

Détection précoce d'endommagement de denture sur des trains d'engrenages droits par analyse vibratoire

Hélène LAURENT¹, Menad SIDAHMED¹, Christian DONCARLI²

¹HEUDIASYC, UMR CNRS 6599

Université de Technologie de Compiègne, Centre de Recherche de Royallieu, BP 20529, 60205 Compiègne cedex, France

²IRCyN, UMR CNRS 6597

1 rue de la Noë, BP 92101, 44321 Nantes Cedex 03, France

Helene.Laurent@hds.utc.fr, Menad.Sidahmed@hds.utc.fr, Christian.Doncarli@ircyn.ec-nantes.fr

Résumé – Cette communication propose une étude comparative de deux méthodes s'intéressant à la surveillance de systèmes mécaniques grâce à l'analyse de leurs signatures vibratoires. Les signaux traités dans cet article ont été recueillis au CETIM de Senlis lors de campagnes de tests effectuées sur des trains d'engrenages droits. La première méthode utilise une approche temps-fréquence et est basée sur le calcul de distances entre représentations temps-fréquence (RTFs). La seconde repose, elle, sur l'interprétation cyclostationnaire des signaux et utilise la corrélation spectrale.

Abstract – This paper presents a comparative study between two methods for monitoring applications. The mechanical system under test is a power circulating gear testing machine composed of two different single-stage spur gear units. The vibration signals have been recorded at the CETIM in Senlis. The first method uses a time-frequency approach and is based on distance measure between time-frequency representations (TFRs). The second one uses the cyclostationary theory and is based on the computation of the spectral correlation.

1 Introduction

L'étude des signatures vibratoires des systèmes mécaniques et de leur évolution au cours du temps constitue aujourd'hui un outil de surveillance éprouvé des processus industriels. Parmi les nombreuses applications envisageables, l'étude des engrenages a suscité un engouement particulier dans la communauté scientifique. Ces éléments se rencontrent en effet dans de nombreuses machines tournantes et leur surveillance est d'un intérêt primordial. Dans les systèmes de transmission des hélicoptères, par exemple, les engrenages des boîtes de vitesse supportent des charges très élevées et la défaillance de ces systèmes est à l'origine de la plupart des accidents. La détection précoce d'endommagement de dentures a donc fait l'objet de nombreuses études utilisant diverses approches : la démodulation d'amplitude et de phase [1], la corrélation spectrale [2], l'approche temps-échelle [3] ...

Nous présentons dans cet article les performances d'un indice de stationnarité récemment proposé [4] et basé sur le calcul de distances entre représentations temps-fréquence (RTFs) face à un tel problème. Cet indice repose sur l'interprétation probabiliste des RTFs comme des fonctions de densité de probabilité conjointes conduisant à l'utilisation de distances liées à la f -divergence de Csiszar initialement utilisées dans un contexte de décision temporelle [5]. Une étude comparative est menée avec une méthode classiquement utilisée pour l'analyse des signaux d'engrenages et reposant directement sur l'interprétation cyclostationnaire de ces signaux : la corrélation spectrale. Les signaux analysés ont été recueillis durant une cam-

pagne de tests réalisée au CETIM de Senlis sur un banc d'essais d'engrenages de grandeur industrielle. Les résultats obtenus mettent en évidence l'efficacité de la méthode proposée pour la détection précoce d'écaillage et l'étude de la propagation du défaut à partir d'un nombre restreint de données.

