
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université de 08 Mai 45 – Guelma

Département de Génie Mécanique
Ecole Doctorale Nationale de Mécanique de Construction
« EDNMC »



Mémoire de Magister

IDENTIFICATION DES DÉFAUTS MIXTES D'ENGRENAGE ET
DE ROULEMENT PAR ANALYSE VIBRATOIRE

Option : **Mécanique & Maintenance Industrielle**

Présenté et soutenu publiquement par :

Issam MOUMENE

Devant le jury composé de MM :

Med.A. YALLESE	Président	M.C.A. à l'Université de Guelma
Nouredine OUELAA	Rapporteur	Professeur à l'Université de Guelma
Hicham TABIKH	Examineur	Professeur à l'Université de Guelma
Med.Chérif. DJAMAA	Examineur	M.C.A. à l'Université de Guelma
Abderrazek DJEBALA	Invité	M.C.B. à l'Université de Guelma

Année 2010

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Mécanique & Structures de l'université de Guelma.

Je tiens à remercier très vivement mon encadreur le Professeur OUELAA Nouredine qui a dirigé ce mémoire, et qui m'a prodigué conseils pertinents et encourageants tout au long de ces deux ans.

Je tiens à exprimer ma très vive gratitude au Docteur Abderrazek DJEBALA, pour ses conseils et son aide tout au long de cette étude.

Je remercie aussi le Docteur Mohamed Athmane YALLESE, chef du département de Génie Mécanique, d'être intéressé à mon travail et d'avoir bien voulu présider le jury de ce mémoire.

Je remercie aussi le Professeur Hicham TABIKH, et le Docteur Mohamed Chérif DJAMAA, qu'ils ont voulu bien examiner ce travail.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous le personnel de l'atelier, en particulier à Mimed, Aziz et Brahim.

Enfin, mes sincères remerciements à toute ma famille qui m'a apporté le soutien moral pour accomplir ce travail.

ملخص

خصصت هذه الدراسة لإكتشاف الأعطاب المركبة للتعشيقات و المدرجات بإستعمال التحليل الإهتزازي الذي يعتمد على مختلف أدوات معالجة الإشارة : كالتحليل الترددي (الطيف المتوسطي المقاس، والطيف المحسوب بواسطة محولة فورييه للإشارة المقاسة، الكبستر المتوسطي المقاس)، الفلتر محدد المجال و تحليل الظرف المرتكز على محولة هيابار، التحليل المتعدد الوضع للموجيات (ت م و م) أو المحولة للموجيات المتقطعة. نقترح من جهة، منهجية رقمية كالتحاكي الرقمي للأخطاء المنفردة للمدرجات و التعشيقات، و الأعطاب المركبة (مدرجات - مدرجات، مدرجات - تعشيقات، تعشيقات - تعشيقات)، و من جهة أخرى، نقترح منهجية تطبيقية للمساعدة على تحديد و تموقع الأعطاب التي يمكن حدوثها على مستوى الجلبة الداخلية أو/ و الخارجية للمدرجة و على مستوى أسنان التعشيقات للعجلة القائدة أو/ و المنقادة مع مختلف شروط التجارب (سرعة الدوران، التشحيم، مجالات الترددات).

الكلمات المفتاحية : الصيانة الشرطية/ التحليل الإهتزازي/ تحديد

الأعطاب / الأعطاب المركبة.

Résumé

L'étude est consacrée à l'identification des défauts combinés d'engrenage et de roulements par analyse vibratoire avec les différents outils de traitement du signal tels que l'analyse fréquentielle basée sur le spectre moyenné « Autospectre » mesuré et celui calculé avec la transformée de Fourier du signal mesuré et le cepstre moyenné mesuré, le filtrage passe bande et l'analyse d'enveloppe basée sur la transformée de Hilbert, l'analyse multirésolution en ondelettes « AMRO » ou la transformée en ondelettes discrètes. Nous présentons d'une part, une méthodologie numérique telle que la simulation numérique des défauts isolés d'engrenages et de roulements et ceux combinés (roulement-roulement, engrenage-roulement et engrenage-engrenage). D'autre part, une méthodologie expérimentale qui aide à la détection et la localisation des défauts qui peuvent être générés sur la bague intérieure ou/et extérieure du roulement et sur les dentures d'engrenage roue ou/et pignon pour différentes conditions d'essai (vitesse de rotation, graissage, bandes de fréquences).

Mots-clés : Maintenance conditionnelle/ Analyse vibratoire/ Détection des défauts/ Défauts combinés.

