

Diagnostic des transmissions par engrenages double étages via l'analyse d'enveloppe

Mustapha Merzoug, Abdelhamid Miloudi

Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene
Laboratoire de Mécanique Avancée
BP.32 El Alia, 16111 Bab Ezzouar, Alger – ALGERIE

moustapha_merzoug@yahoo.fr

Résumé :

Le suivi et l'analyse des signaux vibratoires des engrenages permettent la prédiction précoce des dysfonctionnements et pannes éventuelles. A cause de son caractère non-stationnaire, le signal vibratoire des engrenages s'avère difficile à traduire avec les outils classiques d'analyse pouvant induire une interprétation erronée. On se propose d'utiliser l'analyse d'enveloppe (Transformée de Hilbert. Exploitant le signal d'une transmission, nous montrons les avantages de la méthode dans le diagnostic des systèmes à engrenages. Un modèle dynamique à deux étages a été considéré prenant en compte les rotations des roues dentées et les flexions des paliers. Les rigidités d'engrènement constituant les éléments de couplage entre les deux étages ont été prises variables. Pour simuler le signal à analyser, nous avons introduit volontairement des défauts d'excentricités sur les roues dentées. Pour résoudre numériquement le système d'équations différentielles obtenu, nous avons opté pour le schéma de Newmark.

Abstract :

The surveillance and the analysis of gearing vibratory signals permit precocious prediction of dysfunctions and possible breakdowns. As the vibratory signal its nonstationary character, the vibratory signal of the gears proves to be difficult to translate with the traditional tools analysis which can induce erroneous interpretations. At this fact, we propose to use the envelope analysis (Hilbert transform) and, on exploiting gears transmission signal, we show the methods advantages for the geared transmission systems. A two levels dynamics system has been considered taking in amount toothed wheel rotations and the bending of the bearing housing. The mesh stiffness constituting the coupling elements between the two levels has been taken variable. To simulate the signal to analyse we introduced voluntarily defects of eccentricities on the toothed wheels. The differential equations system obtained have been solved numerically using the Newmark scheme.

Mots-clefs :

Engrenages ; Transformée de Hilbert ; Analyse d'enveloppe

1 Introduction

L'omniprésence des engrenages dans la plupart des domaines industriels, ainsi que la nécessité d'un diagnostic précoce des défauts et un contrôle qualité du bruit, font que l'étude de ses vibrations suscite un vif intérêt dans le monde de la recherche.

Parmi les méthodes de surveillance des machines, l'analyse des vibrations occupe une place privilégiée car elles sont l'image des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvement ou par des sources extérieures.

Le traitement des signaux vibratoires permet d'extraire d'un signal global complexe difficile à interpréter, des signaux correspondants aux vibrations provoquées par les pièces en mouvement dans la machine.

Jusqu'à présent, l'analyse vibratoire était essentiellement basée sur des méthodes stationnaires (analyses spectrales, de Fourier, cepstrale). Cependant, de nouveaux travaux ont montré l'intérêt de nouvelles méthodes basées sur la non stationnarité de ce phénomène.

Les signaux vibratoires des machines tournantes sont de nature harmonique. Ceci justifie l'emploi de la transformée de Fourier qui, est incontournable dans l'analyse du signal utilisant l'aspect fréquentiel d'un signal mais elle ne convient pas à tous les types de signaux, notamment des signaux non-stationnaires. Elle est insuffisante pour mettre en évidence les caractéristiques évolutives du signal. Et ni la description temporelle ni la description fréquentielle seules permettent de décrire l'évolution temporelle du contenu spectral d'un signal. Une autre description est donc nécessaire.

2 Théorie

Le pic présent dans le spectre de l'enveloppe ainsi détecté, comme nous le verrons par la suite, correspond à la fréquence caractéristique du défaut en question.

