

Détection du bruit de grenaille par analyse cyclo-non-stationnaire

S. Baudin^{a,b,c}, J. Antoni^b, D. Rémond^a et O. Sauvage^c

^aLaMCoS, INSA de Lyon, 18-20 rue des Sciences, Bâtiment Jean d'Alembert, 69621 Villeurbanne, France

^bLaboratoire Vibrations Acoustique, INSA de Lyon Bâtiment St. Exupéry 25 bis av. Jean Capelle, 69621 Villeurbanne, France

^cPSA Peugeot Citroën, route de Gisy, Direction Scientifique et Technologies Futures, StelLab, 78943 Vélizy-Villacoublay, France
sophie.baudin@insa-lyon.fr

Ce travail s'intéresse aux couples d'engrenages présents dans les boîtes de vitesses automobiles. L'acyclisme moteur présent en entrée de boîte a notamment pour conséquence de provoquer des impacts entre les dents des engrenages non chargés, à l'origine du bruit de grenaille. L'intérêt est ici porté sur les cas de grenaille périodique. Pour détecter la présence et la sévérité de ce bruit, il est particulièrement intéressant de conserver la dualité des informations temporelles (relatives aux voies de transfert des phénomènes vibratoires) et angulaires (relatives aux cycles de la machine) mesurées sur des boîtes en montée de régime. Pour cela l'approche cyclostationnaire classique est étendue à une approche angle/temps permettant de traiter des signaux habituellement qualifiés de cyclo-non-stationnaires. L'originalité concerne la caractérisation conjointe, en régime non-stationnaire, dans les 2 domaines fréquentiels (celui des fréquences dites naturelles en Hz et celui des fréquences dites cycliques en événement/tour). La détection de la grenaille par ces outils cyclostationnaires angle/temps sera présentée sur des signaux accélérométriques mesurés sur une boîte en montée de régime. Le banc d'essais utilisé permet de générer un acyclisme par joint de Cardan et de soumettre la boîte à des conditions de fonctionnement proches des conditions de fonctionnement réelles d'une automobile.

1 Introduction

L'analyse cyclostationnaire consiste à exploiter l'évolution périodique des paramètres statistiques d'un signal vibratoire. Les machines tournantes telles que les boîtes de vitesses sont des mécanismes à géométrie périodique en rotation, qui par construction évoluent cycliquement et produisent ainsi des signaux potentiellement cyclostationnaires. Ces dernières années de nombreux travaux ont démontré l'intérêt des outils cyclostationnaires au second ordre pour l'analyse de signaux vibratoires ([1], [2]). Ces outils nécessitent cependant des conditions de régime stabilisé. En pratique, cette restriction n'est pas compatible avec l'analyse de signaux issus de systèmes soumis à des conditions aléatoires de fonctionnement (telles que les éoliennes par exemple) ou à des systèmes volontairement soumis à des conditions non-stationnaires (telles que les chaînes de traction d'automobiles) et on parle alors de signaux cyclo-non-stationnaires.

L'objectif de ce papier est de présenter une approche récemment proposée pour étendre le concept cyclostationnaire à des signaux en régime non-stationnaire [3] avec une application industrielle. Cette approche se fonde sur la prise en compte conjointe des phénomènes cycliques liés à la variable angulaire et des phénomènes porteurs liés à la variable temporelle. Le bruit de grenaille (ou du moins le cas périodique du bruit de grenaille) est un exemple de signal pouvant être qualifié de "cyclostationnaire angle/temps" : étant généré par des chocs au niveau des dentures des engrenages il est de nature impulsionnelle en temps, et l'apparition des chocs étant liée à la rotation de l'arbre d'entrée de la boîte de vitesses, il est cyclique en angle. Cette nouvelle classe de "cyclostationnarité angle/temps" permet d'étendre les propriétés de la classe "cyclostationnaire" à des signaux aujourd'hui difficilement analysables et inclus dans la classe des signaux "cyclo-non-stationnaires".

Ce papier est organisé comme suit : l'intérêt de l'approche cyclo-stationnaire angle/temps et sa caractérisation par des outils du second ordre est présentée dans la première partie. Une application expérimentale de ces outils est proposée dans la seconde partie en vue de détecter le bruit de grenaille sur des signaux mesurés en montée de régime.