Abstract

The study consecrates to the identification of the gears and bearings combined defects by the vibratory analysis with the various tools of the signal processing such as: The frequency analysis (the measured averaged spectrum and that calculated with the Fourier transform of measured signal and the measured averaged cepstrum), band pass filtering and the envelope analysis based on the Hilbert transform, the wavelets multirésolution analysis “WMRA” or the discrete wavelet transform. We present on the one hand, a numerical methodology such as the digital simulation of the isolated defects for gears and bearings and those combined (bearing-bearing, gear-bearing and gear-gear), on the other hand, an experimental methodology which helps for detection and for the localization of the defects which can be generated on the inner or/and outer race of the bearing and on the gear or/and pinion teeth for various conditions of test (rotation speeds, lubrication and wavebands)

Key-words: Conditional maintenance/ Vibration analysis/ Faults detection/ Combined faults.

Sommaire

Introduction générale.....	1
<hr/>	
Chapitre 1 : Notions générales et synthèses bibliographiques.....	3
<hr/>	
1. Introduction.....	3
2. Les politiques de maintenance	3
3. Pratique de la maintenance préventive conditionnelle.....	4
3.1. Les techniques d'analyse	5
3.1.1. L'analyse vibratoire.....	5
3.1.2. L'analyse des lubrifiants.....	5
3.1.3. La thermographie infrarouge	5
3.1.4. L'analyse acoustique	6
3.1.5. Le contrôle ultrasonore	6
3.2. Le choix d'une technique	6
4. Les activités de l'analyse vibratoire	9
4.1. La surveillance	9
4.2. La détection.....	9
4.3. Le diagnostic.....	9
5. Les indicateurs de surveillance	9
6. Reconnaissance des défauts.....	10
6.1. Défauts d'engrenage.....	10
6.1.1. Défauts répartis.....	11
6.1.2. Défauts localisés.....	11
6.1.2.1. Descriptions et causes de détérioration des engrenages	12
6.2. Défauts de roulements.....	12
7. Structures des signaux vibratoires	13
8. Influence des défauts sur la structure des signaux.....	13
9. Différentes approches pour le choix des outils de traitements du signal.....	14
10. Les outils du diagnostic et e la surveillance de l'analyse vibratoire.....	15
10.1. Les outils de surveillance.....	15
10.1.1. La valeur efficace ou valeur RMS.....	15
10.1.2. Les indicateurs crêtes	16
10.1.3. Le Kurtosis	16
10.1.4. Spectre PBC (pourcentage de bande constant)	17
10.2. Les outils du diagnostic.....	17
10.2.1. L'analyse spectrale	17
10.2.2. L'analyse cepstrale	19

10.2.2.1. Première définition.....	19
10.2.2.1. Deuxième définition.....	19
10.2.3. Analyse d'enveloppe « HFRT ».....	20
10.2.3.1. La transformée de Hilbert.....	20
10.2.4. Analyse Temps – Fréquence.....	21
10.2.4.1. Transformée de Fourier à courte terme « STFT ».....	21
10.2.4.2. La transformée en ondelettes	21
10.2.5. L'analyse de la cyclostationnarité.....	23
10.2.5.1. La cyclostationnarité de l'ordre un « la moyenne synchrone ».....	24
10.2.5.2. La cyclostationnarité de l'ordre deux « l'autocorrélation »	24
11. Synthèse bibliographique.....	25
12. Pose du problème.....	31

Chapitre 2 : Simulation numérique d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement.....33

1. Introduction.....	33
2. Techniques d'échantillonnage et de numérisation	33
2.1. Le temps d'acquisition du signal.....	34
2.2. La résolution du signal.....	34
3. Simulation de la signature vibratoire des défauts isolés de roulements.....	34
3.1. Fréquences caractéristiques des défauts du roulement	34
3.2. La signature vibratoire d'un roulement sain.....	36
3.3. Modélisation et simulation d'un défaut de roulement	36
3.4. Spectre du signal simulé.....	37
3.5. Démodulation d'amplitude centrée sur une résonance.....	38
3.6. Modélisation et simulation d'un défaut combiné roulement-roulement.....	40
3.6.1. Cas d'un seul défaut et plusieurs fréquences propres	42
3.6.2. Cas d'un de plusieurs défauts et plusieurs fréquences propres	43
3.7. Le bruit blanc Gaussien.....	45
3.8. Le filtrage passe-bande	46
3.9. Cas de plusieurs composantes de la machine	47
4. Modélisation et simulation numérique d'un défaut d'engrenages.....	48
4.1. Signal d'engrènement d'un train simple d'engrenage	49
4.2. Spectre du signal.....	52
4.3. Méthode de la démodulation d'amplitude et de phase	58
4.4. Autre modèle de simulation des défauts d'engrenage.....	60
4.4.1. Dentures saines	60
4.4.2. Défaut de dentures.....	60
4.4.2.1. Défauts localisés	60
4.4.2.2. Défauts répartis	61

