

Université 8 mai 1945 Guelma
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique



**Mémoire de fin d'étude présenté en vue de l'obtention du
diplôme de Master**

Présentée par : **AYED Ahmed**

Option : **Maintenance Industrielle**

=====

***Identification des défauts des
roulements en régime transitoire par la
méthode de la cyclostationnarité***

=====

Sous la Direction de :

Pr. OUELAA Nouredine

Année universitaire 2015/2016

SOMMAIRE

Introduction générale

Chapitre un :

Synthèse Bibliographique

Chapitre deux :

Notions Générales

Chapitre trois :

Diagnostic du roulement par l'application des outils d'analyses différentes

Chapitre quatre :

Diagnostic du roulement par l'application de l'analyse cyclostationnaire

Conclusion générale

TABLE DE MATIERES

Introduction générale.....	1
Chapitre I : Synthèse Bibliographique	3
Introduction.....	3
Synthèse des références bibliographiques.....	4
Position de problème.....	15
Chapitre II : Notions Générales	16
1. Introduction.....	16
1.1 Importance de la maintenance des équipements industriels	17
1.2 Politiques de la maintenance.....	17
1.3 Approche de la maintenance conditionnelle	18
1.4 Défauts rencontrés sur les roulements.....	19
1.4.1 Fréquences caractéristiques des défauts de roulements.....	19
1.4.2 Les défauts de roulements : causes et solutions.....	21
2. Les outils de base de détection des défauts de roulements.....	24
2.1 Influence d'un défaut sur le signal vibratoire	24
2.2 Les indicateurs scalaires.....	25
2.3 Analyse spectrale.....	27
2.4 Analyse cepstrale.....	28
2.5 Analyse d'enveloppe.....	30

2.6 Analyse Multi Résolution par Ondelettes.....	31
2.7 Analyse cyclostationnaire.....	34
3. Synthèse de chapitre.....	35
Chapitre III : Diagnostic du roulement par l'application des outils d'analyses différentes.....	36
1. Introduction.....	36
2. Banc d'essai.....	36
2.1 Le simulateur de défaut de machine (MFS)	36
2.1.1 Spectra Quest.....	36
2.1.2 Vibra Quest.....	38
3. Résultats et Interprétations.....	39
3.1 Diagnostic de roulement pour une vitesse constante	39
Analyse temporelle.....	39
Analyse spectrale.....	41
3.2 Diagnostic du roulement pour une vitesse variable	42
Analyse temporelle.....	42
Diagnostic par AMRO.....	45
○ Cas sans défaut.....	45
○ Cas avec défaut.....	46
1. Analyse spectrale.....	46
2. Analyse par l'AMRO.....	46
4. Synthèse de chapitre.....	48

Chapitre IV: Diagnostic du roulement par l'application de l'analyse cyclostationnaire.....	49
1. Introduction.....	49
2. Analyse cyclostationnaire.....	49
2.1 Principe de la méthode.....	50
2.2 Application de la cyclostationnarité.....	53
2.2.1 Cas de vitesse constante.....	53
2.2.2 Cas de vitesse variable.....	55
3. Synthèse de chapitre.....	57
Conclusion Générale.....	58
Références Bibliographiques.....	59

Introduction Générale

Toute machine possédant des composantes en mouvement génère un certain niveau de vibration, images des efforts dynamiques, quel que soit le soin apporté à leur fabrication. De ce fait, toute modification du processus dynamique de la machine engendre une variation des énergies vibratoires.

Ces vibrations sont stable si la machine fonctionne normalement, quantifiable et reproductible, si l'environnement est le même. Ces vibrations sont caractéristiques de l'état de fonctionnement de l'équipement et constituent sa signature cinématique. Au fur et à mesure que l'état de la machine se détériore, le niveau vibratoire augmente et change radicalement avec l'apparition d'un défaut, première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradation et de panne.

Les vibrations sont le résultat d'un ensemble d'efforts exercé par la machine elle même ou le résultat de l'interaction avec l'environnement dans lequel la machine est intégrée.

On peut distinguer des efforts d'origine mécanique (balourd, désalignement, roulement, engrènement, etc.), d'origine électrique (vibrations de stator, transformateurs, etc.), d'origine hydraulique (cavitation, turbulences, pulsations de pression, etc.) et de réponse du milieu (broutement des machines outils, pompage des compresseurs, etc.).

Aujourd'hui, l'emploi des technologies intégrant les méthodes avancées de traitement de signal, ont permis le développement d'une nouvelle forme de maintenance couramment appelée maintenance conditionnelle dont son emploi occupe une place privilégiée pour faire un diagnostic d'un équipement mécanique. Ces caractéristiques font de la surveillance par analyse vibratoire, un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet d'améliorer la disponibilité et la sécurité par la détection précoce et le suivi de la dégradation des éléments critiques, ainsi localiser l'organe défectueux sans démontage de la machine.

Le signal vibratoire est l'identité de la machine, il contient la signature cinématique de la machine reliée aux conditions de fonctionnement, un petit changement dans le signal vibratoire donne un autre comportement de l'état de fonctionnement de l'équipement. Les machines tournantes produisent des signaux cycliques selon un ou plusieurs cycles de base se répétant indéfiniment.

L'existence de ces cycles conduit naturellement à exploiter la cyclostationnarité de ces signaux c'est-à-dire la périodicité de leurs paramètres statistiques. Pour qu'il y ait périodicité de ces paramètres, il faut que la durée des cycles successifs soit constante, ce qui n'est pas le cas si la machine est sujette à des variations de vitesses aléatoires.

Dans ce cas, nous sommes conduits à réaliser les acquisitions des signaux sous échantillonnage angulaire, ce qui signifie que les échantillons sont prélevés à pas angulaire constant.

Ce type d'acquisition garantit un nombre d'échantillons constant pour chaque cycle.

Si de plus, les paramètres de fonctionnement de la machine sont constants (Pression, température, vitesse moyenne, ...) les signaux prélevés peuvent être qualifiés de cyclostationnarité. L'échantillonnage angulaire est beaucoup moins répandu que l'échantillonnage temporel et il est surtout plus contraignant expérimentalement car le signal d'horloge de la carte d'acquisition doit être fourni par un capteur de position solidaire de l'arbre de la machine.

Dans ce travail, nous avons présenté quelques notions de base sur les différents défauts rencontrés dans les roulements et les différents outils d'analyse pour diagnostiquer les défauts.

Dans un premier temps, nous avons appliqué les différents outils pour le diagnostic du roulement, dans un autre temps nous avons appliqué seulement l'analyse cyclostationnaire d'ordre un.

Finalement, nous avons rédigé une conclusion qui ramène tous les résultats obtenus d'après ce travail.

Introduction

L'identification des défauts d'engrenages en régime transitoire par la méthode de la cyclostationnarité a reçu l'attention considérable des industriels et les chercheurs en génie mécanique. Jusqu'à présent, l'analyse vibratoire était essentiellement basée sur des méthodes stationnaires tels que l'analyse spectrale, cepstrale,...etc.). Cependant, de nouveaux travaux ont montrées l'importante de nouvelles méthodes basées sur la non stationnarité de ce phénomène. L'analyse des vibrations liées aux phénomènes d'engrènement peut en effet être abordée sous un aspect de la difficulté d'usinage des engrenages parfaits pour des raisons généralement de prix, fait que toutes les dents d'une même roue sont différentes. Alors, le signal vibratoire ne peut donc être considéré comme stationnaire.

Quand l'engrènement de deux dents particulières se répétera à intervalle du temps régulier, dans ce cas, on a des périodicités selon le temps de ce phénomène. L'autocorrélation du signal vibratoire sera donc périodique par rapport au temps, alors le signal est cyclostationnarité.

Parmi les autres méthodes d'investigation de ces phénomènes sont l'analyse spectrale, et l'analyse cepstrale et aussi l'analyse temps-fréquence.

Les premiers études sur la cyclostationnarité datent des années 1950 (Bennet 1958) et (Gladyshev 1961,1963) et (Gardner 1994). Elle a commencé à suscité un intérêt croissant à partir des années 1980 (explosion du domaine des télécommunications,.....),

Synthèse de références bibliographiques

D'après le travail de *Bonnardot F. [1]*, intitulé «étude du concept de la cyclostationnarité», il présente une comparaison entre les analyses angulaire et temporelle des signaux vibratoires des machines tournantes. La figure 1 montre un signal vibratoire issu d'un réducteur à engrenages.

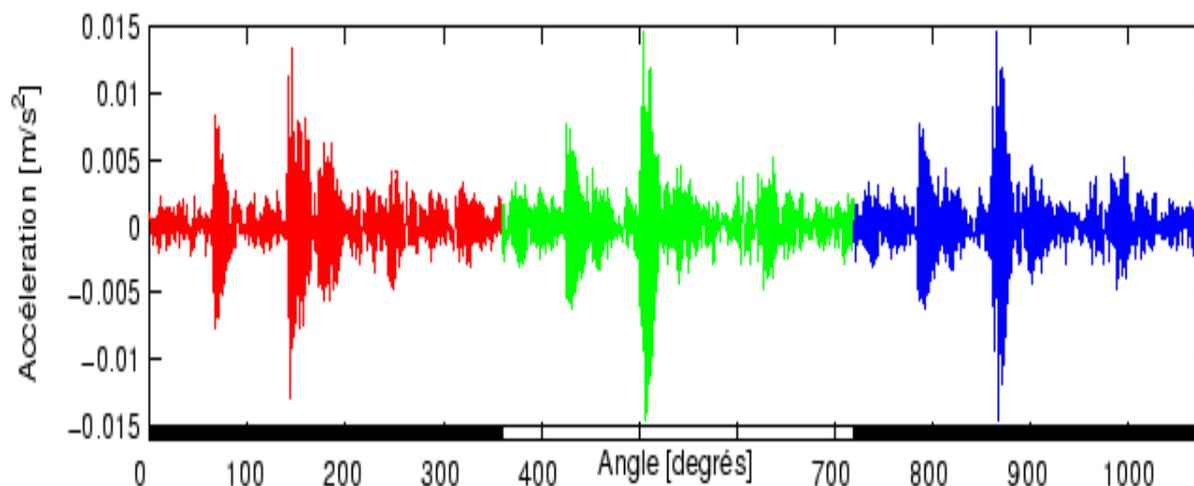


Fig.1 Exemple de signal cyclostationnaire

Nous pouvons noter la présence d'un motif d'allure périodique dans le signal. La période est indiquée par des rectangles alternativement noirs et blancs. Cette périodicité apparente est due à l'existence d'un cycle de base, que l'on rencontre dans la plupart des systèmes mécaniques en particulier dans les machines tournantes.

Si les paramètres de fonctionnement de la machine sont constants (vitesse moyenne, pression, température, durée du cycle moteur, période du réducteur), on dira que les signaux mesurés sont cyclostationnaires. Mathématiquement, un signal est cyclostationnaire si l'on trouve des périodicités dans certaines de ses propriétés statistiques.

La cyclostationnarité, cas particulier de la non-stationnarité nous permettra donc de mieux appréhender les périodicités cachées ou non d'un signal. Les machines tournantes générant intrinsèquement des périodicités, on aura intérêt à exploiter la cyclostationnarité. Chaque période (cycle) peut être considéré comme la réalisation d'un processus aléatoire, pour cela, chaque réalisation (figure2) doit débuter à une position angulaire identique (même dents en contact), pour cela nous pouvons calculer la moyenne d'ensemble (l'amplitude moyenne pour un angle θ donné).

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

Cette moyenne d'ensemble permettra d'extraire la 'partie périodique' du signal (à l'ordre 1), et aussi pour but faire ressortir le motif périodique par rapport au bruit stationnaire.

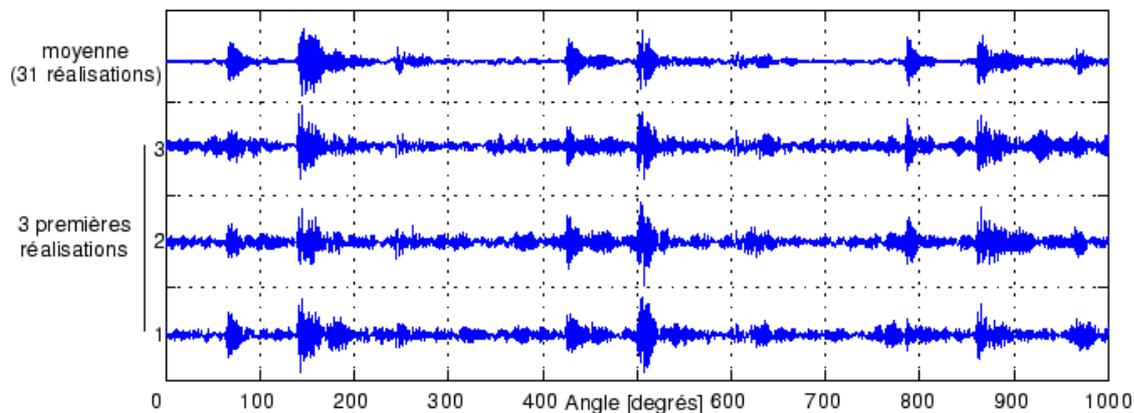


Figure 2. La moyenne d'ensemble

En pratique, on fait une seule réalisation et remplacer la moyenne d'ensemble par une moyenne de cycle « moyenne Sychrone ». Quand on élevé le signal au carré, il devient périodique (figure3) parce qu'il représente des périodicités cachées, donc : « un signal est cyclostationnaire à l'ordre 2, si ses propriétés statistiques à l'ordre 2 sont périodiques ».

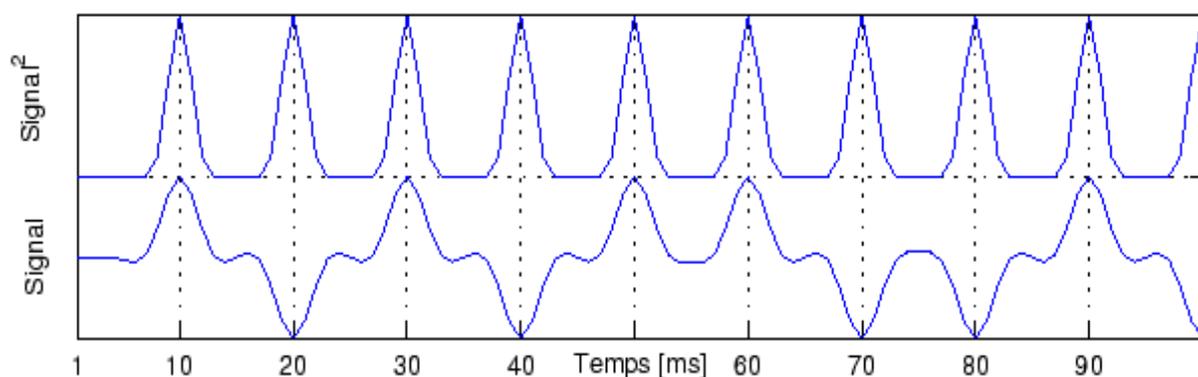


Fig 3.Signal cyclostationnaire a l'ordre 2

En mécanique, la cyclostationnarité n'a pas le même comportement, son utilisation en particulier pour les machines tournantes n'a apparue que récemment due aux variations des vitesses des systèmes mécaniques qui ont tendance à supprimer la cyclostationnarité.

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

Antoni J. et Al [2] ont utilisé une technique pour traiter un signal cyclostationnaire d'un réducteur de transmission de mouvement planétaire composé des engrenages multi-étages. Ils ont utilisé la cyclostationnarité d'ordre 1 pour synchroniser la moyenne du signal vibratoire qui permet la localisation de défaut et aussi une combinaison de la cyclostationnarité et la modélisation d'autorégressif pour augmenter la capacité de détection et de diagnostiquer l'usure mécanique des vitesses aléatoires des engrenages, parce que la vitesse planétaire provoque des défauts entraînent des phénomènes indésirables tels que le bruit, la vibration, et les fissures,.....etc. Par la suite, ils ont utilisés un filtre autorégressif pour améliorer la détectabilité des défauts. Bref, ils ont extrait des informations du signal vibratoire sur les dents des engrenages et ont exploré le comportement de la cyclostationnarité.

Fakhfakh T. et Al [3] ont montré la différence entre l'analyse cepstrale et l'analyse spectrale pour la détection des défauts des engrenages. L'analyse spectrale permet de détecter certaines fissures précoces, décrites par les composantes fixes et périodiques des signaux, mais elle reste insuffisante puisque les signaux mesurés sont non stationnaire ou ils peuvent contenir plusieurs familles de périodicités. Alors que l'analyse cepstrale est très efficace pour le cas où on a des signaux avec de nombreuses familles de périodicités à partir de la quéfrence en cas de faibles vitesses de rotation.

Dans l'article de Antoni J. [4] il explique la théorie de la cyclostationnarité par l'analyse spectrale cyclique et montre leur contenu mathématique important. En général, les signaux ne sont pas périodiques mais aléatoires dans leurs formes d'ondes, malgré qu'ils sont générées par des mécanismes périodiques. Alors quand on parle de « période », on parle de « cycle » de mécanisme. L'analyse spectrale cyclique peut être facilement séparé les signaux bruités même en cas de chevauchement des supports spectraux pour permet de détecter, identifier, caractériser et traiter les signaux cachées dans les niveaux élevés de bruit stationnaire. Le but de cet article était de fournir une exposition complète de l'analyse spectrale des signaux cyclostationnaires.

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

Bouillant L. et Sidahmed M. [5], montrent que l'analyse spectrale et cepstrale sont basées essentiellement sur la stationnarité du phénomène et que la méthode de la cyclostationnarité est basée sur la non stationnarité du phénomène.

L'analyse cyclostationnaire est liée à deux aspects différents qui sont :

- La différence entre les dents d'une même roue provoque un couple d'engrènement différent, cela permet la répétition d'engrènement des dents particulières à intervalle de temps régulier (l'autocorrélation du signal vibratoire est donc périodique par rapport au temps alors le signal est cyclostationnaire).

L'étude de l'autocorrélation du signal dépend du temps (t) qui met en évidence la présence des périodicités telles que celles introduites par des phénomènes de modulation (fréquences cycliques α); la corrélation spectrale $S_x^\alpha(f)$ est donnée par l'expression suivante:

$$S_x^\alpha(f) = TF_{t,\tau}[R_x(t, \tau)] = E \left[X \left(f - \frac{\alpha}{2} \right) \cdot X^* \left(f - \frac{\alpha}{2} \right) \right]$$

Pour $\alpha=0$: on trouve la densité spectrale de puissance (DSP) :

$$S_x^0(f) = E[X(f) \cdot X^*(f)] = TF_\tau\{R_x^0(t, \tau)\} = DSP(x)(f)$$

1. si la corrélation spectrale est nulle sauf pour $\alpha=0$: le signal est stationnaire.
2. si elle est nulle pour toutes valeurs de α : le signal est cyclostationnaire.

- Les couples d'engrenages quand le profil des dents est modifié lors de l'engrènement, le profil des dents n'étant pas idéal alors les dents ne pourront engrèner parfaitement.

L'objet de cette étude est de faire une comparaison entre les deux approches cyclostationnaire et bilinéaire des signaux vibratoires d'engrenage.

Dans la thèse de Kebabsa T. [6], il étudie les aspects de défaillances et les techniques de maintenance préventive conditionnelle appliquées aux turbomachines. Dans ce travail, il fait une analyse spectrale et cyclostationnaire expérimentale d'un turboalternateur. Il montre que l'analyse spectrale permet d'identifier les défauts d'usure sur les dents des deux roues dentés du réducteur par l'apparition d'un grand nombre de pics correspondant aux deux fréquences de rotation des arbres d'entrée et de sortie du réducteur en plus de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. Cependant, elle n'a pas permis de localiser les défauts dans les paliers lisses. Par contre, l'application de la cyclostationnarité permet de mettre en évidence d'une manière très claire la présence des défauts de frottement et de tourbillonnement

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

d'huile dans les paliers lisses. Elle a permis aussi de mettre en évidence toutes les modulations existantes dans les signaux mesurés que ce soit en basse ou en haut fréquence.

L'analyse des résultats se base principalement sur les deux fonctions suivantes:

- La fonction de modulation d'intensité de distribution (MID) donne des informations similaires à celles de la densité de corrélation spectrale; c'est une représentation tridimensionnelle qui dépend de f et α ; dans le cas de défaut naissant rend la localisation du défaut un peu difficile.
- L'intégration de la modulation de l'intensité de distribution (IMID) est la méthode optimale pour la détection de la composante secondaire de la cyclostationnarité dans le signal mesuré, c'est une représentation bidimensionnelle qui dépend uniquement de la fréquence.

Pour bien expliquer la méthode de la cyclostationnarité, Antoni J. [7], présente un travail complet sur l'application de cette méthode renforcé par des exemples expérimentaux sur des mécanismes réels. Il présente vingt exemples, consacrés à l'illustration des concepts principaux de la cyclostationnarité appliqués sur des signaux mécaniques mesurés expérimentalement. Il démontre comment peut-on tirer profit dans le diagnostic des machines, l'identification des systèmes mécaniques et la séparation des sources mécaniques. Parmi ces exemples, on présente dans cette synthèse bibliographique quelques cas qui permettent de bien expliquer et de comprendre les définitions de la cyclostationnarité.

