

Dynamique de rotor non équilibré sur palier à roulement avec frottement sec.

Nourredine Rida¹, Abdelhakim Cherfia²

^{1,2}Laboratoire de Mécanique, Faculté des sciences de la Technologie, Université Constantine 1,
Route Ain El Bey 25000 Constantine, Algérie. Email : nrd.rida@gmail.com,
cherfia_abdelhakim@yahoo.fr

Résumé :

Dans l'étude dynamique des rotors, on néglige souvent l'effet du frottement lors de la mise en équation du système rotatif, ce qui influe sur les résultats de simulation aux passages de vitesses critiques. Dans cette étude, nous avons revu la mise en équations des rotors en prenant en compte le frottement sec (frottement de Coulomb) sur les paliers dits « roulement à billes », cela pour la simulation numérique qui utilise la méthode des éléments finis ; approche dynamique pour voir la réaction de notre modèle de rotor vis-à-vis des charges harmoniques telles que les balourds et la réaction au frottement. Ces mêmes résultats vont être introduits dans notre système futur d'équilibrage actif de machines tournantes qui utilisera la méthode des coefficients d'influence et des masses intelligentes qui balancerons le système en état de déséquilibre.

Mots clés : Dynamique des rotors, Vibrations, Frottements Sec, Balourd.

Nomenclature

$\{\dot{X}\}, \{\ddot{X}\}$: Vecteurs de vitesse et d'accélération du model, en fonction du temps.

$[M]$: Matrice de masse symétrique.

$[C]$: Matrice d'amortissement et de forces gyroscopiques.

$[K]$: Matrice de raideur du système et de raideur gyroscopique.

$\{F_d\}$: Vecteur de Forces de balourds.

$\{F_f\}$: Vecteur de Forces de frottement.

F_r : Force radial.

t : temps.

K : Raideur du palier.

K_{max} : Raideur maximal du palier.

K_{min} : Raideur minimal du palier.

μ : Coefficient de frottement.

Ω : Angle de rotation.

F : Force de frottement.

x : Coordonnée généralisé définissant l'axe de mouvement.

σ : Raideur de contact.

F_c : Niveau approximatif du frottement de Coulomb avec glissement.

m : Masse du balourd.

i : Facteur paramétrique.

1 Introduction

Le contrôle des vibrations des machines est très important pour l'intégrité des installations industrielles. A cet égard, il est très important de prévoir le comportement dynamique des machines qui opère au-dessus de la première vitesse critique de rotation avec précision. En effet,

le mouvement de rotation et les vitesses critiques sont des critères de conception de machines tournantes et jouent un rôle important dans le diagnostic et le contrôle des rotors.

Il est bien connu que le balourd du rotor peut générer un mouvement tourbillonnant violent à l'approche des vitesses critiques de flexions, qui sont strictement liés aux caractéristiques d'élasticité et d'inertie de la machine tournante. Si les masses des supports ne sont pas négligeables, le nombre de degrés de liberté et les vitesses critiques augmentent à une vitesse avec une plage plus large qui doit être contrôlée afin d'éviter les résonances. Tous ces artifices introduisent une certaine non-linéarité géométrique lors de la modélisation de l'arbre tourbillonnant et peut conduire à des conditions d'instabilité ou d'oscillations non synchrones.

Francesco Sorge [3], a eu l'idée de suspendre l'arbre sur des paliers appropriés et de créer un contact de Coulomb sur des surfaces orthogonales à l'axe de l'arbre, afin d'amortir la résonance du mouvement tourbillonnant par frottement sec. De toute évidence, l'usure de longue date engendrée avec ce frottement peut être obtenue en utilisant des dispositifs appropriés tel des rondelles ou d'autres sources. Bien sûr, le contact de surfaces de frottement doit être planifié dans une partie d'une plage de vitesse étendu loin de résonance et certainement cette configuration doit être en état de marche en régime permanent de la machine tournante.

Dans ces conditions, un nombre plus élevé de vitesses critiques avec une amplitude infinie devraient être attendue en raison des supports mobiles. Certes l'avantage des paliers à friction sec consiste en leur capacité de couper les résonances en les confinant dans une plage précise de vitesse mais engendre une non linéarité qui influe sur le comportement, non synchrone dans ce cas, ainsi l'augmentation des réponses au balourds.

Même si des exemples de l'application et des bien fait du frottement sec dans les machines rotatives sont offerts par certains brevets [4, 5], nul n'aborde le sujet d'un rotor non équilibré et le comportement des réponses aux balourds avec des paliers avec frottement sec.