2 Présentation du dispositif étudié et du protocole

Le système étudié, schématiquement représenté sur la figure 1, est un banc constitué de deux réducteurs 20/21 dents et 40/42 dents fonctionnant 24h/24. Au début de

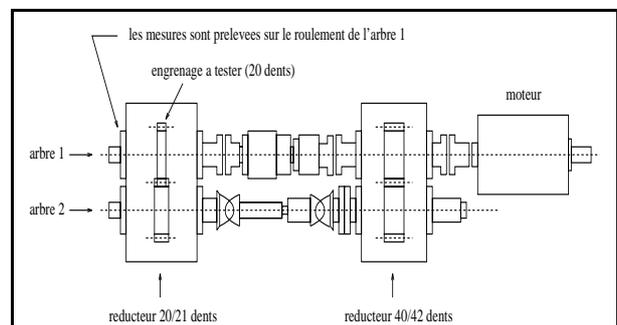


FIG. 1: Représentation schématique du banc d'essai (documentation fournie par le CETIM de Senlis).

l'étude tous les engrenages intervenant dans le dispositif ont un fonctionnement sain. Au cours du test l'engrenage à 20 dents, d'épaisseur la plus faible, va se dégrader, un phénomène d'écaillage apparaissant sur une de ses dents. Le dimensionnement des roues ainsi que les conditions de coupe ont été fixés de façon à obtenir un écaillage sur toute la largeur de la dent. Nous ne considérerons ici que les signaux prélevés durant les quatre derniers jours du test (soit du 9^{eme} au 12^{eme} jour). Le signal du 9^{eme} jour correspond à un fonctionnement sain du dispositif tandis que celui du 12^{eme} correspond à un fonctionnement très dégradé du système. Le défaut est alors évident et peut être détecté très facilement par simple analyse de l'évolution temporelle du signal de vibration (cf figure 2). L'objectif est donc de détecter le plus tôt possible l'apparition d'une dégradation, le défaut progressant rapidement et rendant inexploitable le dispositif au bout de trois jours seulement.

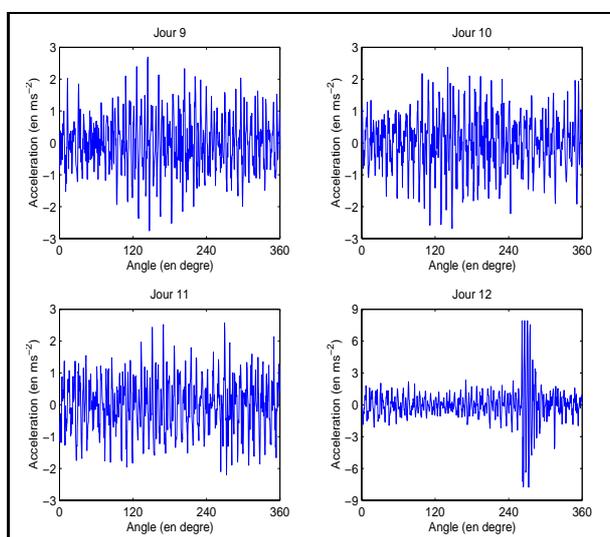


FIG. 2: *Evolutions temporelles des signaux d'accélération à différents moments du test (une rotation).*

La vitesse de rotation de l'engrenage à 20 dents a été fixée à 1000 tours/min, soit $f_{r20} = 16.67$ Hz (on en déduit la fréquence de rotation de la roue à 21 dents, $f_{r21} = \frac{20}{21} * 16.67 = 15.88$ Hz). Chaque jour, le signal d'accélération est mesuré sur un roulement de l'arbre 1 ainsi que le signal tachymétrique fournissant une impulsion par tour ("top-tour"). Les enregistrements sont effectués avec une fréquence d'échantillonnage $f_e = 12$ KHz, puis après chaque relevé, une inspection visuelle de l'engrenage est réalisée afin de contrôler le commencement et l'évolution du défaut d'écaillage.