On associe à tout signal temporel $y(t)$ un signal en quadrature, donné par :

$$\tilde{y}(t) = \frac{1}{\pi} \int \frac{y(t)}{t-t} dt$$

Où $\tilde{y}(t)$ est la transformée de Hilbert de $y(t)$ et τ une variable temporelle

Comme nous pouvons constater, $\tilde{y}(t)$ n'est autre que la convolution de $y(t)$ avec la fonction $\frac{1}{\pi \cdot t}$ soit

$$\tilde{y}(t) = y(t) * \frac{1}{\pi \cdot t}$$

La fonction définie par la relation ci-dessous, dans le domaine complexe, n'est autre que le signal analytique :

$$\hat{y}(t) = y(t) + j\tilde{y}(t)$$

Le module de $\hat{y}(t)$ définit l'enveloppe de $y(t)$, soit sa démodulation :

$$|\hat{y}| = \sqrt{y(t)^2 + \tilde{y}(t)^2}$$

Les opérations de filtrage et de génération de l'enveloppe permettent de reconstituer l'information utile avec un rapport signal-bruit relativement élevé Bouzouane *et al* (2000). Cette information fait apparaître la fréquence caractéristique du défaut en question.

3 Modèle dynamique

Le modèle dynamique (figure 1), suppose que les roues sont montées sur des paliers flexibles et sont liées entre elles par l'intermédiaire de dents flexibles.

Comme coordonnées généralisées on adopte les déplacements angulaires des roues ψ_1, ψ_2, ψ_3 et ψ_4 autour de leurs axes respectifs O_1, O_2 et O_3 ainsi que les déplacements linéaires x_1 et y_1, x_2 et y_2, x_3 et y_3 repérés dans le plan d'engrènement perpendiculairement aux axes de rotation.

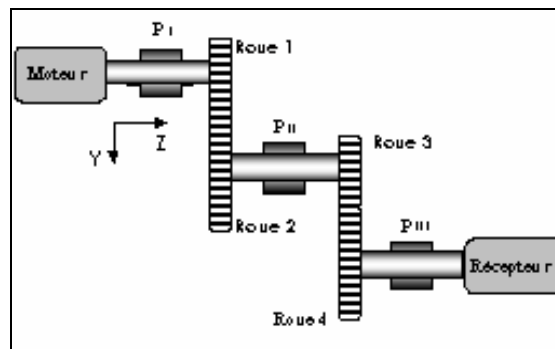


FIG. 1 – Modèle dynamique de la transmission.

3.1 Equations de mouvements

Définissons l'erreur de transmission δ comme étant la déformation élastique globale des dents au point de contact d'une paire de roues dentées par :

$$\delta_1 = \psi_1.R_1 - \psi_2.R_2 + (x_1 - x_2).\cos\alpha + (y_1 - y_2).\sin\alpha$$

$$\delta_2 = -\psi_3.R_3 + \psi_4.R_4 - (x_2 - x_3).\cos\alpha - (y_2 - y_3).\sin\alpha$$

où :

R_i : désignent les rayons des cercles de base des roues,

ψ_i : désignent les angles de rotation des roues,

α : angle de pression.

En notation matricielle, le système d'équations différentielles du mouvement (1) peut être mis sous la forme usuelle :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C(t)]\{\dot{x}\} + [K(t)]\{x\} = \{F(t)\}$$

où $[C(t)]$ et $[K(t)]$ sont des matrices périodiques respectivement d'amortissement et de raideur.

3.2 Caractéristiques de la transmission

Tous les résultats qui suivront ont été obtenus pour une transmission dont les caractéristiques ont été regroupées dans le tableau 1 Walha *et al* '(2005).

Les valeurs présentées dans ce tableau sont soit calculées théoriquement soit mesurées expérimentalement et ont servi pour une étude de validation du modèle analytique .

Désignation	Unité	Valeur
Moment d'inertie du moteur J_m	Kg.m ²	0.02
Moment d'inertie du récepteur J_r	Kgm ²	0.05
Raideur en flexion des paliers K_x	N/m	10 ⁹
Raideur en flexion des paliers K_y	N/m	10 ⁹
Raideur d'engrènement de la 1ère paire. Km_1	N/m	3.4 10 ⁸
Raideur d'engrènement de la 2ère paire. Km_2	N/m	2.4 10 ⁸
Nombre de dents Z_1		26
Nombre de dents Z_2		39
Nombre de dents Z_3		21
Nombre de dents Z_4		41
Angle de pression α		20°

TABLEAU 1– Caractéristiques de la transmission

4. Réponse dynamique

Pour résoudre l'équation matricielle à coefficients périodiques, nous avons utilisé le schéma d'intégration de Newmark. Cette méthode permet de fournir la réponse dynamique en chacun des degrés de liberté de la transmission dans le domaine temporel Velez (1988). La conversion des réponses dans le domaine des fréquences peut rendre l'interprétation des informations qu'elles contiennent beaucoup plus aisée.