1.1. Théorie générale :

L'équation de mouvement généralisé pour le système de rotor comportant des paliers à roulement peut être écrite de la manière suivante :

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F_d\} + \{F_f\} \quad (1)$$

Dans ce cas de figure, les forces généralisées sur les paliers sont les fonctions de déplacements et de vitesses, la solution exacte de l'équation n'est possible sauf dans le cas d'instabilité et par intégration directe de l'équation de mouvement.

1.2. Modèle de palier :

Etant une partie du système de rotor, le roulement à contact radial portant avec des éléments de billes transmettent des charges radiales (F_r) du rotor au stator. La charge étant transmise par un contact ponctuel (fig. 1), le nombre d'éléments roulants participant dans la transmission de charges changent en fonction du temps ainsi que la raideur du palier (fig. 2), et sont déterminés par une raideur de contact caractéristique du système de rotor - le poids du rotor, la vitesse de rotation et l'excentricité du rotor [2].

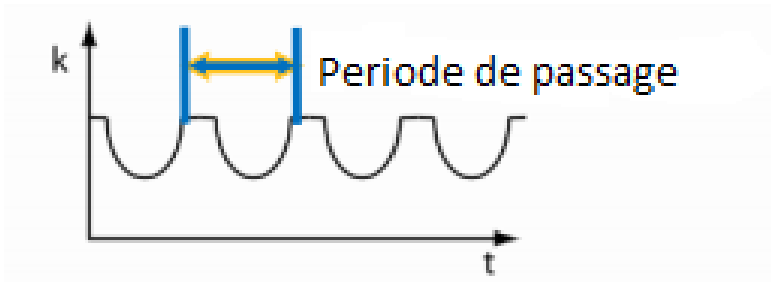


Figure 2 Période de raideur d'un roulement

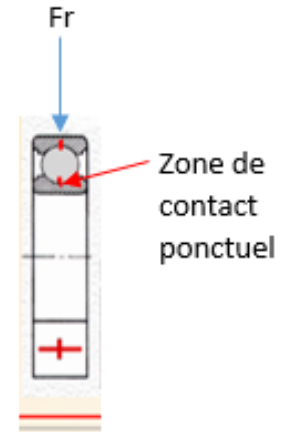


Figure 1 Roulement à contact radial et ponctuel.

La raideur d'un roulement variant en fonction du temps et relative au nombre d'éléments sur lesquelles le rotor s'appuie (fig. 3), on prendra un K_{max} et alors le plus grand nombre d'éléments d'appuis.

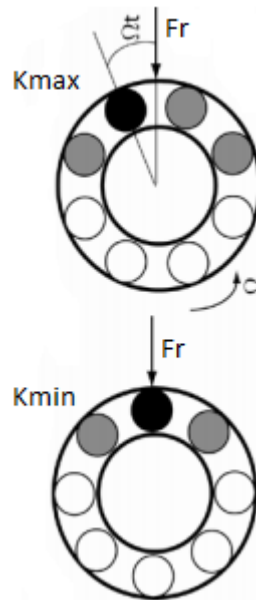


Figure 3 Variation du nombre d'éléments roulant au profit de la raideur du palier

Il existe des modèles très simples (équation 2), qui permettent le calcul des caractéristiques élastiques du support de rotor dans le cas comprenant le palier à roulement en fonction du mode de fonctionnement du rotor. Ils sont principalement présentés par un système à deux degrés de liberté et utilise la bien connue théorie de Hertz (Effet d'adhérence).

$$K(X_m) = 1.5 \frac{Z}{4.37} K_p (X_m - C_r)^{0.5} \quad (2)$$

Dans notre cas, on rajoute à l'effet d'adhérence l'effet de glissement, ce dernier exploré par le model de Dahl utilisé souvent pour sa simplicité même pour les cas de frottement complexe, inspiré du frottement de Coulomb (frottement sec).

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left| 1 - \frac{F}{F_C} \right|^i \sin \left(1 - \frac{F}{F_C} \right) \quad (3)$$

Le frottement sec au niveau des roulements à billes sera ponctuel, suivant la nature du contact de palier à roulement qu'on a pris en compte.

2. Modélisation numérique :

Sur la base de la présente partie mathématique du modèle de rotor ainsi que le palier, le logiciel Ansys prend en compte l'analyse harmonique et modale d'un système de rotor flexible et aborde aussi tous les détails entrant dans une analyse typique de la dynamique de rotor (effet gyroscopique, diagramme de Campbell ...etc.), sans oublié la possibilité d'ajouter un frottement sec en deux surfaces linéaire ou ponctuel [1].

