

# Suivi Vibratoire des Transmissions à Engrenages en Régime Variable

M. MERZOUG<sup>a</sup>, K. AIT SGHIR<sup>b</sup>, A. MILOUDI<sup>a</sup>, J. P. DRON<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Laboratoire de Mécanique Avancée

Faculté de Génie Mécanique et Génie des Procédés

USTHB, BP.32 El Alia, 16111 Bab Ezzouar, Alger – ALGERIE

<sup>b</sup> Groupe de Recherche en Sciences Pour l'Ingénieur,

Université de Reims Champagne-Ardenne, 51687 Reims Cedex 2, France

## Résumé :

*Cet article s'inscrit dans le cadre du diagnostic des machines tournantes en régime variable. L'objectif de ce travail est la recherche des indicateurs pertinents pour le diagnostic des transmissions à engrenages à partir des signaux simulés. Deux indicateurs sont proposés : Le premier indicateur est basé sur la valeur RMS et le second sur le calcul du spectrogramme. Pour tester les indicateurs proposés, des signaux de simulation sont utilisés. Ces signaux qui sont calculés en utilisant le schéma d'intégration de Newmark, sont les résultats de la modélisation dynamique de la transmission à engrenages qui tient compte des défauts d'excentricité.*

**Mots clefs:** Engrenages, Fréquence instantanée, Valeur RMS, Analyse spectrale

## Abstract :

*In this paper the diagnosis of rotating machines under varying conditions is discussed. The objective of this work is the search for relevant indicators for the diagnosis of a gear transmission from simulated signals. Two indicators are proposed. The first indicator is based on the RMS value and the second on the calculation of the spectrogram. To test the proposed indicators, simulation signals are used. These signals are calculated using the Newmark integration scheme, the results of dynamic modeling of the transmission gear that considers eccentricity faults.*

**Keywords:** Gears, Instantaneous frequency, RMS value, Spectral analysis

## 1 Introduction

Dans la littérature, plusieurs modèles ont été élaborés pour traduire fidèlement les conditions réelles afin de prédire le comportement dynamique des transmissions par engrenages. Historiquement, les modèles se basent sur une modélisation masse-ressort et à paramètres concentrés, considérant l'engrenage comme deux cylindres rigides reliés par une raideur d'engrènement constante ou variable dans le temps. Plusieurs de ces modèles privilégient les effets torsionnels et négligeaient ceux flexionnels afin d'aboutir à un modèle à un seul degré de liberté, Chaari [1]. Palais, Guilbault et Marc Thomas [2], ont développé un modèle numérique permettant de simuler l'effet de défauts sur une denture. Les défauts traités sont de deux types : des fissures et des défauts de surface. En considérant l'amortissement, Guilbault et Marc Thomas [3] ont mis en évidence la relation entre l'effet de l'amortissement et de la charge appliquée. Ducret [4] et Rigaud [5], ont adopté une modélisation dynamique de toutes les composantes élastiques de la transmission (engrenages, arbres, roulements et carter), basée sur une discrétisation par éléments finis. Pour des signaux évoluant en raison d'une modification de la structure vibrante au moment de l'apparition d'un défaut, des chercheurs ont identifié et développé des techniques permettant la détection et le diagnostic de ces défauts, en se basant sur une analyse des signaux vibratoires engendrés lors de l'engrènement, Badi [6]. En 1985, McFadden [7] avait proposé une technique afin d'obtenir l'enveloppe d'un signal démodulé en amplitude une fois filtré autour d'une harmonique. La technique permettait de fournir une évidence claire de la présence d'une fissure. En