5. Modélisation et simulation d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement.....	62
6. Comparaisons entre le signal simulé et le signal mesuré	65
7. Application de la méthode d'enveloppe pour la détection d'un défaut combiné.....	66
8. Etude statistique et optimisation paramétrique.....	67
8.1. Influence de la vitesse de rotation et la fréquence maximale	67
8.2. Influence de la combinaison des défauts	69
9. Conclusion.....	69

Chapitre 3 : Plan expérimental et matériel utilisé.....71

1. Introduction.....	71
2. Présentation du banc d'essais	71
3. Matériel d'acquisition des mesures.....	73
4. Matériel de simulation de défauts.....	73
5. Caractéristiques géométriques du roulement utilisé	75
6. Fréquences caractéristiques théoriques des défauts pour les roulements	75
7. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts pour les roulements.....	76
8. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts pour les engrenages.....	76
9. Plan expérimental	77
10. Conclusion.....	79

Chapitre 4 : Diagnostic des défauts combinés par les méthodes temporelles et fréquentielles80

1. Introduction.....	80
2. Les fréquences caractéristiques des défauts	80
3. Diagnostic des défauts combinés par le spectre moyenné « Autospectre »	81
3.1. Autospectre mesuré sans présence de défaut.....	81
3.2. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPFO ».....	82
3.3. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO ».....	83
3.4. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO + BPF1 ».....	84
3.5. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon + défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPF1 ».....	85
4. Diagnostic des défauts combinés par le cepstre moyenné.....	90
4.1. Le cepstre moyenné mesuré sans présence de défauts	92
4.2. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPFO ».....	93

4.3. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO ».....	94
4.4. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur la bague intérieure du roulement BPFI + défaut sur une dent de la roue + BPFO »95	
4.4.1. Le cepstre moyenné mesuré sur CHA, dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon + BPFI + défaut sur une dent de la roue + BPFO »96	
4.4.2. Le cepstre moyenné mesuré sur CHB, dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon + BPFI + défaut sur une dent de la roue + BPFO »96	
5. Application de l'analyse spectrale « FFT » au diagnostic de défauts combinés.....	97
5.1. Le cepstre moyenné mesuré sans présence de défauts	98
5.2. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut sur la bague extérieure « BPFO ». 98	
5.3. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO + écaillage d'une dent de la roue ».....	99
5.4. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO +BPFI+ écaillage d'une dent de la roue ».....	100
5.5. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO +BPFI+ écaillage d'une dent sur la roue et sur le pignon ».....	101
6. Apport du filtrage passe bande des signaux pour la détection des défauts.....	101
6.1. Filtrage autour de la fréquence d'engrènement	101
6.1.1. Cas de défaut combiné « BPFO+BPFI+écaillage d'une dent sur le pignon ».....	101
6.2. Filtrage autour de la fréquence de résonance	103
6.2.1. Cas de filtrage dans les basses fréquences	103
6.2.2. Cas de filtrage dans les hautes fréquences	104
7. Filtrage des signaux vibratoires utilisant la transformée en ondelettes discrète « AMRO »	105
7.1. Cas d'un défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et écaillage d'une dent du pignon.....	106
8. Etude statistique et optimisation paramétrique	108
9. Conclusion.....	110

Conclusion générale.....	111
--------------------------	-----

Références bibliographiques.....	114
----------------------------------	-----

Annexes.....	118
--------------	-----

*Introduction
Générale*

Introduction générale

L'évolution de l'appareil productif, avec des machines de plus en plus complexes et automatisées, alliées à l'arrivée massive de cartes électroniques sur des équipements jusqu'alors électromécaniques, a conduit à une nouvelle perception des enjeux rattachés à la fonction maintenance. Cette fonction a beaucoup évolué et continue d'évoluer comme le montre des analyses réalisées ces dernières années et qui concernent l'évolution des budgets, des effectifs et des marchés de la maintenance d'une part, et à son comportement dans les différents types de secteurs d'activités d'autre part. Ces analyses montrent l'intérêt majeur de la maintenance préventive conditionnelle dans un contexte industriel. Parmi les outils de la maintenance préventive conditionnelle, l'analyse vibratoire est celle qui connaît aujourd'hui l'un des développements les plus importants du fait de l'évolution des techniques dans les domaines de l'informatique et du traitement du signal. Elle est maintenant devenue le pilier d'une stratégie de maintenance préventive conditionnelle.

La finalité de la surveillance par analyse vibratoire a considérablement évolué ces dernières années. Cette surveillance était essentiellement destinée à permettre l'arrêt d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes. Cette protection est assurée par le déclenchement d'une alarme ou par l'arrêt de la machine si l'amplitude de la vibration atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière.

