

INSTABILITÉ DES FRAISEUSES OPÉRANT À HAUTE VITESSE, PROVOQUÉE PAR L'INTÉRACTION DES DÉFAUTS DE ROULEMENTS AVEC LES RÉSONANCES.

INSTABILITY OF HIGH SPEED MACHINING DUE TO CORRELATION BETWEEN BEARING DEFECT AND ROTOR RESONANCE FREQUENCIES.

B. Badri¹; M. Thomas¹; S. Sassi²; I. Zaghbani¹; V. Songméné¹; A.A. Lakis³; N. Mureithi³

- (1) Department of mechanical engineering, École de technologie supérieure, Montreal, Qc, Canada. marc.thomas@etsmtl.ca
- (2) Sohar University, Faculty of Engineering, Sohar, Sultanate of Oman
- (3) Department of mechanical engineering, École Polytechnique, Montreal, Qc, Canada.

RÉSUMÉ

Plusieurs travaux -analytiques, numériques et expérimentaux- ont été effectués pour caractériser le comportement des roulements en présence de défauts dans les machines tournantes. Cependant, peu d'entre eux traitent des phénomènes régissant les machines d'usinage opérant à haute vitesse (UHV) équipées de roulements (broche), et notamment l'interaction entre le comportement vibratoire du aux défauts de roulements et celui de l'effet gyroscopique sensible à haute vitesse. C'est dans cette optique que la présente étude s'inscrit. Un simulateur numérique de rotor flexible monté sur roulements et basé sur un modèle tridimensionnel à 20 degrés de liberté, permet de générer les réponses vibratoires en régime transitoire – montée et descente en vitesse - calculées au niveau des paliers contenant des roulements atteints de défauts localisés. L'originalité de ce simulateur est qu'il considère les effets gyroscopique et de Coriolis du rotor flexible, qui sont plus sensibles aux très hautes vitesses de rotation. La dérive des fréquences naturelles avec la vitesse d'opération est ainsi prise en compte et leur coïncidence avec les harmoniques des fréquences créés par les défauts de roulement génère de nouvelles fréquences critiques qui peuvent affecter les lobes de stabilité, car les fréquences naturelles en opération sont différentes de celles mesurées à l'arrêt.

Mots clefs : roulements, rotor flexible, usinage haute vitesse, effet gyroscopique, Coriolis

ABSTRACT

Many researches - analytical, numerical and experimental- have been performed in order to characterize the bearing behavior in the presence of defects in rotating machines. However, few of them treat phenomena due to bearing defects in high speed machining, and notably on correlation between vibratory responses due to bearing defects and that of gyroscopic effect of

flexible rotors. A numerical simulation of a flexible rotor with bearings, based on a three-dimensional mechanical model with 20 degrees of freedom, allows for generating the transient vibratory responses due to located bearing defects. The originality of this bearing simulator is that it considers gyroscopic and Coriolis effects of flexible rotors, operating at very high speeds. The drift of natural frequencies with the operating speed is taken into account and their coincidence with the harmonics due to bearing defects generate new critical frequencies which can affect the machining stability, because the natural frequencies as measured in machining differ from those measured in static.

Keywords: bearing, high speed machining, flexible rotor, gyroscopic effect, Coriolis effect.

1.0 INTRODUCTION :

Au cours des dernières années, beaucoup de développements ont été réalisés dans le domaine du comportement vibratoire des arbres tournants supportés par des roulements ou des paliers lisses. Les résultats obtenus, s'ils sont en général acceptables pour des utilisations courantes –en termes de conditions d'opération-, sont loin de satisfaire l'industrie aéronautique, où l'usinage à hautes vitesses est une nécessité indéniable. Les forces de coupe mises en jeu dans les machines-outils utilisées, rendent impossible le guidage en rotation des par des paliers lisses (fluides) – qui sont généralement mieux adaptés aux hautes vitesses-, et imposent de ce fait l'utilisation de roulements. À des plages de vitesses atteignant les 35 000 tr/mn, les phénomènes en présence (effet gyroscopique, régime de lubrification...) ne sont pas nécessairement les mêmes qui régissent le fonctionnement dans les régimes conventionnels [1, 2].

La compréhension des mécanismes internes d'interaction des composantes et des contraintes fonctionnelles exige une meilleure connaissance des mécanismes d'endommagement. Par ailleurs, à cause du caractère transitoire des machines-outils, il devient évident que la détection précoce des défauts –principalement des roulements des broches- devient une tâche très complexe qui nécessite une palette d'outils de détection de défauts mieux adaptée aux conditions d'utilisation.

Cette étude fait partie d'un ensemble de développements destinés à approfondir les connaissances du comportement vibratoire des rotors flexibles tournant à haute vitesse et supportés par des roulements. Le présent article, traite en particulier la simulation de l'effet gyroscopique et de l'effet que peut engendrer les hautes vitesses de rotation sur les fréquences naturelles du rotor supporté par des roulements.