1990, Forrester [8] avait utilisé une distribution de Wigner-Ville pour détecter la présence d'une fissure ainsi que d'autres défauts. En 1991, Dalpiaz et Meneghetti [9] ont développé une fonction de transfert pour filtrer les signaux vibratoires provenant d'un carter, afin de recouvrer les vibrations de torsion venant directement de l'engrenage. En 2009, Merzoug et Miloudi [10], ont utilisé la transformée en ondelettes pour détecter les défauts induits par des excentricités et ont optimisé certains paramètres de la multirésolution. D'autres chercheurs ont tenté des techniques fournissant des indicateurs permettant d'identifier la progression du défaut et même d'automatiser le processus de détection de celui-ci. En 1999, Laurent, Sidahmed et Doncarli [11], proposent une étude comparative de deux méthodes s'intéressant à la surveillance de systèmes mécaniques. La première méthode utilise une approche temps-fréquence et est basée sur le calcul de distances entre représentations temps-fréquence. La seconde, repose elle sur l'interprétation cyclostationnaire des signaux et utilise la corrélation spectrale. En 2010, Chikouche1 [12], a proposé des indicateurs pour le diagnostic d'un réducteur complexe à engrenages fonctionnant sous des conditions normales. Ces indicateurs sont basés sur l'analyse cepstrale. Le lien entre cette technique proposée et les caractéristiques du signal est mis en évidence. Bartelmus [13], a proposé une nouvelle approche de la surveillance de l'état des engrenages sous charges et a montré qu'il ya deux causes dominantes à basses fréquences qui influence la modulation du signal vibratoire : la charge variable et la fréquence de rotation. Villa [14], présente les résultats d'un algorithme d'analyse statistique des vibrations, appliqué à un banc d'essai fonctionnant sous des conditions de charge et de vitesse variables similaires à ceux que l'on retrouve dans différents types de machines comme les éoliennes. Dans le cadre du suivi vibratoire d'un défaut d'écaillage de roulement en régime non stationnaire, Ait-Sghir [15], a proposé un nouvel indicateur, basé sur un signal provenant d'un accéléromètre et un signal issu d'un codeur optique acquis en même temps. Un algorithme pour estimer la vitesse instantanée à partir du signal délivré par le codeur optique est appliqué. Par la suite, chaque échantillon du signal accéléromètre est divisé par la vitesse instantanée correspondante et la valeur RMS est appliquée alors au signal résultant. Fedala [16], propose d'utiliser des techniques de ré-échantillonnage angulaire pour la détection des défauts des engrenages à partir des signaux codeurs et accélérométriques enregistrés sur un banc d'essai en fonctionnement. En associant plusieurs de ces capteurs, il montre qu'il est possible d'étendre le nombre d'indicateurs sur la base des signaux disponibles.

Ce travail s'inscrit dans le cadre du diagnostic des engrenages en régime variable en vitesse. L'objectif est l'élaboration des indicateurs pertinents sur l'état des engrenages défectueux à partir des signaux de vibrations simulés en régime variable. Parmi les indicateurs les plus utilisés dans l'industrie, nous avons choisi d'adapter la valeur RMS et l'analyse spectrale au régime variable.

## 2 Description du modèle retenu

La plupart des travaux de modélisation du comportement dynamique des transmissions à engrenages utilisent des modèles discrets de type masses-ressorts-amortisseurs. Les engrenages sont alors assimilés à des cylindres rigides liés par une raideur d'engrènement qui représente la liaison élastique entre les dents. Les premiers travaux utilisent une raideur d'engrènement constante, ce qui nécessite la considération dans les équations dynamiques les différentes excitations externes, telles que les erreurs de forme et de montage, Pearce [17]. Il est actuellement admis que les deux sources d'excitation interne à considérer sont celles produites par la fluctuation de la raideur d'engrènement et celles générées par les écarts de formes sur la denture Kassaï [18] et Welbourn [19].

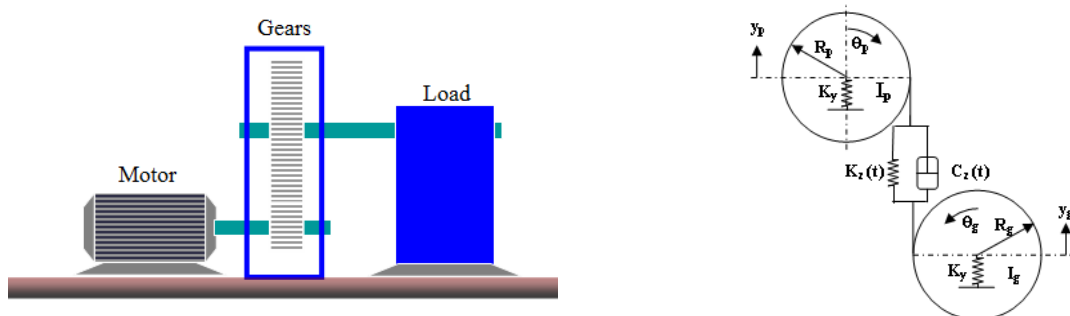


FIG. 1 – Modèle dynamique retenu d'une transmission à engrenages

### 3 Réponse dynamique de la transmission

L'erreur statique de transmission a en général, plusieurs origines. De nombreux travaux ont été entrepris pour analyser la contribution respective de chacune de ces origines au comportement vibroacoustique des transmissions par engrenages et pour déterminer leurs caractéristiques fréquentielles. Ces origines peuvent être les défauts de géométrie, qui résultent de la fabrication des engrenages et de l'assemblage de la transmission ou bien des déformations élastiques des dents.