Premier exemple :

Fig. 1(a) montre un signal de vibration capturé sur une pompe centrifuge de 45 *kilowatts* fonctionnant à 2950 *tr/min*. Une première inspection visuelle montre que le signal vibratoire est aléatoire et stationnaire. Cependant la détection d'une périodicité cachée si elle existe, n'ai pas possible sans l'utilisation d'autres méthodes de traitement de signal tels que la cyclostationnarité.

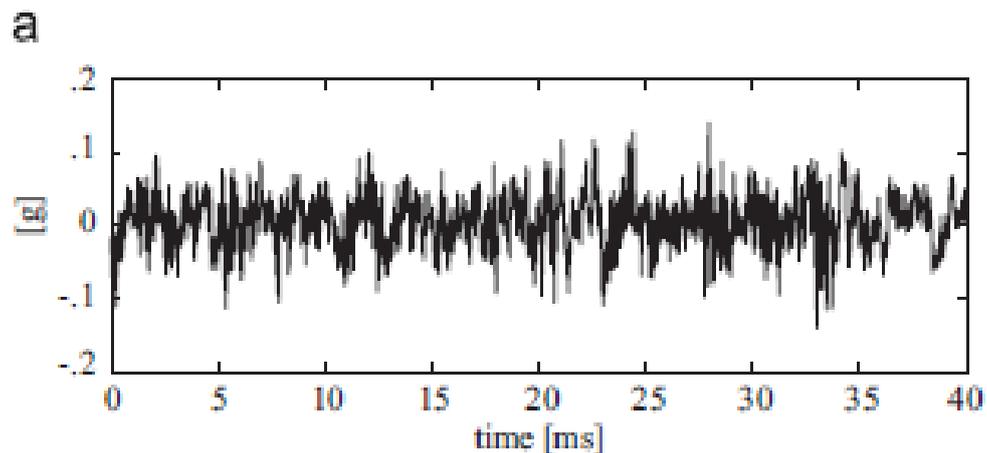


Fig.1.a Signal vibratoire d'une pompe centrifuge

Deuxième exemple :

La fig. 1(b) et (c) montre le bruit rayonné à 1 *m* d'un moteur diesel à quatre cylindres, tournant à une vitesse de 850 (*tr/min*) pour une fréquence d'échantillonnage de 20480 *Hz*. Le signal acoustique est filtré dans la bande d'octave 4 – 8 *kHz* parce que c'est où la quantité de bruit est concentrée. Contrairement à l'exemple précédent, la modulation périodique de l'énergie de signal est clairement évidente.

En effet, le signal de pression dans le cylindre est essentiellement périodique avec la périodicité du cycle de moteur, puisque c'est un moteur à quatre cylindres. Il y a quatre parties par cycle correspondant au bruit rayonné par les explosions ayant lieu dans chaque cylindre. Le grand intérêt ici est de caractériser le mécanisme provoquant l'apparition d'une forte périodicité dans un signal aléatoire.

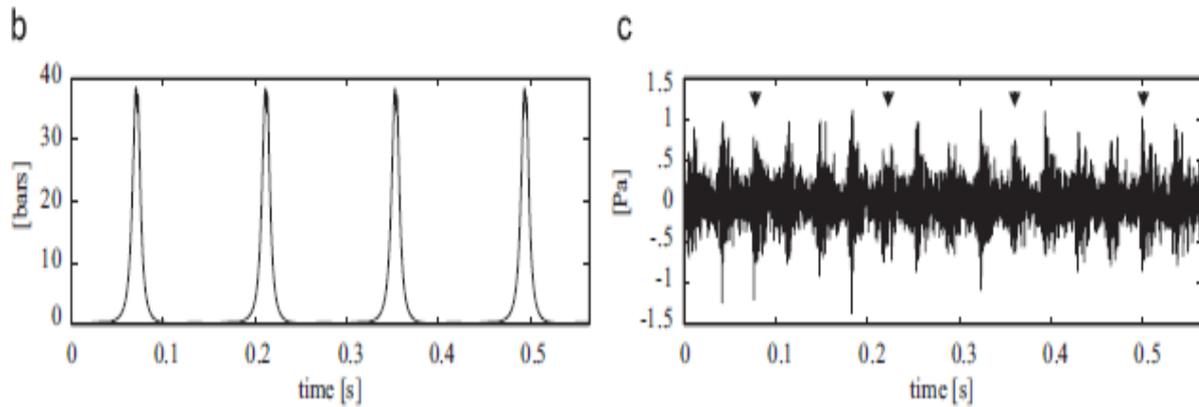


Fig1.b Signal de pression dans le cylindre Fig1.c Signal acoustique d'un moteur diesel à quatre cylindres

Les augmentations brusques de la pression dans (b) sont indicatifs des explosions dans l'un des quatre cylindres. Le bruit rayonné correspondant est marqué par des flèches dans (c), les autres salves d'énergie dans (c) sont dues au bruit rayonné par les trois autres cylindres dont les signaux de pression ne sont pas représentés ici.

Troisième exemple:

La figure 2(a) présente signal vibratoire d'une pompe avec sa valeur moyenne de temps m_x plus ou moins la racine carrée de la valeur moyenne de temps P_x , et la figure 2(b) présente le carré du signal acoustique provenant du moteur diesel avec sa puissance moyenne dans le temps.

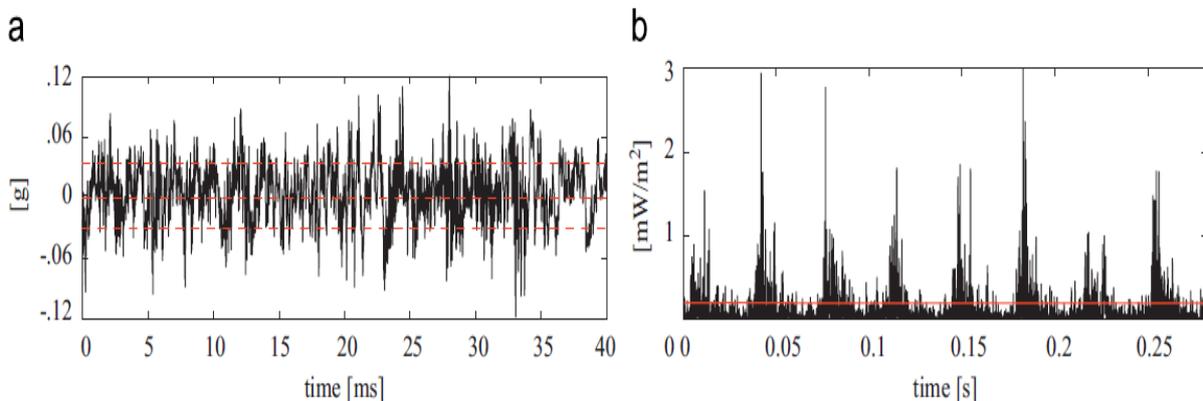


Figure 2 (a)

Figure 2(b)

D'après cet exemple, il apparaît clairement que la prétention stationnaire est non pertinente puisqu'une intensité saine constante ne permet pas de montrer le nombre de série d'explosions dans le bruit rayonné. Particulièrement, il est bien connu que la

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

structure complexe des signaux mécaniques est plus claire dans le domaine de fréquence. Brièvement, l'analyse de fréquence d'un signal aléatoire stationnaire consiste à calculer la moyenne de l'énergie, qu'elle donne par une bande infiniment étroite de fréquence.

Considérant, $x_{\Delta f}(t; f)$ la version filtrée du signal $x(t)$ par bande de fréquence de largeur Δf portée sur la fréquence f . L'énergie moyenne entrant dans cette bande de fréquence est donnée par : $p_x(f, \Delta f) = p_0 \{ |x_{\Delta f}(t; f)|^2 \}$.

En prenant la limite du rapport $p_x(f, \Delta f) / \Delta f$, on obtient la densité d'écoulement d'énergie $p_x(f)$:

$$p_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{p_x(f; \Delta f)}{\Delta f} = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T \cdot \Delta f} \int_T |x_{\Delta f}(t; f)|^2 dt$$

Cette quantité définit la densité spectrale de puissance (DSP) et elle doit être comprise comme une représentation de comment l'énergie est transportée par le signal dans le domaine de fréquence (voire Fig. 3).

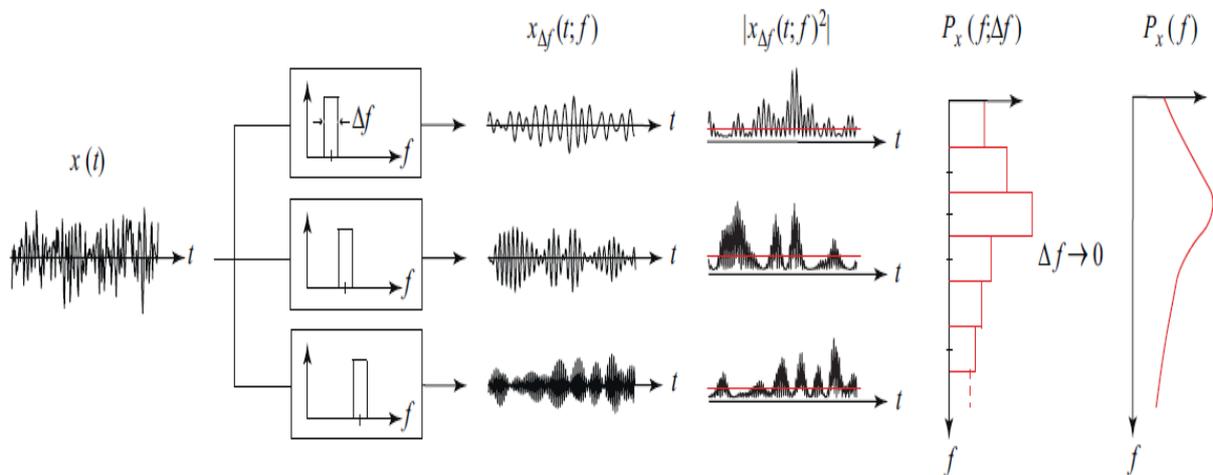


Figure 3 : Interprétation de la densité spectrale de puissance en tant que puissance moyenne mesurée à la sortie d'un banc de filtres.

D'une part, la DSP d'un signal aléatoire qui ne contient pas d'ondes périodiques, il devient une fonction continue de fréquence f . D'autre part, la présence d'un son pur d'amplitude A à la fréquence f produira une crête à cette fréquence avec une amplitude infini $\lim_{\Delta f \rightarrow 0} A^2 / (4\Delta f)$ qui indique qu'une quantité illimité d'énergie est nécessaire pour la produire.

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

Par conséquent, la vérification de la présence des crêtes dans la DSP d'un signal a pour but d'étudier si ce signal contient des ondes périodiques ou s'il est purement aléatoire.

Quatrième exemple :

La figure 4 (a) montre un signal de vibration d'une pompe après un filtrage passe-haut à 15 kHz ainsi que la racine carrée de sa puissance instantanée moyenne $P_x(t)$. La figure 4 (b) présente le spectre d'amplitude du carré de l'amplitude du signal filtré passe-haut : les trois harmoniques qui apparaissent à 393, 786 et 1179 Hz situés au-dessus du seuil pointillé correspondent aux puissances non nulles P_x^α . La figure 4 (c) montre le signal acoustique du moteur diesel ainsi que sa puissance instantanée moyenne $P_x(t)$ normalisé par l'impédance caractéristique ρc_0 d'air. La figure 4 (d), elle montre les amplitudes des puissances P_x^α en fonction de la fréquence et des ordres de moteur (vitesse de rotation de moteur = order1). Cette dernière figure confirme bien la périodicité de l'énergie acoustique: La famille des harmoniques de plus haut amplitudes est verrouillée sur l'ordre 2 du moteur, qui correspond à la fréquence d'explosion. Les autres harmoniques correspondant aux multiples ordres 1/2 du moteur sont liés à un cycle de moteur.

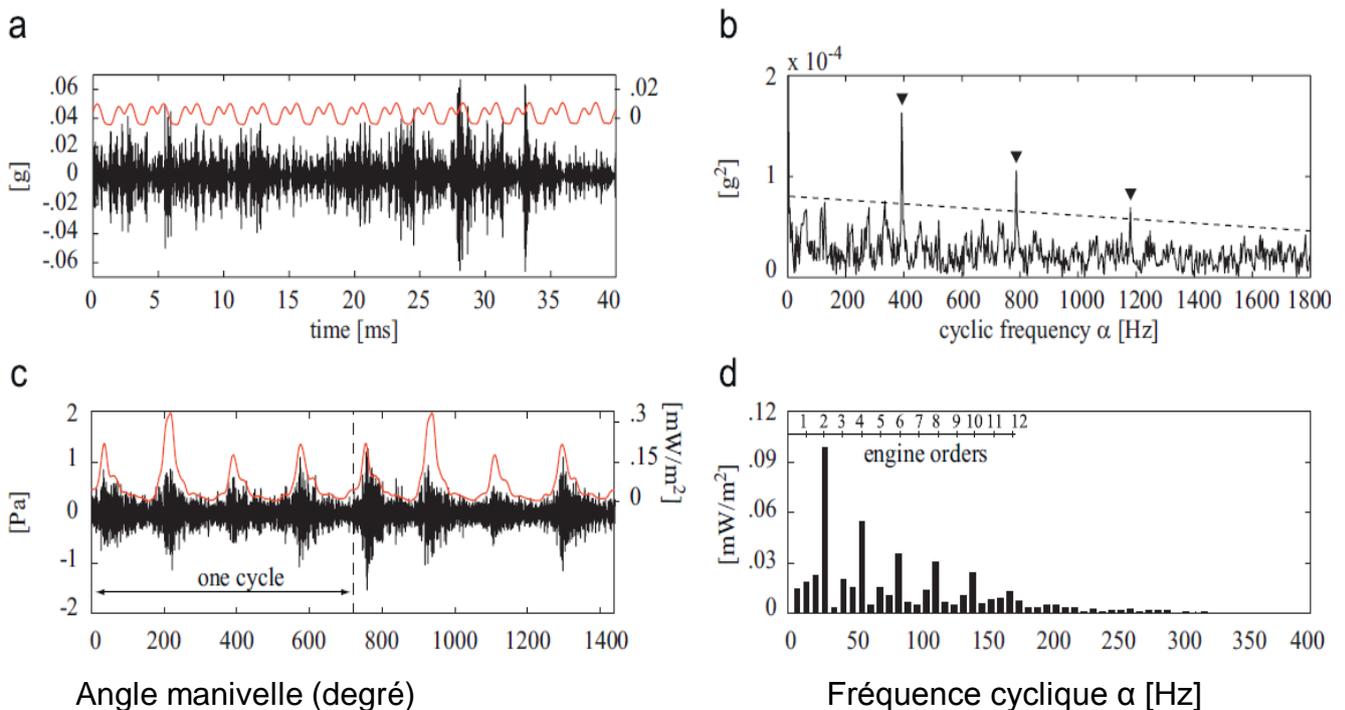


Figure 4.

Cinquième exemple :

Figure 5 présente un signal de pression dans le cylindre d'un moteur diesel avec plus de 4 cycles ainsi que sa décomposition en une valeur moyenne $\mathcal{P}\{x(t)\}$ et une partie aléatoire résiduelle $\mathcal{R}\{x(t)\}$. D'après les investigations précédentes, on trouve que le signal est cyclostationnaire d'ordre 1.

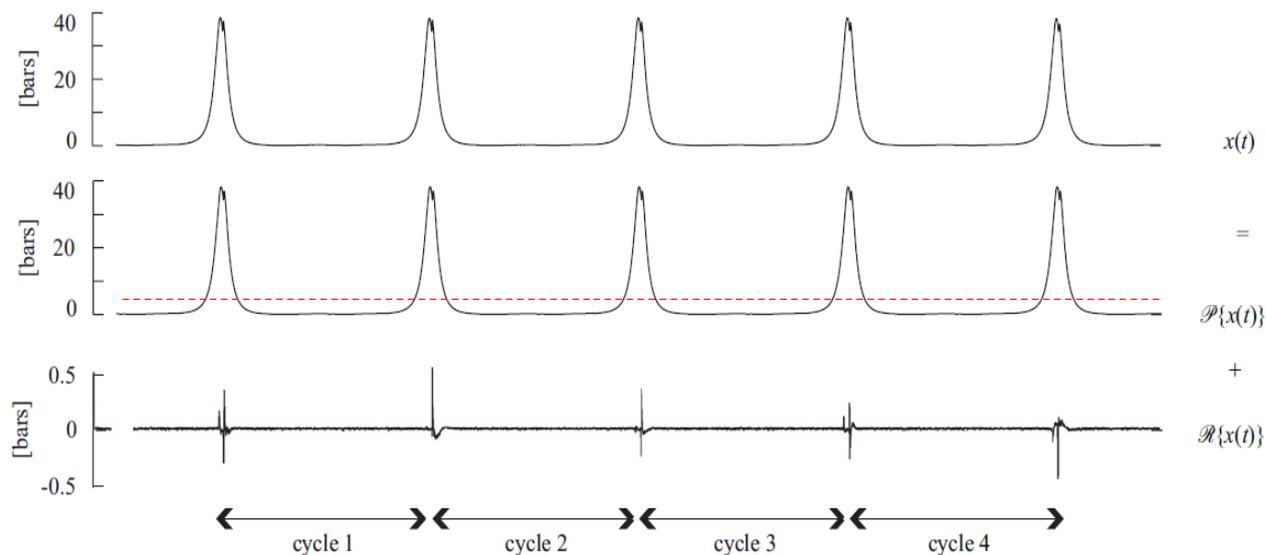


Figure 5. La décomposition du signal de pression dans le cylindre d'un moteur diesel en parties déterministes et aléatoires.

A titre de comparaison, la figure 6 montre la décomposition déterministe et aléatoire du signal acoustique correspondant. Dans ce cas, la valeur moyenne $\mathcal{P}\{x(t)\}$ du signal est plus importante que prévu, même si la partie aléatoire $\mathcal{R}\{x(t)\}$ est encore prédominante.

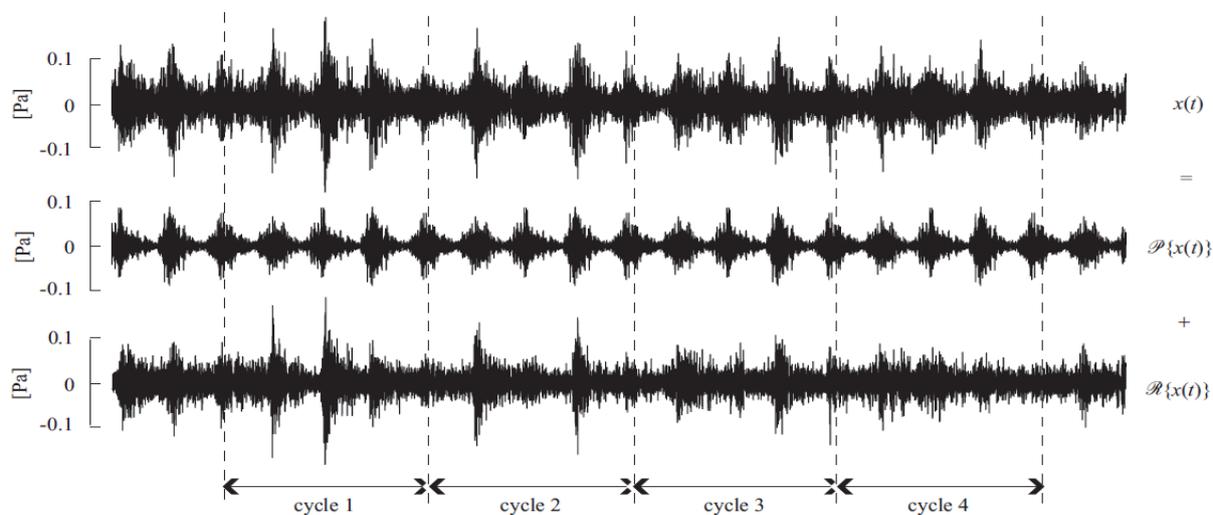


Figure 6. La décomposition du signal acoustique provenant du moteur diesel en parties déterministes et aléatoires.

Chapitre 01 : Synthèse Bibliographique

Plus de compréhension peut être acquise dans les signaux déterministes et aléatoires d'un moteur diesel en zoomant sur la superposition de plusieurs cycles successifs sur un secteur angulaire court, tel qu'il est affiché sur la Figure 7.