Les densités spectrales de puissance estimées par la méthode de Welch et obtenues pour les quatre jours du test sont présentées sur la figure 3. Elles mettent en évidence certaines caractéristiques du mécanisme étudié. La source majeure de vibrations dans une boîte de vitesses ne présentant pas de défaut correspond aux chocs successifs se produisant lors de la mise en contact de deux dents. On retrouve donc normalement sur les spectres la raie spectrale correspondant à la fréquence d'engrènement du réducteur

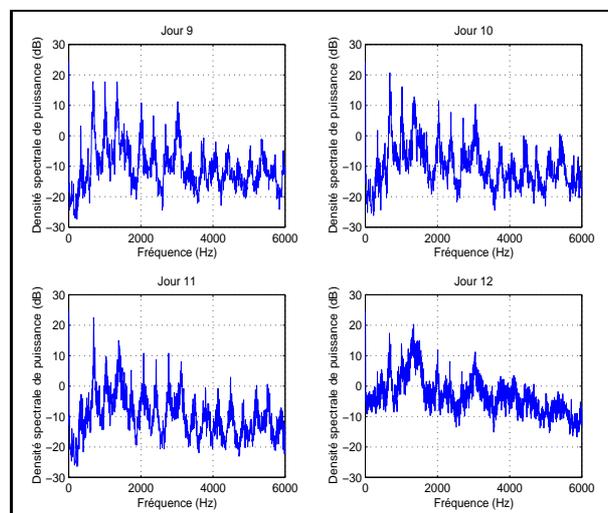


FIG. 3: *Spectres des signaux sur les quatre jours du test.*

20/21 dents, $f_{eng_{20/21}} = 333$ Hz. Des multiples de $f_{eng_{20/21}}$ apparaissent également. La présence de ces harmoniques s'explique par la conjonction de deux phénomènes. Tout d'abord, la fréquence d'engrènement du réducteur 40/42 dents, $f_{eng_{40/42}} = 666$ Hz, apparaît elle aussi. D'autre part, il a été montré que la déflexion de la dent engrénée, induite par la charge, occasionnait des vibrations entraînant l'apparition de raies spectrales aux harmoniques de la fréquence d'engrènement [6]. On constate également l'apparition de bandes latérales autour des multiples de la fréquence d'engrènement. Elles sont dues aux modulations d'amplitude (et/ou de phase) des composantes vibratoires dues à l'engrènement découlant de la non-uniformité des différentes dents constituant l'engrenage étudié. Enfin, d'autres phénomènes sont également traduits dans le signal vibratoire mesuré. Un mauvais alignement de l'arbre ou la présence d'un balourd, par exemple, se traduira par des vibrations synchrones avec la fréquence de rotation de l'arbre, tandis que des défauts relevant de la dégradation de roulements présents dans le dispositif induiront, quant à eux, d'autres vibrations de fréquences indépendantes. Comme on peut le constater, différents phénomènes interviennent simultanément et rendent l'interprétation des signaux vibratoires délicate dans un objectif de détection précoce d'endommagement. Si les phénomènes impulsifs et l'augmentation sensible de l'énergie du signal sont facilement décelables lorsqu'on a affaire à une dégradation avancée de l'engrenage, en revanche, au début de la détérioration d'une dent (micro-pitting, piqûre), les phénomènes directement liés à ces défauts pourront être confondus avec les non-stationnarités rencontrées en fonctionnement sain.

L'objectif est ici, de quantifier une évolution par rapport à une situation réputée saine. Pour tenir compte de la cyclostationnarité du signal, nous avons choisi de comparer l'évolution du système tour à tour, un tour correspondant à une rotation de l'engrenage à 20 dents. Afin de disposer d'un signal exploitable, nous avons utilisé le "top-tour" fourni pour recalibrer la fréquence d'échantillonnage sur la vitesse de rotation de l'élément étudié, des variations de

vitesse pouvant en effet intervenir. Ce rééchantillonnage a été effectué de façon à obtenir 1024 points par cycle. On obtient alors une nouvelle fréquence d'échantillonnage de 17.07Khz. Travaillant sur des signaux synchrones, 1 tour correspond alors seulement à un nombre de points constant.