2 Cyclostationnarité angle/temps

Nous allons dans cette partie rappeler tout d'abord les principaux outils de caractérisation de la cyclostationnarité à l'ordre 2 (CS2).

2.1 Quelques rappels de cyclostationnarité

Notons t la variable générique décrivant le temps et T la période cyclique. Dans la suite l'hypothèse de cycloergodicité sera admise : nous considérons une seule réalisation $x(t)$ d'un processus $X(t)$ composée d'un nombre suffisant de cycles, dont chacun des cycles peut être considéré comme une réalisation particulière.

La caractérisation de la cyclostationnarité à l'ordre 2 fait appel à l'estimation de la fonction d'autocorrélation instantanée (définition symétrique) :

$$R_{xx}(t, \tau) = \mathbb{E}[x(t)x^*(t - \tau)] \quad (1)$$

où τ correspond à un décalage temporel et $*$ correspond à la notation usuelle du transposé conjugué. Un signal est dit CS2 si sa fonction d'autocorrélation est périodique de période T : $R_{xx}(t, \tau) = R_{xx}(t + T, \tau)$.

A partir de l'autocorrélation du signal, la caractérisation de la cyclostationnarité à l'ordre 2 peut s'effectuer dans le domaine fréquentiel par transformation de Fourier par rapport à la variable de retard τ qui donnera sa fréquence spectrale f (qui représente la porteuse) et par transformation de Fourier par rapport à la variable temporelle t qui donnera sa fréquence cyclique α_t . Cette fréquence cyclique découle des propriétés de cyclostationnarité du signal.

Une représentation en fréquences spectrale et cyclique est donnée par la corrélation spectrale :

$$S_{xx}(\alpha_t, f) = \mathcal{F}_{\tau \rightarrow f} [\mathcal{F}_t \{R_{xx}(t, \tau)\}] \quad (2)$$

qui peut également s'exprimer sous la forme :

$$S_{xx}(\alpha_t, f) = \lim_{W \rightarrow \infty} \frac{1}{W} \mathbb{E}[\mathcal{F}_W[x(t)]^* \mathcal{F}_W[x(t)e^{-j\alpha_t t}]] \quad (3)$$

où \mathcal{F}_W désigne la transformée de Fourier sur un intervalle de temps W fini. La référence [4] donne une comparaison de différents estimateurs pour la corrélation spectrale. Le plus couramment utilisé en raison de son efficacité algorithmique est le périodogramme cyclique moyenné (méthode de Welch).

Pour mesurer l'intensité de la corrélation entre les incréments spectraux $X(f)$ et $X(f + \alpha_t)$ on utilise la cohérence spectrale $\gamma_{xx}(\alpha_t, f)$ définie par :

$$\gamma_{xx}(\alpha_t, f) = \frac{S_{xx}(\alpha_t, f)}{[S_{xx}(f)S_{xx}(f + \alpha_t)]^{1/2}} \quad (4)$$

Elevée au carré, $|\gamma_{xx}(\alpha_t, f)|^2$ est normalisée entre 0 et 1.

La cyclostationnarité en temps suppose cependant un fonctionnement parfaitement stabilisé de la machine. En pratique, même à régime constant, les systèmes d'intérêt sont généralement susceptibles de présenter des fluctuations de vitesse liées à leur conditions de fonctionnement [5]. La durée des cycles successifs présents dans le signal n'est alors plus constante en temps. Dans ce cas, il convient d'analyser les signaux dans le domaine angulaire, avec une acquisition directement à pas d'angle constant [6] ou en ré-échantillonnant le signal après acquisition temporelle [7]. Ceci garantit ainsi un nombre d'échantillons constant pour chaque cycle et permet d'analyser le signal à partir d'outils cyclostationnaires considérés dans le domaine angulaire. La fonction d'autocorrélation est alors exprimée en fonction de la variable angulaire θ et du décalage angulaire τ_θ . Par double transformée sur ces variables angulaires, la corrélation spectrale est obtenue en fonction de la fréquence d'angle cyclique α_θ et de la fréquence d'angle f_θ , toutes deux généralement appelées "ordre" et exprimées en nombre d'évènement par tour (evt/tr).