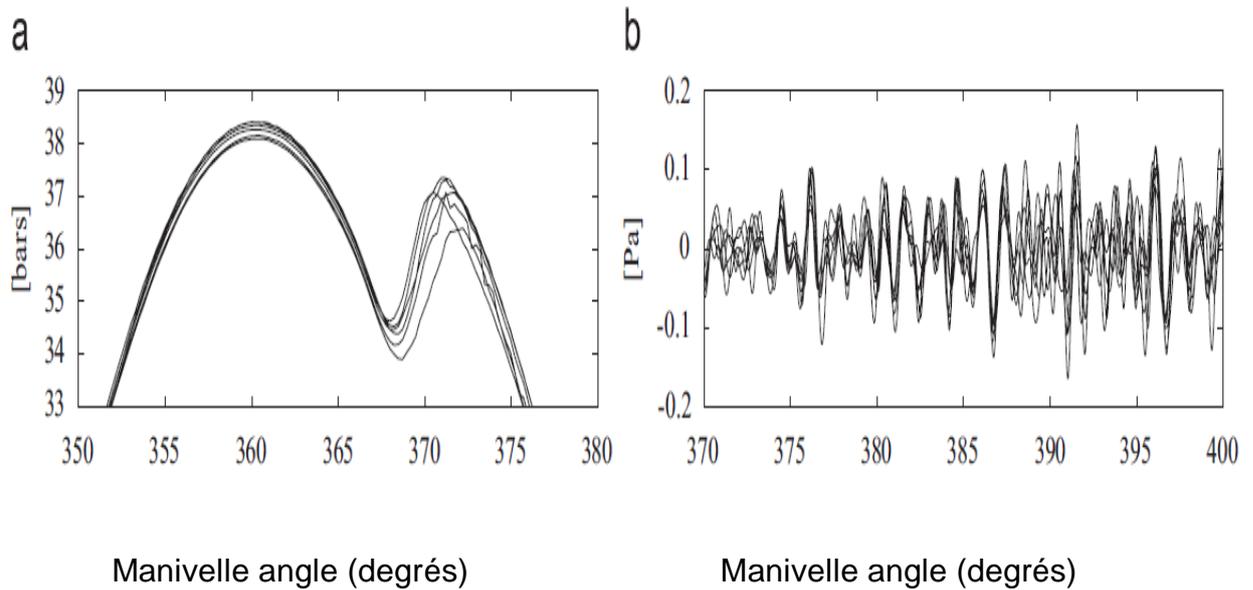


Figure 7. Superposition de plusieurs cycles (a) le signal de pression du cylindre et (b) le signal acoustique provenant du moteur diesel sur un secteur angulaire court.

Position du problème

L'analyse vibratoire, vu son efficacité, prend actuellement une place très importante dans le cadre de la mise en place d'une maintenance conditionnelle, elle permet de suivre l'état de la machine tournante en fonctionnement afin d'éviter les arrêts indésirables. L'engrenage fait partie très importante des machines tournantes, il est un mécanisme élémentaire constitué de deux roues dentées mobiles autour d'axes de position relative invariable, et dont l'une entraîne l'autre par l'action de dents successivement en contact.

Dans le cas de régime stationnaire, il existe plusieurs techniques et méthodes permettant de traiter les signaux vibratoires mesurés sur des machines tournante afin de diagnostiquer les défauts existants, tels que l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, l'analyse par ondelettes,...etc. Dans le cas de régime variable ces techniques deviennent limitées et ne permettent probablement pas d'identifier les défauts. Dans notre travail, nous comptons utiliser une méthode très moderne qui permet d'identifier les défauts même en régime transitoire, elle s'appelle la méthode de cyclostationnarité.

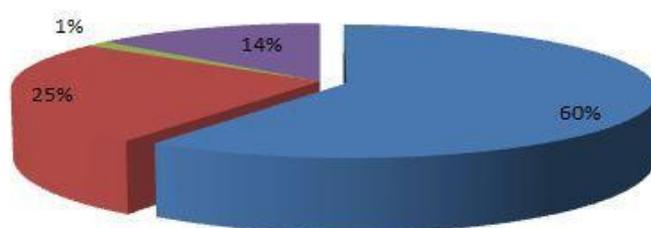
Dans un premier temps, on va essayer d'appliquer les méthodes classiques mentionnées ci-dessus pour voir leurs limites de détection dans le cas de vitesse variable. Dans un deuxième temps, on applique la méthode de cyclostationnarité pour traiter des signaux qui seront mesurés pour de lente, moyenne et grande vitesse de rotation afin de voir les capacités de localisation de cette méthode.

1. INTRODUCTION

La machine tournante est le composant majeur d'un environnement industriel. Des pompes, aux compresseurs, ventilateurs, turbines, moteurs, et mélangeurs, toutes sont des machines tournantes travaillant sous différents principes de fonctionnement pour assurer la continuité de la chaîne de production. Le diagnostic des défaillances de ces machines est une solution qui, avant tout, garde les employés loin des risques qui surviennent lors de l'apparition d'un défaut mécanique sévère et qui peuvent être dangereux, De même elle réduit les pertes en matières premières qui peuvent être endommagées à cause de la panne, et augmente la productivité de la chaîne de production.

Le roulement est l'un des éléments essentiels dans presque chaque machine tournante. Son intérêt réside sur le fait que cet élément forme un support de lien entre deux structures tout en facilitant leur mouvement en réduisant les forces de frottements entre eux. Le roulement dont on ne peut jamais négliger l'importance est, d'après l'institut des ingénieurs électriciens et électroniciens (IEEE), l'élément le plus susceptible de tomber en panne dans une machine électrique (figure 1.1). Deux études dans ce propos ont été publiées en 1985 et en 1995 [Ishak.09].

1985



1995

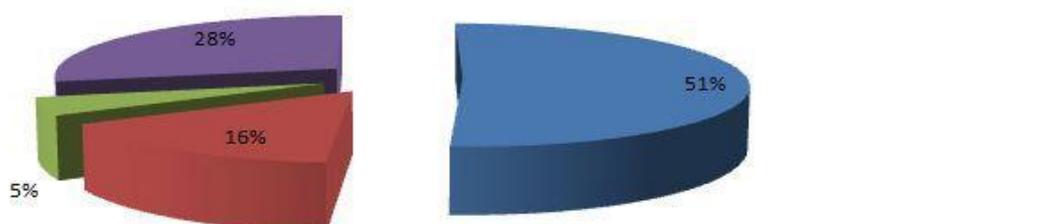


Figure1.1 Taux de panne dans une machine électrique

Chapitre 02 : Notions Générales

1.1 Importance de la maintenance des équipements industriels :

Depuis la fin de la deuxième guerre mondiale, la machine industrielle tourne à une cadence infernale afin de rétablir ce que cette guerre a démoli. Les besoins de l'homme en produits de consommation divers ont augmenté et se sont amplifiés d'une année à l'autre. La complexité et le coût croissant des appareils de production ont entraîné une forte augmentation de leur intensité d'utilisation, mettant en évidence le besoin d'une bonne maintenance afin d'assurer une meilleure performance des installations et machines.

Le développement, qui ne cesse d'accroître, des moyens de production et les notions de qualité des produits ont nécessité la mise en place de plusieurs outils de maintenance moderne. Les études de fiabilité, de maintenabilité ou de disponibilité, les méthodes et techniques de maintenance, la gestion de la maintenance assistée par ordinateur et les outils modernes de la prédiction, ont largement succédé à notre vieil entretien simple.

L'enjeu, bien qu'il apparaisse technique, est beaucoup plus économique, notion qui est présente dans la définition même de la maintenance. Pour consommer il faut produire, et pour produire il faut conserver au maximum le potentiel de production avec le minimum coût possible. La maintenance est donc une fonction importante et intégrée dans la vie de l'entreprise et comme *Monchy* le décrit, le maintenicien est un homme de contact, faisant illusion aux diverses interfaces que la maintenance peut avoir avec les différentes structures de l'entreprise **[Djeb.08]**.

1.2 Politiques de maintenance :

Choisir entre un type ou un autre de maintenance est une question cruciale, ceci constitue la stratégie de maintenance le plus souvent appelée politique de maintenance. Selon *Mechin* **[Djeb.08]** une stratégie de maintenance doit être fondée sur :

- ❖ La connaissance technologique des biens concernés;
- ❖ Leurs conditions d'exploitation dans le système productif;
- ❖ Leur criticité dans le processus de production;
- ❖ Les coûts directs et indirects engendrés.

Chapitre 02 : Notions Générales

En général, et ceci depuis les premières normes de maintenance, les politiques peuvent être classées en deux catégories: la première est une maintenance exécutée après la détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise, appelée maintenance corrective.

La deuxième est une maintenance destinée à réduire la probabilité de défaillance ou de dégradation du fonctionnement d'un bien, appelée maintenance préventive.

Le choix entre ces deux politiques est un mélange harmonieux entre préventif et correctif afin de minimiser le coût total de maintenance.

1.3 Approche de la maintenance conditionnelle :

En réalité les surcharges d'utilisation des matériels peuvent entraîner des défaillances précoces bien avant la date optimale prévue par l'échéancier, ceci constitue une sérieuse limite de la maintenance préventive systématique. C'est pourquoi pour les systèmes mécaniques où la sécurité est de grande importance, la maintenance conditionnelle est appliquée. Le principe de cette maintenance est d'intervenir lorsqu'un seuil prédéfini d'un indicateur est atteint. Bien que le problème de ce type soit la prédéfinition de ces seuils, plusieurs méthodes et techniques sont utilisées et constituent actuellement le pilier d'une stratégie de maintenance moderne.

Les mesures de température et de pression permettent un suivi et donc une surveillance permanente de l'état de l'installation. En les comparant à des seuils prédéfinis, elles permettent un verdict rapide sur l'état de fonctionnement entraînant l'arrêt de tout le système si besoin est. Le problème de cette technique est le fait qu'elle ne permet pas de savoir l'origine du problème, ni d'ailleurs un diagnostic précis. L'analyse des lubrifiants permet la mesure de la teneur en polluants de l'huile issus de la dégradation des pièces mécaniques (présence de métaux ferreux ou non ferreux) ou représentatifs d'un type de fonctionnement (résidus de combustibles, produits de combustion) **[Djeb.08]**. C'est donc un bon indicateur de la présence d'une avarie, mais pas de sa (ses) origine(s) car les particules, détectées le plus souvent par une spectrométrie, peuvent provenir de n'importe quelle pièce du système. Malgré cette limite, l'analyse d'huile reste très utilisée notamment dans les moteurs thermiques. Enfin l'analyse vibratoire est sans doute la technique la plus fiable car elle permet la détection et le diagnostic à la fois.

Chapitre 02 : Notions Générales

Dans les conditions normales toutes les machines vibrent et ont donc une signature vibratoire particulière. Une première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle d'une panne, produit une modification dans cette signature. Par conséquent les images vibratoires des principaux défauts qui peuvent parvenir sur une machine ont été définies tout au long de ces dernières années. Ainsi est fondée cette approche qui, profitant du magnifique développement des techniques de traitement de signal, constitue aujourd'hui le moyen le plus efficace permettant la détection, le diagnostic voire la prédiction **[Djeb.08]**.

1.4 Défauts rencontrés sur les roulements :

Les roulements sont les éléments les plus importants des machines tournantes. Souvent, ils sont soumis à des excitations qui provoquent, dans la majorité des cas, une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques, Selon des statistiques SNR [SNR 04], dans 90% des cas les causes sont à chercher dans des éléments extérieurs qu'on peut d'ailleurs résumer dans le tableau (1.1).

Cause de défaut	%
Lubrification inadaptée (choix des lubrifiants, quantité, fréquence de lubrification, ...etc.)	70 %
Pollution (poussière, détergents, liquides, ...etc.)	18 %
Montage incorrect (brutal, jeu, désalignement, échauffement excessif, ...etc.)	10%
Fatigue (charge, contraintes)	2%

1.4.1 Fréquences caractéristiques des défauts de roulement :

Des pistes de roulement se dégradent par fatigue en conduisant aux écaillages puis à la ruine du matériau. Lors de la mise en rotation, un train d'impulsion est généré par le défaut à une fréquence bien définie que l'on appelle « fréquence caractéristique » du défaut de roulement **[Djeb.08]**.

Chapitre 02 : Notions Générales

On peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure:

- ✓ La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure:

$$BPFO = \frac{n \cdot N}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right)$$

- ✓ La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure:

$$BPFI = \frac{n \cdot N}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right)$$

- ✓ La fréquence de passage d'un défaut d'élément roulant sur la bague intérieure ou extérieure:

$$BPF = \frac{D_m \cdot N}{2 \cdot d} \left(1 - \frac{d^2}{D_m} \cos^2 \alpha\right)$$

- ✓ La fréquence de passage d'un défaut de cage :

$$CF = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \alpha\right)$$

Avec :

N : la fréquence de rotation en [Hz] ;

n : le nombre des billes ;

D_m : Le diamètre moyen en [mm] ;

α : L'angle de contact ;

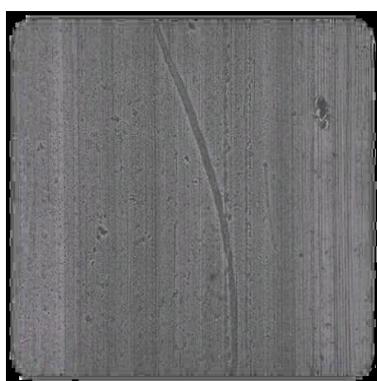
d : le diamètre de la bille.

Chapitre 02 : Notions Générales

1.4.2 Les défauts de roulements : causes et solutions

Parmi les nombreux défauts qui peuvent se trouver dans un roulement, citons les plus fréquentes entre eux :

- ✓ L'usure : L'usure généralement provient de trois causes principales :
 - L'usure peut provenir à cause de particules qui pénètrent entre le corps roulant, et les bagues interne et externe. Cela se manifeste généralement lorsqu'il y a un manque de propreté lors de l'assemblage du roulement, ou si le lubrifiant est contaminé par des particules. Une légère dentelure apparaît alors sur les bagues externe et interne, et sur le corps roulant. (Figure 1.1 (a)) ;
 - L'usure peut encore se montrer à cause d'une lubrification légère ou manquante. Dans une telle situation, le lubrifiant n'est pas capable d'atteindre l'intérieur du roulement, on a besoin d'une ré-lubrification fréquente. Le roulement possède les différentes parties usées et de surface réfléchissante comme un miroir. (Figure 1.1 (b)) ;
 - La dernière cause qui est responsable d'une telle usure provient d'une vibration excessive qui atteint le roulement sans que celui-ci ne tourne. Généralement, ce type de défaut apparaît lors du transport des machines, sous forme de creux rectangulaires sur le chemin de la bague interne, et circulaires sur le chemin de la bague externe. Plusieurs mesures peuvent être prises pour éviter ce type de défaut. Un préchargement radial des roulements durant le transport peut résoudre ce problème. Un support amortisseur de vibration peut encore réduire les détériorations. (Figure 1.1 (c)) [Ishak.09].



(a)



(b)



(c)

Figure1.1. les trois causes de l'usure

Chapitre 02 : Notions Générales

✓ Dentelure :

La dentelure apparaît généralement lorsque le roulement n'est pas correctement monté, ou lorsque le roulement est soumis à une grande charge lorsqu'il est immobile. Une dentelure alors apparaît dont la distance entre les fissures est égale à la distance entre les corps roulants **[Ishak.09]**.

✓ Bavure :

Le phénomène de bavure apparaît sous forme d'un transfert de la matière d'une surface à une autre. Cela peut être causé par plusieurs facteurs : un manque de lubrification, pénétration du corps roulant dans la zone chargée, une charge légère par rapport à la vitesse de rotation et d'autres... Chaque cas doit être traité de façon à éliminer la cause. Le développement de la bavure conduit à une cassure totale de la bague ou du corps roulant **[Ishak.09]**. (Figure1.2)

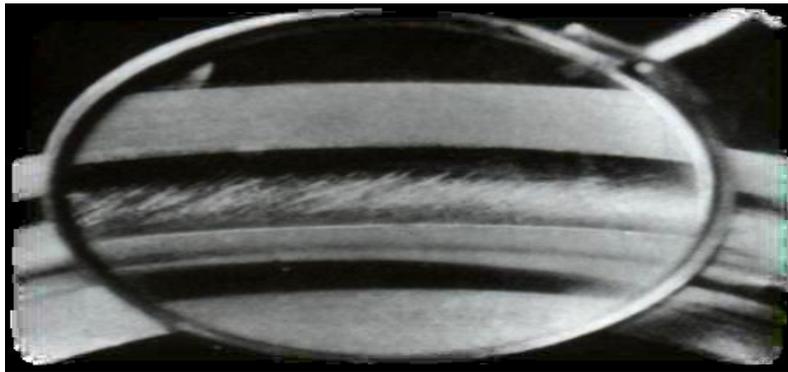


Figure 1.2. Défaut de roulement. Bavure

✓ Ecaillage :

L'écaillage apparaît normalement à cause du vieillissement du roulement, mais ce n'est pas la raison unique pour que cet écaillage apparaisse, celui-ci peut arriver à cause d'une grande différence de température entre la bague interne et externe, de même, si le boîtier qui porte le roulement possède la forme ovale, on obtient le même résultat, il faut changer le boîtier immédiatement. D'autres causes peuvent être : un montage incorrect du roulement, ou une liberté axiale légère qui n'est pas suffisante pour le mouvement de la dilatation **[Ishak.09]**.

Chapitre 02 : Notions Générales

✓ Corrosion :

Elle apparaît après la présence de l'eau ou de l'humidité pour une longue période dans le roulement. La corrosion peut entraîner à la cassure d'une bague ou du corps roulant. Pour la corriger, il faut utiliser un meilleur lubrifiant antirouille. (Figure 1.3)



Figure 1.3. Déficit de roulement. Corrosion

✓ Cassure :

La cassure provient dans la plupart des cas d'une mauvaise manipulation du roulement, par exemple lui donner un coup de marteau au temps de montage. La cassure peut encore provenir d'une corrosion ou d'une bavure. (Figure 1.4)

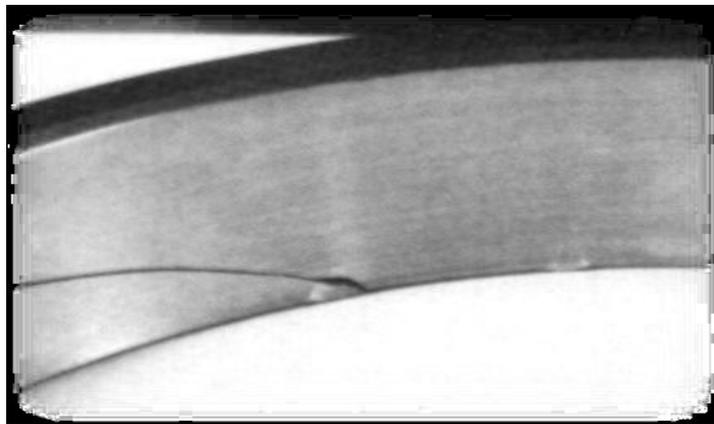


Figure 1.4. Déficit de roulement. Cassure

✓ Choc électrique :

Le passage d'un courant électrique dans un roulement en rotation ou non, peut endommager ces différentes parties [Ishak.09].

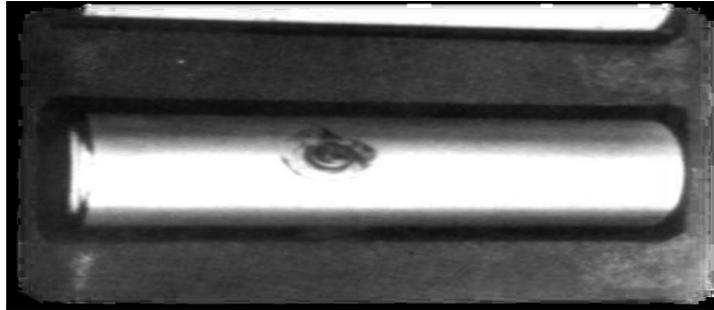


Figure1.5. Déficit de roulement. Choc électrique

2. Outils de base de détection des défauts de roulements

Un intérêt particulier a été donné dans ces travaux à l'analyse vibratoire comme source d'information vue, par la plupart, comme la technique la plus adéquate et la plus globale pour la surveillance des machines tournantes.

Dans cette section seront décrites les principales techniques et méthodes d'exploitation de l'information délivrée par les capteurs de vibration.

2.1 Influence d'un défaut sur le signal vibratoire :

Le signal vibratoire mesuré sur une machine tournante contient toutes les informations sur son état de santé. Les grandeurs mesurées sont le déplacement, la vitesse ou l'accélération le plus souvent utilisée pour les roulements. Ce signal est donc la signature vibratoire caractéristique de la machine ou de chacun de ces éléments. Lors de l'apparition d'un défaut sur le roulement cette signature est modifiée, en effet une impulsion se produit à chaque passage de l'élément roulant sur le défaut, le signal résultant est donc un signal modulé typique de chocs périodiques dont la période est fonction de la nature du défaut (bague ext. ou int.).

Pour les défauts dus à la détérioration de l'élément roulant cette périodicité n'est pas toujours évidente à cause de son roulement chaotique, encore moins évidente pour les défauts de cage qui n'induisent pas forcément des chocs périodiques.

Malheureusement ces impulsions sont souvent noyées dans le bruit aléatoire ainsi que les autres composantes de la machine notamment lorsque le défaut est naissant, alors que pour un défaut de grande gravité les vibrations induites sont d'un

Chapitre 02 : Notions Générales

niveau supérieur à ceux des autres composantes (balourd, désalignement, mauvais serrage, ...etc.) et de ce fait les impulsions sont très claires sur le signal d'accélération **[Djeb.08]**.

2.2 Les indicateurs scalaires :

Basée sur les signaux temporels extraits des capteurs de vibration et filtrés sur certaines plages fréquentielles. Cette technique rapide, extrait des indicateurs, pour la plupart statistiques, résumant l'information contenue dans le signal et permettant de générer un repère. Le suivi d'évolution du repère donne une information plus ou moins précise et complète, sur son état de fonctionnement. L'utilisation de ces techniques donne une première information à partir des signaux, mais nécessite d'être accompagnée par des investigations plus poussées dans le cadre du diagnostic **[Djeb.08]**.