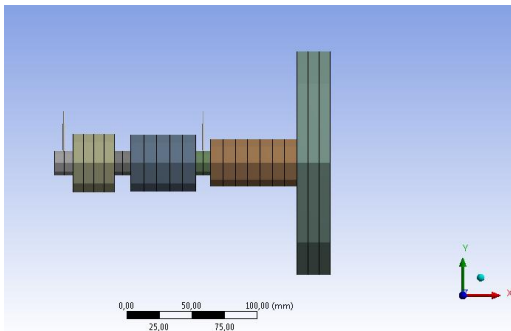


Figure 4 Modèle éléments finis

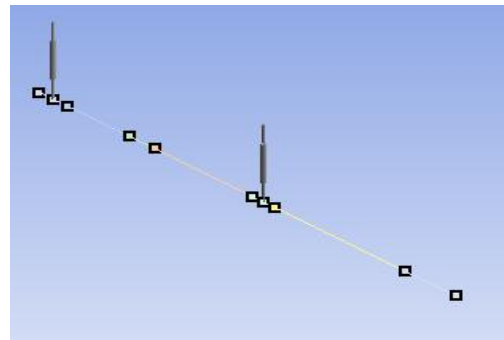


Figure 5 Modèle filaire

Notre système (fig. 4), est modélisé en éléments finis par le logiciel après avoir été convertis en modèle filaire (fig. 5) pour permettre à ce dernier d'avoir des paramètres d'entrée (Pre-Process, Post-Process) et de sortie plus élargis.

Les paliers sont modélisés par des ressorts reconnus par le logiciel après avoir changé leurs scripts, nous permettons de faire des entrées de leurs raideurs et leurs amortissements.

Le frottement est modélisé en deux endroit ponctuel (fig. 6) avec chacun un coefficient de frottement égale μ à chaque simulation. Même si le logiciel donne accès à deux types de frottement, isotropique et orthotropique, or on prend le modele isotropique simplifié qui permet d'ajouter un seul coefficient de frottement.

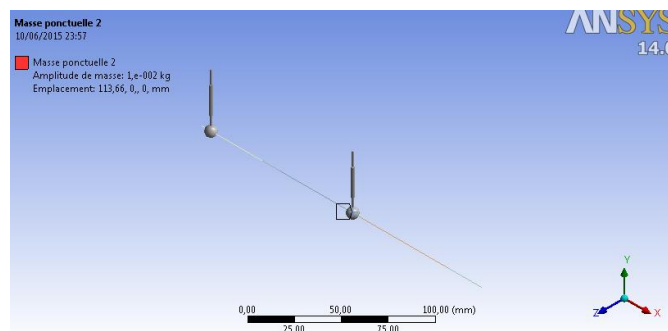


Figure 6 Modélisation des points de frottement

3. Résultats et discussion :

Le logiciel Ansys nous a permis d'avoir accès au diagramme de Campbell qui spécifie ce système de rotor ainsi qu'aux réponses harmoniques aux balourds.

Sachant que le balourd ne change ni de poids ni de coordonnées ($m=6g$. Coordonnées : $x=7,y=2$), le digramme de Campbell témoigne de la stabilité des modes de vibrations sans frottement (fig. 7). Par ailleurs lorsqu'on ajoute un frottement de type Coulomb (fig. 8) les fréquences propres augmentent en fonction de la vitesse, et avec un coefficient de $\mu=0,5$ (fig. 9) les modes deviennent instables avec des vitesses critiques proches des vitesses nominales au démarrage ce qui nous donnent un système chaotique, une instabilité qui se traduit par un mouvement rétrograde au rotor.

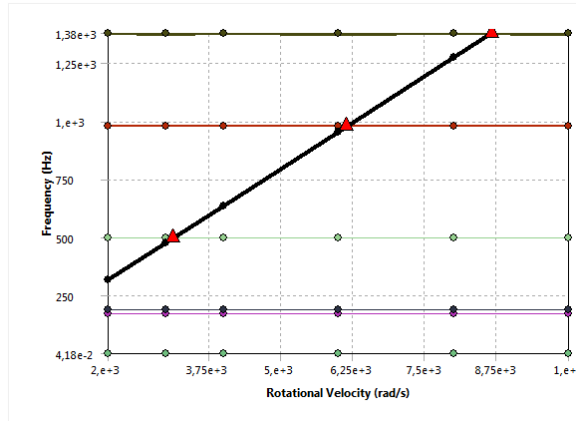


Figure 7 Diagramme de Campbell. Système avec palier sans frottement sec. $\mu=0$.