Dans ce concept, la surveillance doit seulement remplir sa fonction initiale de sécurité, qui devient alors secondaire, mais surtout permettre la détection précoce de défauts et le suivi de leur évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires en les intégrant, si possible, dans les arrêts techniques de fabrication ou en provoquant des arrêts programmés à des moments opportuns, en fonction notamment des impératifs de production. Si détecter l'apparition à un stade précoce d'un défaut et suivre son évolution présentent déjà un grand intérêt, l'exploitant ou l'ingénieur de maintenance désire de plus en plus connaître la nature du défaut et sa gravité pour prendre une décision. Il lui est en effet impératif, dans un contexte industriel difficile où la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stock, et la réduction des coûts sont des objectifs stratégiques, de connaître de manière précise l'état du parc de machines dont il doit gérer la disponibilité et assurer la maintenance. La réponse à ses nouvelles exigences est du ressort du diagnostic.

Le diagnostic basé sur les mesures vibratoires ne peut se faire que si les signaux vibratoires captés sont porteurs d'informations caractéristiques de l'état de fonctionnement des composants mécaniques. La qualité et la fiabilité d'une mesure vibratoire dépendent d'une

part du matériel utilisé et d'autre part, de la cinématique de la machine surveillée. La cinématique de la machine est une fonction de la situation de la source excitatrice, provoquée par un défaut, et de la position des accéléromètres à partir duquel les signaux sont analysés. Dans le cas d'un suivi vibratoire, la conception des bâtis peut modifier notablement le signal réel engendré par un défaut, avec comme conséquence la disparition de certaines fréquences caractéristiques de défauts et la non détection des défaillances.

L'objectif de ce travail est l'optimisation de la détection des défauts de machines tournantes et plus particulièrement des défauts combinés d'engrenages et de roulements par l'analyse vibratoire. Le travail est structuré de la manière suivante:

Le premier chapitre est consacré à la recherche bibliographique sur les différents outils d'analyse vibratoire, que ce soit les outils de diagnostic ou de surveillance. On débute le chapitre par des notions générales sur les politiques de la maintenance industrielle et leurs applications dans le domaine de l'industrie suivi des techniques d'analyse utilisées spécialement dans la maintenance conditionnelle. On présente par la suite une synthèse bibliographique de plusieurs travaux de recherche dans le domaine du diagnostic et de surveillance, dans le cas de la détection des défauts isolés d'engrenage, de roulements et des défauts combinés (Roulement/Engrenage).

Dans le deuxième chapitre, on présente une simulation numérique des défauts combinés, basée sur le modèle utilisé par C. PACHAUD dans le cas des roulements et le modèle de C. CAPDESSUS dans le cas des engrenages. A partir de cette simulation numérique des défauts combinés, nous présentons une étude statistique d'optimisation basée sur différents paramètres afin d'arriver aux meilleures conditions de mesures permettant une bonne localisation des défauts.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation d'un dispositif conçu au laboratoire de mécanique et structures permettant la réalisation d'un plan d'expériences contenant des défauts isolés créés, soit sur des roulements soit sur des engrenages et principalement des défauts combinés (défauts sur la bague intérieure ou/et extérieure plus défauts d'engrenage roue ou/et pignon). Ce plan d'expériences est réalisé pour différentes vitesses de rotations et différentes bandes fréquentielles. On présente une étude statistique des résultats obtenus en utilisant les indicateurs scalaires avec une comparaison des résultats expérimentaux avec ceux de la simulation.

Dans le quatrième chapitre, nous présentons l'essentiel de notre travail, qui consiste à faire une analyse fréquentielle et cepstrale des mesures effectuées sur le banc d'essais pour différentes vitesses de rotation et bandes fréquentielles, dont le but est de montrer qu'il est possible de faire le diagnostic des défauts combinés à partir des mesures vibratoires sur une machine tournante. Les résultats trouvés sont très encourageants.

Chapitre 1

*Notions générales et synthèse
bibliographique*

Chapitre 1

Notions générales et synthèse bibliographique

1. Introduction

Dans notre monde industriel, les machines élaborent aujourd'hui les produits finis sans intervention directe de l'homme. Le développement de l'automatisation de la conduite des machines pousse l'homme à quitter la scène de la production. Sa place reste cependant entière dans ce processus incontournable qu'est la maintenance des matériels.

Bien que le mot Maintenance n'est apparu dans le vocabulaire industriel que dans les années 1950 aux U.S.A remplaçant la notion Entretien. B. Mechin dans sa préface de la référence **[Mec.05_a]**, va encore plus loin dans l'antiquité pour remonter aux origines de la notion maintenance à l'époque où fabriquait des objets, est certainement l'un des « plus vieux métiers du monde ». L'ouvrage de *Aquae Ductu Rubis Romae* écrit par Sextus Julius Fortinus en 99 après Jésus-Christ, est peut être la plus vieille référence et le livre fondateur de la maintenance moderne décrivant l'exploitation et l'entretien du réseau des eaux de la ville de Rome.