Une multitude d'indicateurs existent, plus ou moins performants et adéquats pour le dépistage de certaines défaillances plus que d'autres. Les indicateurs les plus utilisés sont décrits comme suit :

➤ RMS :

Le RMS, nommée aussi valeur efficace ou moyenne quadratique d'un signal, correspond à la racine carré du moment d'ordre deux et est calculé comme montré par l'équation suivante :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [s(t)]^2} \quad (1)$$

Le RMS est un des premiers indicateurs utilisé en industrie, dû notamment à sa simplicité et à sa rapidité d'exécution. Une variation excessive du niveau RMS signifie en général un changement de l'état de fonctionnement et donc une défaillance. L'un des inconvénients majeurs de l'utilisation du RMS c'est qu'il donne généralement une alarme assez tardive, notamment pour le cas des défauts de roulements, où la variation du signal due à l'apparition du défaut est masquée par d'autres composantes d'amplitudes plus élevées.

➤ Facteur crête :

Le facteur crête FC est un indicateur plus spécifique, qui permet d'observer de plus près le signal vibratoire. Le suivi du facteur crête permet un dépistage plus précoce des défauts en mesurant le rapport entre la valeur maximale du module du signal (valeur crête) sur la valeur efficace, comme montré par l'équation :

$$FC = \frac{\text{Valeur crête}}{RMS} = \frac{\text{Sup}|s(t)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [s(t)]^2}} \quad (2)$$

Le facteur crête suit une distribution normale, sa valeur varie en générale entre 3 et 6, pour un fonctionnement sans défaut et peut aller au delà de 6 dès l'apparition d'une défaillance.

D'autres indicateurs ont été développés sur la base du facteur crête, tels que le facteur K, en multipliant la valeur crête par la valeur efficace ou la valeur crête à crête, mesurant l'écart entre les amplitudes des pics supérieur et inférieur.

➤ Kurtosis :

Plus spécifique au dépistage des défauts de roulements, le kurtosis est une grandeur statistique permettant d'analyser le caractère « pointu » ou « plat » d'une distribution, et donc d'observer la forme du signal. Dérivé du moment statistique d'ordre quatre, il est défini comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevée à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Il est donné par la formule suivante :

$$Kurtosis = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} \overline{s(t) - (S)}^4}{\left[\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} \overline{s(t) - (S)}^2 \right]^2} \quad (3)$$

Le Kurtosis approche la valeur de 3 pour un fonctionnement sans défauts de roulement, et augmente de façon remarquable dès l'apparition d'impulsions dues à la naissance d'un défaut. Le Kurtosis tend à revenir à 3 dès que la dégradation entre en phase terminale.

Pour être plus efficaces le Kurtosis et le facteur crête sont calculés dans certaines bandes fréquentielles où l'effet engendré par les dégradations est plus visible.

2.3 Analyse spectrale :

Le signal vibratoire extrait d'une machine tournante est très complexe, originaire des différents organes la composant. La transformée de Fourier est un outil mathématique permettant de transformer ces signaux complexes, de les décomposer en une multitude de composantes élémentaires sinusoïdales et de les représenter sous forme d'un spectre «Amplitudes-fréquence ». La transformée de Fourier rapide FFT développée par James Cooley et John Tukey, ne requiert qu'un temps de calcul minime pour appliquer la transformée de Fourier Discrète. La FFT a été largement implémentée dans les systèmes de diagnostic des machines tournantes. Les formules représentent respectivement la transformée de Fourier et sa variante discrète [Djeb.08]:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (4.1)$$

$$X(f) = \sum_{k=0}^{N_e-1} x(k) \cdot e^{-i2\pi f \frac{k}{N}} \quad (4.2)$$

Le théorème de *PARCEVAL* exprime que l'énergie contenue dans le signal temporel est égale à celle dans sa représentation fréquentielle. A partir de là nous pouvons parallèlement construire sur les signaux de puissance finie des spectres de puissance (Densité spectrale de puissance **DSP**), représentatifs du carré du module de la transformée de Fourier, rapportée au temps d'observation.

Dans des conditions de fonctionnement stationnaires « vitesses de rotations et chargements stationnaires», chaque organe de la machine émet des vibrations à un certain niveau d'amplitude, et à une cadence « fréquence » constante dans le temps. L'apparition de défauts dans les organes de la machine tournante génère des efforts supplémentaires qui se traduisent par des vibrations se répétant à une cadence « fréquence » constante, relative à la fréquence de rotation. Suivre les amplitudes des vibrations à ces fréquences, permet de suivre les conditions de fonctionnement des différents organes de la machine tournante [Djeb.08].

Pour illustrer l'approche fréquentielle de la détection des défauts de roulements, nous présentons sur la figure (2.1) le spectre d'un roulement défectueux.

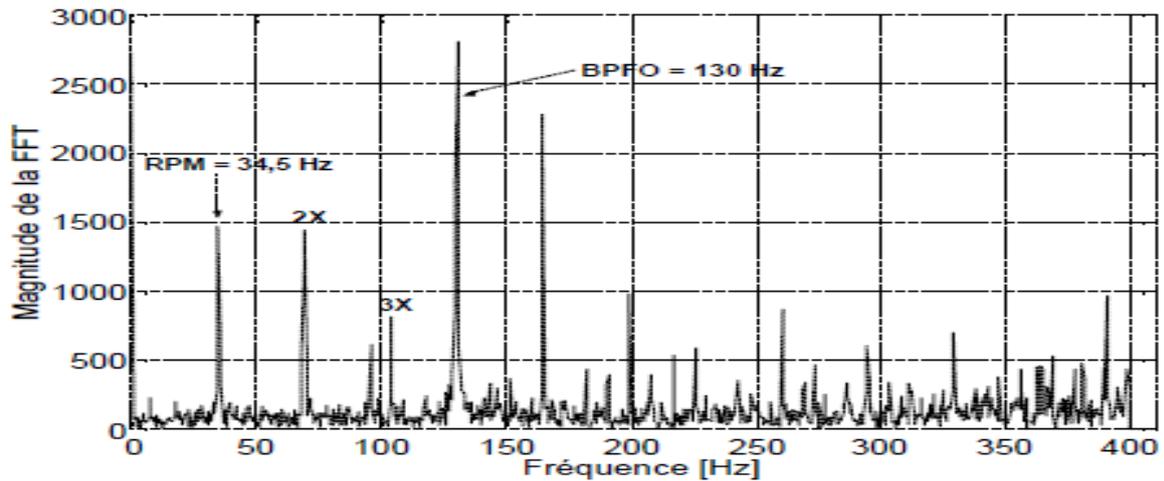


Figure 2.1. Spectre d'un roulement avec un défaut sur la bague extérieure.

Sur le spectre apparaît, en plus des composantes fréquentielles du système (vitesse de rotation 34.5 Hz et ses harmoniques), un pic correspondant à environ 130 Hz qui n'est pas une harmonique de la vitesse de rotation mais une fréquence typique d'un défaut sur la bague extérieure **[Djeb.08]**.

2.4 Analyse cepstrale :

L'analyse cepstrale est une technique complémentaire d'analyse, développée sur plusieurs variantes, dont les plus utilisées sont le cepstre complexe ; définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier, s'exprime selon une variable uniforme au temps, et est représentée par la formule suivante :

$$C = TF^{-1}[\lg_{10}|X(f)|] \quad (5.1)$$

Et le cepstre d'énergie :

$$C = TF^{-1}[\lg_{10}|X(f)|]^2 \quad (5.2)$$

De même que la transformée de Fourier permet de mettre en évidence les périodicités d'un signal temporel, le cepstre met en évidence les périodicités de sa transformée de Fourier. Opinant par la même occasion, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute les familles de composantes périodiques, qui peuvent se manifester dans le spectre sous forme de peignes de raies ou bandes latérales de

Chapitre 02 : Notions Générales

modulation autour d'une fréquence caractéristique ce qui n'est pas toujours évident dans le cadre de l'analyse spectrale.

Les unités et grandeurs sont autres dans le cepstre que ceux utilisés dans l'analyse spectrale, ainsi on trouve entre autres ; les périodicités qui sont appelées Quéfrences et sont exprimées en secondes ou millisecondes et les harmoniques qui deviennent des Rahmoniques.

Cependant, la bonne utilisation de cet outil nécessite de prendre plusieurs précautions dans la définition des plages fréquentielles, des résolutions et du nombre de lignes spectrales, et de toujours l'associer à d'autres techniques « analyse spectrale par exemple ». Ceci est notamment dû à sa sensibilité importante au bruit de fonds influençant l'évolution de ces amplitudes.

La figure (2.2) suivante représente le cepstre calculé à partir d'un signal mesuré sur un roulement du type 6200 monté sur un banc d'essais et tournant à 50 Hz.

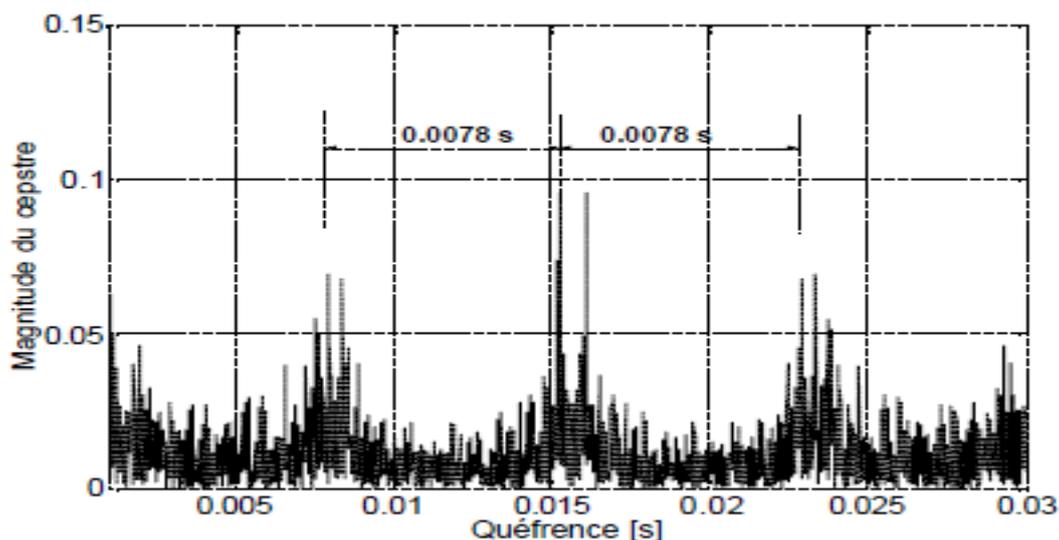


Figure 2.2. Cepstre d'un roulement défectueux.

Sur ce cepstre apparaissent des pics dont l'espacement des quéfrences correspond à une période égale à 0.0078 s, soit une fréquence d'environ 128 Hz, qui est en effet celle d'un défaut sur la bague extérieure [Djeb.08].

Chapitre 02 : Notions Générales

2.5 Analyse d'enveloppe :

Les défauts de roulements génèrent dans la majorité des cas des chocs périodiques sur une durée très courte à l'inverse des défauts de type sinusoïdal (balourd, désalignement,...etc.) dont la période est beaucoup plus longue.

Ces chocs excitent les résonances du système dans les hautes fréquences et se traduisent sur le spectre par la présence de bosses ou de bandes latérales autour de ces fréquences.

Un phénomène de modulation d'amplitude à la fréquence de résonance se produit. Une première solution consiste à la démodulation de la réponse à ces résonances afin d'isoler les fréquences des forces excitatrices. Ainsi a vu le jour une méthode, qui se classe parmi les techniques de traitement de signal les plus performantes, appelée analyse d'enveloppe dont les fondements remontent aux travaux de MacFadden qui lui a donné le nom de High Frequency Resonance Technique (HFRT). Tout au long de ces dernières années elle a été largement utilisée et permettait une détection précoce. Dans une étude de cas, elle a permis de distinguer entre une défaillance d'un roulement d'un simple manque de graissage, bien que dans les deux cas l'amplitude fût très élevée et des chocs sont induits **[Djeb.08]**.

Pratiquement l'analyse d'enveloppe consiste à filtrer le signal mesuré par un filtre passe-bande autour d'une des résonances du système. Le signal filtré est ensuite traité par la transformée de Hilbert. On applique ensuite la transformée de Fourier inverse pour obtenir l'enveloppe qui sera le plus souvent traitée par la FFT pour obtenir enfin le spectre d'enveloppe. Toutefois, il est tout à fait possible de calculer un spectre directement à partir du signal issu de la transformée de Hilbert. Le problème de cette technique réside dans le choix du type du filtre à utiliser. Lin **[Djeb.08]** a montré que le filtre de Chebychev permet d'avoir de meilleurs résultats par rapport à d'autres filtres comme celui de Butterworth. Rappelons aussi que le filtrage passe-bande nécessite la connaissance au préalable des fréquences de résonance du système, ce qui n'est pas toujours évident à déterminer à partir du spectre large-bande.

La figure (2.3) montre l'exemple d'une analyse d'enveloppe d'un signal mesuré sur un roulement défectueux. Le roulement, du type 6200, est monté sur un banc d'essais et tourne à 50 Hz **[Djeb.08]**.

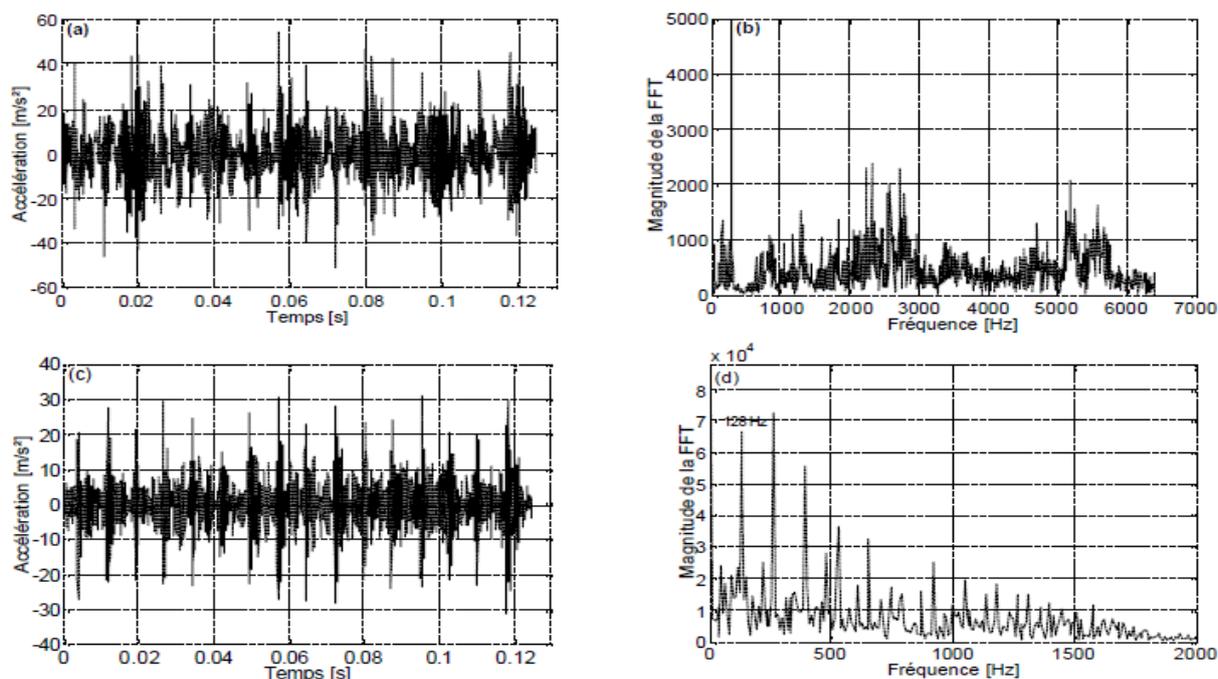


Figure 2.3. Démarche d'une analyse d'enveloppe d'un signal mesuré sur un roulement défectueux : (a) Signal mesuré, (b) Spectre du signal mesuré, (c) Signal filtré et (d) Spectre d'enveloppe du signal filtré.

Ni le signal mesuré, ni d'ailleurs le spectre, ne donnent d'informations sur l'existence du défaut. Après le filtrage du signal mesuré dans la bande passante [1000-3000] Hz, le signal obtenu illustre clairement des impacts signalant une détérioration du roulement. Le spectre d'enveloppe issu de la transformée de Hilbert met en évidence la fréquence d'un défaut sur la bague extérieure (128 Hz) ainsi que certaines de ses harmoniques, ce qui indique que le bruit est filtré avec un rapport signal/bruit (SNR) très significatif [Djeb.08].

2.6 Analyse multi-résolution par ondelettes :

En 1980, Morlet [Djeb.08], proposa une nouvelle analyse peu différente de celle de Gabor. Au lieu d'utiliser une fenêtre qu'on fait coulisser le long d'un signal, Morlet proposa d'utiliser des « ondelettes » qui sont des fonctions copies les unes des autres mais qui ne diffèrent que par leur taille. Dans le domaine de diagnostic vibratoire, l'analyse multi-résolution en ondelettes a fait l'objet de plusieurs publications scientifiques dans le domaine de la détection des défauts dans les machines tournantes notamment ceux des roulements et des engrenages. En effet son pouvoir de décomposition, de filtrage, de débruitage et bien évidemment son

Chapitre 02 : Notions Générales

caractère local permettent une bonne détection des défauts. Dans plusieurs travaux elle a été optimisée, voire jumelée à d'autres méthodes d'analyse.

La forme générale de signal au cours de la décomposition par les ondelettes est illustrée dans la figure (2.4) :

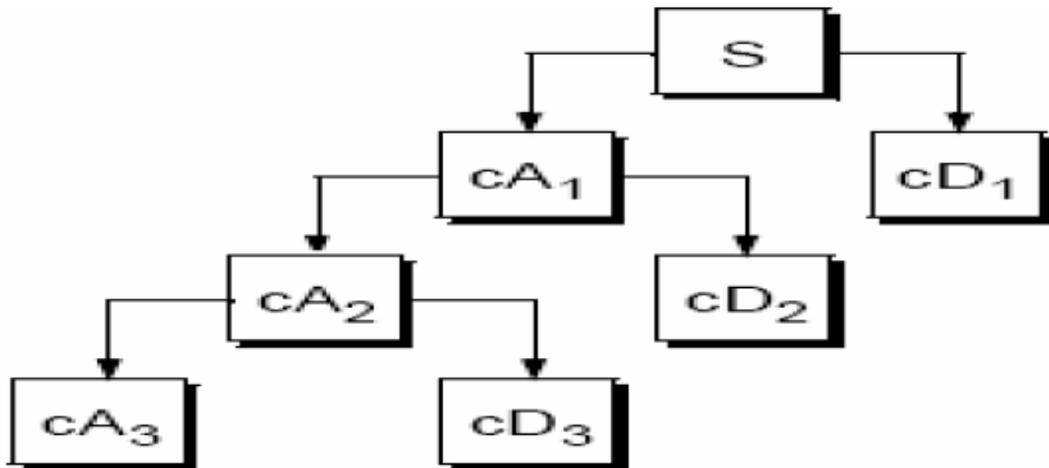


Figure 2.4. Décomposition du signal en approximations et détails

A titre d'exemple, la figure (2.5) montre le traitement en ondelettes du même signal de la figure (2.3.a), il est convainquant que l'apport de l'application de cette méthode est considérable vu la différence flagrante, en terme de clarté, entre le signal mesuré et celui obtenu après analyse [Djeb.08].

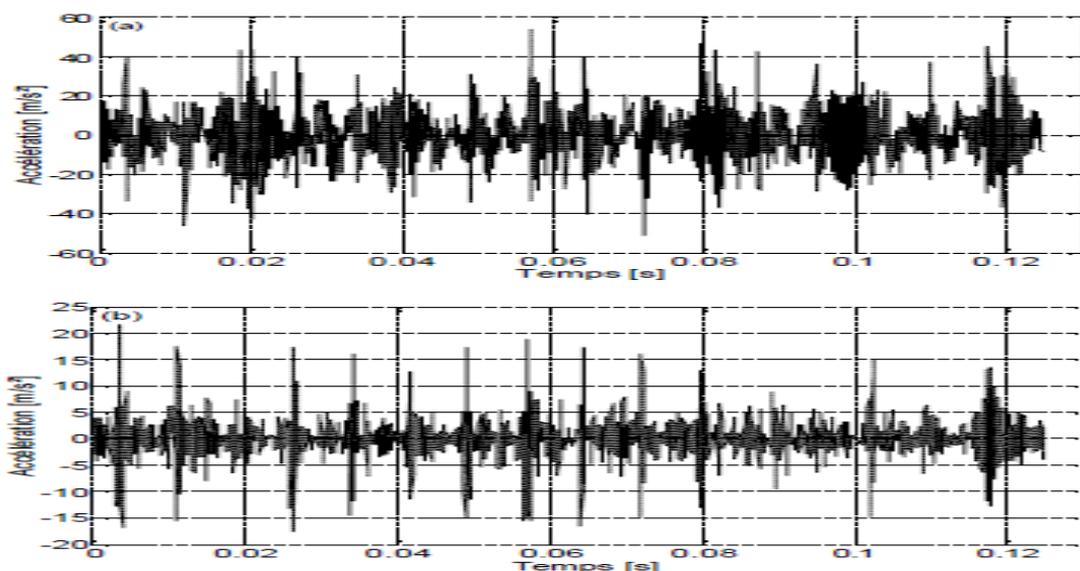


Figure 2.5. Signaux d'un roulement défectueux :

(a) Avant l'analyse en ondelettes et (b) Après l'analyse en ondelettes

Chapitre 02 : Notions Générales

Un autre exemple d'analyse multi résolution en ondelettes du signal bruité est donné par la figure (2.6). La fréquence d'échantillonnage simulée est égale à 30000 Hz, le nombre d'échantillons est égale à 2048 et la fréquence de résonance est choisie égale à 2900 Hz.

