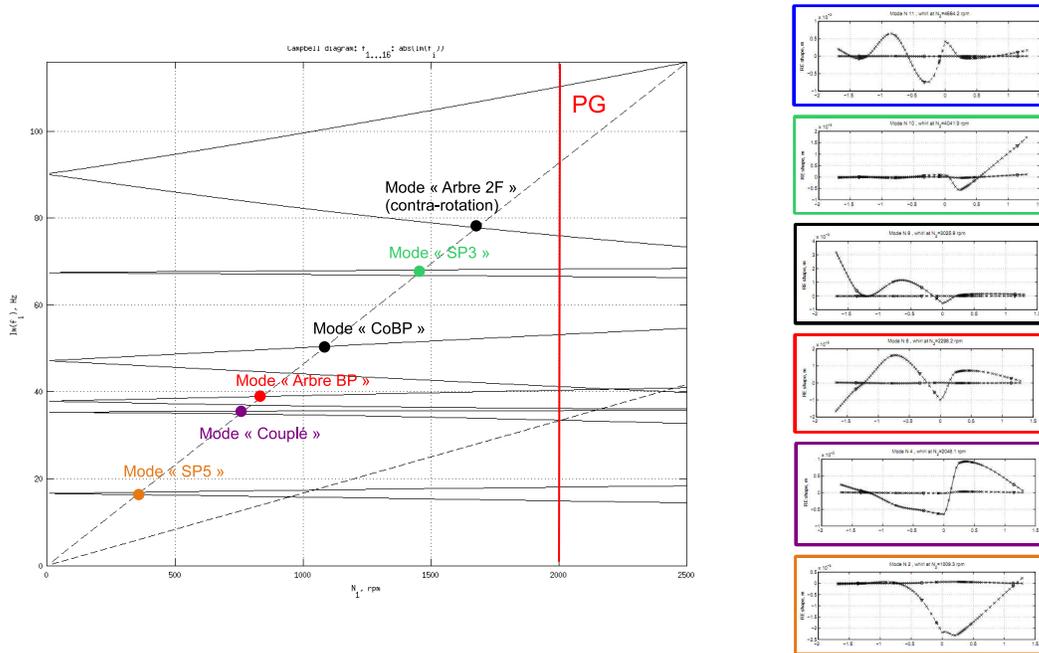


FIGURE 2 – Situation modale du banc d'essai en contra-rotation (modèle numérique)

Les droites des régimes des rotors sont présentées en traits pointillés. De part leurs vitesses de rotations différentes ils n'ont pas les mêmes plage de fonctionnement et ne traversent pas le même nombre de modes. Le rotor BP, le plus lent, excite les 2 premiers modes du système. Le rotor HP, le plus rapide, traverse 5 ou 6 vitesses critiques selon que le fonctionnement est co ou contra-rotatif respectivement. Dans le cas contra-rotatif, la branche directe dans le diagramme de Campbell peut être la branche montante ou descendante.

2.3 Dimensionnement du palier SFD

La stratégie adoptée pour déterminer les paramètres C, L, R du SFD est développée dans [6]. Par une linéarisation équivalente, le palier SFD est représentée par une viscosité pure C_v introduite dans le modèle numérique de dynamique globale. Une analyse de sensibilité par rapport à C_v de la réponse à un balourd unitaire est ensuite conduite.

Les différences de sensibilité de chaque mode par rapport à C_v est clairement mise en évidence dans la figure 3. Ainsi, les pics des modes 1,2,4 sont atténués de 6 à 16 dB, les pics 2 et 6 sont pratiquement indécélables sur les réponses forcées et le pic 3 est insensible à l'introduction de l'amortissement. On choisi pour le paramètre C_v une valeur optimale qui permet de minimiser la contrainte maximale dans la ligne d'arbre et les stators sur l'ensemble de la plage. Un modèle hydrodynamique non-linéaire du palier SFD est ensuite utilisé pour déterminer les paramètres géométriques du SFD (notamment C et L).