Selon AFNOR, « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise **[AFN. 90]** ». La maintenance a aussi pour objet d'optimiser le remplacement ou la réparation d'équipements usés ou défectueux **[Zem. 04]**.

2. Les politiques de maintenance

Choisir entre un type de maintenance est une question cruciale, ceci constitue les stratégies de maintenance. A. Boulenger et C. Pachaud **[Bou.03]** dans leurs livre « Analyse Vibratoire en Maintenance », donnent un organigramme descriptif des stratégies de maintenance que nous avons montré dans la figure 1.1. Les principaux types de maintenance sont :

- La maintenance corrective : Correspondant à une action effectuée après la panne. Elle peut se décomposer en deux branches **[Duc. 05]** :
 - ✓ La maintenance corrective palliative : L'action de dépannage permet de remettre provisoirement le matériel à un niveau de performance acceptable mais inférieur au niveau optimal.
 - ✓ La maintenance corrective curative : L'intervention qui suit la défaillance permet le rétablissement du niveau de performance optimal du matériel.
- La maintenance préventive systématique : Les dates de révisions sont déterminées à partir des durées de vie statistiques des différentes pièces d'usure le constituant, indépendamment de l'état réel de la machine.

- La maintenance préventive conditionnelle : Un arrêt pour inspection ou remise en état n'est décidé que si les valeurs des indicateurs de surveillance retenus ont dépassé des valeurs limites ou seuils prédéfinis. Cette technique s'appuie sur des mesures de quelques paramètres ou descripteurs physique tels que la mesure des vibrations et du bruit, la mesure des températures, l'analyse des huiles, ...etc.
- La maintenance préventive prévisionnelle : La décision d'intervention et son degré d'urgence reposent sur l'identification préalable du ou des défauts et sur l'estimation de leur gravité. Ce type de maintenance est exécuté en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien **[Mec. 05_b]**.