2.2 Intérêt d'une approche angle/temps

La cyclostationnarité définie en angle permet de conserver le caractère cyclique des signaux dans des cas où la cyclostationnarité en temps ne peut pas être considérée en raison de fluctuations de vitesse. Les outils de cyclostationnarité en angle ne permettent en revanche pas de conserver l'information fréquentielle en Hertz des phénomènes porteurs. Or pour notre problématique de grenaille, et plus généralement pour les systèmes que nous appellerons "angle/temps", il convient de conserver à la fois la périodicité angulaire des impacts mais également leur nature fréquentielle en Hertz : ni la cyclostationnarité en temps ni la cyclostationnarité en angle ne nous permettent de réaliser cette caractérisation angle/temps (ou ordre/fréquence). La figure 1 illustre ce propos à l'aide d'une simulation d'un signal composé d'impulsions périodiques en angle s'appliquant à un système caractérisé par sa fonction de transfert mécanique (en temps). La figure (a) correspond à l'observation du signal dans le domaine temporel sur une durée de 0,06 s. Une augmentation de 1200 tr/min de la vitesse de rotation est simulée entre les figures (a) et (b). On observe que le contenu fréquentiel des impulsions est inchangé mais le signal ne présente pas de périodicités. L'observation du même signal en angle avant (c) et après (d) augmentation de la vitesse de rotation met en évidence la période cyclique des impulsions mais le contenu fréquentiel n'est pas conservé et un étalement des impulsions est observé. La section suivante présente une approche permettant de conserver la dualité angle/temps.

2.3 Outils cyclostationnaires angle/temps

De manière à tirer parti à la fois des domaines temporels et angulaires, D'Elia et al. [8] proposent de conserver la dualité des informations en modifiant des estimateurs spectraux d'ordre 2 (telles que la corrélation spectrale et la cohérence spectrale) pour avoir une représentation

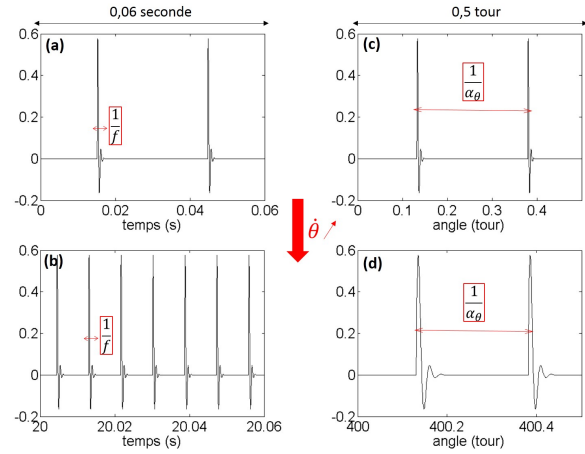


FIGURE 1 – Réponse à une impulsion observée en temps (a) et après simulation d'une augmentation de vitesse de rotation (b). Réponse à une impulsion observée en angle (c) et après simulation d'une augmentation de vitesse de rotation (d).

en fréquence/ordre. La méthode fait appel à un double ré-échantillonnage pour étendre la méthode de Welch. Le premier échantillonnage permet de balayer successivement les fréquences cycliques α_θ en ordre. Pour chacune de ces fréquences cycliques, le signal est ré-échantillonné en temps avant d'effectuer la transformée de Fourier. Ce double ré-échantillonnage permet d'obtenir une corrélation spectrale dont l'axe des fréquences est exprimé en Hertz et l'axe des fréquences cyclique en Ordre (evt/tr). La méthode présentée par D'Elia et al. permet de conserver la dualité des informations liées aux cycles de la machine (comprenant des défauts d'engrenage notamment) et liées aux fréquences naturelles du système. Bien que la pertinence expérimentale d'une telle approche soit démontrée, il en manque une formalisation théorique.

Une approche alternative a récemment été proposée à la référence [3]. Un cadre théorique est posé définissant la cyclostationnarité angle/temps. On peut noter que cette approche diffère de celle de D'Elia et al. du fait qu'elle ne nécessite pas de ré-échantillonnage angulaire et traite directement les signaux acquis en temps. Les principaux résultats de la référence [3] sont présentés dans cette section.

