



HAL
open science

Étude d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible

Alexa Dairien, Laurent Blanc, Fabrice Thouverez, Pierre Helies

► **To cite this version:**

Alexa Dairien, Laurent Blanc, Fabrice Thouverez, Pierre Helies. Étude d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible. 12e Colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2015, Giens, France. ⟨hal-01516453⟩

HAL Id: hal-01516453

<https://hal.science/hal-01516453v1>

Submitted on 1 May 2017

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.



Distributed under a Creative Commons CC0 1.0 - Universal - International License

Étude d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible

A. DAIRIEN¹, L. BLANC¹, F. THOUVEREZ¹, P. HELIES²

¹ École Centrale de Lyon - LTDS - alexa.dairien@doctorant.ec-lyon.fr {laurent.blanc, fabrice.thouverez }@ec-lyon.fr

² SNECMA Vernon - pierre.helies@sneema.fr

Résumé — Ce travail traite de la problématique des instabilités aéroélastiques, observées au niveau des joints labyrinthes de turbopompes. Ces instabilités peuvent mener à la rupture prématurée du joint et/ou des éléments de structure environnants. L'intégration d'un modèle flexible de stator a pour vocation d'apporter une nouvelle interprétation des phénomènes d'instabilités observés au voisinage de ces joints. **Mots clés** — Dynamique non-linéaire, Turbomachine, Couplage fluide-structure, Instabilités aéroélastiques.

1 Introduction

L'efficacité du moteur du premier étage d'un lanceur repose essentiellement sur la maximisation de la pression des ergols : c'est précisément le rôle de la turbopompe. Ces systèmes complexes sont des turbomachines qui produisent des ergols à haute pression afin d'alimenter une chambre de combustion. Leur efficacité est particulièrement liée au jeu radial existant entre la partie fixe et la partie tournante de la turbine qui entraîne la pompe.

Pour réduire la perte d'efficacité des turbopompes induite par le débit de fuite lié à ce jeu, les joints labyrinthes sont communément utilisés. Ils offrent un moyen d'étanchéité simple et efficace dans des cas d'utilisation extrêmes. Cette étanchéité est assurée par la géométrie en forme de « peigne » du joint illustrée Figure 1.

1.1 Problématique

Afin d'augmenter l'efficacité des turbopompes, les joints labyrinthes doivent minimiser ces jeux. Cependant, ce gain est limité : une réduction trop importante du jeu peut mener à des problèmes d'instabilités, notamment de type aéroélastiques, ou encore à des contacts sévères entre les parties stator et rotor.

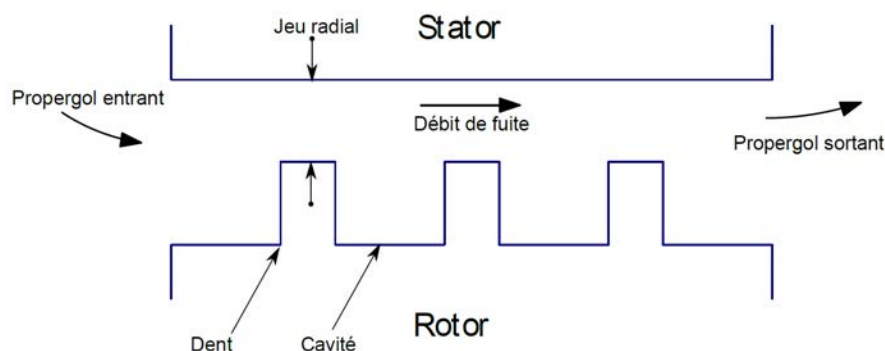


FIGURE 1 – Représentation schématique d'un joint labyrinthe

Des observations post-mortem ont démontré que le joint labyrinthe et les éléments structuraux environnants ont été le siège de ruptures par fatigue à hautes puissances et hautes vitesses angulaires du rotor. Alford [3] émet l'hypothèse que de tels endommagements sont causés par les vibrations aéroélastiques

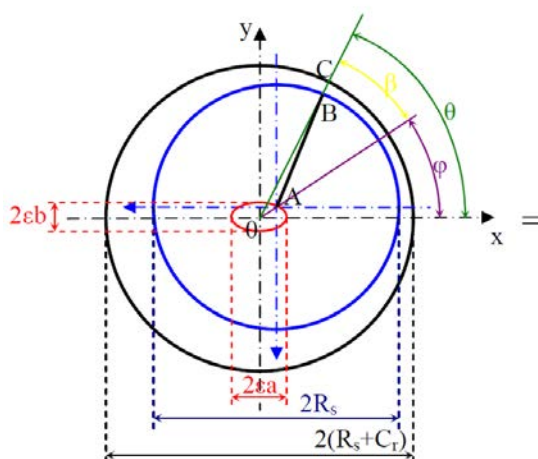
auto-entretenues du joint. Des modèles ont été développés pour comprendre et prévenir ce type d'instabilités aérodynamiques (John M. Vance [5] et J.Frêne et al. [6]).