Cette étude a été entreprise dans le but d'apporter des éléments de réponse et une meilleure compréhension des défauts inhérents aux transmissions par engrenages utilisés en industrie et de leur influence sur le comportement dynamique de ces dernières.

Les excentricités des roues ont été considérées comme seule source d'excitation dans le but d'analyser leurs effets sur la réponse dynamique des éléments de la transmission. Et nous avons retenu le palier III comme point de mesure des vibrations.

Fréquence de rotation de	Désignation	Valeur [Hz]
La roue I	F ₁	40
La roue II	F ₂	26.66
La roue III	F ₃	26.66
La roue IV	F ₄	13.65
Fréquences d'engrènement	Fz ₁	1040
	Fz ₂	560

TABLEAU 2– Fréquences caractéristiques

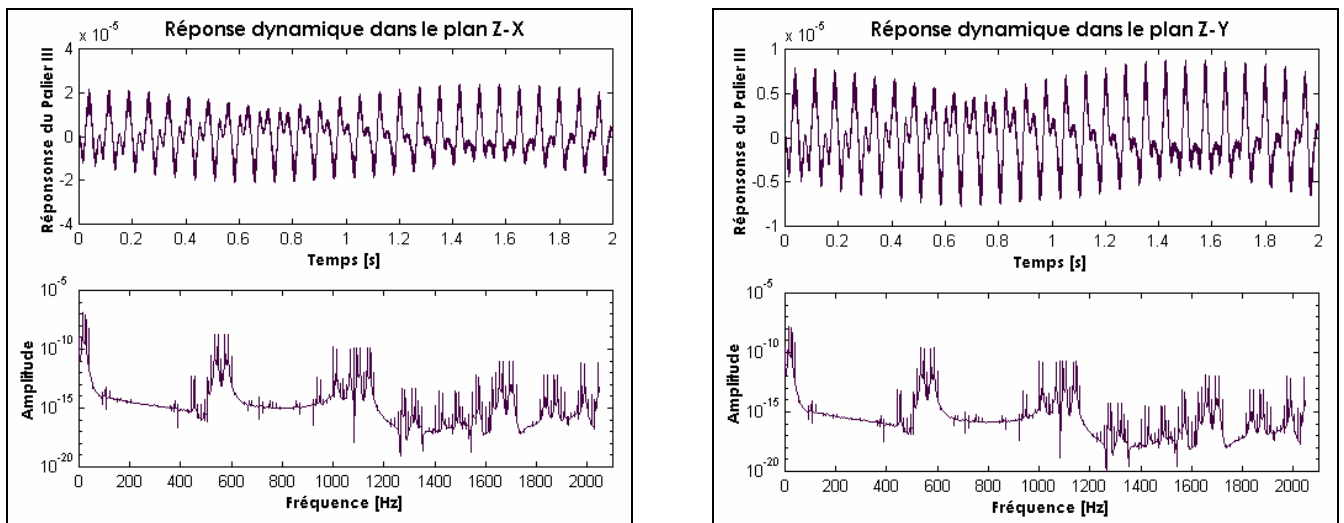


FIG 2 –Réponses dynamiques du Palier III dans les plans Z – X et Z - Y

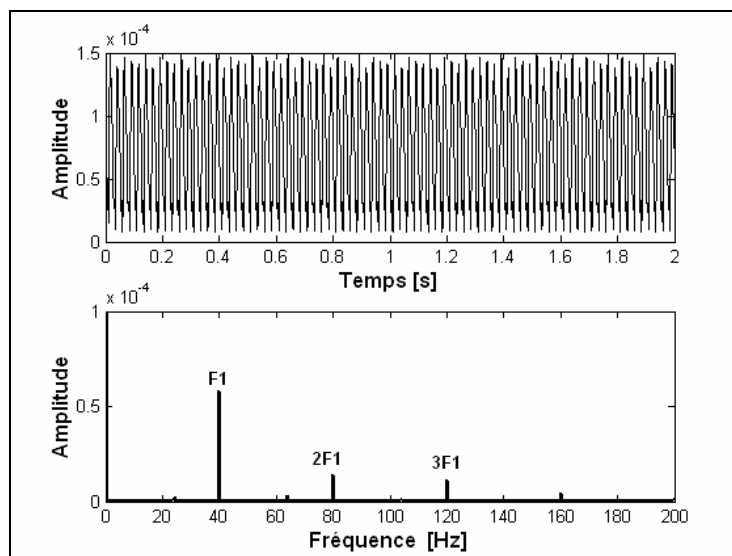


FIG 3 – Enveloppe et spectre d'enveloppe déterminés par la transformée de Hilbert

4.1 Excitations induites par un défaut d'excentricité

Dans les transmissions par engrenages, l'excitation vibratoire peut avoir pour origine des sources autres que la variation de la raideur d'engrènement.

Ainsi, une simulation numérique a donc été effectuée en introduisant une excitation associée à un défaut d'excentricité en plus de la variation de la raideur d'engrènement. Une analyse du spectre montre que la réponse du palier III est caractérisée par l'apparition de bandes latérales autour des deux fréquences d'engrènement $Fz1$ et $Fz2$ et de leurs harmoniques. Les amplitudes des raies latérales ainsi observées sont gouvernées par la variation de raideur d'engrènement, par contre les bandes latérales sont les conséquences du défaut d'excentricité Merzoug et al (2001).

L'utilisation de la transformée de Hilbert permet d'extraire l'enveloppe. L'analyse spectrale de cette dernière, montre qu'il s'agit de la modulation exprimant un défaut d'excentricités sur les roues, nous remontons ainsi à l'origine du défaut.