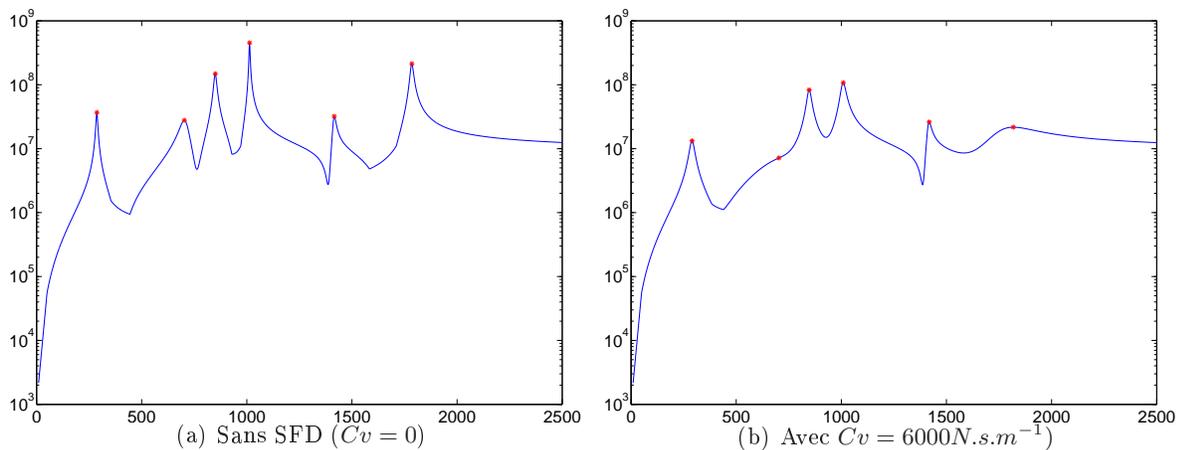


FIGURE 3 – Contraintes maximums dans les rotors pour deux valeurs de Cv

3 Résultats expérimentaux

3.1 Efficacité du palier SFD

L'influence du palier SFD sur la dynamique de la ligne d'arbre est illustrée sur la figure 4 qui présente la réponse à l'ordre 1 du rotor HP avec (courbes rouges) et sans SFD (courbes bleues). Les orbites étant quasiment circulaires à 10 % près, nous ne montrons que les déplacements latéraux. La pression d'alimentation est alors de 0.5 bar et le fonctionnement contra-rotatif dans les deux cas.

Au plan de mesure Palier 5, nous pouvons noter que les amplitudes au passage du premier mode sont réduites d'un facteur 6 environ. Les amplitudes au deuxième pic ainsi qu'au dernier sont fortement réduites.

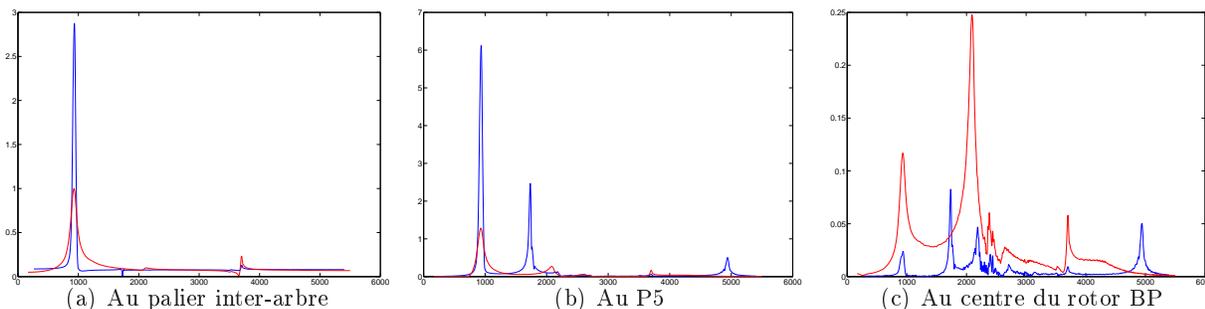


FIGURE 4 – Influence de l'ajout du SFD au P5 à iso-balourd, ordre 1 HP

- Réponses sans SFD - Réponses avec SFD ($P_{alim} = 0.5bars$)

La réponse mesurée au palier inter-arbre 4(a) permet d'évaluer les modifications éventuelles de la forme des modes au passage de chaque vitesse critique. En rapprochant les figures 4(a) et 4(b), nous constatons que sur le premier mode (vers 1000 rpm), la réduction d'amplitude est plus faible au palier inter-arbre (facteur 3). Ceci est caractéristique d'un blocage.

Cette observation est corroborée par celle de la réponse mesurée au centre de l'arbre BP et qui est donnée sur la figure 4(c). Bien que les amplitudes soient très faibles pour ce plan de mesure, on constate que les amplitudes sur l'arbre BP sont toujours plus fortes avec le SFD sauf sur le dernier mode.