Childs et J.K Scharrer ([1], [2]) apportent un modèle analytique de dynamique du rotor pour un joint annulaire avec un écoulement d'air. Afin de modéliser les fluctuations de pression, débit et vitesse à l'intérieur du joint, ce modèle admet un stator rigide d'axe fixe et un rotor rigide dont l'axe se déplace en suivant un mouvement elliptique. Une des hypothèses avancées est donc que le déplacement de l'axe du rotor engendre la variation consécutive de pression, débit axial et vitesse circonférentielle à l'intérieur du joint.

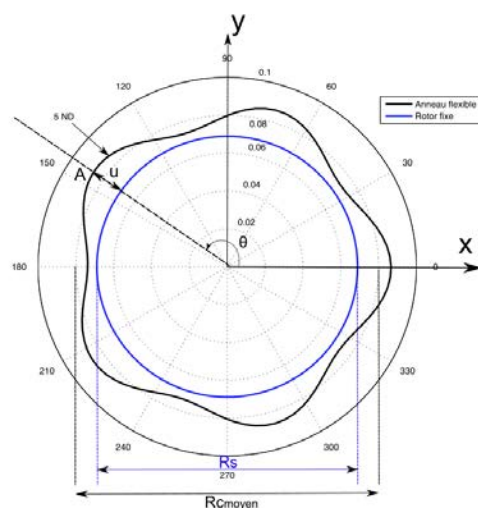
Dans un souci d'optimisation de l'efficacité et du rendement des turbopompes, l'allègement des structures a conduit à rendre plus souple les parties statoriques mettant ainsi en défaut l'hypothèse de stator rigide. Cela conduit à reconsidérer les hypothèses avancées dans la littérature en considérant cette fois que la variation du débit axial et de la pression interne du joint provient de la déformabilité du stator.

1.2 Objectifs

L'objectif de ce travail est d'intégrer un stator flexible en l'associant à un modèle analytique de dynamique du rotor pour un joint annulaire avec un écoulement d'air. Ce dernier s'établit à partir des équations simplifiées de Navier-Stokes et des équations de la dynamique de structure. L'approche qui sera développée se base sur un couplage fort entre le fluide et la structure et une résolution monolithique du problème.



(a) Modèle de Childs : axe rotor mobile, rotor non déformable, stator non déformable



(b) Modèle de l'anneau flexible : axe rotor fixe, rotor non déformable, stator flexible

La modélisation retenue combine un modèle approché de l'écoulement à l'intérieur de la cavité, inspiré de celui de Childs et comprenant des non-linéarités [2], et un modèle de dynamique de structure pour un anneau flexible.

2 Méthode de perturbation

Le système non-linéaire ainsi mis en place peut se résoudre à l'aide des méthodes de perturbation [4]. Ces méthodes consistent à déterminer de façon approchée les solutions des équations différentielles non-linéaires sous forme d'une série en puissance d'un petit paramètre ϵ (ici, ϵ correspond au rapport du déplacement du stator, lié à sa déformabilité, sur le rayon moyen du stator). Elles offrent l'avantage de transformer un système d'équations non-linéaires en une séquence de problèmes linéaires. La forme de

la solution du système s'écrit alors :

$$y_i(N, t, \theta) = y_{0i} + \varepsilon y_{1i}(N, t, \theta) \text{ avec } (n, i) = \{1, \dots, N\} \quad (1)$$

où la solution périodique y_{1i} est recherchée sous la forme :

$$y_{1i}(N, t, \theta) = \sum_{n=1}^N a_{n,i}(t) \cos(n\theta) + b_{n,i}(t) \sin(n\theta). \quad (2)$$