2.0 MODÉLISATION

2.1 MODÈLE INITIAL D'UN ROULEMENT SEUL

Le modèle proposé est une continuité de travaux antérieurs [3-5] qui décrivent le comportement dynamique d'un roulement isolé (Fig. 1), contenant des défauts localisés de surface et tournant à vitesse constante.

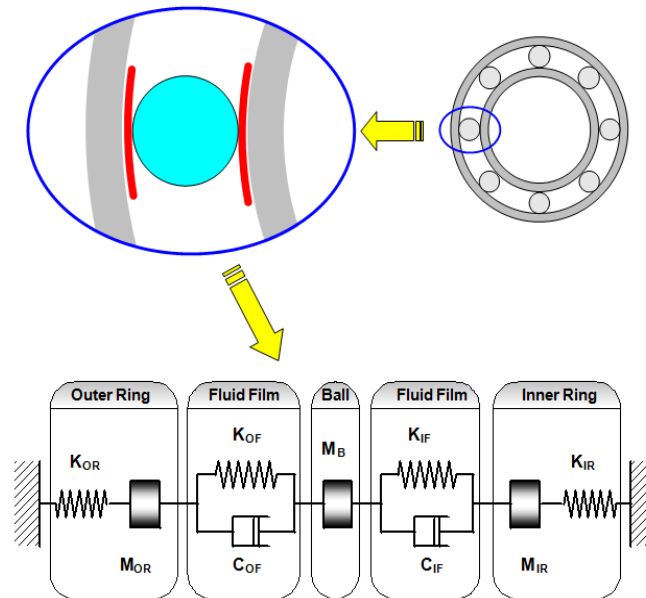


Figure 1 : Modèle de base du roulement

Les différents paramètres régissant le comportement de ce modèle ont été développés en utilisant les formules analytiques suivantes :

a/ Les bagues :

Considérés comme des systèmes masse-ressort dont on néglige l'amortissement structural, les rigidités des deux bagues sont obtenues par les équations suivantes :

$$\text{Rigidité de la bague interne } K_{IR} = M_{IR} \cdot \omega_{IR}^2 \quad (1)$$

$$\text{Rigidité de la bague externe } K_{OR} = M_{OR} \cdot \omega_{OR}^2 \quad (2)$$

dont lesquelles les fréquences naturelle ω_n sont exprimées par :

$$\omega_n = \frac{n[n^2 - 1]}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{EI}{\mu R^4}} = 2.68 \sqrt{\frac{EI}{\mu R^4}} \quad \text{pour } n = 2 \quad (3)$$

où E est le module de Young [N/m²], I est le moment d'inertie de la section transversale de la bague [m⁴], μ est la masse par unité de longueur [kg/m], R est le rayon moyen de la bague [m] et n est l'ordre du mode de flexion (on s'est restreint au premier mode de flexion: $n=2$).

b/ Les Billes :

La rigidité des billes, déterminée pour un roulement de type 6206 est de l'ordre de $8.3 \cdot 10^9$ N/m. Comparée aux autres rigidités, elle est considérée comme infiniment rigide. C'est pourquoi la modélisation de la bille a été considérée comme seulement un élément de masse.

c/ Le film d'huile:

Modélisé en utilisant un régime de lubrification Elasto-Hydro-dynamique (EHD) [6, 7], les rigidités et amortissement du film d'huile se calculent avec :

$$K = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin^2 \phi_0 + \frac{3 \pi \varepsilon_0^2}{4 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{2 \varepsilon_0 (1 + \varepsilon_0^2)}{(1 - \varepsilon_0^2)^3} \cos^2 \phi_0 \right] \quad (4)$$

$$C = \frac{4}{W_r \lambda_k^2} \left[\frac{\pi}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{3/2}} \sin^2 \phi_0 + \frac{4 \varepsilon_0}{(1 - \varepsilon_0^2)^2} \sin \phi_0 \cos \phi_0 + \frac{\pi (1 + 2 \varepsilon_0^2)}{2 (1 - \varepsilon_0^2)^{5/2}} \cos^2 \phi_0 \right] \quad (5)$$

où:

$$\frac{4}{W_r \lambda_k^2} = \frac{(1 - \varepsilon_0^2)^2}{\varepsilon_0 [16 \varepsilon_0^2 + \pi^2 (1 - \varepsilon_0^2)]^{1/2}} \cos^2 \phi_0 \quad (6)$$

$$\tan \phi_0 = \frac{\pi (1 - \varepsilon_0^2)^{1/2}}{4 \varepsilon_0} \quad (7)$$

$$\varepsilon_0 = 1 - \frac{h}{c} \quad (8)$$

où ε_0 est un coefficient d'excentricité,

c est le jeu diamétral du roulement, et

h est l'épaisseur du film d'huile.