L'approche consiste à considérer deux instants temporels $t(\theta)$ et $t(\theta) - \tau$ afin d'exprimer la fonction d'autocorrélation en fonction de la variable angulaire θ et du décalage temporel τ :

$$R_{xx}(\theta, \tau) = \mathbb{E}[x(t(\theta))x^*(t(\theta) - \tau)] \quad (5)$$

Les phénomènes constants en temps (les phénomènes dits porteurs, par exemple traduits par la réponse impulsionnelle $h(t)$) sont analysés par τ (exprimé en secondes) tandis que les phénomènes cycliques en angle restent étudiés en θ (exprimé en radians). La différence avec le cas cyclostationnaire se trouve dans la fonction $t(\theta)$ qui indique qu'on considère le temps pour une valeur de θ donnée, alors que dans le cas cyclostationnaire t est une variable considérée comme indépendante de θ . L'introduction explicite de cette fonction inversible $\theta \rightarrow t(\theta)$ est un point clé des développements mis en oeuvre.

A partir de l'expression de la fonction d'autocorrélation

en θ et τ donnée à l'équation (5), une double transformée de Fourier permet d'analyser le signal par la corrélation spectrale ordre/fréquence :

$$S_{xx}(\alpha_\theta, f) = \mathcal{F}_{\theta \rightarrow \alpha_\theta} [\mathcal{F}_{\tau \rightarrow f} \{R_{xx}(\theta, \tau)\}] \quad (6)$$

qui peut également s'exprimer sous la forme :

$$S_{xx}(\alpha_\theta, f) = \lim_{W \rightarrow \infty} \frac{1}{\Phi(W)} \mathbb{E}[\mathcal{F}_W[x(t)]^* \mathcal{F}_W[x(t)\dot{\theta}(t)e^{-j\alpha_\theta\theta(t)}]] \quad (7)$$

où $\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt}$ correspond à la vitesse angulaire instantanée et $\Phi(W) = \int_W \dot{\theta}(t)dt$ au secteur angulaire couvert pendant l'intervalle de temps W .

En comparaison avec l'équation (3), le noyau $e^{-j\alpha_\theta\theta(t)}$ de l'équation (7) permet la prise en compte de la variation de vitesse instantanée et donc l'évolution continue de la fréquence cyclique en Hertz en fonction du temps. Pour garantir la cohérence d'unité entre les transformées de Fourier, l'ordre α_θ est sans unité et $\theta(t)$ s'exprime en radians.

Similairement au cas cyclostationnaire, on peut définir la cohérence spectrale ordre/fréquence (OFSCoh pour "Order Frequency Spectral Coherence") :

$$\gamma_{xx}(\alpha_\theta, f) = \frac{S_{xx}(\alpha_\theta, f)}{[S_{xx}(0, f)S_{x_{\alpha_\theta}x_{\alpha_\theta}}(0, f)]^{1/2}} \quad (8)$$

où $x_{\alpha_\theta} = x(t)\dot{\theta}(t)e^{-j\alpha_\theta\theta(t)}$.

Dans la suite l'application expérimentale de la cyclostationnarité angle/temps sera réalisée à l'aide de l'OFSCoh estimée à l'aide de la méthode de Welch. Comme pour le cas cyclostationnaire, la cohérence spectrale peut être interprétée comme une indication d'émergence par rapport au "bruit".

La section suivante présente une application expérimentale de ces outils ordre/fréquence pour détecter le bruit de grenaille d'une boîte de vitesses automobile.

3 Application expérimentale

Le phénomène de grenaille sera tout d'abord décrit dans une première partie puis le banc d'essais utilisé pour sa détection sera présenté. La dernière partie présentera une méthode de détection de ce bruit sur des signaux accélérométriques à l'aide de l'OFSCoh.

3.1 Bruit de grenaille

Le bruit de grenaille est dû aux vibro-impacts entre les dents des engrenages non chargés. En raison de l'acyclisme moteur en entrée de boîte, les pignons fous non solidaires de leur arbre vibrent au sein de leur jeu de denture fonctionnel et des chocs, éventuellement avec rebonds, se produisent avec le pignon "menant". En fonction de l'amplitude d'excitation, du couple de trainée, et plus généralement des multiples conditions de fonctionnement, on distingue des situations de grenaille à impacts simples (chocs périodiques sur les flancs directs ou rétros), doubles (alternance périodique entre choc direct et choc rétro) ou chaotiques (chocs sur les flancs directs et rétros sans périodicités) [9]. On s'intéressera ici

aux cas d'impacts périodiques.

