



HAL
open science

Modélisation et analyse de stabilité d'un rotor flexible aubagé: Étude du contact aubes/carter

Nicolas Lesaffre, Jean-Jacques Sinou, Fabrice Thouverez

► **To cite this version:**

Nicolas Lesaffre, Jean-Jacques Sinou, Fabrice Thouverez. Modélisation et analyse de stabilité d'un rotor flexible aubagé: Étude du contact aubes/carter. 7e colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2005, Giens, France. hal-01813011

HAL Id: hal-01813011

<https://hal.science/hal-01813011>

Submitted on 12 Jun 2018

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.

Public Domain

Modélisation et analyse de stabilité d'un rotor flexible aubagé – Etude du contact aubes/carter

Nicolas Lesaffre — Jean-Jacques Sinou — Fabrice Thouverez

Laboratoire LTDS, UMR 5513, Equipe D2S, Ecole Centrale de Lyon
69130 Ecully
nicolas.lesaffre@ ec-lyon.fr
jean-jacques.sinou@ ec-lyon.fr
fabrice.thouverez@ ec-lyon.fr

RÉSUMÉ. Cette étude s'intéresse à la modélisation d'un rotor flexible aubagé en vue de l'étude du contact entre aubes et carter. Le modèle de rotor, composé d'un arbre soutenu par trois paliers ainsi que d'un disque rigide sur lequel est encastrée une rangée d'aubes, est obtenu par une méthode énergétique. Ce modèle permet de retrouver des phénomènes de locus veering ainsi que certaines instabilités. Le contact avec un stator rigide puis un stator flexible permet la détermination des états d'équilibre statiques du système ainsi que de leur stabilité.

ABSTRACT. This paper presents a fully-bladed flexible rotor and outlines the associated stability analysis. This rotor is composed of a shaft supported by three bearings connected to a rigid disk having a rotational inertia. A full set of flexible blades is clamped in the disk. Then a stability analysis, bringing coalescence and loci veering phenomena to the fore is made. Finally, the rotor/stator contact is introduced first with a rigid stator then with a flexible one and the evolution of the static balanced contact configurations of the system is studied in the rotating frame.

MOTS-CLÉS : dynamique des rotors, aubes flexibles, stabilité, contact radial.

KEYWORDS: rotordynamics, flexible blades, stability analysis, radial contact.

1. Introduction

L'un des objectifs actuels des concepteurs de moteurs d'avions est l'augmentation du rendement de leur machine. Ce rendement est d'autant plus grand que le jeu entre les aubes et le carter est faible (Childs, 1993, Ehrich, 1992). Cependant, cette diminution des jeux augmente le risque de prise de contact entre les aubes et le carter en vis-à-vis. Selon les conditions dans lesquelles se produit le contact, le système peut devenir instable. Il est donc primordial de connaître les paramètres influents sur la stabilité liée au contact entre aubes et carter. Pour se faire, il est nécessaire de disposer de modèles de rotor assez sophistiqués en vue de retrouver des phénomènes typiques de roues aubagées tels que des couplages de modes et des loci veering (Genta, 2003). Cette étude présente tout d'abord une modélisation et analyse de stabilité d'un rotor flexible aubagé. Dans un second temps, une étude portant sur le contact entre les aubes du rotor et un stator rigide puis flexible est effectuée.

2. Modèles de rotor flexible aubagé et de stator flexible

Le modèle de rotor, présenté figure 1(a), considère un rotor flexible aubagé soutenu par trois paliers (Sinha, 2004). Ce modèle est établi par une méthode énergétique de type Rayleigh-Ritz et développé dans le repère corotationnel. Le rotor est modélisé par une poutre d'Euler-Bernoulli de même que les aubes encastrées dans le disque rigide modélisé par une masse ponctuelle pourvue d'une inertie en rotation. Deux degrés de liberté $u(z,t)$ et $v(z,t)$ sont considérés pour l'arbre et un degré de liberté $\eta(s,t)$ pour les aubes comme le montre la figure 1(b).

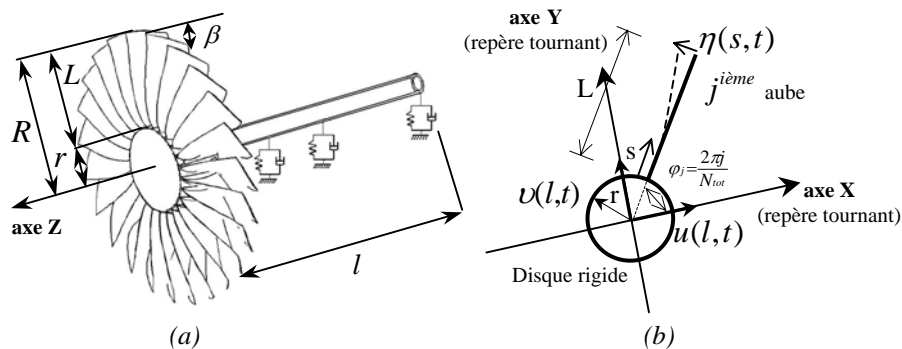


Figure 1. (a) Modèle de rotor (Sinha, 2004) (b) Vue de face du disque aubagé

Les degrés de liberté sont exprimés par une sommation de fonctions de Ritz :