L'épaisseur h du film d'huile a été calculée d'après la théorie EHD.

d/ Résultats de simulations pour un roulement défectueux:

Le comportement du modèle original proposé (pour le roulement seul) se traduit par le système d'équations différentielles suivantes :

$$[M] \cdot \{\ddot{y}\} + [C] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\} \quad (9)$$

où M , C et K représentent respectivement les matrices de masses, d'amortissement et de rigidité du système.

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{OR} & 0 & 0 \\ 0 & M_B & 0 \\ 0 & 0 & M_{IR} \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} C_{OF} & -C_{OF} & 0 \\ -C_{OF} & C_{OF} + C_{IF} & -C_{IF} \\ 0 & -C_{IF} & C_{IF} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{OR} + K_{OF} & -K_{OF} & 0 \\ -K_{OF} & K_{OF} + K_{IF} & -K_{IF} \\ 0 & -K_{IF} & K_{IR} + K_{IF} \end{bmatrix} \quad (11)$$

Le vecteur F représente les forces de chocs générées par le défaut au passage des billes. Après résolution du système d'équations et après un ajustement nécessaire pour prendre en compte la fonction de transfert de la machine et du socle (par lesquels passe le signal vibratoire jusqu'au capteur de vibration) ainsi que des perturbations aléatoires (dus aux frottements internes), le signal vibratoire généré par le modèle, dans le cas d'un roulement tournant à vitesse constante (11.6 Hz), est représenté à la Figure 2.

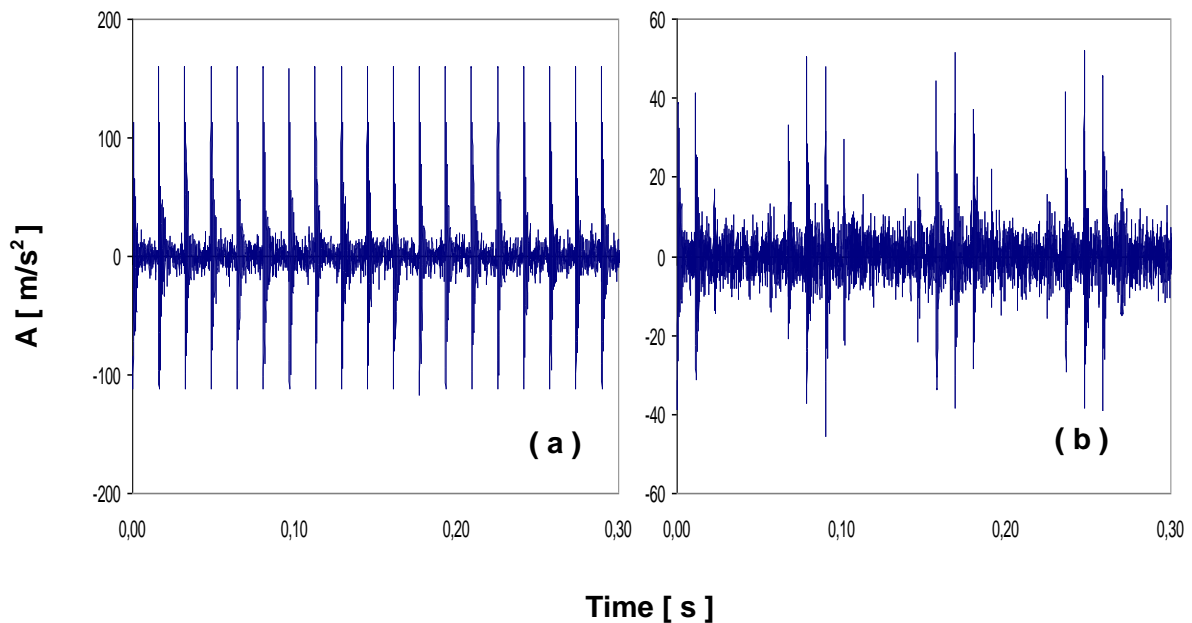


Figure 2 : Réponse temporelle d'un roulement endommagé du type SKF1210, tournant à 11.6 Hz. (a) défaut localisé (1mm) sur la BE; (b) défaut localisé sur la BI.

2.2 LE NOUVEAU MODÈLE DE ROTOR FLEXIBLE MONTÉ SUR ROUEMENTS:

Tel que présenté dans la section précédente, le modèle du roulement est un modèle unidirectionnel tournant, qui était adapté à l'étude des vibrations d'un roulement isolé.

Pour intégrer un tel roulement dans un modèle plus complexe qui soit réaliste et qui tienne compte aussi du comportement dynamique d'un rotor flexible à haute vitesse, avec effet gyroscopique, il est primordial de développer des équations dans un modèle bidimensionnel, où les directions verticales et horizontales sont prises en compte. Ainsi, le nouveau modèle présente un rotor de type Jeffcott [8], supporté par deux roulements à ses extrémités, avec des déplacements possibles du rotor dans la direction verticale et horizontale (Fig. 3).