La figure 2 illustre le phénomène de choc de dentures. L'acyclisme en entrée de boîte étant principalement composé du deuxième harmonique de la vitesse de rotation, une période de la vitesse relative des pignons menants et fous correspond à une moitié de tour de l'arbre d'entrée. Sur une période d'acyclisme, deux chocs périodiques peuvent se produire (aux points C et F de la figure 2) correspondant à un choc sur chaque flanc du pignon. La grenaille périodique peut donc se produire jusqu'à 4 fois par tour de l'arbre primaire. Dans la suite de cette partie, nous nous intéresserons donc à l'ordre 4 evt/tr pour développer la méthode de détection de la grenaille périodique.

D'autre part, l'apparition du bruit de grenaille dépendant fortement du point de fonctionnement, il convient de tester les boîtes de vitesses en montée de régime de manière à balayer un maximum de situations. La périodicité des impacts sera donc une périodicité angulaire et non temporelle. Pour pouvoir détecter le bruit de grenaille, il faut de plus conserver le caractère impulsionnel du signal de manière à le différencier d'autres phénomènes ayant la même fréquence cyclique. Un simple ré-échantillonnage angulaire n'est donc pas adéquat pour notre étude : on se place ici dans le contexte cyclostationnaire angle/temps et l'OFSCoh présentée à la section 2.3 sera exploitée pour détecter l'apparition de la grenaille. Pour notre cas de grenaille périodique, le signal à détecter est donc attendu avec une énergie périodique en angle (4 impacts par tour de l'arbre primaire) et de nature large bande en fréquence.

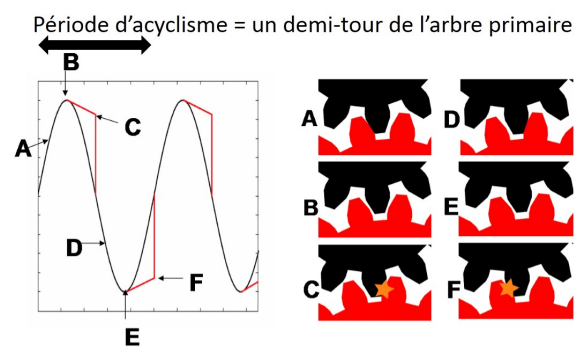


FIGURE 2 – Illustration du phénomène de chocs de dentures. Courbe noire : vitesse relative du pignon menant. Courbe rouge : vitesse relative du pignon fou. [10]

3.2 Présentation du banc d'essais

Pour générer de manière contrôlée le bruit de grenaille dans une boîte de vitesses, il faut pouvoir imposer une vitesse acyclique en entrée de boîte. Ceci nécessite des bancs d'essais particuliers tel que celui utilisé au LaMCoS (Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures) où un acyclisme peut être appliqué au moyen d'un joint de Cardan à angle variable (figure 3 (a)). Ce banc d'essais de chaîne cinématique permet de soumettre à divers tests une boîte de vitesses dans les conditions de fonctionnement proches des conditions de fonctionnement réelles d'une automobile. Lors de sa rotation, le générateur d'acyclisme permet en plus du couple nominal moyen d'entraînement, de générer un couple périodique dont l'harmonique principale est d'ordre deux et dont l'amplitude dépend de l'angle de

désalignement imposé par le joint de Cardan. La boîte de vitesses présentée à la figure 3 (b) est équipée de différents transducteurs (accéléromètres et microphones). Dans la suite on considèrera un des accéléromètres positionné sur le carter et échantillonné à 25,6 kHz (figure 4 (a)). Le troisième rapport de boîte est engagé et une rampe de vitesse avec une variation d'environ 2500 tr/min en 70s est imposée. Un codeur angulaire de résolution 60 tops/tr est positionné sur l'arbre du banc entre le moteur électrique et la boîte de vitesses. Trois angles de désalignement du joint de Cardan seront comparés (0°, 4° et 8°), correspondant à trois niveaux d'acyclisme différents.

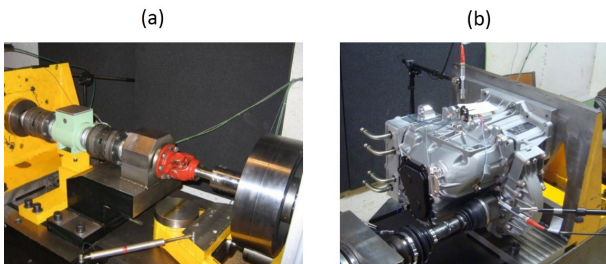


FIGURE 3 – (a) : De droite à gauche : roue d'inertie, joint de Cardan (en rouge), capteur de couple (en vert), équerre pour fixer la boîte de vitesses (en jaune). (b) : Boîte de vitesses et arbre de transmission.