#### 3.1 Excitation induite par un défaut d'excentricité

Le défaut d'excentricité, résulte du fait que le centre des cercles primitifs des roues n'est pas situé sur l'axe de rotation de la roue correspondante. Ce défaut peut être associé à un mauvais montage de la roue sur son arbre et/ou à la fabrication de la roue et de l'arbre. L'excentricité d'une roue, se caractérise essentiellement par la présence dans le spectre de l'erreur de transmission, de raies à la fréquence de rotation de la roue excentrée et à des bandes latérales autour de la raie d'engrènement et de ses harmoniques Driot [20].

L'erreur de transmission  $\delta(t)$  est la déformation élastique globale des dents au point de contact d'une paire de roues dentées. Désignons par :

$$\delta(t) = \theta_p R_p - \theta_g R_g + y_p - y_g + e_p \sin(\Omega_1 t) - e_g \sin(\Omega_2 t) \quad (1)$$

avec :

$e_p$  et  $e_g$  : les excentricités des roues.

$R_p$  et  $R_g$  : les rayons des cercles de base des roues.

$\theta_p$  et  $\theta_g$  : les angles de rotation des roues.

$y_p$  et  $y_g$  : les déplacements des supports d'arbres.

#### 3.2 Equations de mouvement

Le modèle de la figure 1, peut donc être mis sous la forme de quatre équations correspondant chacune à un degré de liberté. Les indices p et g sont attribués respectivement au pignon et à la roue.

$$M_p \ddot{y}_p + (K_y + K_z) y_p - K_z R_p \theta_p - K_z y_g + K_z R_g \theta_g = 0 \quad (2)$$

$$I_p \ddot{\theta}_p - K_z R_p y_p + K_z R_p^2 \theta_p + K_z R_p y_g - K_z R_p R_g \theta_g = 0 \quad (3)$$

$$M_g y_g - K_z y_p + K_z R_p \theta_p + (K_y + K_z) y_g - K_z R_g \theta_g = 0 \quad (4)$$

$$I_g \ddot{\theta}_g + K_z R_g y_p - K_z R_p R_g \theta_p - K_z R_g y_g + K_z R_g^2 \theta_g = 0 \quad (5)$$

$M_i$  et  $I_i$  avec  $i = p, g$ , représentent successivement les masses et les moments d'inertie de la roue motrice et de la roue réceptrice.  $K_z$ , représente la raideur d'engrènement variable et  $K_y$  la raideur des supports des roues dentées. En supposant que la raideur d'engrènement varie avec la rotation de l'arbre moteur, son expression donnée par Lin et Parker [21] s'écrit:

$$K_z = K_m + 2K_a \sum_{i=1}^{\infty} a_i \sin(\Omega_2 t) + b_i \cos(\Omega_2 t) \quad (6)$$

$$a_i = -\frac{2}{i\pi} \sin[i\pi(\varepsilon - 2\phi)] \sin(i\pi\varepsilon) \quad \text{et} \quad b_i = -\frac{2}{i\pi} \cos[i\pi(\varepsilon - 2\phi)] \sin(i\pi\varepsilon) \quad (7)$$

Où  $K_m$ , représente la raideur d'engrènement moyenne et  $2K_a$  le taux de variation de la raideur d'engrènement.  $\phi$  et  $\varepsilon$  représentent le déphasage et le facteur de conduite respectivement.

### 4 Indicateurs proposés

La valeur RMS est un indicateur très utilisé dans l'industrie. Elle consiste à mesurer le niveau d'énergie statistique redressée d'un signal vibratoire. Sa formule d'estimation est donnée par:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N [x(n)]^2}{N}} \quad (8)$$

$x$  indique l'échantillon du signal vibratoire à l'instant  $n$  et  $N$  le nombre d'échantillons.

L'avantage de la valeur RMS est son extrême facilité de mise en œuvre. Cependant, il est peu sensible et on l'utilise en général quand la puissance du signal vibratoire en fonctionnement sain est faible par rapport à la puissance du défaut [22]. En régime variable, cet indicateur est fonction linéaire de la vitesse de rotation. L'idée principale est d'éliminer l'influence de la vitesse de rotation, qui peut masquer une éventuelle défaillance, en divisant le signal vibratoire par la fréquence instantanée et en appliquant par la suite la valeur RMS. Ce nouvel indicateur a été employé avec succès pour le diagnostic des roulements en régime variable [15] et sera le premier indicateur utilisé dans notre travail.