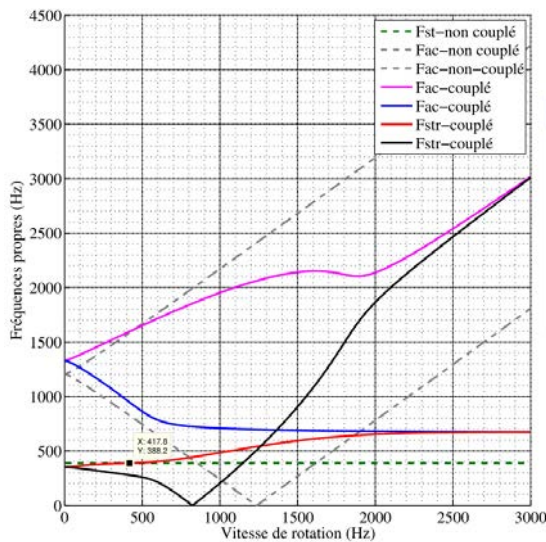
avec n correspond au nombre d'harmonique de la fonction de Fourier, i au numéro de la cavité, θ à la position angulaire.

- À l'ordre 0 ($\varepsilon = 0$), les équations différentielles non-linéaires deviennent des équations d'état qui permettent de déterminer le débit axial moyen, la pression et la vitesse circonférentielle dans le joint (sans déplacement du stator flexible).
- À l'ordre ε , la résolution du système est obtenue en remplaçant la variable y_{1i} par son expression (2) et en recherchant les valeurs de $\{a_{n,i}, b_{n,i}\}$ par une technique de Galerkin.

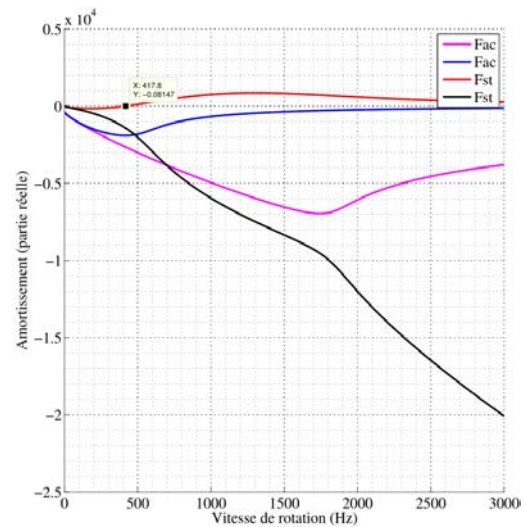
3 Résultats

Pour des caractéristiques liées au fluide et une géométrie de joint imposés, la vitesse de rotation de l'arbre, ainsi que la vitesse circonférentielle d'entrée du fluide dans la cavité, peuvent fortement impacter la stabilité du joint.

Ainsi, le graphe ci-dessous présente l'évolution des fréquences propres (a) et de l'amortissement du système (b) en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre (la vitesse circonférentielle est initialement positionnée à 0).



(a) Évolution des fréquences propres acoustiques et structurale du système d'étanchéité en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre



(b) Évolution de l'amortissement lié aux fréquences propres, acoustiques et structurales, du système d'étanchéité en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre

On constate l'apparition d'un couplage entre la dynamique du fluide et celle de la structure, donnant lieu à l'apparition d'une instabilité. Différentes analyses de sensibilité et d'intégration numériques permettront d'analyser le processus d'interaction fluide-structure observé.

4 Conclusion

Ce travail a pour vocation de fournir un modèle de couplage intégral entre la dynamique du stator, incluant les modes à diamètres de ce dernier, et le comportement du joint labyrinthe. La nature de ce couplage s'apparente à un couplage acoustique/structure avec la prise en compte des effets non-linéaires, l'influence de plusieurs cavités, la sensibilité du modèle à certains paramètres tel que le jeu, etc... Ces premiers résultats démontrent la nécessité de maîtriser l'apparition de ces instabilités qui mènent généralement à la rupture prématurée des éléments structuraux composant le joint labyrinthe.

Références

- [1] D.W. Childs and J.K. Scharrer. *An IWATSUBO-Based Solution for Labyrinth Seals : Comparision to Experimental Results*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1986.
- [2] D.Childs *Turbomachinery Rotordynamics - Phenomena Modeling and analysis*, Wiley, 1993.
- [3] J.S.Alford. *Protection of Labyrinth Seals from flexural Vibration*, ASME, 1964.
- [4] Ali H.Nayfeh *Perturbation Methods*, John Wiley and Sons, New York-1973.
- [5] John M. Vance *Rotordynamics of Turbomachinery* , John Wiley and Sons, 1988.
- [6] M.Arghir , J.Frêne. *Rotordynamic Coefficients of Circumferentially-Grooved Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations*, Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol 119, July 1997