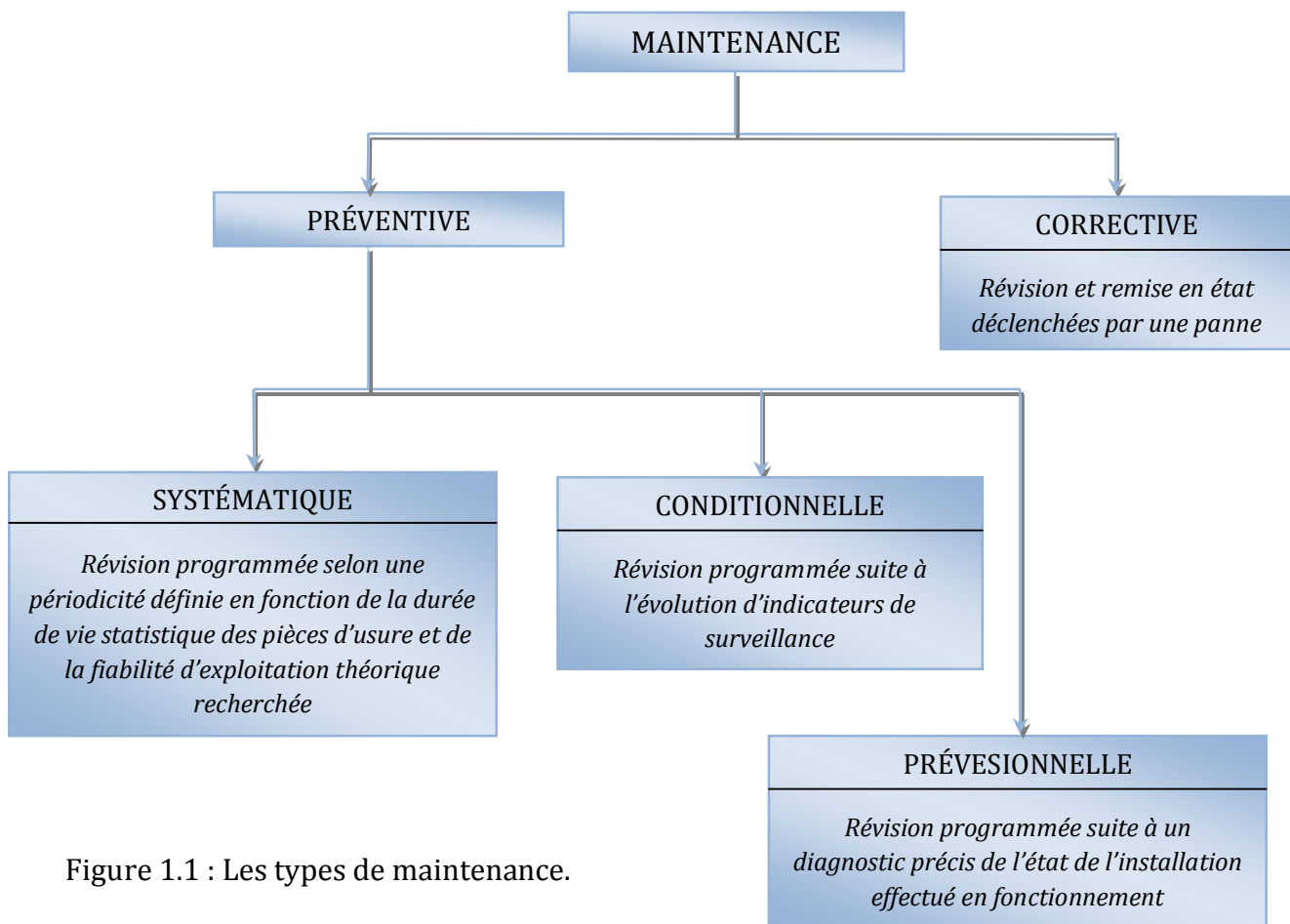


Figure 1.1 : Les types de maintenance.

Les deux derniers types de maintenance se caractérisent par **[Est. 04]** :

- L'emplacement du capteur et le nombre de points de mesure ;
- La collecte et le traitement des informations ;
- La nécessité d'obtenir un diagnostic précis ;
- Un investissement important.

3. Pratique de la maintenance préventive conditionnelle

Son principe consiste, à partir de différentes techniques basées sur la mesure de paramètres physiques (les vibrations, analyse d'huile,...etc.), à suivre l'état de marche (et

son évolution) du matériel en fonctionnement, de manière à diagnostiquer et programmer à l'avance les interventions de maintenance.

3.1. Les techniques d'analyse

Les différentes techniques utilisées dans la maintenance conditionnelle sont les suivantes :

3.1.1. L'analyse vibratoire est la plus connue et la plus largement employée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes, Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé..., se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine, et donc à une modification de son comportement vibratoire. En plaçant des accéléromètres aux endroits où se transmettent ces efforts (c'est-à-dire sur les paliers des machines), on peut alors suivre l'état de santé de l'équipement.

L'analyse vibratoire est une technique utilisée pour le suivi des machines tournantes en fonctionnement, cette dernière engendre des efforts qui seront souvent la cause des défaillances ultérieures (turbulence, chocs, instabilité), ces efforts sont à leur tour causes de vibrations qui vont endommager les structures et les composants des machines. La mesure de ces vibrations va permettre d'identifier les efforts dès qu'ils apparaissent, avant qu'ils causent de dommages irréversibles [Mor. 05]. Ces vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques, constituant la machine analysée. L'analyse vibratoire a comme avantages : Les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce, et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine.

3.1.2. L'analyse des lubrifiants appliquée à toutes les machines pourvu qu'elles contiennent un fluide (huile ou graisse) que l'on peut prélever, la méthode consiste à détecter les particules d'usure drainées par le lubrifiant afin d'en déduire l'état de l'équipement. L'analyse d'un échantillon de quelques dizaines de millilitres d'huile (Prélevé à l'aide de petites seringues ou lors d'un vidange) peut alors suffire à révéler l'usure anormale de l'un des composants, le mauvais état d'un filtre, ou encore la dégradation du lubrifiant (suite à une oxydation, à une pollution, à une température d'utilisation trop élevée). À côté de la surveillance vibratoire et de l'analyse des lubrifiants, la thermographie infrarouge.

2.1.3. LA thermographie infrarouge suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance. Jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques, elle est depuis peu utilisée dans la surveillance des machines tournantes pour détecter les défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distance, et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.

Enfin, il existe d'autres méthodes, moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes. Citons par exemple :

3.1.4. L'analyse acoustique qui permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement.

3.1.5. Le contrôle ultrasonore qui permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence tel que l'initiation de la dégradation d'un roulement, par exemple.

Tableau 1 : Principales méthodes de détection [Mar. 03].

Types de défauts	Analyse vibratoire	Analyse d'huiles	Thermographie IR	Analyse acoustique
Déséquilibres, balourd	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Non
Jeux, défauts de serrage	Oui	Non (sauf s'il y a usure)	Oui (s'il y a un échauffement)	Oui (s'il y a une résonance)
Défauts spécifiques aux roulements	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts spécifiques aux engrenages	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de courroies	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts d'alignement	Oui	Non	Oui	Non
Défauts liés à la lubrification (Dégradation de la qualité de l'huile)	Non (sauf paliers fluides)	Oui	Non	Oui
Manque d'huile	Oui	Oui	Oui	Oui
Défauts de nature électrique ou électromagnétique	Oui	Non	Oui	Oui
Défauts liés aux écoulements (pour pompes et machines hydrauliques)	Oui	Non	Non	Oui

Remarques

- L'analyse vibratoire, l'analyse d'huiles, la thermographie infrarouge et l'analyse acoustique sont les principales méthodes de surveillance des machines tournantes.
- Toutes ne permettent pas de "détecter" les mêmes types de défauts, ni de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine et la gravité.
- Avant de choisir une telle méthode d'analyse, il faut bien cerner la criticité de la machine, et définir le type de surveillance qu'elle nécessite.