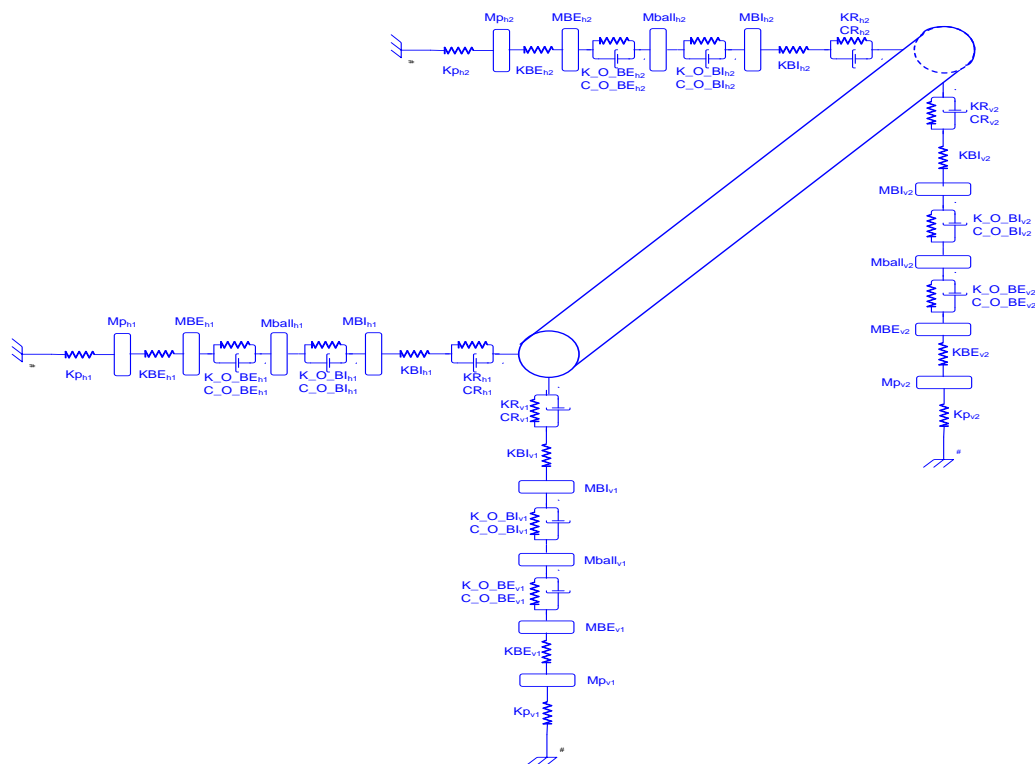


Figure 3 : Modèle du rotor flexible à haute vitesse, supporté par 2 roulements

Le présent modèle permet d'étudier un large éventail de phénomènes, allant de la propagation des chocs d'un palier à l'autre, à l'étude des résonances en régime transitoire, et plus important encore à l'effet gyroscopique. L'effet gyroscopique est un phénomène affectant les machines tournantes et relié aux forces de Coriolis. Il se manifeste par une dérive des fréquences naturelles en fonction de la vitesse de rotation, par rapport aux valeurs obtenues à l'arrêt. L'effet gyroscopique se traduit dans les équations de mouvement par une composante d'amortissement $G(\omega)$ variant en fonction de la vitesse de rotation ω [9-10]:

$$[M] \cdot \{\ddot{y}\} + [C + G(\omega)] \cdot \{\dot{y}\} + [K] \cdot \{y\} = \{F\} \quad (13)$$

Bien que ce nouveau modèle soit largement plus complexe que le modèle original (20 ddl au lieu de 3 ddl), la démarche reste sensiblement similaire, dans la mesure où la résolution des équations de mouvements est précédée par la détermination des caractéristiques dynamiques du nouveau modèle.

a/ Rotor

Le rotor a été considéré comme un élément à deux degrés de liberté (translation et rotation) dans la condition *appuyé-appuyé*. Sa rigidité en flexion au centre de l'arbre est donnée sous la forme :

$$K_r = \frac{48EI}{L^3} \quad (14)$$

où E est le module d'Young (N/m²),

I est le moment d'inertie de la section du rotor (m⁴) et

L est la longueur du rotor (m).

La masse effective M_r dans cette modélisation, est la moitié de la masse totale M [11] :

$$M_r = \frac{\rho A(L_1 + L_2)}{2} \quad (15)$$

où ρ est la masse volumique du rotor (kg/m³),

A est la section du rotor (m²) et

L_1 et L_2 sont les distances séparant respectivement le palier avant et arrière du centre de gravité.