$$u(z,t) = U_o(t) + \sum_{m=1}^{m_{tot}} U_m(t) W_m(z), \quad v(z,t) = V_o(t) + \sum_{m=1}^{m_{tot}} V_m(t) W_m(z), \quad \eta(s,t) = \sum_{n=1}^{n_{tot}} (X_n(t))_j (Y_n(s))_j$$

où z est l'abscisse le long de l'arbre et s , l'abscisse curviligne le long des aubes. m_{tot} et n_{tot} sont respectivement le nombre de modes considérés pour exprimer les déplacements de l'arbre et de la $j^{ième}$ aube. Les fonctions de forme choisies vérifiant les conditions cinématiques d'encastrement des aubes dans le disque sont :

$$Y_n(s) = a_{1n}s + \sin(\beta_n s) \quad \text{avec} \quad \beta_n = (2n-1)\pi/(2L) \quad \text{et} \quad a_{1n} = -\beta_n,$$

$$W_m(z) = 1 - \cos(\alpha_m z) \quad \text{avec} \quad \alpha_m = (2m-1)\pi/(2l)$$

Le modèle énergétique de la $j^{ième}$ aube comprend une énergie interne de déformation élastique, une fonction de dissipation prenant en compte son amortissement interne et une énergie cinétique complète. Un potentiel de pré-contrainte est également associé à l'aube et prend en compte les effets centrifuges. L'arbre est également modélisé par une énergie cinétique, une énergie interne de déformation élastique et une fonction de dissipation. Les paliers sont pris en compte par l'intermédiaire d'un potentiel associé à leur raideur ainsi que par une fonction de dissipation associée à leur amortissement. Le système dynamique s'écrit finalement sous la forme : $\mathbf{M}_{rotor} \ddot{\mathbf{X}}_{rotor} + \tilde{\mathbf{C}}_{rotor} \dot{\mathbf{X}}_{rotor} + \tilde{\mathbf{K}}_{rotor} \mathbf{X}_{rotor} = \mathbf{0}$, \mathbf{M} , $\tilde{\mathbf{C}}$ et $\tilde{\mathbf{K}}$ étant respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur généralisées. $\mathbf{X}_{rotor} = [U_0 \quad V_0 \quad U_1 \quad V_1 \quad \dots \quad U_{m_{tot}} \quad V_{m_{tot}} \quad X_{11} \quad X_{21} \quad \dots \quad X_{n_{tot}1} \quad \dots \quad X_{1N_{tot}} \quad \dots \quad X_{n_{tot}N_{tot}}]^T$ définit le vecteur des degrés de liberté généralisés du rotor.

Le carter est modélisé dans le repère corotationnel par un anneau flexible circulaire. Deux degrés de liberté $u_s(\theta,t)$ et $\omega(\theta,t)$ sont considérés pour prendre en compte ses déformations planes. Le déplacement tangent $\omega(\theta,t)$ est exprimé par, après avoir éliminé le déplacement de corps rigide :

$$\omega(\theta,t) = \sum_{n=2}^{k_{tot}} A_n(t) \cos n\theta + B_n(t) \sin n\theta$$

Le modèle de stator choisi est inextensible ce qui permet d'exprimer le déplacement radial $u_s(\theta,t)$ en fonction du déplacement tangent. La modélisation énergétique du stator comporte une énergie cinétique, une énergie interne de déformation élastique ainsi qu'une fonction de dissipation. Les équations dynamiques du stator sont : $\mathbf{M}_{stat} \ddot{\mathbf{X}}_{stat} + \tilde{\mathbf{C}}_{stat} \dot{\mathbf{X}}_{stat} + \tilde{\mathbf{K}}_{stat} \mathbf{X}_{stat} = \mathbf{0}$, \mathbf{M}_{stat} , $\tilde{\mathbf{C}}_{stat}$ et $\tilde{\mathbf{K}}_{stat}$ étant respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de raideur généralisées et du stator. $\mathbf{X}_{stat} = [A_2 \quad B_2 \quad \dots \quad A_{k_{tot}} \quad B_{k_{tot}}]^T$ définit le vecteur des degrés de liberté généralisés du stator.