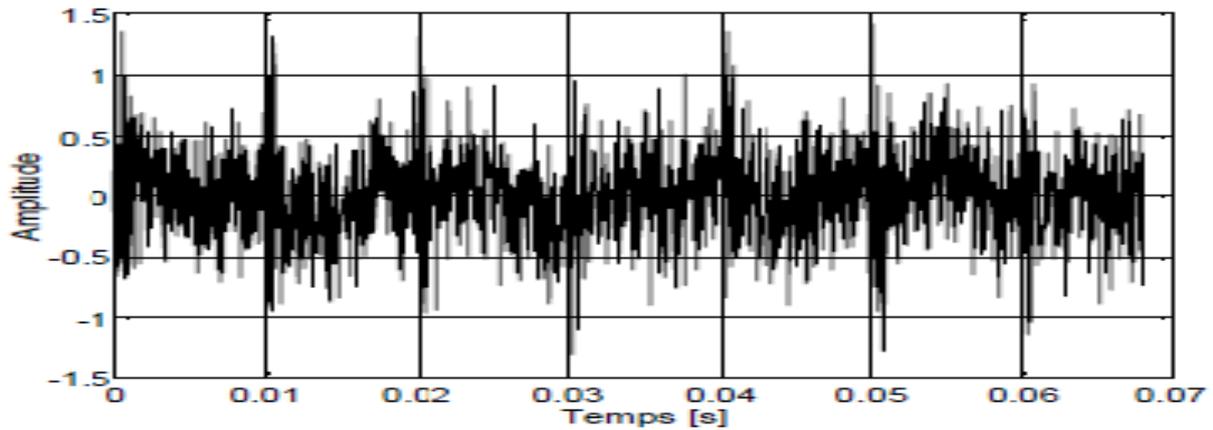


Figure 2.6. Signal bruité d'un choc de roulement.

La figure (2.7) représente les différents détails et approximations issus de la décomposition en ondelettes de ce signal. Il est tout à fait clair que le signal reconstruit (D3) est beaucoup plus filtré que celui (A1). Il est par ce fait légitime de conclure que le vecteur ayant le maximum d'énergie vibratoire n'est pas forcément celui le mieux filtré donc celui où les impacts sont plus clairs et la détection du défaut plus évidente[Djeb.08].

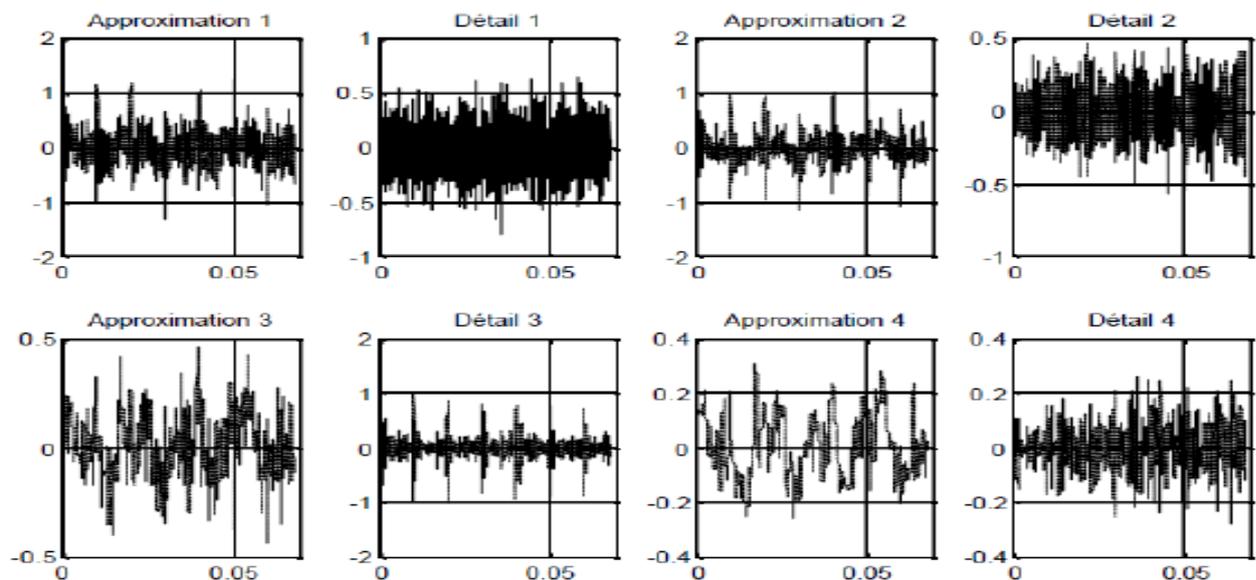


Figure 2.7. Différents détails et approximations issus de l'analyse multi résolution en ondelettes du signal bruité.

2.7 Analyse cyclostationnaire :

L'analyse des signaux cyclostationnaires a pour origine le domaine des télécommunications où l'on peut transmettre des signaux dont les propriétés statistiques sont périodiques. Cette hypothèse correspond à la nature physique des signaux issus des machines tournantes. En fait, on exploite la cyclostationnarité d'ordre 1, i.e. de la moyenne. La cyclostationnarité d'ordre 2 c'est à dire que la fonction d'autocorrélation est périodique, i.e. $R(t, \tau) = R(t + T, \tau)$ (7).

T étant la période du cycle (il peut exister plusieurs périodicités, ce qui est le cas pour les machines tournantes) permet de calculer la corrélation spectrale qui est en quelque sorte la transformée de Fourier suivant (t, f) de la fonction d'autocorrélation. Nous obtenons ainsi la fréquence cyclique (transformé suivant f) et la fréquence temporelle (suivant t). Cette fonction permet d'exhiber des corrélations entre composantes du signal aux fréquences cycliques **[Keba.06]**.

3. Synthèse du chapitre

La maintenance prédictive a été introduite dans les entreprises depuis 1989 avec un développement d'une application informatisée qui a été intégré au système GMAO (gestion de maintenance assistée par ordinateur). Cette application permet de surveiller certaines machines par la mesure de vibrations. Nous avons constaté que la machine pouvait tourner en sécurité jusqu'à trois fois (parfois plus) plus longtemps que prévu et le cycle de révision devient plus long. Ceci implique un gain en pièce de rechange.

Le choix des méthodes d'analyse des signaux accélérométriques issus de machines tournantes est normalement conditionné par la nature de la machine, mais aussi par la nature du défaut à déceler dans le signal.

Dans ce chapitre, nous avons expliqué quelques notions générales sur la maintenance « maintenance conditionnelle » et aussi nous avons présenté les défauts rencontrés sur les roulements et les outils de base la détection de ces défauts.

Dans le chapitre suivant, nous présenterons le diagnostic d'un défaut de la bague extérieur d'un roulement défectueux en régime constant et aussi en régime variable de vitesse de rotation par les différents outils d'analyse vibratoire rencontrés précédemment.

1. INTRODUCTION

La surveillance des machines par analyse vibratoire, s'est développée considérablement en raison de l'évolution des concepts de maintenance. La réduction des coûts de production et la disponibilité de l'outil de production sont, en effet, devenues des enjeux qui imposent de détecter et d'identifier tous les défauts à un stade précoce.

Dans ce chapitre, nous allons effectuer une analyse temporelle basée sur des indicateurs scalaires tels que, RMS, Facteur de crête, Kurtosis, et une analyse spectrale, dans le cas d'un régime à vitesse constante et variable, nous traitons deux signaux de roulements sain et défectueux.

2. BANC D'ESSAI

2.1 Le simulateur de défaut de machine (MFS) :

2.1.1 SpectraQuest :

Le simulateur de défaut de machines **SpectraQuest** (figure1) est un outil innovateur pour étudier des signatures des défauts de mécanismes communs. Le système reflète une conception modulaire qui fournit la simplicité opérationnelle et la robustesse.

Chaque composant du simulateur est usiné aux tolérances élevées ainsi il peut être actionné sans n'importe quelle vibration contradictoire significative. Puis, selon la situation il peut analyser divers défauts individuellement ou conjointement dans un environnement totalement commandé.

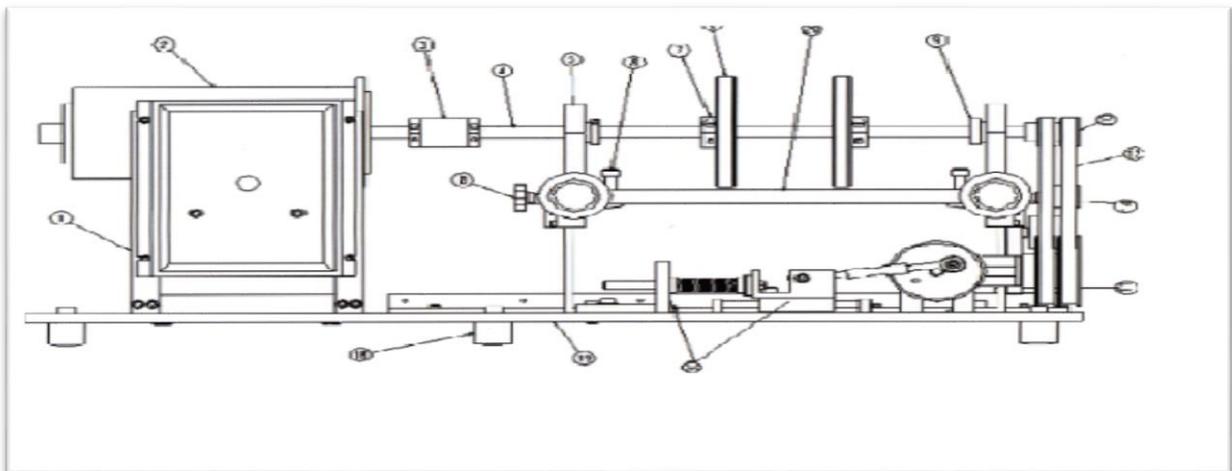


Figure1. Représentative du banc d'essai

- 1) Variateur de vitesse avec le commutateur "Marche / Arrêt" et la commande de vitesse.
- 2) Moteur.
- 3) Accouplement.
- 4) Axe.
- 5) Logement des roulements horizontalement avec le chapeau démontable.
- 6) Disque de rotor avec les trous taraudés pour présenter le déséquilibre.
- 7) le collier pour fermer le rotor à clef d'axe.
- 8) Vis pour la présentation de la déviation d'alignement (axial, horizontal, verticale).
- 9) Roulements.
- 10) Petite poulie double.
- 11) Grande poulie.
- 12) Double courroies.
- 13) Rouleau d'attente de ceinture.
- 14) Pieds en caoutchouc d'isolement.
- 15) Base.
- 16) Plateforme de rotor.
- 17) Échange de l'Assemblée.

On peut utiliser le simulateur des défauts de machine pour les différentes applications mécaniques suivantes:

- Alignement (horizontal, angulaire, parallèle, vertical)
- Déséquilibre ;
- Mesure de phase ;
- Rotor Excentrique ;
- Déviation d'alignement de poulie
- Roulements censurés ;
- Résonance.

2.1.2 **VibraQuest :**

Un ordinateur est connecté au simulateur des défauts de machines dans lequel est installé le logiciel de traitement des données **VibraQuest** (figure2).



Figure 2. Photo de simulateur des défauts de machines. Ordinateur équipé de logiciel VibraQuest.

La relation suivante donne la fréquence de défaut :

$$F_{dth} = F_{rotation} \times M \quad (1)$$

F_{dth} : Etant la fréquence théorique du défaut.

$F_{rotation}$: La fréquence de rotation du roulement.

M : Le multiplicateur de défaut.

Dans cet essai, le multiplicateur de défaut de bague externe d'après le catalogue de

MFS est : $M_{BPFO} = 3.048$

F_{dth} $F_{rotation}$	BPFO
20 Hz (≈ 18 Hz)	≈ 60.96 Hz (≈ 55 Hz)
30 Hz (≈ 29 Hz)	≈ 91.5 Hz (≈ 88 Hz)

Les signaux ont été mesurés dans une bande de fréquence 0-10000 Hz, donc une fréquence d'échantillonnage de 25600 Hz, avec un pas fréquentiel égale a 1.28 Hz.

Pour une vitesse constante, on a :

- Signal d'un roulement sain, il comporte 98304 échantillons et 6 blocs.
- Signal d'un roulement défectueux, 163840 échantillons, 5 blocs.

Pour une vitesse variable, on a :

- Signal d'un roulement sain, 327680 échantillons, 10 blocs.
- Signal d'un roulement défectueux, 622592 échantillons, 19 blocs.

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

3.1 Diagnostic de roulement pour une vitesse constante :

▪ Analyse temporelle

Avant tout traitement d'un signal, une vue de ce signal dans le domaine temporel est primordiale pour comprendre comment il se comporte. Un signal de roulement sain est mesuré pour une vitesse de rotation constante 20Hz, le signal du roulement défectueux est mesuré pour une vitesse constante (30 Hz) dans (figure 3 et 4).

L'analyse temporelle n'offre pas beaucoup d'informations lorsque ce défaut est de faible gravité à propos de ses signaux, ce qui est bien connu dans la majorité des cas. Les signaux sont tous similaires à la différence que l'écart maximal des signaux de leur valeur moyenne, est plus grand pour le roulement défectueux que l'écart maximal pour les signaux du roulement sain.

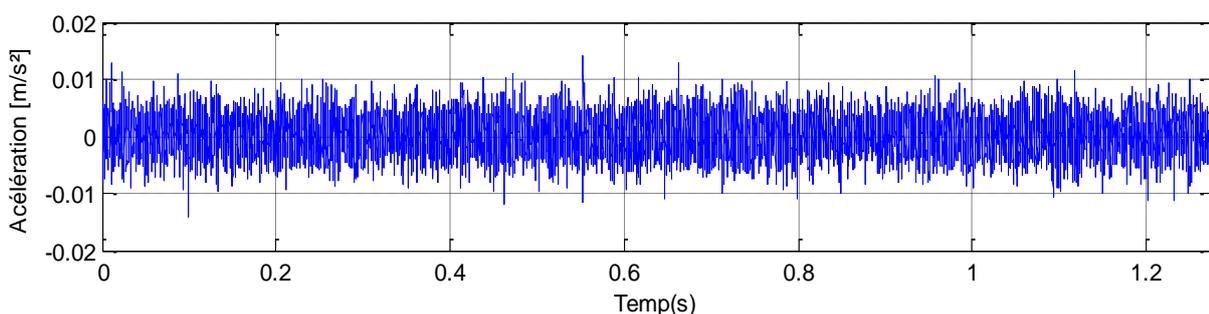


Figure 3. Signal de bloc (3) de roulement sain pour une vitesse constante de 20Hz.

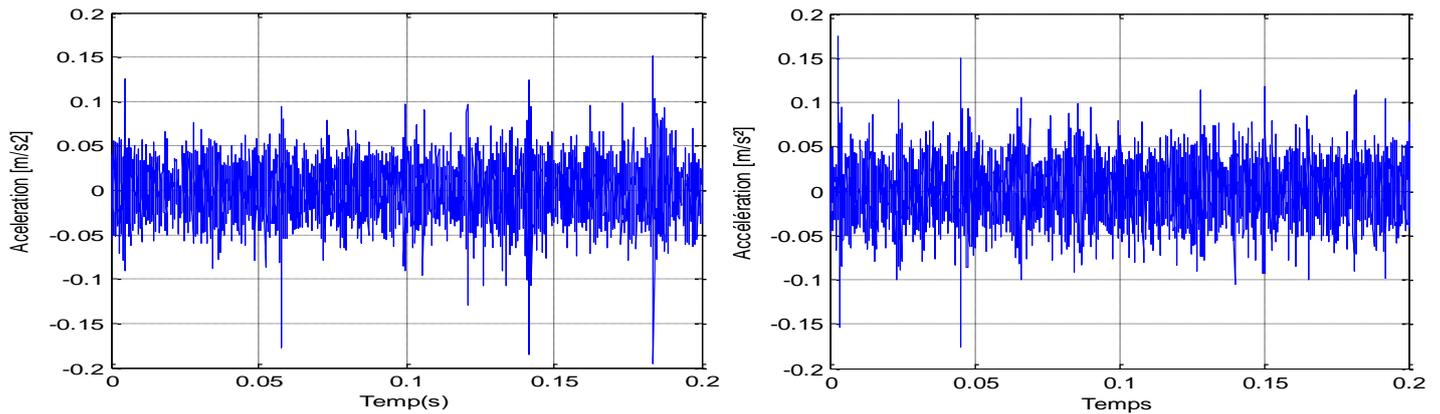


Figure 4. Signaux des blocs (4) et (6) du roulement défectueux pour une vitesse constante de 30 Hz.

Les indicateurs scalaires sont les outils les plus simples de détection des défauts de machines tournantes dans la maintenance préventive conditionnelle. Ils consistent en une valeur numérique, ce qui permet une comparaison à des seuils significatifs de l'état de dégradation d'une machine, cela permet de visualiser la présence de défaut ou pas.

Le calcul de kurtosis des 5 blocs du signal sain montre de faibles valeurs qui ne dépassent pas 3.25. Donc, on confirme l'absence du défaut et on peut dire que ce roulement est sain.

Dans la figure 6, le Kurtosis est supérieur à 3 dans tous les blocs du signal surtout le bloc 4 (signal de la figure 4), cela signifie qu'il y'a un défaut dans ce roulement mais on ne peut pas connaître sa nature à partir des indicateurs scalaires.

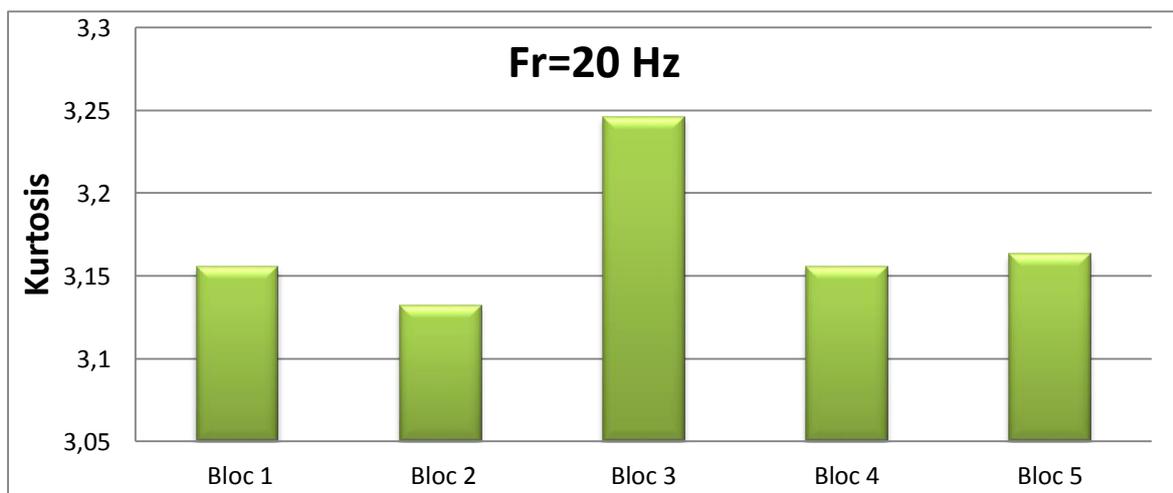


Figure 5. La variation de kurtosis selon les blocs (sans défaut vitesse constante)

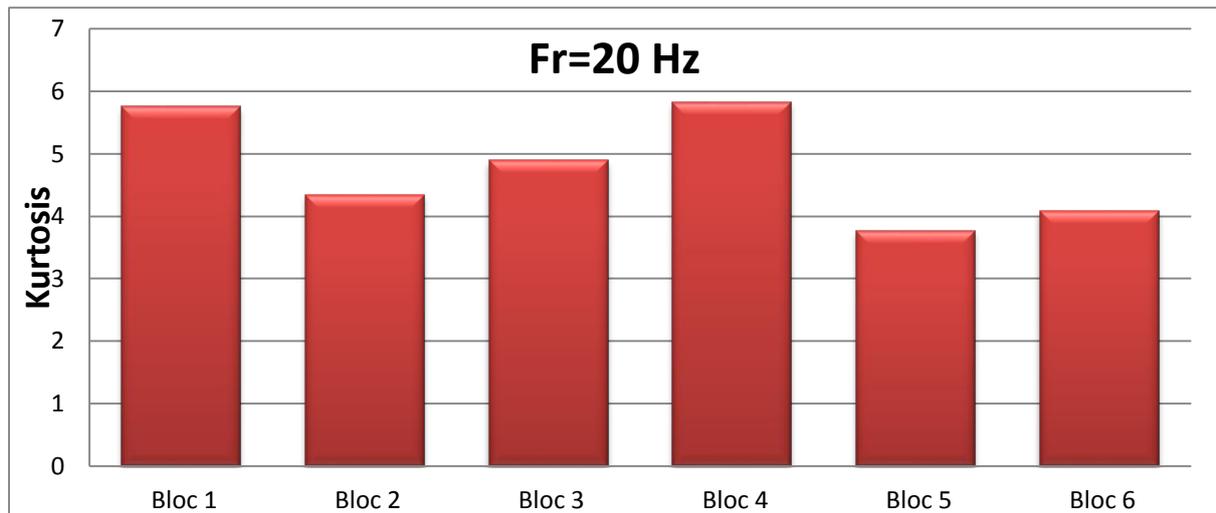


Figure 6. La variation de kurtosis selon les blocs (avec défaut vitesse constante)

Donc, un autre type d'analyse est certainement nécessaire pour exploiter mieux ces signaux.