3.2 Influence de la pression d'alimentation

La sensibilité de la réponse par rapport à la pression d'alimentation a été ensuite étudiée. Au niveau du palier 5, la figure 5(a) montre que le déplacement relatif des bagues du SFD est nul pour des fréquences

suffisamment éloignées de la résonance (zone de collement) lorsque la pression d'alimentation est forte (6bars). Pour une pression d'alimentation faible (0.5 bars), la zone de collement est plus réduite. Pour le cas sans SQF, la réponse apparait régulière sans zone de collement. On constate que lorsqu'il y a enfin mouvement, l'amplitude de réponse avec $P_{alim} = 6bars$ est proche de celle avec $P_{alim} = 0.5bars$. La fréquence du maximum d'amplitude est alors toutefois légèrement plus haute. On note qu'une pression forte permet de réduire globalement les amplitudes au palier de façon intéressante.

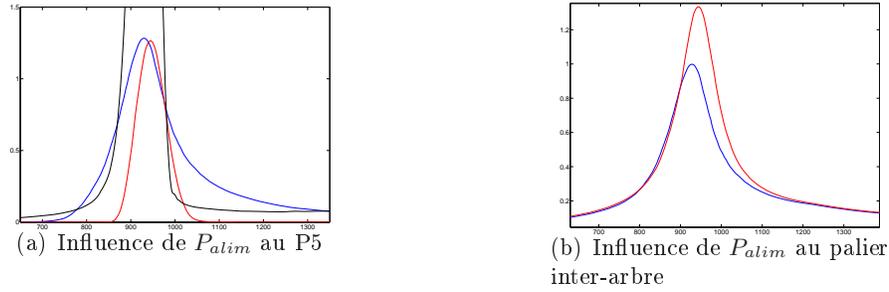


FIGURE 5 – Influence de P_{alim} sur la pression dynamique dans le SFD

- $P_{alim} = 0.5bars$ - $P_{alim} = 6bars$ - Sans SFD

L'analyse de la réponse au palier inter-arbre donnée sur la figure 5(b) permet de constater que la tendance est inverse sur les arbres. En effet les deux réponses obtenues pour 0.5 et 6 bars coïncident pratiquement sauf dans une bande étroite au voisinage du maximum. Dans ce cas l'amplitude avec le SFD est plus forte. Ceci qui est cohérent avec l'observation faite à partir de la figure 4, le blocage serait ici accentué par la pression d'alimentation. En effet, avec 0.5 bars on avait une réduction d'amplitude non-uniforme par rapport au cas sans SFD.

Afin d'analyser la nature des efforts qui interviendraient entre les bagues du palier SFD, la réponse dynamique des capteurs de pressions situés dans le film fluide ont été comparés pour $P_{alim} = 0.5bars$ et $P_{alim} = 6bars$.