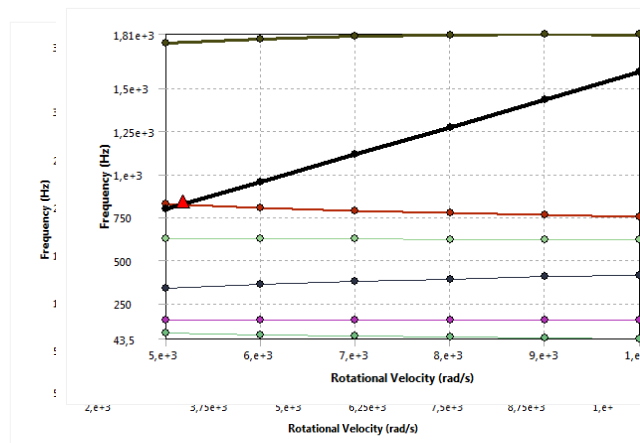


Figure 8 Diagramme de Campbell. Système avec palier avec frottement sec. $\mu=0.02$

Figure 9 Diagramme de Campbell. Système avec paliers avec frottement sec. $\mu =0.5$

De la (fig10 et 11), on aperçoit une réduction d'amplitude entre les fréquences 0 et 120 Hz à la présence du frottement. Les réponses aux balourds semblent avoir une réaction proportionnelle par rapport aux coefficients de frottement aux points critiques d'après (fig11 et 12).

La réaction du rotor au frottement avec $\mu=0,02$ nous laisse dire que ce type de contact

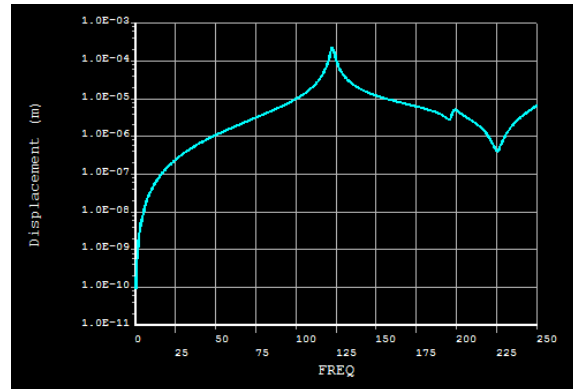


Figure 10 Réponse à la charge balourd. Réponse sans frottement.