- **Analyse spectrale**

Sur cette figure, aucun pic important n'est constaté, seul la fréquence de rotation et ses harmoniques sont présents. Ceci confirme que le roulement est en bon état.

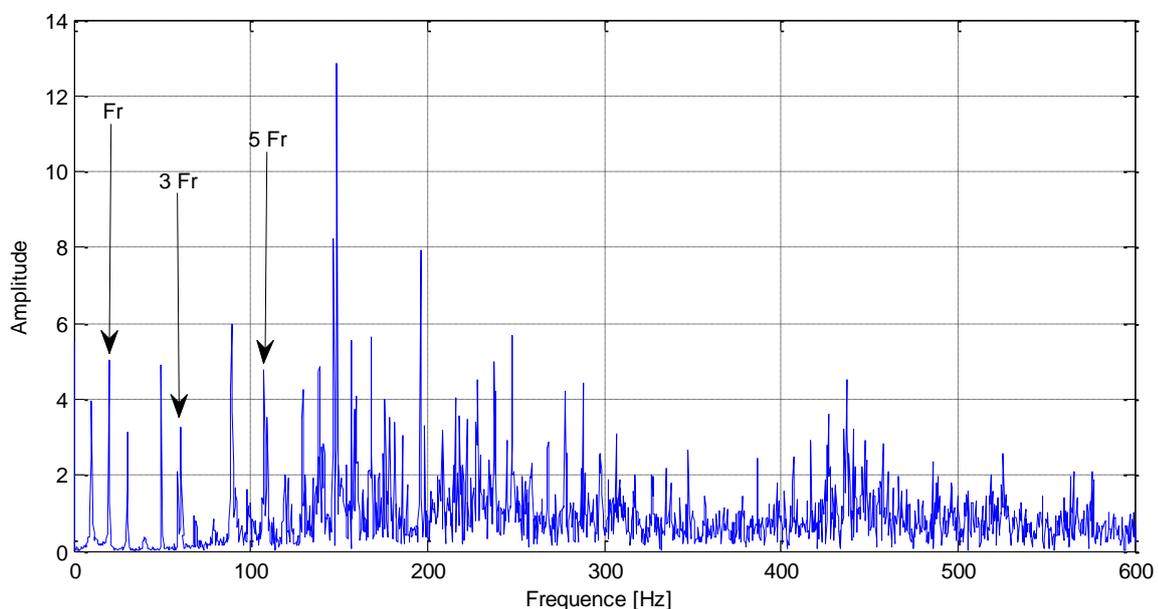


Figure 7. Spectre de bloc (3) de roulement sain pour une vitesse constante de 20Hz.

Pour illustrer l'approche fréquentielle de la détection des défauts de roulements, nous présentons, sur la figure(8) le spectre d'un roulement défectueux est obtenu après l'application de la méthode de FFT (Analyse Spectrale) sur le signal de base. Sur le spectre apparaît, en plus des composantes fréquentielles du système, harmonique de fréquence de rotation $2 Fr$ égale à 58 Hz et $4 Fr$ égale à 116 Hz. Un pic correspondant à environ de 176 Hz qui n'est pas une harmonique de la vitesse de rotation mais une harmonique de fréquence typique d'un défaut sur la bague extérieure ($2 BPFO$ égale à 176 Hz), malgré $6 Fr$ est égale à 174 Hz. Donc, on dit que Fr est égale à 29 Hz et $BPFO$ pratiquement à 88 Hz.

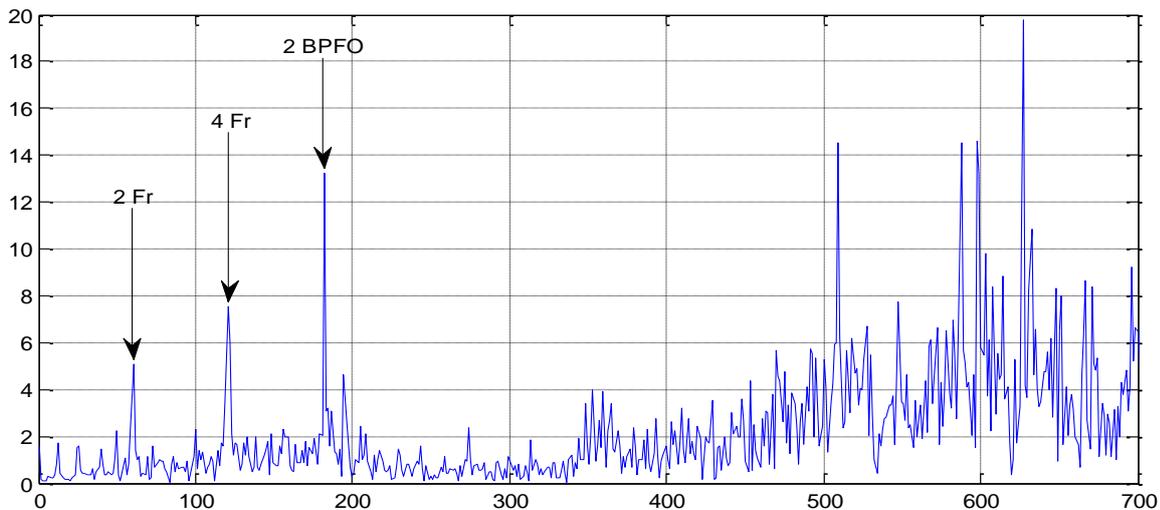


Figure 8. Spectre de bloc (4) de roulement défectueux ($Fr=30$ Hz)

3.2 Diagnostic du roulement pour une vitesse variable.

- **Analyse temporelle :**

Nous avons traité le comportement de signal vibratoire des roulements sain et défectueux, lorsque ce roulement travaille sous un régime de vitesse variable (lente, moyenne, rapide) et pour les différents blocs du signal de base à partir les figures suivantes 9 et 10.

La variation de vitesse provoque une augmentation des amplitudes des signaux d'un bloc à un autre. Alors que pour la vitesse constante les amplitudes des différents signaux sont presque identiques.

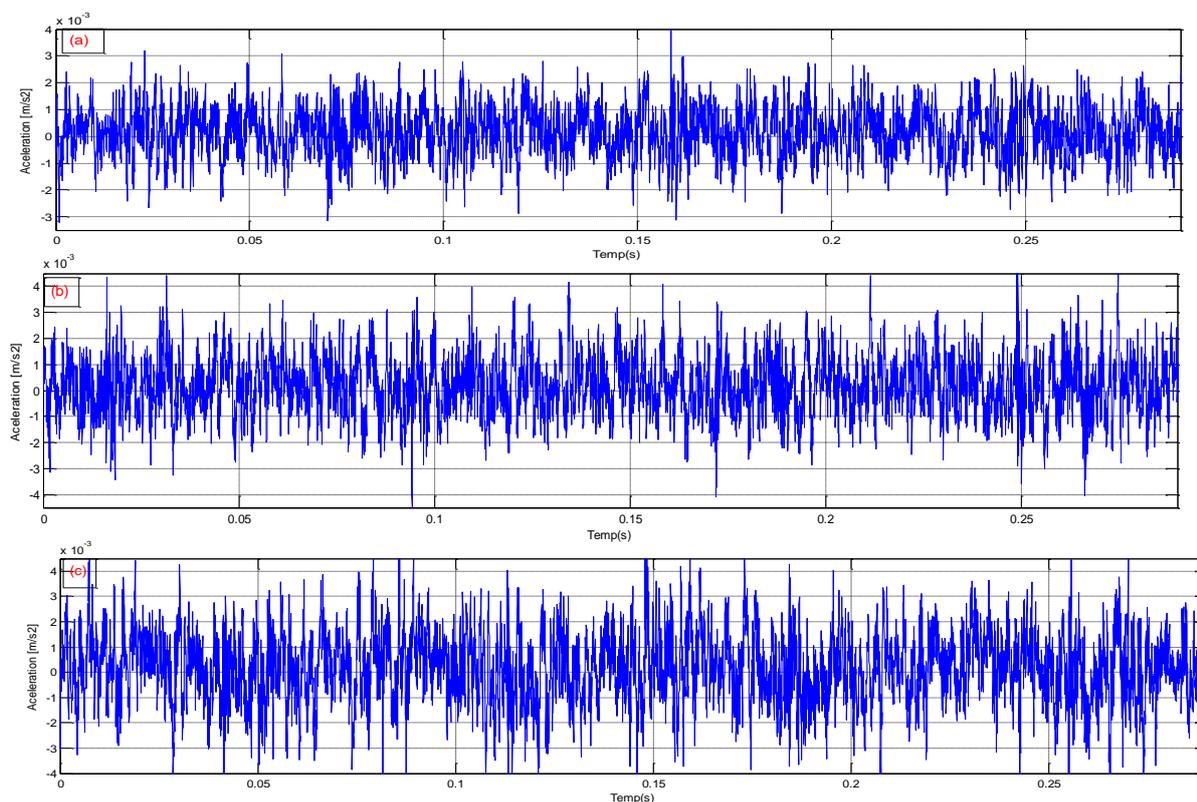


Figure 9. Signal de roulement sain (vitesse variable 10 a 20 [Hz])

(a) Signal de bloc (1) $Fr=11$ [Hz] ; (b) Signal de bloc(6) $Fr=15$ [Hz] ; (c) Signal de bloc (10) $Fr=19$ [Hz]

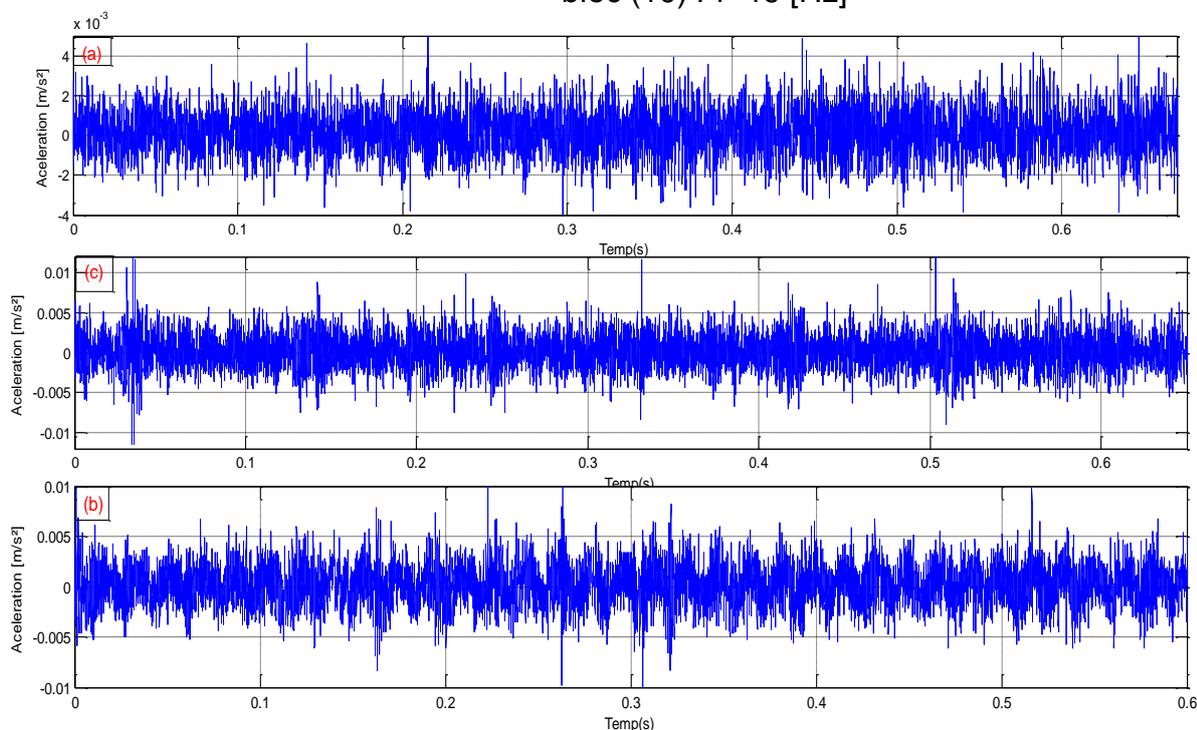


Figure 10. Signal de roulement défectueux pour une vitesse variable de 5 à 20 [Hz].

(a) Signal de bloc (6) $Fr=7,5$ [Hz] ; (b) Signal de bloc (14) $Fr=16.8$ [Hz] ; (c) Signal de bloc (19) $Fr=18.9$ [Hz]

Pour vérifier la validité ou non des indicateurs scalaires habituelles dans le cas de vitesse variable, on présente les histogrammes de kurtosis des différents blocs sur les figures 11 et 12.

Dans le cas de présence de défaut, on constate que la variation de la vitesse ne permet pas d'établir une tendance du kurtosis conforme a celle de vitesse constante, comme dans la bibliographie. c-à-d, le kurtosis augmente avec la diminution de la vitesse de rotation [Djeb.08].

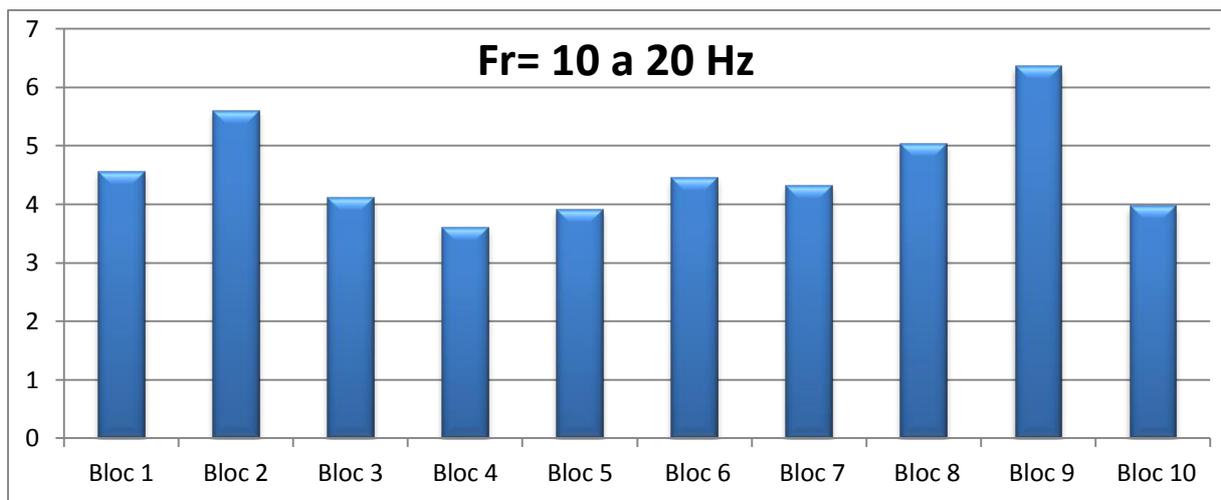


Figure 11. La variation de kurtosis selon les blocs du roulement sain pour une vitesse variable de 10 a 20 Hz.

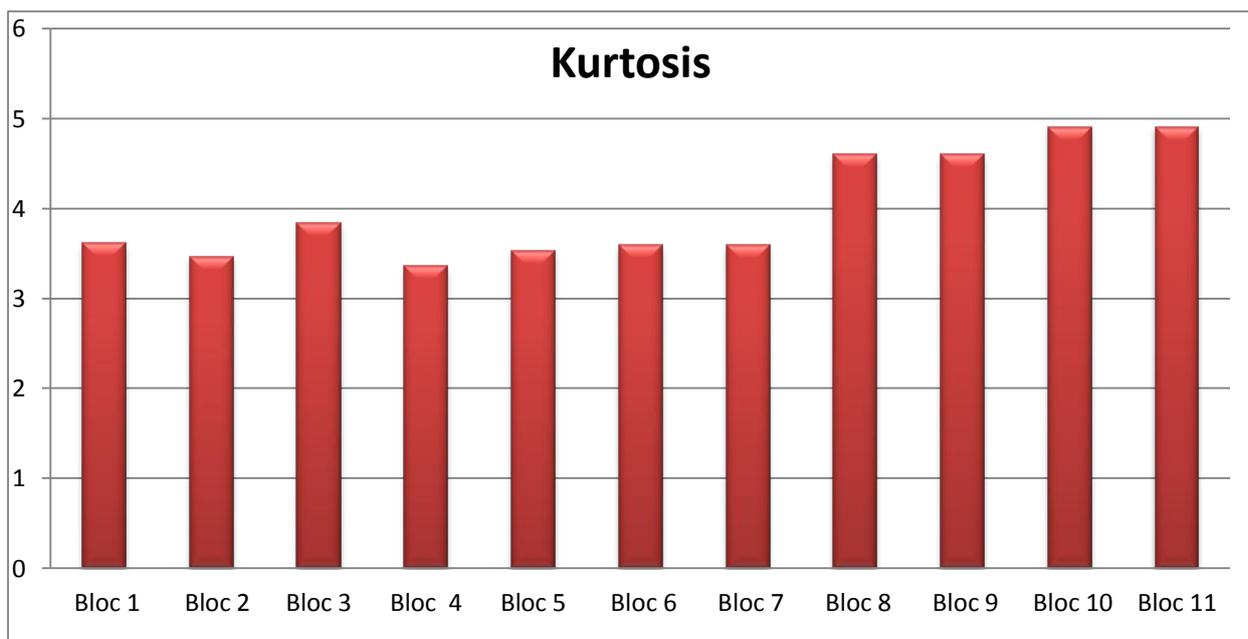


Figure 12. La variation de kurtosis selon les blocs (avec défaut vitesse variable)

▪ **Diagnostic par l'AMRO :**

▪ Cas sans défaut.

Dans cette partie, nous utilisons l'analyse par ondelettes pour bien filtrer le signal vibratoire de chaque bloc et pour but de bien visualiser la fréquence de rotation et leurs harmoniques et éventuellement les fréquences des défauts.

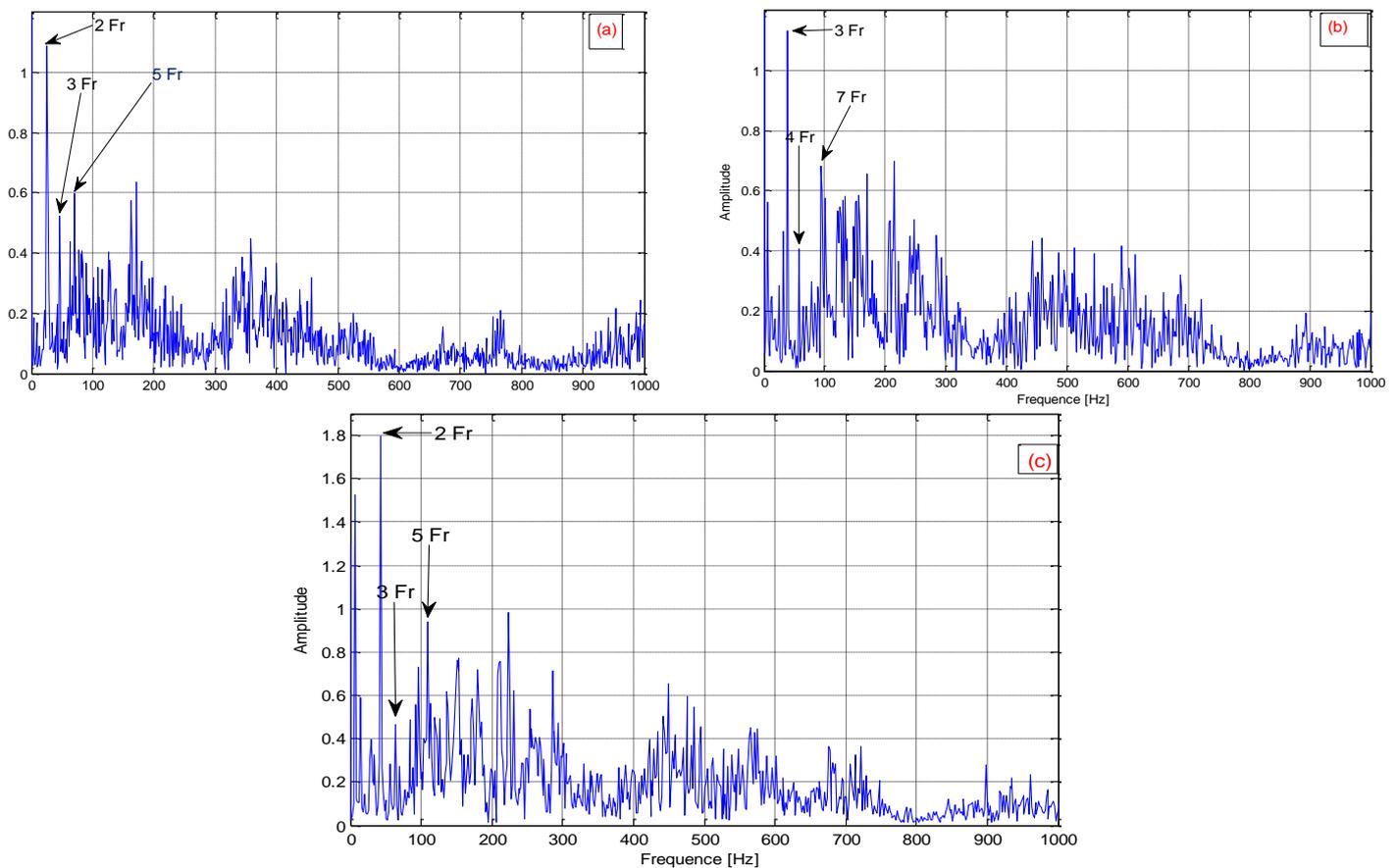


Figure 13. Les spectres des approximations A1 du roulement sain (vitesse variable)
(a) Bloc (1) $Fr=12$ [Hz]; (b) Bloc (6) $Fr=15$ [Hz]; (c) Bloc (10) $Fr=19$ [Hz]

Dans ces figures, on a :

❖ Pour le **bloc (1)**, on a :

$2Fr=24$ [Hz] et $3Fr=36$ [Hz] et aussi $5Fr=60$ [Hz].