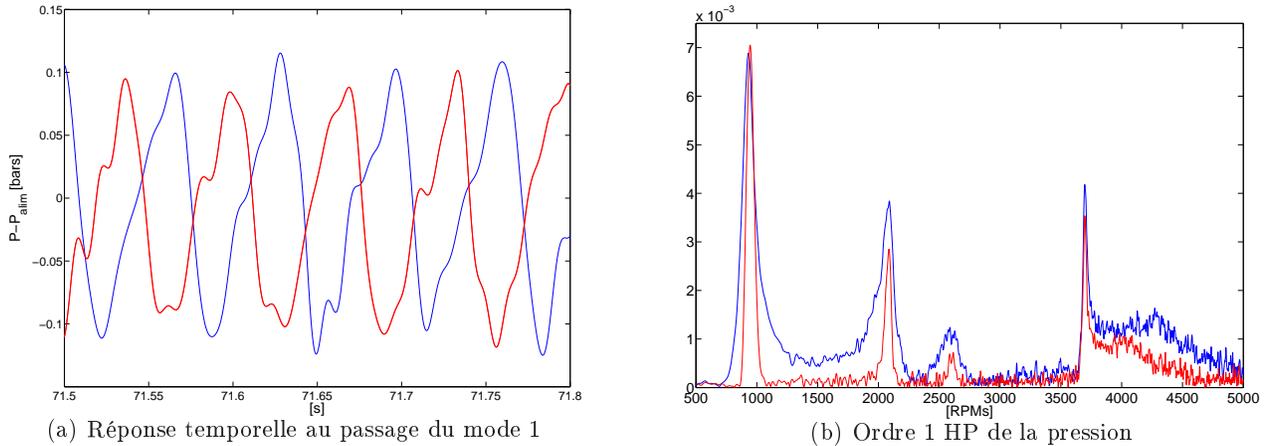


FIGURE 6 – Influence de P_{alim} sur la pression dynamique dans le SFD

- $P_{alim} = 0.5bars$ - $P_{alim} = 6bars$

Des échantillons temporels de ces signaux (le signal est filtré au dessus de 5 fois l'ordre HP) sont superposés sur la figure 6(a) pour un capteur situé dans le film. Nous pouvons remarquer que les deux signaux ont des amplitudes identiques et qu'il n'y a pas en particulier de saturation indiquant la présence de cavitation. L'amplitude de la pression dynamique est en effet toujours inférieure à 0.5 bars dans les deux cas. Ainsi, nous concluons que les forces résultantes du champ de pression dynamiques ne dépendent pas de la pression d'alimentation dans notre cas. Une analyse plus fine ([5]) consistant à lisser l'ensemble des mesures de pression à l'aide d'un modèle hydrodynamique donnant les efforts en fonction de la cinématique du palier peut être appliquée.

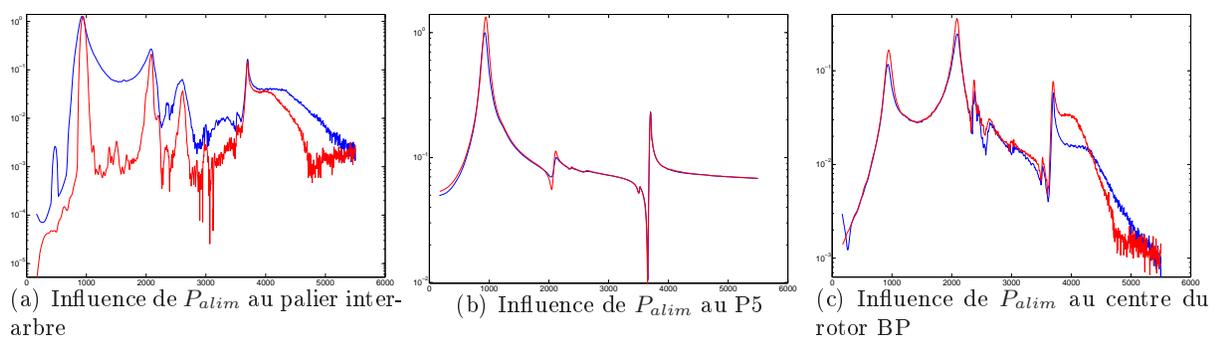


FIGURE 7 – Influence de P_{alim} sur la ligne d'arbre et sur l'ensemble de la plage de fonctionnement
- $P_{alim} = 0.5bars$ - $P_{alim} = 6bars$

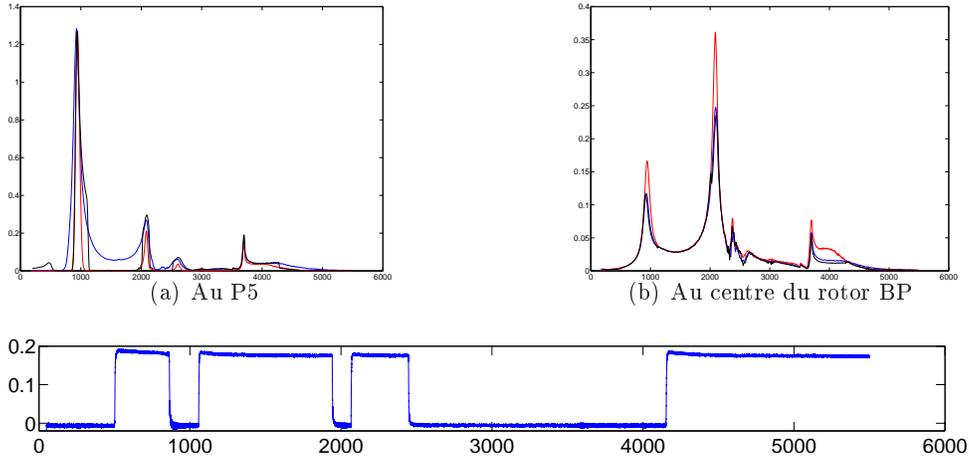


FIGURE 8 – Adaptation de P_{alim} au cours de la montée en vitesse
- $P_{alim} = 0.5bars$ - $P_{alim} = 6bars$ - P_{alim} adaptée

L'allure des réponses est alors expliqué par l'effet des forces d'interaction entre segment et bagues du SFD. Ces forces de frottement maintiennent les bagues ensemble jusqu'à un point de glissement qui dépend de la pression. En glissement, les forces de frottement s'ajoutent aux efforts hydrodynamiques et accentuent le blocage en fonction de la pression également.