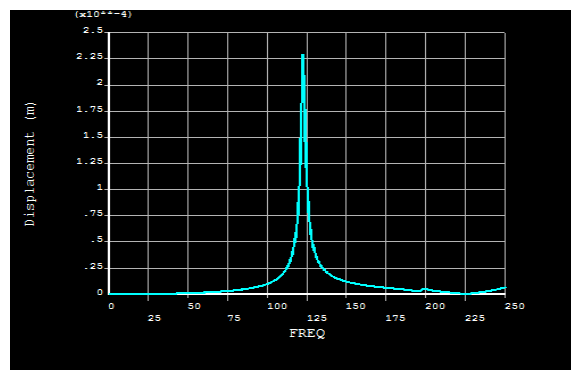


Figure 11 Réponse à la charge balourd. Réponse avec frottement. $\mu=0,02$

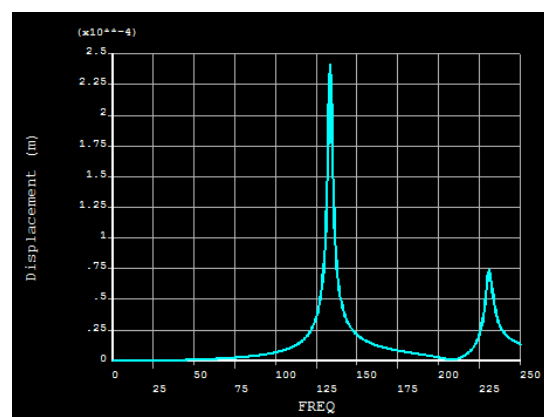


Figure 12 Réponse à la charge balourd. Réponse avec frottement. $\mu=0,5$

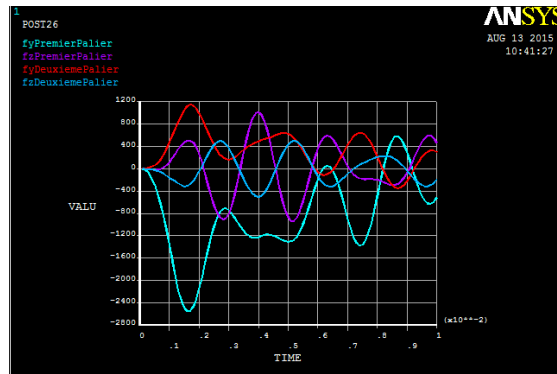


Figure 15 Efforts sur les paliers avec frottements sec. $\mu=0,5$

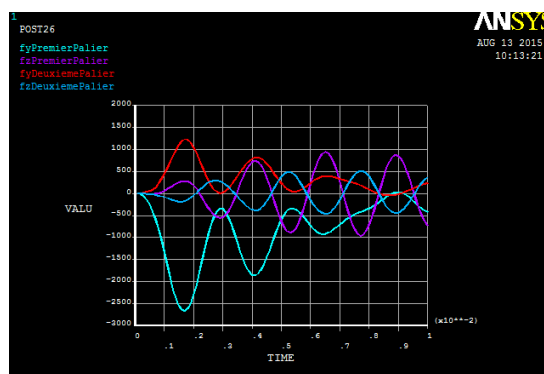


Figure 13 Efforts sur les paliers sans frottement sec.

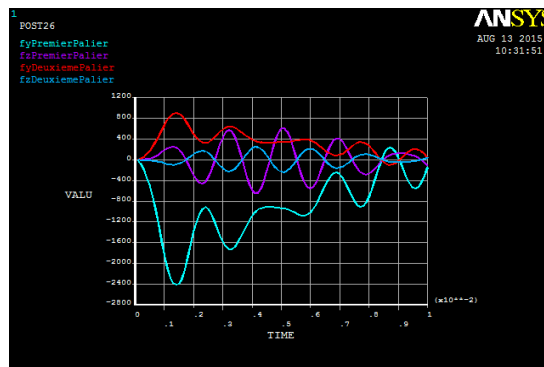


Figure 14 Efforts sur les paliers avec frottement sec. $\mu=0,02$

réduit des vibrations (autres que des charges harmoniques) ce qui confirme des théories et pratiques pour ce genre de phénomène. Lorsque le coefficient de frottement est important, il devient une source d'instabilité, une instabilité qui se traduit par un mouvement rétrograde au rotor.

D'après les figures (13), (14) et (15), on constate l'effet direct du frottement sur les forces appliquées sur les paliers. Ces efforts qui laissent exception aux forces radiales, ce qui caractérise les paliers a efforts radial utilisés.

4. Conclusion :

D'après notre étude utilisant la méthode des éléments finis, le frottement sec augmente non seulement l'amplitude de la réponse au balourd mais aussi il fait apparaître et aggrave la rotation synchrone (Synchronous Whirl Motion). De grands coefficients de frottement engendrent une grande non linéarité du rotor et des paliers. L'exploitation du rotor à des

vitesses élevées avec de grands coefficients de frottement rend le mouvement subsynchrone et coïncide avec les fréquences naturelles du système.

Les résultats de cette étude peuvent donc nous ouvrir des portes sur des perspectives, tel que la mise en valeur du frottement sec lors des mesures de vibrations aux niveaux des paliers, mais aussi pour le développement d'un système d'équilibrage actif qui va se baser sur la méthode des coefficients d'influence.

Références

1. Ansys, Inc. Release 12.1. (2009). Ansys Rotordynamic Analysis Guide. Certified to ISO9001:2008.
2. Leontiev M.K., Snetkova E.I., Davydov A.V., Degtyarev S.A. (2005). Dynamic of unbalanced rotor supported by roll bearing. Moscow Aviation Institute (National Research University).
3. Francesco Sorge. (2008). Rotor whirl damping by dry friction suspension systems. *Meccanica* (2008) 43: 577–589.
4. Kirk RG, Hornschuch H (1978) Bearing and housing assembly. U.S. Patent No. 4119375, 10 Octobre 1978.
5. Moringiello DC, Dallmann SH (1982). Friction damper. U.S. Patent No. 4337982, 6 Jui 1982.
6. Ritesh Fegade¹, Vimal Patel², R.S. Nehete³, B.M. Bhandarkar⁴. (2014). Unbalanced response of rotor using Ansys parametric design for different bearings.