L'analyse spectrale est parmi les méthodes les plus utilisées dans la littérature et dans l'industrie pour le diagnostic des engrenages [22]. En analysant l'évolution des fréquences de rotation et les fréquences d'engrenages, nous pouvons distinguer les défauts de dentures. En régime variable, la vitesse de rotation déforme le spectre du signal vibratoire et par conséquent empêche le diagnostic. La variation de la vitesse engendre une modulation d'amplitude et de fréquence des harmoniques caractéristiques d'engrenages. Cette variation est considérée comme fonction linéaire de la vitesse.

Le deuxième indicateur proposé dans cet article, est la fréquence d'engrènement normalisée par la vitesse moyenne. Cela consiste à diviser le signal vibratoire en tranches équivalentes et pour chacune d'elle on détecte la fréquence d'engrènement (la plus grande harmonique). Enfin on divise le signal par la vitesse moyennée estimée dans cette tranche. Ainsi, le nouvel indicateur permet de s'affranchir de l'impact de variation de la vitesse sur l'analyse spectrale.

## 5 Application aux signaux de simulation

La figure 2 représente le spectre du signal simulé de l'engrènement pour une erreur d'excentricité sur le pignon de  $80 \cdot 10^{-6}$  m, à un régime constant où la fréquence de rotation est 40 Hz et le nombre de dents est de 29. Nous constatons la dominance de la fréquence d'engrènement à 1160 Hz et ses harmoniques.

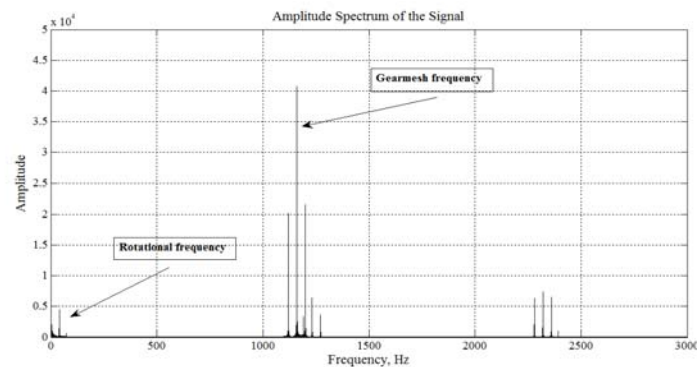


FIG. 2 – Spectre du signal pour un régime constant

Afin de tester les indicateurs proposés, nous avons considéré le modèle de simulation des signaux d'engrenages en régime variable. Le profil retenu pour la fréquence de rotation de l'arbre moteur est montré sur la figure 3. La fréquence de rotation augmente de 0 jusqu'à 40 Hz en premier temps puis constante le reste du temps. Le choix de ce profil est motivé par le fait qu'il existe dans de nombreuses machines industrielles (éoliennes, systèmes de propulsion marine, tramway etc.), des phases de démarrage et d'arrêts qui se répètent de manière infini. Pour les signaux de simulations, nous définissons la fréquence de rotation. Cependant, en général, nous pouvons utiliser la méthode suivante : filtrer passe bande autour d'une fréquence caractéristique (fréquence d'engrènement, la fréquence de rotation dans le signal du codeur optique) puis appliquer la transformée de Hilbert pour avoir le signal analytique. A partir du signal analytique estimer la phase, et par la dérivation de la phase on obtient la fréquence instantanée. Cet algorithme peut bien être appliqué aux signaux issus des codeurs optiques installés sur des machines industrielles, afin d'estimer la fréquence instantanée. Si le régime est variable en vitesse, on découpe le signal en tranches, où on suppose que la vitesse est constante et appliquer cet algorithme.

La figure 4 représente le signal de simulation et son spectre pour une erreur d'excentricité sur le pignon de  $160 \cdot 10^{-6}$  m. Nous constatons que l'amplitude du signal est modulée par le profil de la fréquence de rotation et que son spectre est difficile à interpréter.