3.2. Choix d'une technique d'analyse

Entre ces différentes méthodes, le choix n'est pas si difficile. Chaque méthode a son champ d'application privilégié, (tableau 2). C'est pourquoi elles entrent rarement en concurrence.

L'analyse vibratoire, par exemple, convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquence déterminée (située

généralement entre quelques Hertz et plusieurs dizaines de kHz). Elle couvre alors les défauts structurels (basse fréquence), les défauts spécifiques aux roulements (à plus haute fréquence), ainsi que la majorité des dysfonctionnements les plus courants. En dehors de cette plage de mesure, on utilise d'autres méthodes. Par exemple, au-delà de 20 kHz, il est souvent préférable de réaliser un contrôle par l'analyse ultrasonore ou par la thermographie infrarouge. Il en est de même avec l'analyse acoustique, qui se limite à la détection de bruits dans des fréquences audibles. Donc tout dépend de défauts que l'on souhaite détecter, Ainsi, dans le cas d'un défaut de roulement, qui commence à se manifester à haute fréquence puis se déplace à une fréquence de plus en plus faible (avec une énergie croissante) au fur et à mesure de sa dégradation, les ultrasons vont permettre de réaliser une détection à un stade plus précoce que l'analyse vibratoire ou l'analyse acoustique. Et lorsque la dégradation du roulement se manifeste en zone audible, il est souvent trop tard. De même, les défauts liés au phénomène de cavitation ou aux écoulements de fluides, qui se manifestent à basse fréquence, sont détectés par un contrôle ultrasonore. Du côté de l'analyse d'huiles, c'est un peu la même démarche, elle permet d'abord de s'assurer que l'huile joue bien son rôle, autrement dit que ses caractéristiques physico-chimiques (Ex. : La viscosité) ne sont pas altérées, et ne vont pas nuire au bon fonctionnement de l'équipement. D'autre côté, les particules présentes dans l'huile vont révéler l'usure anormale d'un ou de plusieurs organes, ou la présence d'une pollution extérieure (Ex. : Des poussières dues au mauvais état d'un filtre) avant que celle-ci n'entraîne l'usure d'un élément. Dans ce cas, la détection est plus précoce que des méthodes telles que l'analyse vibratoire, qui ne détecte que la conséquence de la pollution. Il faut qu'elle soit appliquée à des machines peu polluées dans leur état normal (c'est le cas par exemple des machines hydrauliques). Sinon, comment être sûr que les particules que l'on compte sont bien dues à une pollution anormale.

Tout dépend aussi de la vitesse de dégradation du composant. En théorie, il est possible d'utiliser l'analyse d'huile pour détecter un défaut de roulements, puisqu'il se manifeste par des débris d'usure, mais en pratique, il faut savoir que la défaillance d'un roulement se produit en deux ou trois heures. Donc même si l'on effectue l'analyse au bon moment, il est souvent trop tard pour agir à temps. Il en est de même pour la thermographie infrarouge. En règle générale, si la température d'un roulement augmente, c'est qu'il est déjà très dégradé, on a donc très peu de temps devant soi. Ce qui explique d'ailleurs que certains fournisseurs aient développé leur propre outil de surveillance des roulements, par exemple, la préconisation de la méthode dite "d'onde de choc", son principe est basé sur l'utilisation d'un capteur dont la bande passante est centrée sur la fréquence des chocs émis par le roulement. On ne surveille alors que les défauts provenant de ce composant. On le voit, il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante. La méthode idéale consiste alors souvent à réaliser une combinaison des techniques pour en exploiter la complémentarité.

Marie-Line Zani [Mar. 03], a montré que l'analyse vibratoire, l'analyse d'huiles, la thermographie infrarouge et l'analyse acoustique sont les principales méthodes de surveillance des machines tournantes, en suite, il a donné quelques critères de choix entre

telle méthode ou technique et leur domaine d'application. P. Lyonnet a détaillé les techniques d'analyse et leurs applications dans l'industrie, dans son livre [Lyo. 92].

Tableau 2 : Choix d'une technique d'analyse [Mar. 03].