L'analyse effectuée à partir du mode 1 (5(a)) se généralise à toute la plage de fonctionnement. Comme le montrent les figures 7, représentant les réponses à l'ordre 1 en trois plans de mesure, l'utilisation de la pression d'alimentation à 6 bars permet de réduire l'amplitude au support palier 5, et inversement augmente les amplitudes sur les arbres aux résonances uniquement.

3.3 Adaptation de la pression d'alimentation en cours de fonctionnement

Nous proposons à présent d'utiliser l'influence de la pression d'alimentation sur la réponse des rotors et paliers du système en changeant le niveau de pression au cours de la montée en régime. On choisit de maintenir un niveau élevé en dehors des résonances pour limiter le débattement des supports paliers, et de couper l'alimentation au passage des vitesses critiques. La figure 8 permet de suivre l'évolution de la pression d'alimentation et les réponses dynamiques. Le SFD est alimenté un peu avant le 1er mode, coupé sur le 1er mode puis alimenté entre le mode 1 et le mode 2, ce qui permet d'annuler les cycles sur le support palier sur une plage de 900 rpm. L'alimentation est à nouveau coupée au passage du mode 2 et réalimenté ensuite. La pression est ensuite coupée sur une longue plage de quasiment 2000 rpm pour laquelle la dynamique est indifférente au niveau de pression. Le débit traversant le palier est alors nul. Enfin, la traversée des derniers modes s'effectue en remettant l'alimentation qui permet de réduire l'amplitude de l'arbre BP sur la fin de la plage. En cumulé, 50 % de la plage est parcourue

sans alimentation tout en gagnant globalement sur les amplitudes.

4 Conclusions

La dynamique d'un système bi-rotor souple représentatif d'une architecture moteur de l'aviation civile et muni d'un palier amortisseur squeeze film a été étudiée expérimentalement. Le palier squeeze-film est classiquement équipé de segments d'étanchéités. Nous avons montré que les efforts de frottement entre les bagues du SFD et les segments ont une influence significative pour le système considéré.

Ces forces de frottement induites par les segments d'étanchéité doivent être prises en compte dans le dimensionnement des paliers amortisseurs fermés surtout pour des rotors relativement souples. Ces forces de frottement dépendent directement de la pression d'alimentation qu'il faut donc ajuster convenablement afin d'apporter une source de dissipation optimale au système. On peut envisager d'utiliser ce dernier paramètre pour adapter la caractéristique du palier soit aux différentes vitesses critiques ou aux niveaux de sollicitation sans modification importante des systèmes existants.

Remerciements : Ce travail est effectué dans le cadre du projet CALME - 08 2 906347 supporté par la Direction Générale de la Compétitivité, de l'Industrie et des Services (DGCIS) - Ministère de l'Économie, des Finances et de l'Industrie

Références

- [1] Childs, D. 1993 Turbomachinery rotordynamics. Phénoména, modelling & analysis *Wiley Interscience*
- [2] Vance, J.M. 1988 Rotordynamics in turbomachinery 1988 *John Wiley & Sons*
- [3] Defaye, C., Laurant, F., Carpentier, P., Arghir, M., Bonneau, O., Colboc, S. 2004 Squeeze-Film Damper predictions for simulation of aircraft engine rotordynamics *Turbo Expo Vienne* réf. GT2004-53447
- [4] Fabiano Assis Rodrigues 2003 Étude de la dynamique non-linéaire d'amortisseur du type *Squeeze Film* Thèse - École Centrale de Lyon
- [5] Gibert, C., Guskov, M., Sanchez, L., Thouverez, F. 2010 Damping coefficient estimation of a squeeze-film damper operating in a dual shaft test rig *Mécanique et Industrie*
- [6] Guskov, M., Gibert, C., Sanchez, L., Thouverez, F. 2009 Réponse dynamique d'un banc d'essais bi-rotors équipé d'un amortisseur squeeze-film : études numérique et expérimentale *XIX^{ème} Congrès Français de mécanique*
- [7] Delgado, A., San Andrés, L. 2010 Identification of Force Coefficients in a Squeeze Film Damper With a Mechanical Seal : Large Contact Force *Journal of Tribology* **132**