L'inertie de rotation du rotor (J_r) est donnée par la formule :

$$J_r = M \left(\frac{3r^2 + (L_1 + L_2)^2}{12} \right) \quad (16)$$

où r est le rayon nominal du rotor, et

M est la masse totale du rotor.

b/ Palier :

La rigidité du palier fut déterminée par une analyse modale expérimentale (Fig. 4), en déterminant la première fréquence naturelle ω_1 . L'hypothèse selon laquelle le palier est

approximé par un système à un seul degré de liberté permet d'en déduire la rigidité en la reliant à la pulsation naturelle.

$$K_P = M_P \cdot \omega_{1P}^2 \quad (17)$$

La fonction de transfert (Fig. 4) du palier NSK 510, relevée en direction radiale verticale, montre la première fréquence naturelle à 92.3 Hz, ce qui donne une valeur de la rigidité à $1.57 \cdot 10^6$ N/m.

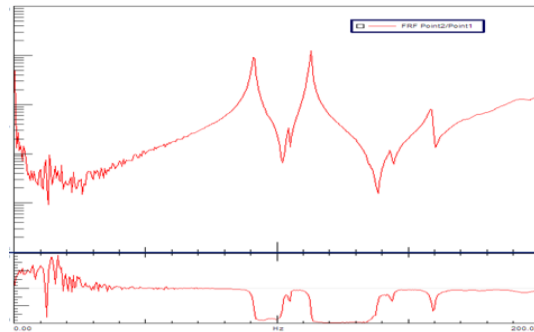


Figure 4 : Fonction de transfert du palier

c/ Effet gyroscopique :

En observant le système dans des coordonnées locales q situées sur le rotor au niveau du palier, les déplacements du rotor dans la direction radiale : verticale et horizontale sont les solutions des équations de mouvements suivantes [7-10]:

$$[Mr][q_i^{**}] + \Omega[G][q_i^*] + [Kr][q_i] = 0 \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} Mr & 0 \\ 0 & Mr \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^{**} \\ q_2^{**} \end{bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} 0 & -a \\ a & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1^* \\ q_2^* \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Kr & 0 \\ 0 & Kr \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (19)$$

où Ω est la vitesse de rotation du rotor, et

a est un coefficient définissant l'effet gyroscopique et calculé à partir des loi de conservation de l'énergie cinétique du système.

Les valeurs propres s de cette équation montrent pourquoi les fréquences naturelles dépendent de la vitesse de rotation :

$$\begin{vmatrix} K_r + M_r s^2 & -a\Omega s \\ a\Omega s & K_r + M_r s^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (20)$$

Les matrices M, C et K du modèle à 20 ddl sont construites à partir des relations citées plus haut, auxquelles on rajoute la matrice G qui contient les coefficients de couplage permettant de tenir compte de l'effet gyroscopique en fonction de la vitesse de rotation.

3.0 RÉSULTATS

Le diagramme de Campbell (Fig. 5), présente les fréquences naturelles, calculées à partir des matrices M, G et K, en fonction de la vitesse de rotation, ce qui met en évidence les nouvelles les fréquences critiques du rotor.