Les fréquences présentes dans les spectres, correspondent en effet à la fréquence de rotation de l'arbre moteur et de ses harmoniques (figure 3).

4 Conclusions

Notre grande intention est allée vers les paliers du fait que Les études, tant expérimentales que numériques, réalisées dans le cadre de l'analyse du comportement dynamique global des systèmes de transmission de puissance par engrenages ont mis en évidence le rôle prépondérant des paliers. Le choix et la précision de la modélisation de ces éléments technologiques vont donc influencer grandement les résultats.

Les résultats obtenus sont encourageants du fait que nous sommes parvenus à remonter aux fréquences responsables de l'apparition des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques. La méthode qui vient d'être décrite n'a pas la prétention de résoudre tous les problèmes de surveillance des machines tournantes. Cependant elle permet de remonter à l'origine de certains défauts.

Bien entendu, il reste à confirmer par une expérimentation la validité de la méthode proposée dans cet article. Aussi, nous espérons que l'ensemble des résultats relatifs à la surveillance des engrenages, joints à ceux obtenus quant aux autres éléments des machines,

aideront l'ingénieur à faire un meilleur diagnostic et cela en vue de l'amélioration de la qualité des transmissions.

Références

- Bouzouane, B., Miloudi, A. 2000 Diagnostic des roulements via l'analyse d'enveloppe. *CIMASI'2000 Casablanca Maroc*
- Walha, J. Louati, T. Fakhfakh & M. Haddar. 2005 Influence des défauts de fonctionnement sur le comportement dynamique d'un réducteur à engrenages double étages. *1er Congrès International Conception et Modélisation des Systèmes Mécaniques CMSM'2005*.
- Velex, P. 1988 Contribution à l'Analyse du Comportement Dynamique de Réducteurs à Engrenages à Axes Parallèles, Thèse de doctorat, INSA, Lyon, , pp 73-76.
- Merzoug, M., Miloudi, A. & K. Brahimi. 2001 Comportement Dynamique d'une Transmission par Engrenages : Analyse de la Stabilité, *XVème Congrès Français de Mécanique, NANCY*.