3 Approche temps-fréquence

Les représentations temps-fréquence, outils classiques d'analyse des signaux non stationnaires, permettent de mieux traduire les phénomènes mis en jeu en déployant le contenu fréquentiel du signal dans un espace à deux dimensions. C'est dans ce domaine que nous avons travaillé. La figure 4 présente les spectrogrammes des signaux enregistrés sur les quatre jours sur une plage temporelle correspondant à une rotation de l'engrenage à 20 dents. On y retrouve bien les structures linéaires liées aux harmoniques des fréquence d'engrènement. Les phénomènes de modulations des composantes vibratoires dues à l'engrènement sont également bien visibles.

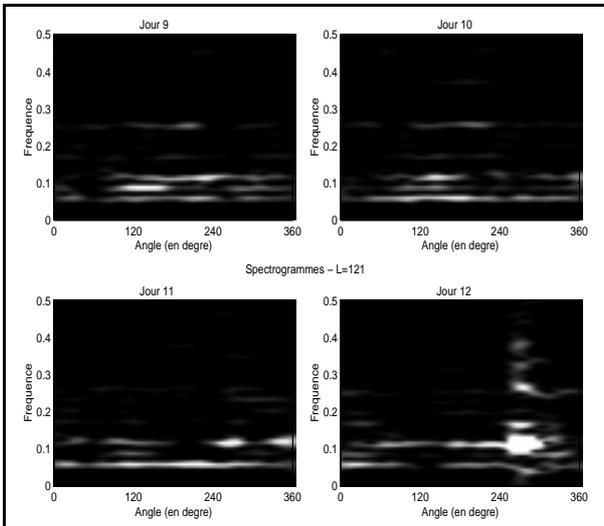


FIG. 4: Spectrogrammes des signaux d'accélération à différents moments du test (une rotation par jour).

Afin de comparer les RTFs entre elles, divers outils sont à la disposition des utilisateurs. Si la corrélation temps-fréquence a été très largement employée, l'utilisation de distances entre RTFs reste peu courante. Dans [4] nous nous sommes attachés à étudier plus amplement les performances de telles méthodes pour la détection de ruptures dans des contextes de segmentation et de surveillance. Il ressort de ce travail que les distances issues de l'interprétation des RTFs comme des fonctions de densité de probabilité conjointes sont des candidats particulièrement adaptés pour quantifier l'écart entre deux RTFs. Leur emploi permet bien souvent d'améliorer le processus de décision. Pour pouvoir appliquer de telles distances, les RTFs considérées devront être préalablement normalisées et positivées le cas échéant. La divergence de Kullback s'étant

avérée particulièrement performante, nous l'avons appliquée à cette étude.

$$Ind_{Ku}(t) = \int_{\tau=0}^p \int_{-\infty}^{+\infty} (I_t(t; \tau, f) - I_r(\tau, f)) \cdot \text{Log} \left(\frac{I_t(t; \tau, f)}{I_r(\tau, f)} \right) df d\tau$$

où le paramètre p caractérisant la plage temporelle considérée est pris égal à un tour, où l'imagette de référence I_r est obtenue par moyennage temps-fréquence de RTFs représentant les dix premiers tours de l'engrenage à 20 dents en fonctionnement sain et où I_c caractérise le tour de roue dont l'étude est en cours. On cherche donc ainsi à déceler, le plus tôt possible, la présence d'une détérioration débouchant sur une augmentation de la valeur de l'indice et à surveiller de façon précise la propagation du défaut.

La figure 5 présente les résultats obtenus lorsqu'on utilise la divergence de Kullback et un spectrogramme de largeur de fenêtre de lissage: $L=121$ points. L'utilisation de l'indice issu de la divergence de Kullback permet donc de mettre en évidence l'apparition d'une dégradation de façon très rapide (dès le 10^{ème} jour) et de suivre l'amplification du défaut tour après tour.