❖ Pour le **bloc (6)**, on a :

$3Fr=45$ [Hz] ; $4Fr=60$ [Hz].

❖ Pour le **bloc (10)**, on a :

$2Fr=38$ [Hz] ; $3Fr=57$ [Hz] et $5Fr=95$ [Hz].

- Cas avec défaut.

1. Analyse spectrale.

Dans les deux spectres de bloc (1) et (4) de roulement défectueux sous un régime de vitesse variable de 5 [Hz] jusqu'à 20 [Hz], nous ne pouvons pas détecter la fréquence de rotation ou bien l'un de ses harmoniques ni la fréquence de défaut (BPFO).

Donc, on peut dire que cette technique reste très limitée dans le régime variable.

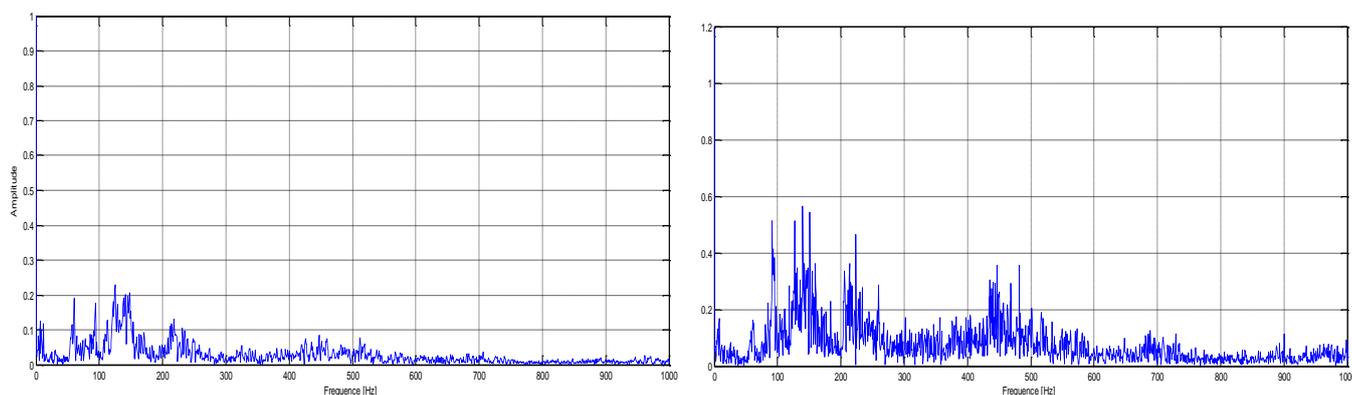


Figure 15. Spectre de bloc (1) et bloc (4) de roulement défectueux (vitesse variable).

2. Analyse par l'AMRO

Pour cela, nous utilisons l'analyse par ondelettes pour filtrer le signal mesuré (débruitage) et puis nous avons appliqué l'analyse spectrale sur le signal filtré choisi (les approximations A1). Ces approximations (signaux) sont choisies à partir d'un traitement de chaque approximation et détail obtenues par cette analyse, généralement on utilise le kurtosis pour prendre le meilleur choix comme d'habitude dans les travaux de [Djeb.08] et les autres, mais dans le cas ou nous avons un régime de vitesse variable le kurtosis devenue n'est pas fiable pour le choix des signaux.

Par suite, nous avons présentés quelques approximations A1 de quelques blocs pour bien présenter l'importance de cette méthode quand on change la fréquence de rotation par rapport au temps. Il est convainquant que l'apport de l'application de cette méthode est considérable vu la différence flagrante, en terme de clarté, entre le signal mesuré et celui obtenu après analyse.

L'analyse des résultats des différents blocs, montre que pour la vitesse de rotation inférieure à 14 Hz, on arrive à localiser la fréquence de défaut (BPFO) et une à deux de ses harmoniques. A partir de bloc 12, on localise un seul pic correspondant à la fréquence du défaut, aucune harmonique n'apparaît.

Finalement, dans ce chapitre nous découvrons que l'analyse spectrale est insuffisante quand la fréquence de rotation est variée. Donc, l'analyse par ondelettes est un outil qui a permis de diagnostiquer la présence du défaut en régime variable.

❖ Pour le **bloc (4)**, on a :

BPFO= 19.2 [Hz] ($Fr=6.3$ [Hz]) ; 2BPFO= 38.5 [Hz] ; 3BPFO=57.6 [Hz].

❖ Pour le **bloc (6)**, on a :

BPFO=23 [Hz] ($Fr=7.5$ [Hz]) ; 2BPFO=46 [Hz].

❖ Pour le **bloc (14)**, on a :

BPFO=51.2 [Hz] d'après les calculs $Fr=16.8$ [Hz]

❖ Pour le **bloc (19)**, on a :

BPFO=57.6 [Hz] d'après les calculs $Fr=18.9$ [Hz]

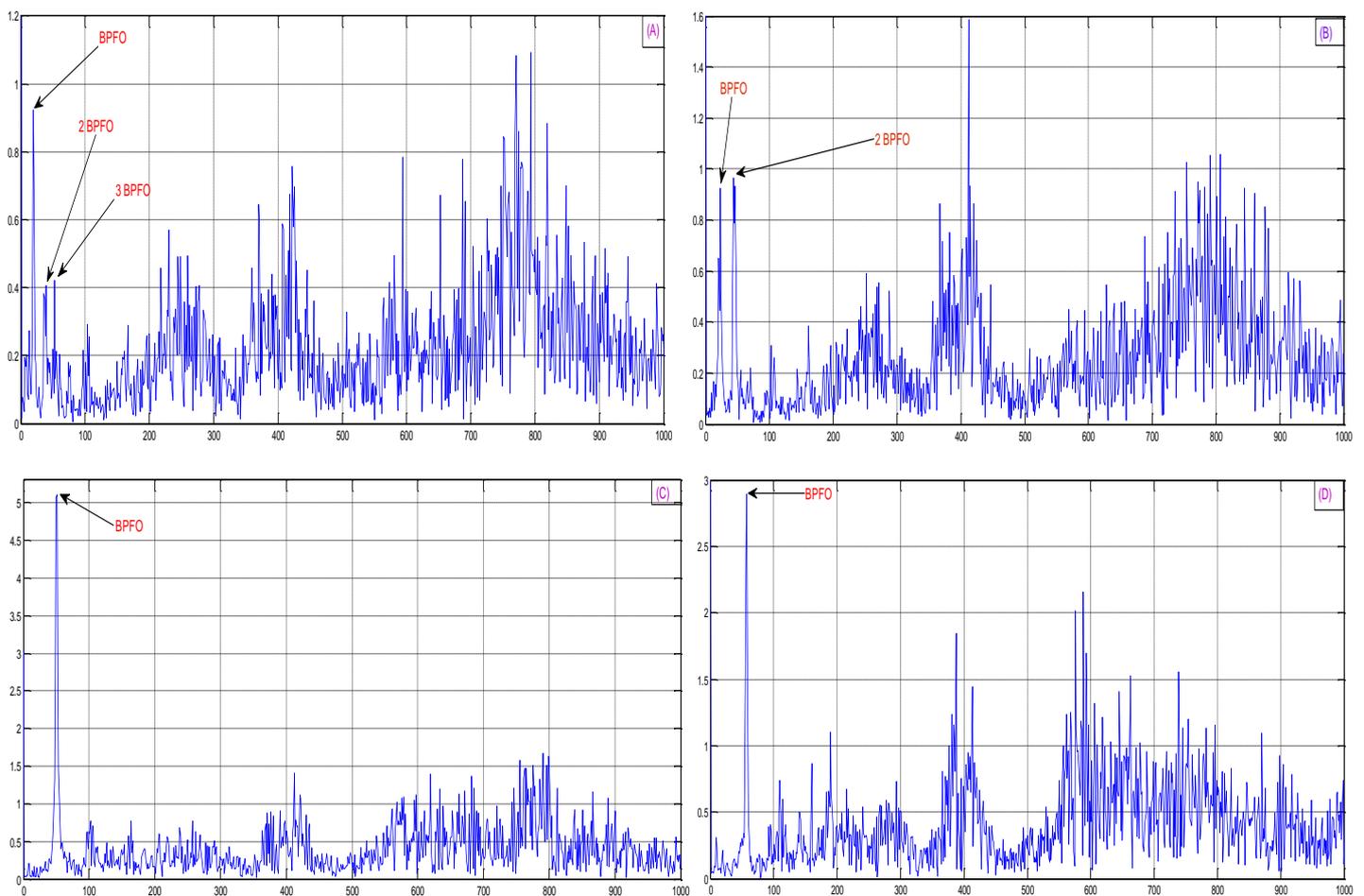


Figure 16. Les approximations A1 obtenue d'après l'analyse par ondelettes

(A) bloc (4) ; (B) bloc (6) ; (C) bloc (14) ; (D) bloc (19)

4. SYNTHÈSE DU CHAPITRE

Dans ce chapitre, nous avons proposé deux types d'analyse (analyse temporelle par les indicateurs scalaires et l'analyse spectrale) et nous avons renforcés notre diagnostic par les autres types comme l'analyse d'enveloppe et l'analyse par ondelettes. Dans un premier temps, on a des bons résultats adaptés pour le régime de vitesse de rotation de la machine est constant. Quand on varie le régime de vitesse de rotation (variable), on trouve que seulement les indicateurs scalaires donnent des bons résultats parce que le Kurtosis est sensibles et il est plus significatif aux chocs (présence de défaut) et aussi des autres résultats sont claires, mais dans certains des blocs. Finalement nous trouvons que l'analyse spectrale est un outil que nous donnent pas plusieurs informations dans le régime variable de vitesse de rotation. Alors nous utilisons l'analyse par ondelettes que on peut constater qu'une outil de diagnostic presque parfait dans tous les blocs du signal vibratoire mesuré.

On utilise dans le chapitre suivant l'analyse cyclostationnaire pour diagnostiquer le roulement pour les deux régimes de vitesse.

1. INTRODUCTION

Dans le contexte de l'analyse vibratoire des machines tournantes et alternatives, l'analyse harmonique tient une place privilégiée puisqu'elle permet de décrire la structure périodique des vibrations du système étudié. Elle offre des outils de traitement puissants lorsque les processus sont stationnaires. Cependant, la plus part des processus vibratoires rencontrés en pratique sont plutôt du type non-stationnaire. Cet état de fait est gênant, car la non stationnarité étant une non-propriété, il n'existe pas des méthodes générales pour l'analyser.

Toutefois, dans le cas des machines tournantes, la présence d'au moins un cycle de base permet d'accepter l'hypothèse de cyclostationnarité qui caractérise une certaine classe de processus non-stationnaires tout en généralisant celle des processus stationnaires. Cette propriété autorise la définition de nouvelles méthodes qui ont l'avantage de profiter du cadre théorique de l'analyse harmonique. Des études récentes illustrent les applications potentielles au diagnostic et au suivi des machines tournantes, en particulier de la corrélation spectrale pour le diagnostic précoce des défauts d'engrenage, et des roulements à billes [keba 06].

2. ANALYSE CYCLOSTATIONNAIRE

La première apparition de la cyclostationnarité revient aux années 1950, et spécifiquement avec Bennett en 1958 et Gladyshev en 1961, avec la publication, pour la première fois, des analyses sur les séquences périodiquement corrélés, qui n'est qu'une autre nomenclature de la cyclostationnarité. Son importance commence à se manifester dans le domaine de télécommunication dans les années 1980. Jusqu'à ce temps, peu d'intérêt a été donné à ce domaine dans les études concernant les machines tournantes. Ce manque d'enthousiasme revient principalement à la tendance de la machine tournante à changer de vitesse, ce qui supprime cette cyclostationnarité. Dans les années 1990, Gardner et Spooner ont eu une grande contribution dans le monde de cyclostationnarité en publiant les fondations de la cyclostationnarité dans deux articles consécutifs dont le premier contient des concepts fondamentaux, et le second généralise la cyclostationnarité aux ordres supérieurs. Tout cela en parallèle avec la publication de Gardner de son livre intitulé « cyclostationarity in communications and signal processing ».

Les statistiques de l'institut des ingénieurs électriciens et électroniciens (IEEE), montrent comment l'intérêt à propos des analyses cyclostationnaires est en augmentation continue (figure1) [Ishak.09].

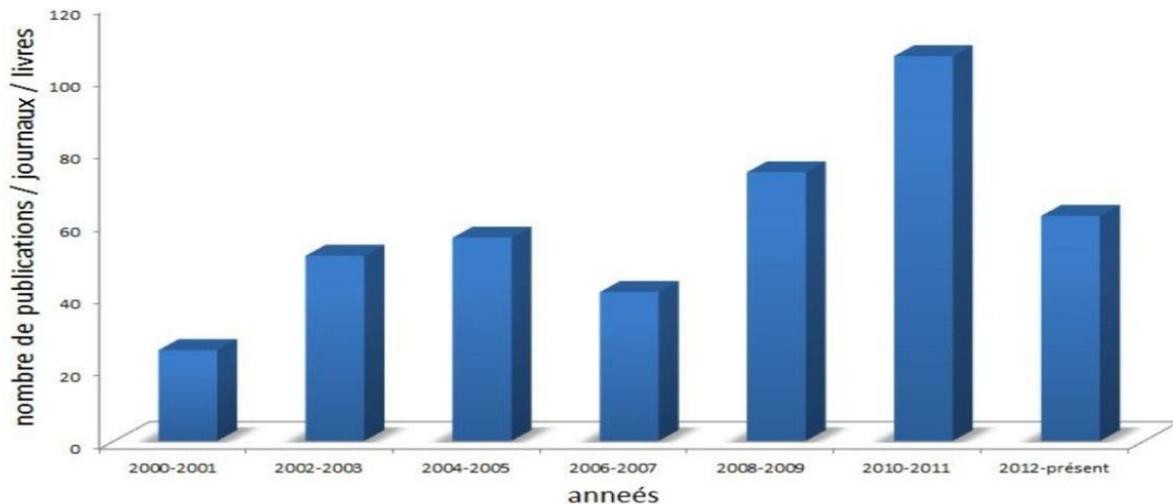


Figure 1. Nombre de publications / journaux / livres intitulés sur la cyclostationnarité.

2.1 Principe de la méthode :

La cyclostationnarité est une méthode basée principalement sur la fonction de modulation d'intensité de distribution (MID) permettant la détection et l'identification des modulations présentes dans un signal. La technique du (MID) a été initialement conçue pour le diagnostic des défauts des engrenages, des paliers à roulement et des paliers lisses. La densité de corrélation spectrale se concentre sur la détection des modulations d'amplitude des bandes latérales espacées symétriquement dans les spectres. Elle permet de présenter des valeurs de l'indicateur de modulations sur un plan fréquentiel du signal en fonction de la fréquence porteuse f et la fréquence de modulation α .

Plusieurs techniques existent telles que les ondelettes et la décomposition empiriques des modulations et qui pourraient être utilisés pour définir l'indicateur de présence des modulations. Par conséquent, la méthode proposée peut être personnalisée afin de spécifier les propriétés des différents signaux à étudier.

Afin d'expliquer les principes de (MID), l'expression (1) représente un signal simple $x(t)$ constitué en une onde sinusoïdale de fréquence f modulée en amplitude par plusieurs composantes sinusoïdales avec des fréquences correspondant à des multiples d'amplitudes égales à $y_1 \dots y_k$.

$$x(t) = \sin(2\pi ft) [1 + y_1 \sin(2\pi \alpha t) + y_2 \sin(2\pi \alpha t) + \dots + y_k \sin(2\pi \alpha t)]$$

Pour $n = (1, 2, \dots, N)$ et $k = (1, 2, \dots, K)$ (1)

Le spectre du signal de la figure 2 est constitué d'une raie spectrale située à la fréquence f , ce qui représente le signal de porteuse, ainsi que des raies spectrales réparties de manière symétrique par rapport à la fréquence f par une fréquence cyclique. Le principe du (MID) est de faire usage d'un filtre de bande latérale qui permet l'extraction du signal de porteuse avec le potentiel des signaux de modulation correspondants.

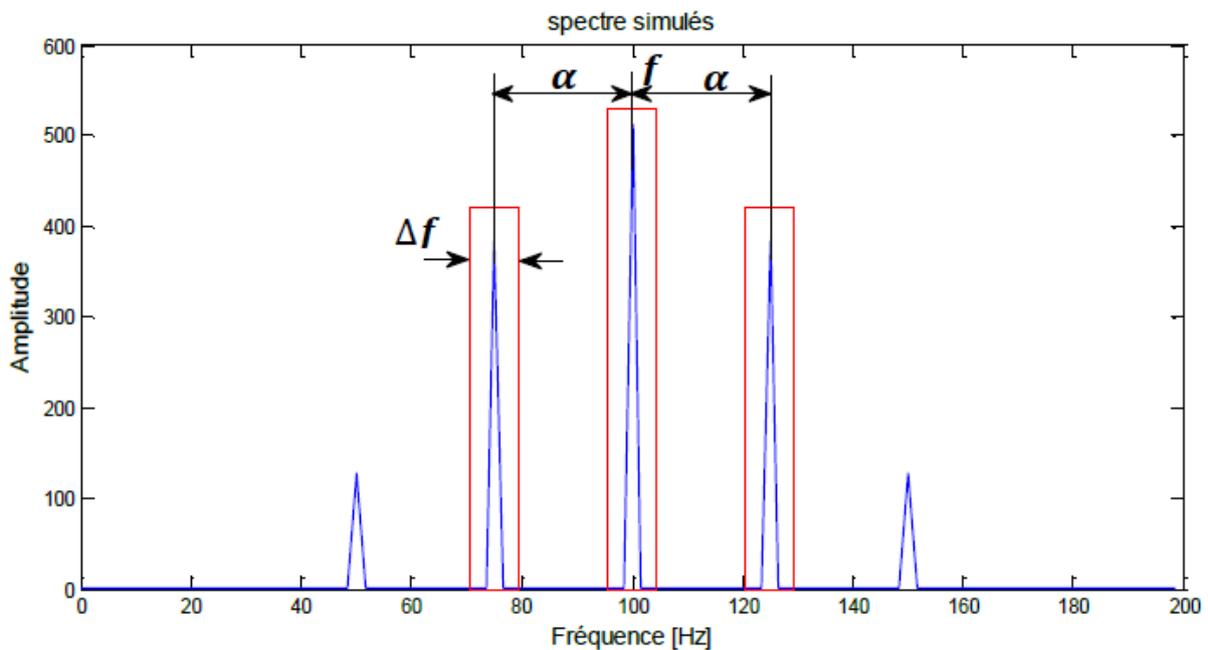


Figure 2. Exemple du spectre représentatif des bandes latérales autour d'une fréquence f .

Un signal filtré de cette manière contient, dans le cas idéalisé, seulement le composant spécifié avec aucun des signaux supplémentaires et avec un niveau de bruit très réduit.

Dans ce cas, le signal filtré se compose d'un ensemble de trois éléments:

$$x_i = x_{\Delta f}(t; f - i\alpha) \quad \text{avec } i = \{-1, 0, 1\} \quad (2)$$

Où x_i est une valeur unique du signal, $x_{\Delta f}(t, f)$ indique la version filtrée de $x(t)$ dans une bande de fréquence latérale $\left[f - \frac{\Delta f}{2}; f + \frac{\Delta f}{2}\right]$ avec Δf le pas fréquentiel.

D'après l'algorithme utilisé pour calculer les deux types d'indicateur la densité de corrélation spectrale (MID) et le correspondant d'intégration (IMID) [Kebabsa.06], On peut remarquer que le filtrage symétrique dépend de trois paramètres $f_s, \alpha, \Delta f$.

La bande de fréquence d'analyse du MID est calculée de la manière suivante :

$$f_{min} = \frac{\alpha_{min}}{2} + \frac{\Delta f}{2}, \quad (3)$$

Et

$$f_{max} = \frac{f_s}{2} - \frac{\alpha_{max}}{2} - \frac{\Delta f}{2} \quad (4)$$

Où f_s est la fréquence d'échantillonnage du signal mesuré.

A la fin du processus du filtrage, la corrélation spectrale calculée pourrait servir comme indicateur de présence de modulation.