3. Analyse de stabilité du rotor

L'étude de la stabilité du rotor se fait à partir de la détermination des solutions $\lambda = a + ib$ de l'équation caractéristique $\det(\lambda^2 \mathbf{M}_{rotor} + \lambda \tilde{\mathbf{C}}_{rotor} + \tilde{\mathbf{K}}_{rotor}) = 0$. Le rotor devient instable dès lors qu'il existe au moins une solution λ ayant une partie réelle strictement positive. L'évolution des fréquences propres du système (parties imaginaires de λ) forme le diagramme de Campbell représenté en figure 2 (cas d'un rotor ayant 28 aubes de longueur 1m). Des phénomènes de locus veering, repérés sur la figure 2 par les lettres A et B apparaissent. Ils sont caractérisés par une répulsion des fréquences propres et par un échange des déformées. Dans le cas d'un rotor à deux aubes diamétralement opposées, des instabilités apparaissent juste après les vitesses critiques (points 1 et X2 à fréquence nulle, figures 3 et 4) et par un couplage de modes (points X1 et 2, figures 3 et 4) du fait de la dissymétrie du système. Enfin, une étude de stabilité en fonction de la longueur des deux aubes et de la vitesse de rotation est présentée en figure 5.

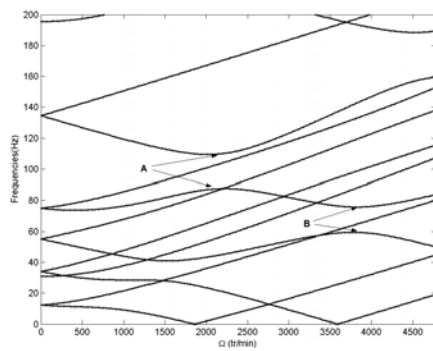


Figure 2. Diagramme de Campbell pour un rotor à 28 aubes

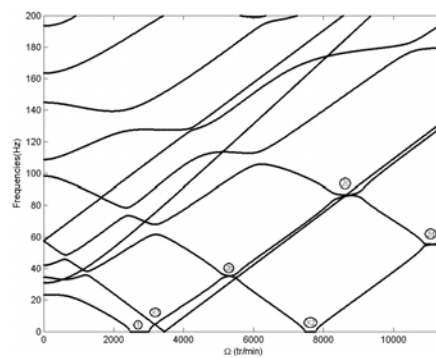


Figure 3. Diagramme de Campbell pour un rotor à 2 aubes

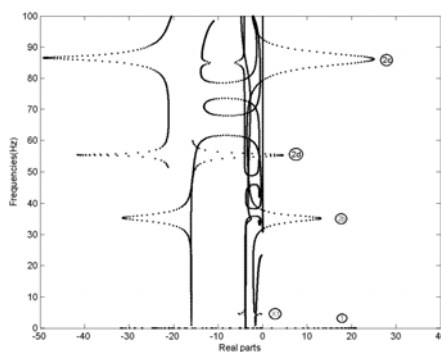


Figure 4. Evolution des fréquences propres associées dans le plan complexe

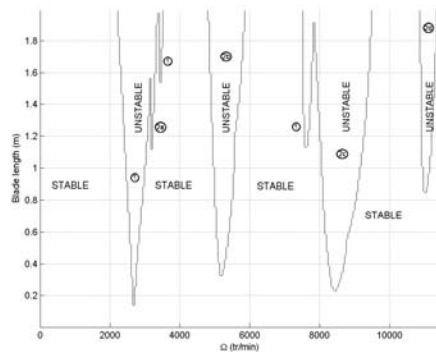


Figure 5. Carte de stabilité pour un rotor à 2 aubes

4. Contact aubes/carter

Dans un premier temps, le contact des aubes avec un stator rigide est étudié. Le contact est pris en compte par l'intermédiaire de multiplicateurs de Lagrange auxquels est associée une énergie de contact. Le comportement dynamique du système s'écrit : $\mathbf{M}_{rotor} \ddot{\mathbf{X}}_{rotor} + \tilde{\mathbf{C}}_{rotor} \dot{\mathbf{X}}_{rotor} + \tilde{\mathbf{K}}_{rotor} \mathbf{X}_{rotor} = \mathbf{F}_\lambda + \mathbf{F}_{unbalance}$ où $\mathbf{F}_{unbalance}$ est le vecteur correspondant à la force de balourd et \mathbf{F}_λ , le vecteur résultant de la présence du jeu dans l'énergie de contact. Dans le repère tournant, le comportement dynamique du système est un problème statique. Les positions d'équilibre statiques de la structure peuvent donc être déterminées par la résolution de l'équation $\tilde{\mathbf{K}}_{rotor} \mathbf{X}_{rotor} = \mathbf{F}_\lambda + \mathbf{F}_{unbalance}$. Ainsi, en rampant la vitesse de rotation du rotor, la succession des configurations de contact équilibrées peuvent être repérées par l'intermédiaire des jeux entre chaque aube et le carter. Le résultat de cette procédure est tracé en figure 6(b) dans le cas d'un rotor ayant six aubes (figure 6(a)). La stabilité de ces positions peut être déterminée en regardant les parties réelles des valeurs propres du système en ces points. Il apparaît ainsi que les états d'équilibres représentés sur la figure 6(b) sont stables. A 6000 tr/min, la configuration statique donnée par la figure 6(b), correspondant à un contact sur l'aube ①, a été validée par une intégration temporelle.