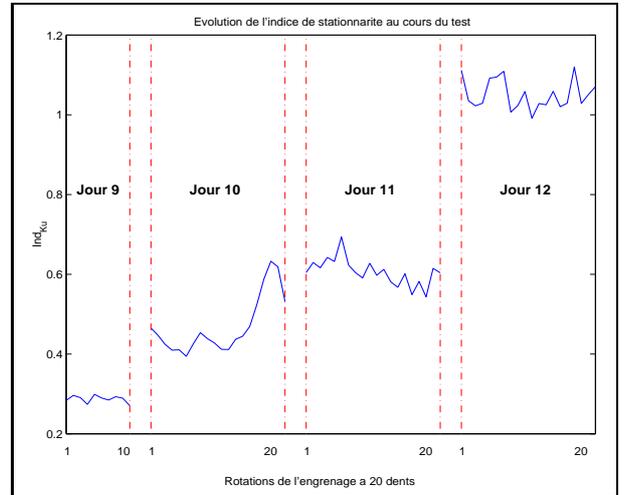


FIG. 5: Evolution de l'indice de stationnarité en fonction de la dégradation de l'engrenage à 20 dents.

4 La corrélation spectrale

Une autre méthode d'analyse des signaux d'engrenages classiquement utilisée repose directement sur l'interprétation cyclostationnaire de ces signaux. Les vibrations enregistrées provenant du même phénomène physique, l'engrènement, il est judicieux de penser que les composantes fréquentielles présentes dans le signal ne sont pas décorrélatées entre elles et que la présence de périodicités conduit à une non-stationnarité particulière: la cyclostationnarité [7]. La fonction $S_x^\alpha(f)$ intitulée corrélation spectrale et s'écrivant sous sa forme symétrique:

$$S_x^\alpha(f) = E[X(f + \frac{\alpha}{2})X^*(f - \frac{\alpha}{2})] \quad (1)$$

peut s'interpréter de la façon suivante [2] :

L'amplitude d'un pic situé aux coordonnées (f, α) traduit l'intensité du lien statistique entre les deux composantes centrées sur cette fréquence : $f + \frac{\alpha}{2}$ et $f - \frac{\alpha}{2}$.

Dans le cas de la surveillance d'engrenages, la corrélation spectrale permet de mesurer le "lien" existant entre les harmoniques de la fréquence d'engrènement $f_{eng_{20/21}}$ et les lobes correspondant aux effets des modulations d'amplitude et de phase. Un défaut d'écaillage apparaissant sur la roue à 20 dents (resp. 21 dents) générera des lobes plus importants distants d'un multiple de $f_{r_{20}}$ (resp. $f_{r_{21}}$) autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement [8]. Il convient donc d'inspecter certaines plages particulières du plan (f, α) . La figure 6 présente les résultats obtenus en filtrant le signal autour du 2^{ème} harmonique d'engrènement à 666Hz et en cherchant à analyser l'évolution du "lien" entre cet harmonique et $\alpha=2*f_{r_{20}}$. Le mode d'estimation de la corrélation spectrale employé repose sur le calcul d'un interspectre lissé entre deux versions décalées en fréquence du signal. On constate sur cette figure qu'un

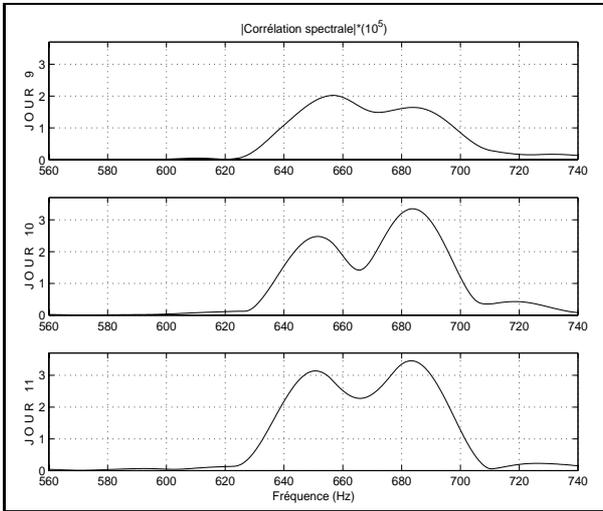


FIG. 6: *Corrélation spectrale pour les différents jours, $\alpha=2*f_{r_{20}}$.*