La densité de corrélation spectrale peut être définie comme suit :

$$SC_x^\alpha(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{-\frac{\Delta t}{2}}^{\frac{\Delta t}{2}} \Delta f \cdot X_{\frac{\Delta f}{2}} \left(t; f + \frac{\alpha}{2}\right) \cdot X_{\frac{\Delta f}{2}}^* \left(t; f - \frac{\alpha}{2}\right) dt \quad (5)$$

Où $X_{\frac{\Delta f}{2}}$ est l'enveloppe complexe de la version filtrée du signal $x(t)$ dans une étroite bande de fréquence.

Afin d'examiner la relation entre les trois composantes spectrales espacées par la fréquence cyclique α . La proposition de la fréquence f , pour un Δf donné, est appelée la modulation d'intensité de distribution (MID) qui peut être exprimée par :

$$MID_{\Delta f}^{PSC}(f; \alpha) = SC_x^\alpha \left(f + \frac{\alpha}{2}\right) SC_x^\alpha \left(f - \frac{\alpha}{2}\right), \quad (6)$$

Où l'indice supérieur PSC représente le produit de la corrélation spectrale.

L'affichage de la valeur absolue du *MID* sur un plan bi-fréquentiel (f, α) représente comment les diverses modulations des composantes ayant la fréquence α sont situées par rapport à la fréquence centrale f de la bande latérale filtré. Cette dernière peut être considérée comme une fréquence porteuse pour le signal modulé. En outre, à cette phase, il convient de constater que la terminologie de modulations d'intensité distribution est choisie en raison du fait que la carte *MID* renvoie les informations sur la valeur de l'indicateur de présence de modulations par unité de surface Δf^2 .

Donc, la relation entre la source des modulations périodiques et les caractéristiques du signal porteur peut servir comme information supplémentaire pour l'évaluation de l'état des machines tournantes [Keba.06].

2.2 Application de la cyclostationnarité :

Dans cette partie, nous avons appliqué l'analyse cyclostationnaire sur les signaux mesurés expérimentalement sur un banc d'essais comportant un roulement défectueux.

2.2.1 Cas de vitesse constante.

Nous traitons un signal de 98304 points décomposé en 6 blocs dans le cas d'un défaut sur la bague externe d'un roulement. Nous présentons sur la figure 3, la modulation d'intensité de distribution d'un des 6 blocs, on constate l'apparition des pics correspondant à la fréquence du défaut BPFO et ses harmoniques.

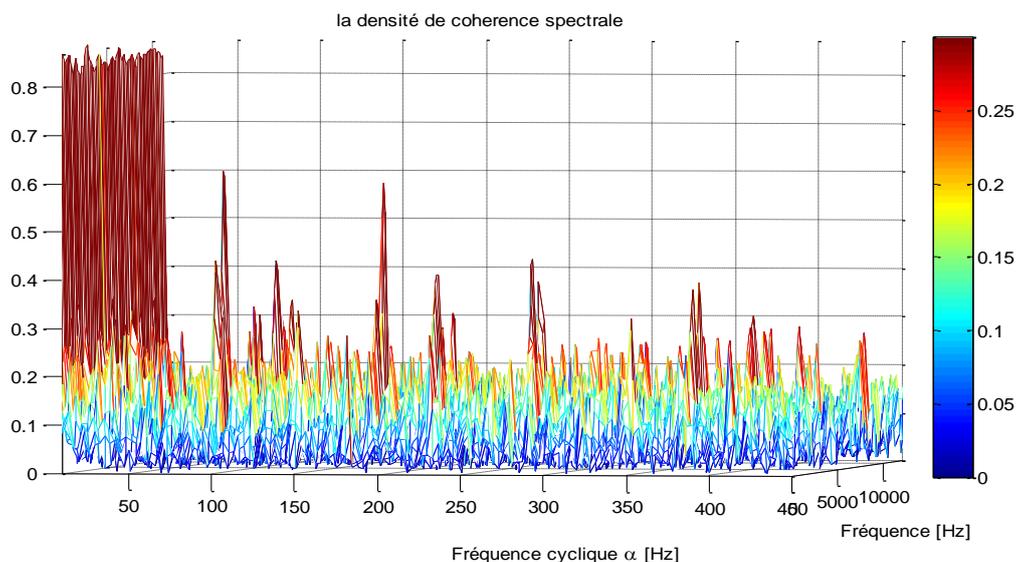


Figure 3. Représentation du MID d'un roulement défectueux.

La figure 4 montre le résultat de l'utilisation de l'intégration de la modulation d'intensité de distribution IMID dans différents blocs sur le même signal.

Elle permet de mettre en évidence d'une manière très claire la fréquence cyclique et leurs modulations. Comme présenté dans la figure 4, l'IMID est une fonction de la fréquence cyclique uniquement.

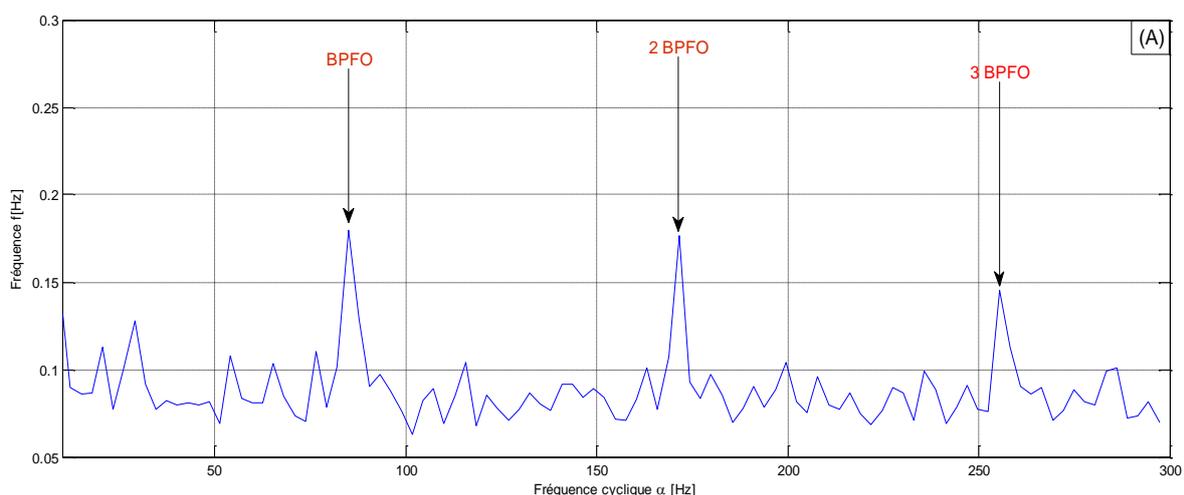
Donc, on peut démontrer la présence de périodicité dans le signal tout en réduisant la dimension de l'analyse. Un avantage supplémentaire d'IMID est qu'il peut être calculé soit pour sélectionner la fréquence porteuse ou pour l'ensemble de leur bande de fréquence.

Comme, il est difficile d'extraire les valeurs des fréquences propres de certains composants des machines tournantes, il est plus adapté d'effectuer une recherche du comportement périodique du signal vibratoire dans toute la plage spectrale.

On voit clairement l'apparition d'une fréquence cyclique correspondant à la fréquence du défaut et ses harmoniques dans les trois blocs :

$$\alpha_1 = 3.47 \cdot 10^{-3} * f_s \approx 88 \text{ Hz} , \quad \alpha_2 = 6.87 \cdot 10^{-3} * f_s \approx 176 \text{ Hz},$$

et $\alpha_3 = 1.03 \cdot 10^{-2} * f_s \approx 264 \text{ Hz}$ Avec f_s la fréquence d'échantillonnage égale à 25600 Hz.



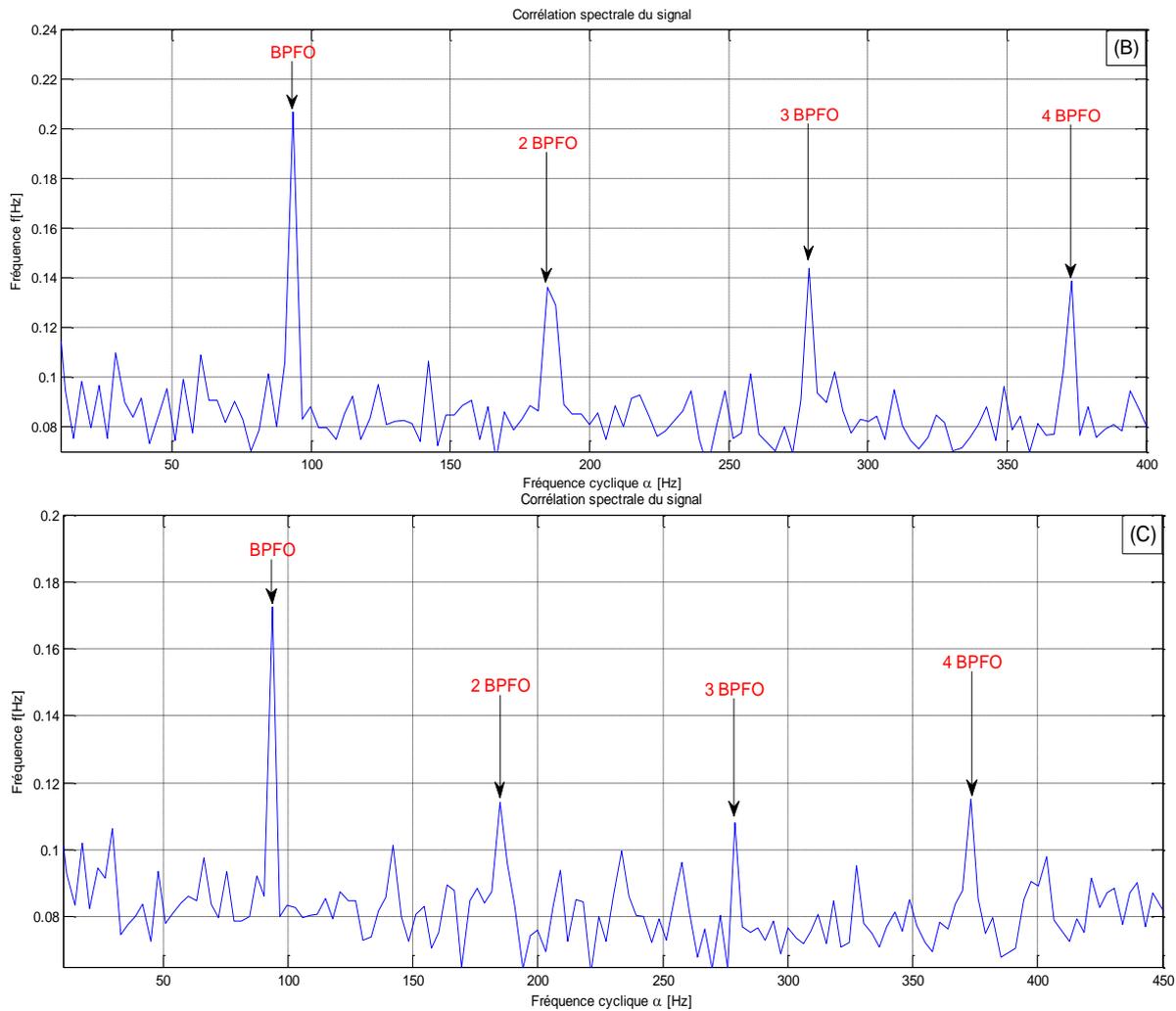


Figure 4. Représentation de l'IMID d'un roulement défectueux pour une vitesse constante de 30 Hz ; (A) Bloc 1, (B) Bloc 3, (C) Bloc 5

2.2.2 Cas de vitesse variable.

Dans ce cas, nous avons traité un signal vibratoire de 622592 points, divisé sur 19 blocs. L'application de la cyclostationnarité sur les signaux des différents blocs en régime variable de la vitesse, ne permet pas de localiser le défaut du roulement voir figure 5. A notre avis la cyclostationnarité de premier ordre peut donner des résultats acceptables si on a une variation faible de la vitesse comme dans le cas de la référence [6]. Pour un régime variable de la vitesse comme dans notre cas où la vitesse varie de 5 Hz à 20Hz, la cyclostationnarité d'ordre deux peut s'imposer.

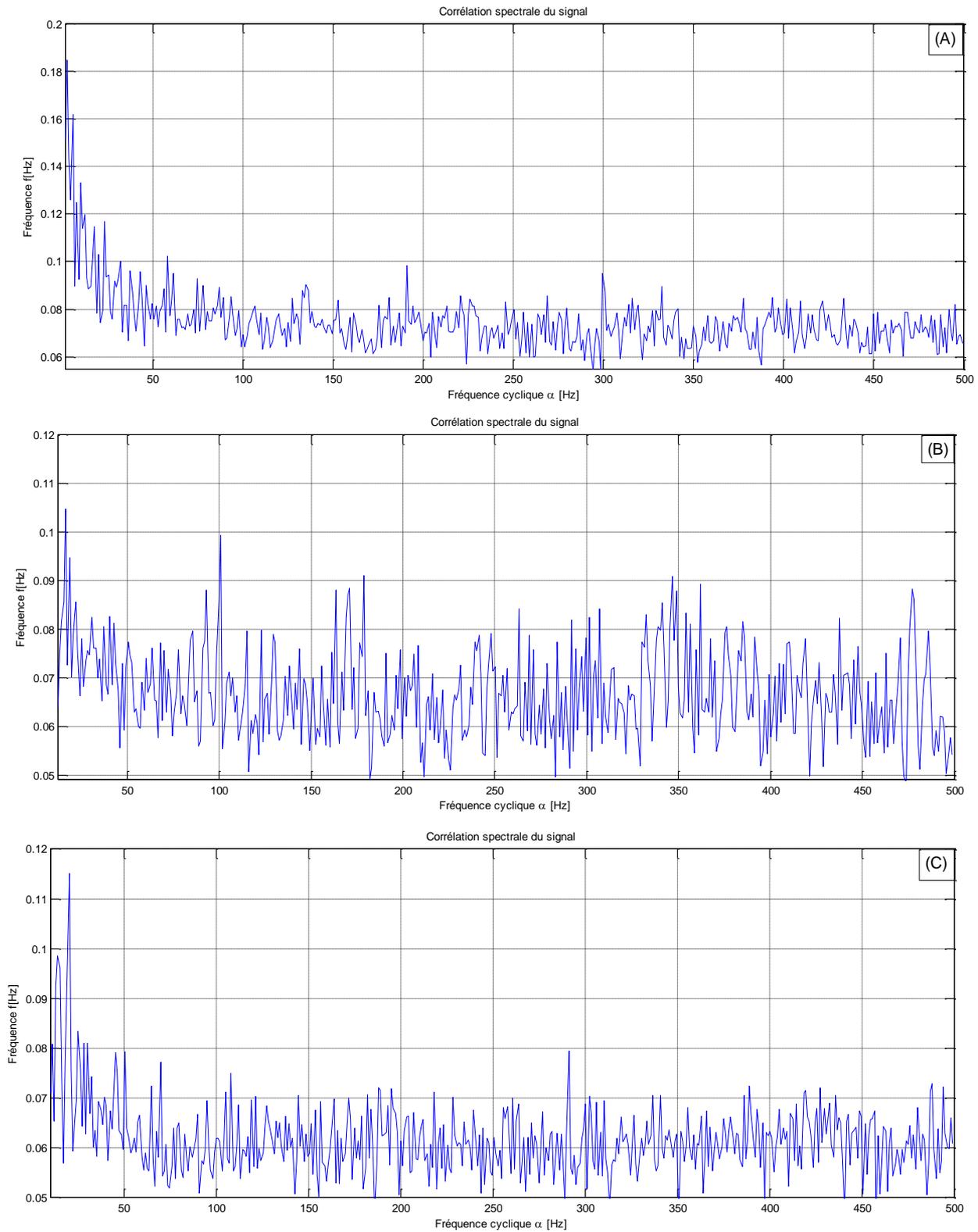


Figure 5. Représentation de l'IMID d'un roulement défectueux pour une vitesse de rotation de 5 à 20 Hz ; (A) Bloc 3, (B) Bloc 10, (C) Bloc 18.

3. SYNTHÈSE DU CHAPITRE

Dans ce chapitre, nous avons profité de la nature cyclostationnaire des processus vibratoires des machines tournantes et alternative pour diagnostiquer un défaut sur la bague externe d'un roulement. Nous avons confirmé que l'analyse cyclostationnaire est fiable dans le cas où le régime de vitesse est stable. Elle donne des résultats plus clairs que les autres outils d'analyses.

D'un autre côté nous avons montré que la cyclostationnarité d'ordre 1 est incapable de localiser le défaut dans le cas de vitesse de rotation variable. Alors le changement de la vitesse de rotation supprime la cyclostationnarité comme mentionné dans la bibliographie [Ishak.09].

Conclusion Générale

Après une étude bibliographique sur plusieurs articles et les cours de maintenance industrielle sur les différentes méthodes utilisées dans le traitement des signaux vibratoires, dans le domaine d'identification des défauts de roulement. Nous avons présentés un exemple de diagnostic d'un roulement sain et l'autre défectueux pour deux régimes de vitesse stable et variable.

Dans un premier temps, nous avons appliqué l'analyse temporelle par la contribution des indicateurs scalaires sur tout le kurtosis parce qu'il est sensible à la détection des défauts en régime constant, cette sensibilité est négligée pour la vitesse de rotation variable.

Par suite, nous avons utilisés l'analyse spectrale pour bien déterminer les fréquences de défauts et ses harmoniques. Malheureusement cette outil est reste limité pour la vitesse de rotation transitoire. Alors, nous avons utilisé une autre méthode s'appelle l'analyse multi-résolution par ondelettes, et nous avons traité chaque approximation et détail obtenues d'après l'application de cette méthode sur le signal de base, les spectres des approximations A_1 présentent clairement les fréquences des défauts et les harmoniques ainsi que la fréquence de rotation et leurs multiples. L'AMRO est l'un des outils qui nous donne des résultats impeccables pour les deux types de régime de vitesse de rotation.

Finalement, nous avons orienté notre diagnostic du roulement vers l'application de la cyclostationnarité d'ordre un, cette dernière présente les périodicités cachées dans le signal de base pour la vitesse de rotation stable, ainsi elle présente la fréquence de défaut et ses harmoniques. La variation réelle de la vitesse de la machine tournante supprime la cyclostationnarité d'ordre un.

Donc, on peut constater que l'analyse par ondelettes (AMRO) est plus fiable pour diagnostiquer un roulement quelque soit en régime variable ou bien régime constant de vitesse.

Résumé

Ce travail vise dans un premier temps à découvrir les notions de base sur les différents défauts rencontrés dans les roulements.

Ensuite, nous avons présenté quelques outils d'analyse vibratoire classique telle que l'analyse temporelle (statistique) et spectrale, cepstrale, l'analyse d'enveloppe....etc. pour l'identification des défauts.

Dans un autre temps, nous avons présenté l'importance de l'Analyse Multi Résolution par Ondelettes surtout dans le cas où on a une variation de vitesse.

Finalement, nous avons présenté la tendance de l'analyse cyclostationnaire d'ordre 1 pour l'identification des défauts des roulements en régime de vitesse transitoire.

Mots clés : maintenance préventive conditionnelle, Diagnostic des défauts, Les roulements, Analyse temporelle, Spectrale, Analyse Multi Résolution par Ondelettes, Analyse cyclostationnaire.

Les références bibliographiques

- [1] Bonnardot, Frédéric. **Comparaison entre les analyses angulaire et temporelle des signaux vibratoires de machines tournantes. Etude du concept de cyclostationnarité floue**. Institut National Polytechnique de Grenoble-INPG, 2004.
- [2] Assaad, Bassel, Mario Eltabach, and Jérôme Antoni. **"Vibration based condition monitoring of a multistage epicyclic gearbox in lifting cranes"**. Mechanical Systems and Signal Processing 42.1 (2014): 351-367.
- [3] Fakhfakh, Tahar, Fakher Chaari, et Mohamed Haddar. **"Numerical and experimental analysis of a gear system with teeth defects"**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 25.5-6 (2005): 542-550.
- [4] Antoni, Jérôme. **"Cyclic spectral analysis in practice"**. Mechanical Systems and Signal Processing 21.2 (2007): 597-630.
- [5] BOUILLAUT, Laurent, et Ménad SIDAHMED. **"Approche Cyclostationnaire et Bilinéaire des signaux vibratoires des engrenages"**. (1999).
- [6] kebabsa Tarek. **Étude des aspects de défaillances et des techniques de maintenance préventive conditionnelle appliquées aux turbomachines**. Université 08 mai 45, Laboratoire Mécanique des Structures, Guelma, Algérie.
- ❖ Kebabsa, T., Ouelaa, N., Antoni, J., Djamaa, M. C., Khettabi, R., Djebala, A. (2015). **"Experimental study of a turbo-alternator in industrial environment using cyclostationarity analysis"**. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 81(1-4), 537-552.
- [7] Antoni, Jérôme. **"Cyclostationarity by examples"**. Mechanical Systems and Signal Processing 23.4 (2009): 987-1036.
- [8] Djebala, A. (2008). **Application de la transformée par ondelettes à l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques** (Thèse de doctorat, Université de Annaba, Algérie).
- [9] ISHAK, Georges. **"Détection des défauts mécaniques par des indicateurs de Cyclostationnarité"**. Université libanaise école doctorale des sciences et de la technologie.