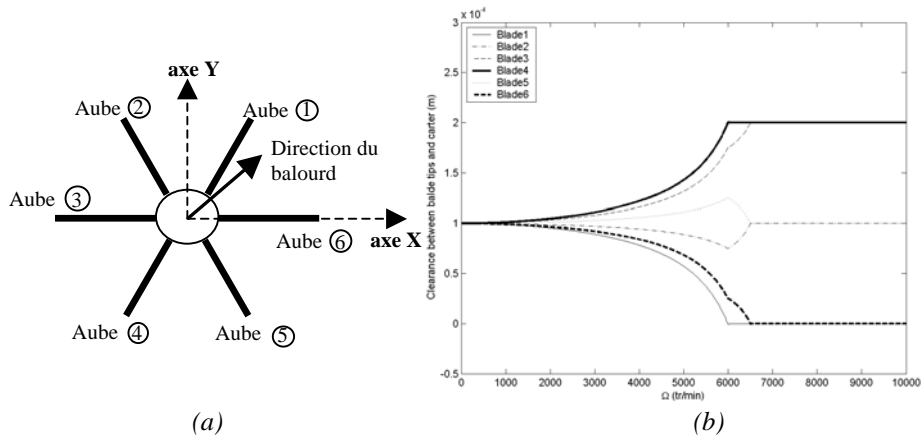


Figure 6. (a) Numérotation des aubes (b) Evolution des jeux aubes – carter rigide

Le cas d'un contact avec un carter flexible est maintenant envisagé. Le déplacement radial du stator apparaît alors dans l'énergie de contact couplant ainsi les degrés de liberté des deux structures. En procédant comme dans le cas rigide et en plaçant le contact à une vitesse inférieure à la première vitesse critique du rotor, il est possible de suivre de façon continue l'évolution des positions d'équilibre du système jusqu'à sa première vitesse critique. Les positions d'équilibre ainsi

déterminées sont stables. Après cette première vitesse critique, qui correspond au troisième mode du stator, les positions d'équilibre obtenues sont toutes instables. La figure 7 représente le contact aubes-carter flexible au voisinage du troisième mode du stator, dernière position d'équilibre stable obtenue. De plus, aucune position d'équilibre statique n'est observée à partir du mode à six diamètres du stator (vers 700 tr/min). Il conviendra donc d'étudier le comportement dynamique du système en vue de déterminer d'éventuelles positions d'équilibre dynamiques.

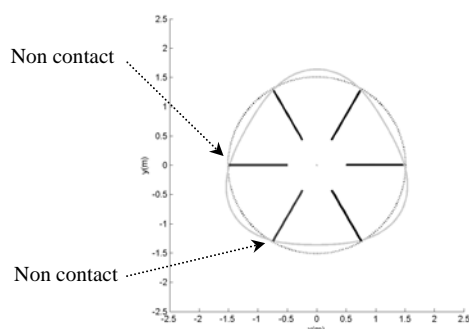


Figure 7. Contact aubes – carter flexible au voisinage du troisième mode de stator

5. Conclusion

Ce papier propose un modèle complet de rotor flexible aubagé et de stator flexible dans le repère corotationnel. Des phénomènes d'instabilité et de locus veering sont observés. Une étude d'influence sur la longueur des aubes dans le cas d'un rotor asymétrique à été réalisée. Ce modèle s'avère également adapté à l'étude du contact entre aubes et carter, ce problème consistant en la résolution d'un problème statique dans le repère tournant.

6. Bibliographie

- Childs D., *Turbomachinery Rotordynamics: phenomena, modelling and analysis*, John Wiley & Sons, Inc, 1993.
- Ehrich F. F., *Handbook of rotordynamics*, Macgraw-Hill, 1992.
- Genta G., «On the stability of rotating blade array», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 273, 2003, p. 805-836.
- Sinha S. K., «Dynamic characteristics of a flexible bladed-rotor with Coulomb damping due to Tip-rub», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 273, 2004, p. 875-919.