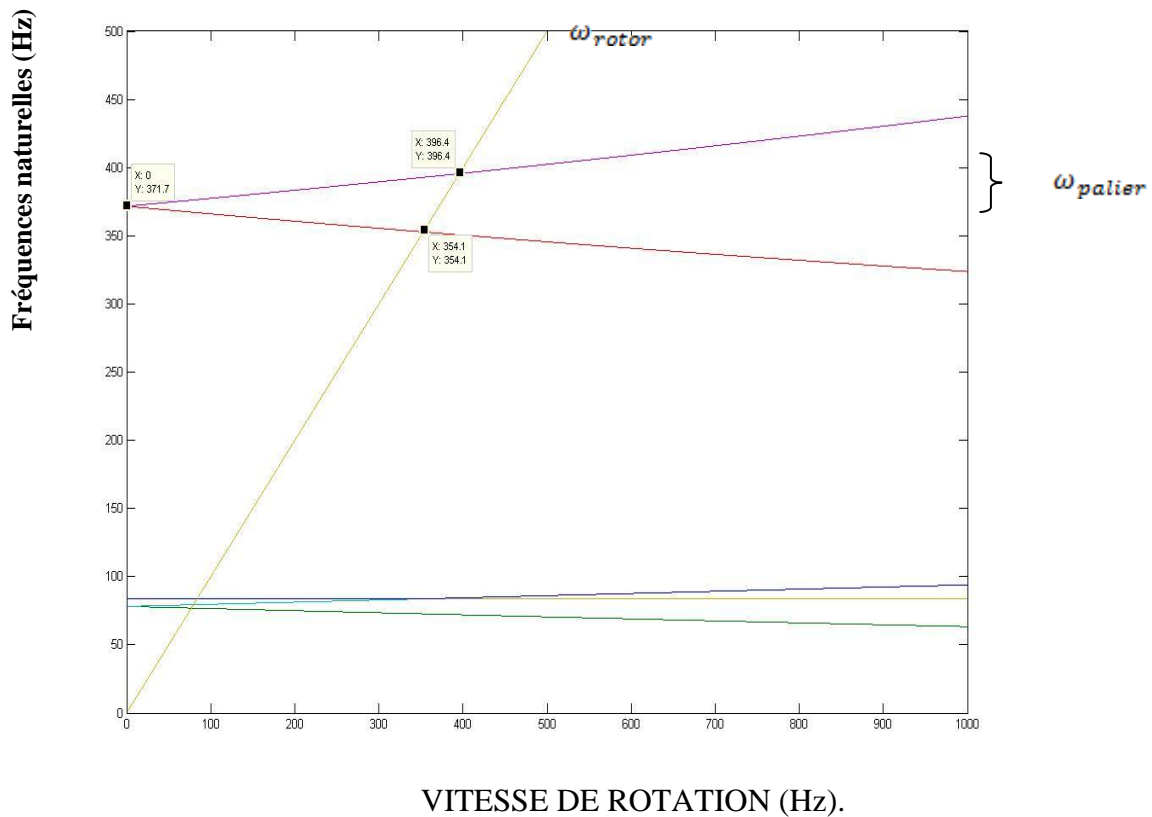


Figure 5 : Diagramme de Campbell

a/ Influence de l'effet gyroscopique :

Pour mettre en évidence l'effet de la composante gyroscopique, une étude comparative a été menée sur la réponse du modèle, avec la matrice G (fig 6-a), et sans la matrice G (fig 6-b). Le rotor étant supporté par des roulements saints, et subissant une excitation de type balourd dans la bande [200, 500] Hz.

En l'absence de l'effet gyroscopique, les courbes de réponses montrent clairement que l'excitation (ici représentée par un balourd : $1 \cdot F_0$) rencontre une seule résonance – la même que mesurée à l'arrêt 371.7 Hz. Par contre, en considérant l'effet gyroscopique, deux résonances seront excitées (354.1Hz et 396.4 Hz). Ces deux fréquences correspondent aux modes de précessions inverse et directe.

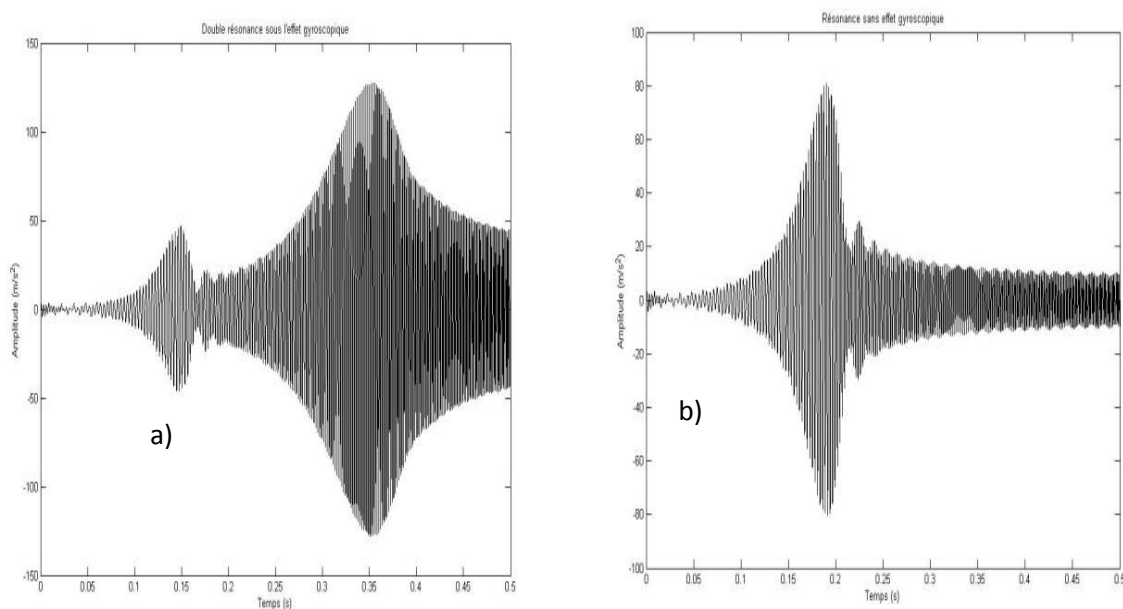


Figure 6 : a) Passage des 2 résonances en présence de l'effet gyroscopique,

b) Passage d'une seule résonance en l'absence de l'effet gyroscopique

b/Comportement des roulements tournant à haute vitesse en présence de défauts :

Le comportement dynamique du système est simulé en considérant le rotor supporté par deux roulements de type SKF 1210, dont l'un est atteint d'un défaut (1mm) sur la bague extérieure. La charge radiale est considérée tournante sous l'effet d'un balourd placé dans le plan du centre de gravité du rotor.

Les conditions de fonctionnement sont transitoires, dans la mesure où l'on considère une vitesse variant progressivement de 0 à 750 Hz (45 000 tr/mn). En régime transitoire, et sur une courbe temps-fréquences (STFT) (Fig. 7), on observe la combinaison de 2 phénomènes :

- 1- Amplification des vibrations autour des fréquences de résonances du roulement (3500 Hz), l'excitation provenant du choc généré à chaque passage de bille sur le défaut (détails 3 sur la fig. 7). La résonance de 3500 Hz est prépondérante car la mesure est faite sur l'arbre, donc en un endroit plus proche de la bague interne.