3.3 Détection du bruit de grenaille

On considère un accéléromètre positionné sur le carter de boîte. La méthode proposée consiste à découper le signal vibratoire (figure 4 (a)) en portions successives (figure 4 (b)) avec un nombre d'échantillons angulaires constant pour chaque portion. Les segments successifs considérés sont supposés cyclostationnaires angle/temps et pour chaque portion de signal on estime la cohérence spectrale ordre/fréquence pour l'ordre 4 evt/tr de manière à construire une cartographie en vitesse de rotation (tr/min) vs. fréquence (Hz). A la figure 5 les cartographies seront cependant délibérément représentées en numéro de la i^e portion du signal vs. fréquence (Hz).

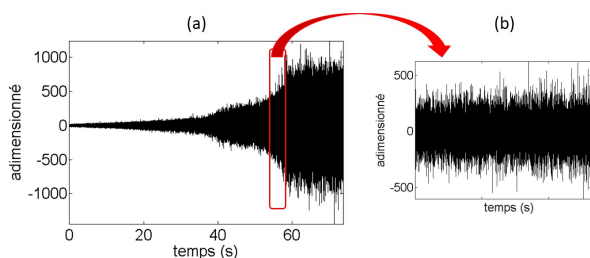


FIGURE 4 – Signal accélérométrique (a) et zoom sur une portion considérée (b).

Les signaux accélérométriques acquis pour les désalignements du joint de cardan de 0°, 4° et 8° sont ici divisés en 30 portions. Pour chaque portion l'OFSCoh est estimée pour l'ordre $\alpha_\theta = 4$ evt/tr et représentée sur les cartographies de la figure 5.

Le désalignement 0° correspond à des mesures sans génération d'acyclisme. La cartographie à cet angle (figure 5 (a)) met en évidence de très faibles amplitudes de l'ordre

4 evt/tr, seules quelques raies dont la fréquence évolue linéairement avec la vitesse sont détectables et peuvent être attribuées au 4^e harmonique de l'ordre 1 evt/tr généré par l'excentricité du pignon moteur. A partir de 4° de désalignement (figure 5 (b) et (c)), des zones d'apparition de l'ordre 4 evt/tr sur une large bande fréquentielle sont détectables. En fonction du désalignement et donc de l'amplitude de l'acyclisme, les zones de détection varient, ce qui est typique du phénomène de grenaille. Pour le désalignement 8° par exemple une zone large bande est détectée à partir de la 7^e portion alors que la grenaille n'est pas détectée à cette vitesse avec le désalignement de 4°. Ces zones larges bandes où l'ordre 4 evt/tr est révélé correspondent donc à l'apparition d'impacts, ou au moins d'impacts plus intenses que dans le reste du signal, générant le bruit de grenaille audible.

L'intérêt d'une telle cartographie est de pouvoir visualiser la largeur de bande d'un ordre cyclique donné en fonction de la vitesse de rotation. Cela permet de conserver la dualité angle/temps (ou ordre/fréquence) qui caractérise le phénomène cyclostationnaire angle/temps. Pour l'ordre 4 evt/tr en particulier, l'observation de la largeur de bande en Hertz permet de dissocier les composantes produites par les impacts (apparaissant sur une large bande) de ceux produits par le second harmonique de l'acyclisme (localisés en fréquence).

4 Conclusion

L'intérêt de l'approche cyclo-stationnaire angle/temps a été démontrée sur une application industrielle pour des signaux acquis en régime non-stationnaire. Les outils de caractérisation à l'ordre 2, telles que la corrélation spectrale et la cohérence spectrale, sont exprimés en fonction de la fréquence cyclique en nombre d'évènement/tour et en fonction de la fréquence "classique" en Hertz. Ceci permet de caractériser à la fois les phénomènes cycliques en angle et les phénomènes porteurs en Hertz (liés aux transferts vibratoires). Le bruit de grenaille périodique, constitué d'impulsions cycliques en angle, est un exemple de signal cyclo-stationnaire angle/temps. L'observation du contenu fréquentiel à un ordre fixé permet de différencier ce phénomène large bande d'autres phénomènes apparaissant avec le même cycle angulaire mais localisé en Hertz. Plus généralement, cette approche permettant de conserver la dualité angle/temps peut permettre l'analyse de signaux de systèmes tournants présentant une géométrie discrète en rotation et fonctionnant sous conditions non-stationnaires.