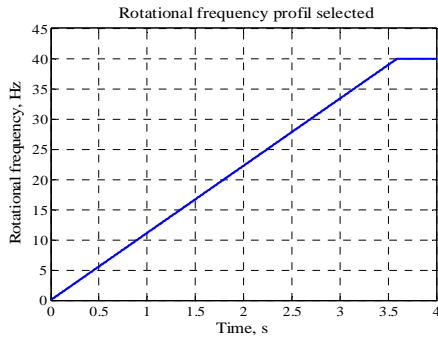


FIG. 3 – Profil de la fréquence de rotation retenu

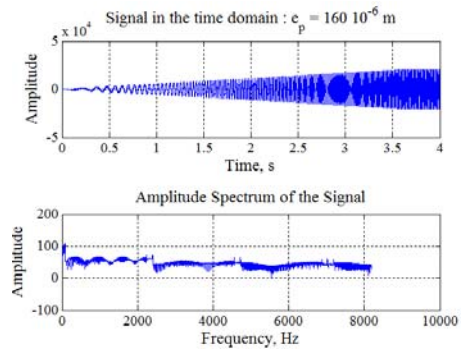


FIG. 4 – Signal et spectre pour  $e_p = 160 \cdot 10^{-6}$  m

Pour faire un diagnostic avec la valeur RMS, nous avons découpé le signal en tranches de 1024 points et sur chaque tranche la valeur RMS est calculée (figure 5). Sur cette figure nous pouvons constater que la valeur RMS est fonction linéaire de la vitesse et par conséquent très influencée par la variation de cette dernière, ce qui empêche de faire le diagnostic, par exemple si le seuil est fixé à 5000, on peut bien voir que les trois courbes passent par cette valeur.

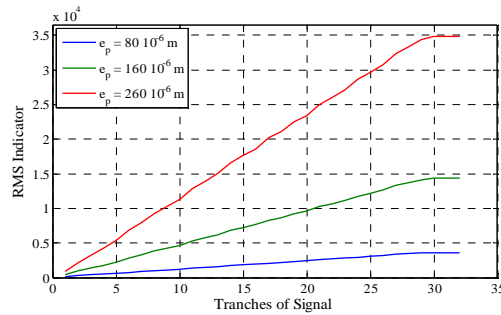


FIG. 5 – valeur RMS

Sur les figures 6 et 7, nous avons présenté les deux indicateurs proposés. Pour l'indicateur 1, nous pouvons constater que les trois courbes qui représentent les différents états d'erreur d'excentricité sont constantes et séparables quelque soit la fréquence de rotation (chaque tranche une vitesse de rotation). De même, le deuxième indicateur, extrait du spectre du signal, donne des courbes qui permettent de distinguer les trois cas d'erreurs d'excentricité. Pour mettre en évidence ce résultat des seuils peuvent être fixés.

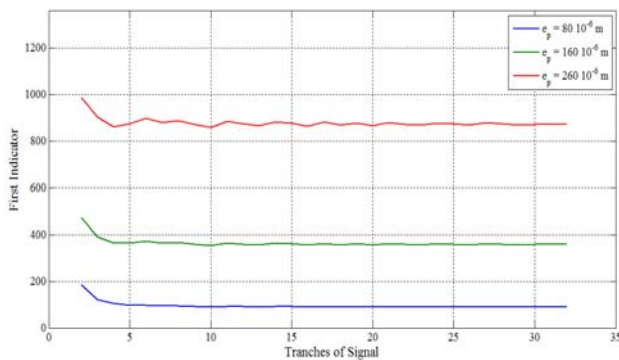


FIG.6 – Premier indicateur

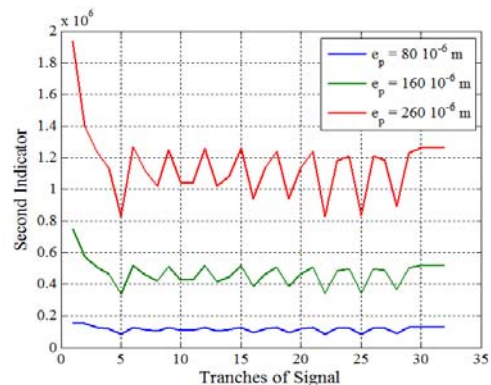


FIG. 7 – Second indicateur

## 6 Conclusion

La modélisation numérique nous a permis d'avoir une première approche du comportement dynamique des transmissions à engrenages. En effet les signaux issus des simulations possèdent les caractères essentiels des signaux réels, du fait que le modèle numérique choisi tient compte de certains organes de la transmission et la possibilité d'introduire différentes erreurs en vue d'étudier leur influence dans le cas où la fréquence de rotation est variable. Ce travail reste une contribution dans le domaine du diagnostic des machines tournantes

et plus précisément dans l'éternelle recherche des indicateurs pertinents. Comparés aux indicateurs classiques, nous considérons que les indicateurs proposés dans cette étude sont prometteurs, car ils offrent l'avantage de fixer des seuils pour le suivi et la détection des défauts.