- 2- Excitation par le balourd des 2 fréquences de résonance du rotor (détails 1 et 2 sur la fig. 5).

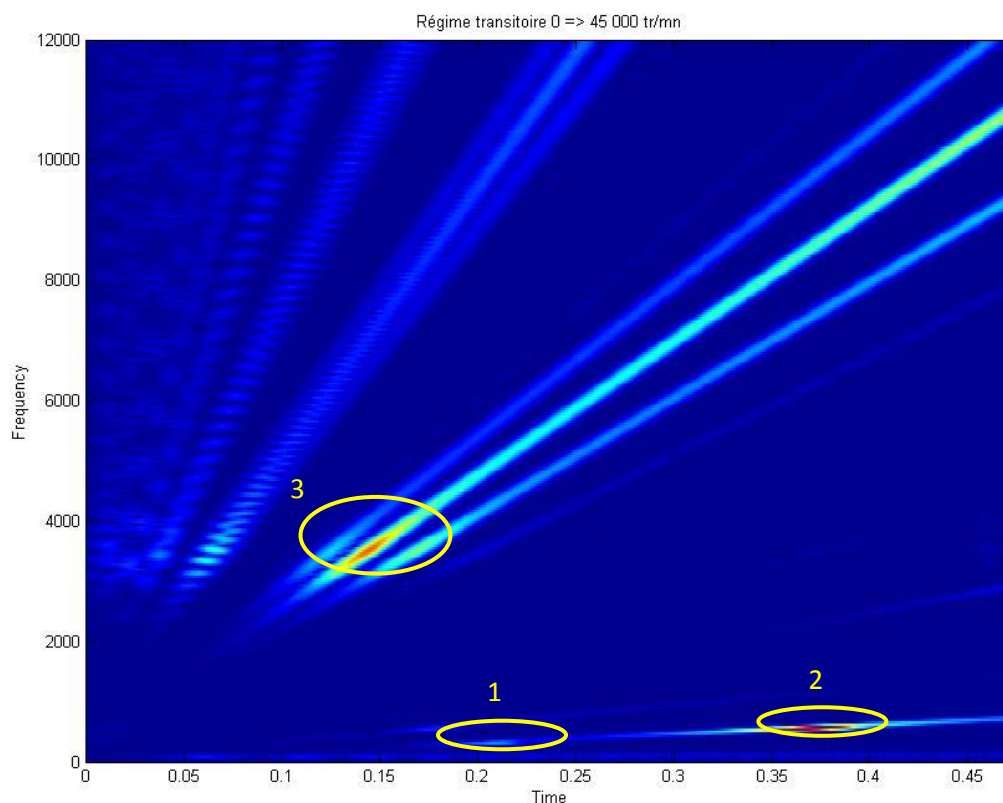


Figure 7 : Spectrogramme de la réponse vibratoire avec présence d'un défaut de roulement et du balourd.

4.0 CONCLUSION :

Le modèle développé dans ce travail simule le comportement dynamique d'un rotor flexible tournant a haute vitesse et supporté par des roulements affectés de défauts de surface localisés, en tenant compte de l'effet gyroscopique qui affecte du le système.

Les résultats ont montré qu'en la présence de l'effet gyroscopique, le système étudié présente deux zones d'instabilités qui se trouvent à 21 246 tr/mn et 23 784 tr/mn, contrairement au système initial (sans effet gyroscopique) qui ne présente qu'une seule résonance mesurée à l'arrêt, soit 22 302 tr/mn. Les défauts de roulements vont alors créer de nouvelles fréquences critiques, qu'on doit absolument estimer pour un arbre en rotation. Une étude modale à l'arrêt aboutirait alors à des résultats erronés et il faut reconsidérer les lobes de stabilité, qui peuvent créer du broutement et affecter la qualité de la surface usinée en conséquence [12, 13].

Une étude expérimentale sur une fraiseuse haute vitesse est en cours de réalisation, mais il n'est pas évident de faire tourner une machine à plus de 30 000 tr/mn en présence de défauts de roulements. A cet effet, il est bien connu que les conditions d'usinages optimales dans les machines outils dépendent fortement des fréquences naturelles de la broche. Malheureusement, ces fréquences naturelles sont trop souvent mesurées à l'arrêt de la machine, et les problèmes de broutement persistent. Une étude est actuellement en cours pour identifier le comportement des lobes de stabilité en temps réel avec les fréquences naturelles mesurées en rotation, en tenant compte de l'effet gyroscopique. Le présent travail permettra d'aboutir à un outil capable d'investiguer d'autres phénomènes intéressants en dynamiques des machines tournantes, à commencer par la transmissibilité des vibrations de roulement d'un palier à l'autre.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier le Consortium de recherche et d'innovation en aérospatiale du Québec (CRIAQ), le conseil de recherches en sciences naturelles et en génie (CRSNG-RDC), ainsi que Bombardier aéronautique et Pratt & Whitney Canada pour leur soutien financier.