pic apparaît pour $(f, \alpha)=(683, 2*16.67)$ et que son amplitude croît durant la campagne de test. Cela s'interprète bien comme une augmentation du "lien" entre :

$$f + \frac{\alpha}{2} \simeq 700 \simeq 2*f_{eng_{20/21}} + 2*f_{r_{20}} \quad \text{et}$$

$$f - \frac{\alpha}{2} \simeq 666 \simeq 2*f_{eng_{20/21}}.$$

Comparativement à la méthode temps-fréquence introduite, les résultats obtenus à partir de la corrélation spectrale traduisent de façon moins nette la propagation du défaut. De plus, ceux-ci dépendent de façon cruciale de la zone d'analyse du plan (f, α) . Si l'on se place autour d'un autre harmonique de la fréquence d'engrènement par exemple, aucune évolution n'est décelable. Le nombre de points à disposition est en fait bien trop faible pour mener une analyse correcte à partir de la corrélation spectrale. Cette méthode, gourmande en données, nécessite pour fonctionner un nombre de tours élevé si l'on désire obtenir une

résolution cyclique permettant une interprétation fiable.

5 Conclusion

La méthode basée sur l'indice de stationnarité peut donc être vue comme un premier diagnostic pertinent de l'état du système. En effet, à partir d'un nombre de points très limité (1 tour = 1024 points) et sans avoir à privilégier une zone particulière du plan temps-fréquence, une analyse globale de l'état du dispositif est possible. Si cet indice décelé la présence d'une dégradation, la corrélation spectrale pourra alors dans un deuxième temps être mise en oeuvre afin d'aboutir à un diagnostic plus précis.

On peut noter que les plages temporelles considérées dans cette étude ne nous ont pas permis d'avoir à disposition un grand nombre de révolutions et qu'elles ne couvrent que deux situations intermédiaires entre le fonctionnement en mode normal et celui en mode dégradé. Il serait donc intéressant de poursuivre cette étude sur des signaux permettant de suivre de façon plus détaillée l'évolution du défaut et de tester l'influence du positionnement du capteur sur les performances observées.

Références

- [1] D. Brie, M. Tomczak, H. Oehlmann and A. Richard. *Gear crack detection by adaptative amplitude and phase demodulation*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.11, N° 1, pp. 149-167, January 1997.
- [2] C. Capdessus. *Aide au diagnostic des machines tournantes par traitement du signal*. Thèse de doctorat, INPG, Décembre 1992.
- [3] S.T. Lin and P.D. McFadden. *Gear vibration analysis by B-spline wavelet-based linear wavelet transform*. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.11, N° 4, pp. 603-609, July 1997.
- [4] H. Laurent. *Détection de ruptures spectrales dans le plan temps-fréquence*. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes, Université de Nantes, Novembre 1998.
- [5] M. Basseville. *Distance measures for signal processing and pattern recognition*. Signal Processing, Vol.18, N° 4, pp. 349-369, December 1989.
- [6] B.D. Forrester. *Time-frequency analysis in machine fault detection*. Time-frequency signal analysis - methods and applications, edited by Boualem Boashash, Longman Cheshire, pp. 406-423, 1992.
- [7] W.A. Gardner. *Statistical spectral analysis. A non probabilistic theory*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1988.
- [8] R. Rubini and M. Sidahmed. *Diagnostics of gear systems using the spectral correlation density of the vibration signal*. Proceedings of the IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety for Technical Processes, Hull, United Kingdom, August 1997.