Remerciements

Ce travail a été réalisé grâce au soutien financier de PSA Peugeot Citroën dans le cadre de l'OpenLab Vibro-Acoustic-Tribology@Lyon.

Ce travail a été réalisé au sein du Labex CeLyA de l'Université de Lyon, géré par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-10-LABX-0060/ ANR-11-IDEX-0007).

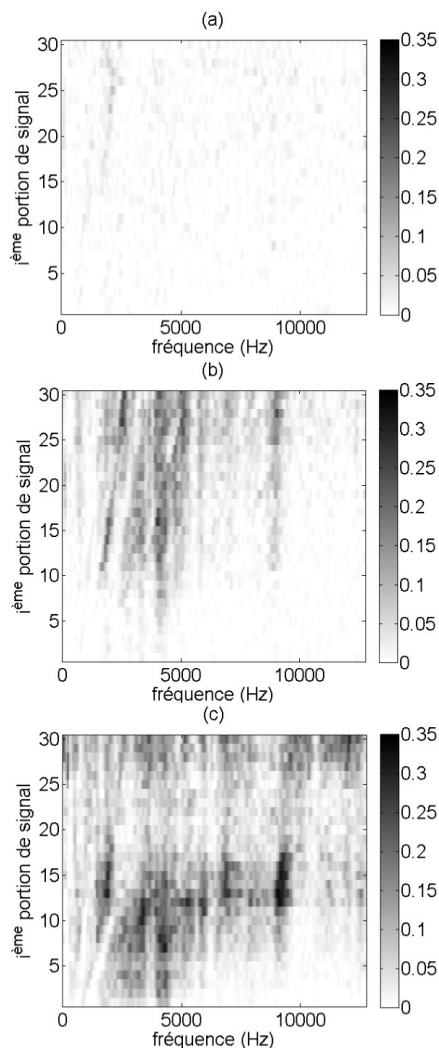


FIGURE 5 – Cartographies permettant une représentation, pour chaque portion du signal, de $|\gamma(\alpha_\theta = 4, f)|^2$ pour les désalignements 0° (a), 4° (b) et 8° (c).

Références

- [1] R.B. Randall, J. Antoni, S. Chobsaard, *The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostics of bearing faults and other cyclostationary machine signals*, Mechanical Systems and Signal Processing 15(5), 945-962 (2001).
- [2] J. Antoni, *Cyclic spectral analysis of rolling-element bearing signals : facts and fictions*, Journal of Sound and Vibration 304 :497-529 (2007).
- [3] J. Antoni, D. Abboud, S. Baudin, *Time-angle periodically correlated processes*, Cyclostationarity : theory and methods. Lecture notes in mechanical engineering, Springer :3-14 (2014).
- [4] J. Antoni, *Cyclic spectral analysis in practice*, Mechanical Systems and Signal Processing, 21 : 597-630 (2007).
- [5] H. André, A. Bourdon, D. Rémond, *On the use of the Instantaneous Angular Speed measurement in non-stationary mechanism monitoring*, Proceeding of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences, paper DETC2011/MECH-47470, Washington DC, USA, August 28-31 (2011).
- [6] D. Rémond, J. Mahfoudh, *From Transmission Error measurements to angular sampling in rotating machines with discrete geometry*, Shock and Vibration 12(2) :149-161 (2005).
- [7] H. André, Z. Daher, J. Antoni, D. Rémond, *Comparison between angular sampling and angular re-sampling methods applied on the vibration monitoring of a gear meshing in non stationary conditions*, Proceeding of The 2010 Leuven Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA), Belgium, Leuven (2010).
- [8] G. D'Elia, Z. Daher, J. Antoni *A novel approach for the cyclo-non-stationary analysis of speed varying signals*, Proceeding of The 2010 Leuven Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA), Belgium, Leuven (2010).
- [9] M.Y. Wang, R. Manoj, W. Zhao, *Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of automobile engineering, 215 (2) :241-258 (2001).
- [10] O. Johnson, N. Hiramani, *Diagnosis and objective evaluation of gear rattle*. SAE Technical Paper 911082 : 381-396 (1991).