BIBLIOGRAPHIE:

1. Lalanne, M. et Ferraris, G., 1996, *Dynamique des rotors en flexion*, Techniques de l'ingénieur, traité Génie mécanique, pages B5-110-1, B5110-39.
2. Lalanne, M. and Ferraris, G., 1990, *Rotordynamics prediction in engineering*. J. Wiley (G.B) 198p.
3. Sassi S., Badri B. and Thomas M., 2007, *A Numerical Model to Predict Damaged Bearing Vibrations* Journal of Vibration and Control, Vol. 13, No. 11, Doi: 10.1177/1077546307080040, 1603-1628.
4. Badri B, Thomas M. and Sassi S., October 2004. *BEAT, a numerical simulator for ball bearing affected by localized defects*, Proceedings of the 22nd Seminar on machinery vibration, CMVA, Ottawa, 13 p.
5. Sassi S., Thomas M. and Badri B., October 2004, *Numerical simulation for vibration response of a ball bearing affected by localized defects*, Proceedings of the 5th international Conference on acoustical and vibratory surveillance methods and diagnostic techniques, Senlis, Fr., paper R48, 10 p.
6. Hamrock B.J., 1994, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, Mechanical Engineering Series. Singapore: McGraw-Hill Editions.
7. Wensing J.A., On the dynamics of ball bearings, thesis, 1998, Université Twente, 1998, 183 pages
8. Swanson E., Powell C.D., and Weissman S., May 2005, *A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes*, Sound and Vibration Magazine, pp. 10-17.
9. Lacroix, J., 1988. *Comportement dynamique d'un rotor au passage des vitesses critiques*, thèse de doctorat de l'INSA de Lyon France.

10. Olsson F., 2006. *Rotordynamic Model of a fiber refinery in beast*, Lulea university of technology, master thesis.
11. Thomas M. et Laville F., Juin 2005, Simulation des vibrations mécaniques par Matlab, Simulink et Ansys, Éditions ÉTS, ISBN 2-921145-52-9, 702 pages.
12. Faassen Ronald, Juin 2007. *Chatter prediction and control for high-speed milling*, thesis, Eindhoven technique university.
13. Y. Altintas, E. Budak, 1995. *Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling*, annals of the CIRP Vol. 44/1/1995.

BIOGRAPHIE



Béchir Badri is a Ph.D. student at the École de Technologie supérieure (Montreal). He is involved in the field of vibration signal analysis and simulation of damaged bearings dynamic behavior as well as signal processing development applied to shock detection in gears and bearings mechanisms.



Marc Thomas is professor in mechanical engineering at the École de Technologie supérieure (Montreal) since 18 years. He has a Ph.D. in mechanical engineering from Sherbrooke university. His research interests are in vibration analysis and predictive maintenance. He is the leader of a research group in structural dynamics (Dynamo) and an active member of the Canadian machinery Vibration Association (CMVA). He is the author of two books: *Fiabilité, maintenance prédictive et vibrations de machines* and *simulations des vibrations mécaniques à l'aide de Matlab et Ansys*. He has acquired a large industrial experience as the group leader at the Centre de Recherche industrielle du Québec (CRIQ) for 11 years.



Dr Sadok Sassi is an expert in vibration analysis and troubleshooting of mechanical installations and equipments. He is currently conducting research on different areas of mechanical engineering and industrial maintenance. His most significant contributions are the development of powerful software called beat for vibration simulation of damaged bearings and the design of an innovative intelligent damper based on electro and magneto rheological fluids for the optimum control of car suspensions.

Zaghbani Imed est un doctorant de l'ÉTS (Montréal), qui s'est spécialisé dans l'usinage.



V. Songméné est professeur à l'école de Technologie Supérieure de Montréal. Il est le directeur de recherche de I. Zaghbani. Ses domaines d'expertises sont : l'usinage rapide; l'usinabilité des matériaux métalliques et composites; l'usure et performance des outils de coupe; l'amélioration des procédés de fabrication; l'usinage propre (à sec, moins de bruit et d'émission de poussière); l'hydroformage et formabilité des matériaux; la conception pour la fabrication et l'assemblage; la productivité, stratégies de coupe et optimisation; les nanoparticules (formation et captation) et les plans d'expériences.



A.A. Lakis is professor at the Department of Mechanical Engineering, Ecole Polytechnique in Montréal. His research interests include random vibration and wavelet, plate and shell structures and finite element method, etc.



N. Mureithi is professor at the Department of Mechanical Engineering, Ecole Polytechnique in Montréal. His research interests include machinery vibration and fluid-structure interactions.