## References

- [1] Chaari F., Simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenages en présence de défauts de denture, *Mécanique & Industries* 6, 625-633, 2006.
- [2] Palais D., Guilbault R., Thomas M., Lakis A., Mureithi N, Numerical simulations of damaged gear vibrations Proceedings of the 27th seminar on machinery vibration. CMVA, Vancouver, 2009.
- [3] Guilbault R., Lalonde S., Thomas M., Nonlinear damping calculation in cylindrical gear dynamic modelling, *Journal of Sound and Vibration* 331, 2110–2128, 2012.
- [4] Ducret P., Prédiction du bruit rayonne par les carters des transmissions a engrenages, Thèse de doctorat. 1997
- [5] Rigaud E., Sabot J., Effect of Elasticity of Shafts, Bearings, Casing and Couplings on the Critical Rotational Speeds of a Gearbox, Proceedings of the International Conference of Gears, Germany, 1996.
- [6] Badi M., Esat I., Paya B., Neural network based fault detection using different signal processing techniques as pre-processom, *ASME. Structural dynamics and vibration*, 70, 97-101, 1995.
- [7] McFadden P.D., Advances in the vibration monitoring of gears and rolling element bearings, National symposium, 1985.
- [8] Forrester B.D., Gear fault detection using the Wigner-Ville distribution, The Institution of Engineers. Australia vibration and noise conference, 296-299, 1990.
- [9] Dalpiaz G., Meneghetti U., Monitoring fatigue cracks in gear, *NDT & E International*, 24,6, 1991.
- [10] Merzoug M., Miloudi A., Chiementin X, Détection des défauts d'excentricités d'une transmission à engrenages par analyse en ondelettes, Congrès International sur les Risques Industriels, CIRI, 2009.
- [11] Laurent H., Sidahmed M., Doncarli C, Détection précoce d'endommagement de denture sur des trains d'engrenages droits par analyse vibratoire, Dix-septième colloque GRETSI, 1999.
- [12] Chikouche D., Felkaoui A., Haloui N., Diagnostic précoce d'un réducteur a engrenage par analyse des signaux vibratoires a l'aide du cepstre synchrone, *ICIEM*, 2010
- [13] Bartelmus W., Chaari F., Zimroz R., Haddar M., Modelling of gearbox dynamics under time-varying nonstationary load for distributed fault detection and diagnosis, *Eur.J.Mech.A/Solids*, 29, 637–646, 2010
- [14] Villa L., Renones F., Peran A., Miguel J., Statistical fault diagnosis based on vibration analysis for gear test-bench under non-stationary conditions of speed and load. *MSSP*, 29 436–446, 2012.
- [15] Ait-Sghir K., Bolaers F., Cousinard O., Dron JP., spalling bearing defect in variable speed regime, Accepté le 24 Avril dans le journal *Mechanics-industry*.
- [16] Fedala S., Remond D., Zegadi R., Felkaoui A., utilisation de l'erreur de transmission et de la vitesse angulaire instantanée pour le diagnostic vibratoire des défauts des engrenages, 3ième Colloque Analyse Vibratoire Expérimentale, Blois, 20 et 21 Novembre 2012
- [17] Pearce W. J., Neilsen M.A., Rouverol W.S., Reducing Gear Noise Excitation. Proc. of the 2nd World Congress on Gearing, Paris, 1, 587-598, 1986.
- [18] Kassaï A., Mathieu, J.P., Chahmirian G., Sirènement de denture : Composantes non harmoniques de l'engrènement liées à la rectification par génération. Proc. of the 3rd World Congress on Gearing and Power Transmissions, Paris, 1992.
- [19] Welbourn D.B., Gear errors and their resultant noise spectra. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 184, Part 30, 131-139, 1969.
- [20] Driot N., étude de la dispersion vibroacoustique des transmissions par engrenages Thèse de Doctorat l'école centrale de Lyon, 2002.
- [21] Lin J., Parker R.G., Mesh stiffness variation instabilities in two-stage gear system, *Journal of vibration and acoustics*, 124, 68-76, 2002.
- [22] Boulenger A., Pachaud C., Diagnostic vibratoire en maintenance préventive, Dunod, Paris, 1998.