Techniques d'analyse	Principaux avantages	Principales limitations	Champ d'applications privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade précoce - Possibilité de réaliser un diagnostic approfondi - Autorise une surveillance continue - Permet de surveiller l'équipement à distance (télémaintenance) 	<ul style="list-style-type: none"> - Spectres parfois difficiles à interpréter - Dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses 	Détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc.) et de sa structure
Analyse d'huiles	<ul style="list-style-type: none"> - Détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement - Possibilité de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules 	<ul style="list-style-type: none"> - Ne permet pas de localiser précisément le défaut - Nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	Contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrification, analyse des éléments d'usure, analyse de contamination par le processus (étanchéité), etc.
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation - Interprétation souvent immédiate des résultats 	<ul style="list-style-type: none"> - Détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire - Contrôle limité à ce que "voit" la caméra (échauffements de surface) - Ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi 	Détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier)
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> - Permet de détecter l'apparition de défauts audibles - Autorise une surveillance continue 	<ul style="list-style-type: none"> - Sensibilité au bruit ambiant - Diagnostic souvent difficile à réaliser - Problèmes de répétabilité des mesures 	Détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

L'objectif d'une telle analyse est de :

- Réduire le nombre d'arrêts sur casse ;
- Fiabiliser l'outil de production ;
- Augmenter son taux de disponibilité ;
- Mieux gérer le stock de pièces détachées.

Parmi les techniques citées au dessus, la plus importante, la plus fiable et performante surtout pour les phénomènes d'usure et de fatigue est **l'analyse vibratoire**.

On distingue communément deux principales activités pour cette technique d'analyse qui sont : la surveillance « la détection » et le diagnostic.

4. Activités de l'analyse vibratoire

4.1. La surveillance : Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien ou l'ingénieur de maintenance, sur un dysfonctionnement probable. La signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée. D'après [Bou.03], on distingue deux types de surveillance : surveillance «**On line**», les mesures des indicateurs soit de manière continue, et soit d'une manière périodique qui est la surveillance «**Off line**».

4.2. La détection : Pour détecter les défaillances d'un système, il faut être capable de classer les situations observables comme étant normales ou anormales. Cette classification n'est pas triviale, étant donné le manque d'information qui caractérise généralement les situations anormales, amené à une simplification communément adaptée, qui consiste à considérer comme anormale toute situation qui n'est pas normale.

4.3. Le diagnostic : Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance (mesures). Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire, figure 1.2. Le diagnostic dans la majorité des cas est établi en interprétant les signaux vibratoires émis par les machines en fonctionnement [Bad. 97].

5. Indicateurs de surveillance

Il existe différents indicateurs de surveillance du niveau vibratoire d'une machine permettant la détection ou le suivi de l'évolution d'un défaut ou d'un ensemble de défauts tels que les ceux d'engrenages et de roulements.

Parmi ces indicateurs, on trouve d'après [Bol. 03_b] :

- Les indicateurs scalaires dérivant de la puissance et de l'amplitude crête du signal vibratoire (valeur efficace "RMS", valeur crête, facteur de crête, kurtosis.) ;
- Les indicateurs spectraux permettant le suivi de l'évolution de la signature vibratoire (spectre à résolution constante, spectre à pourcentage de bandes constant.) ;
- Les indicateurs spécifiques associés à la détection précoce d'un défaut particulier (amplitude d'une raie spectrale, amplitudes des harmoniques spectraux). Comme le facteur **K** qui est spécifique aux roulements.

L'évolution de ses indicateurs permet un déclenchement d'alerte d'une dégradation du fonctionnement, sans pour autant désigner l'élément défectueux, comme il a dit D. Augeix dans la référence [Aug. 05] : « la surveillance par niveaux globaux ne peut convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la panne des installations ».

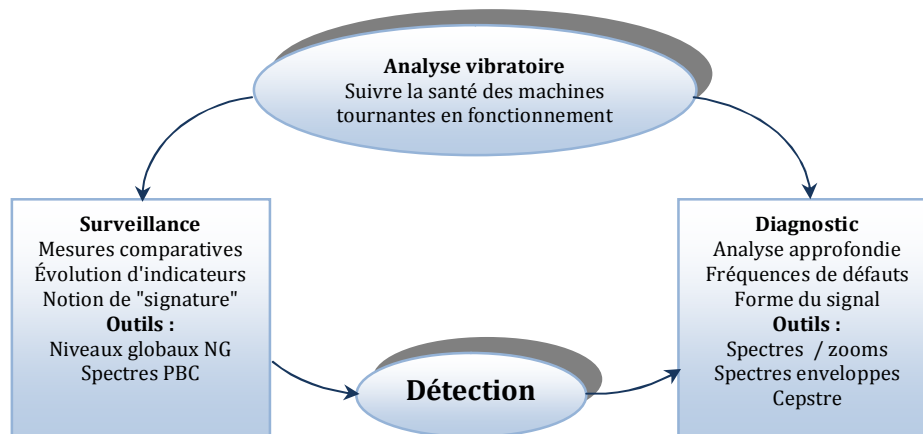


Figure 1.2 : Schéma présentatif des activités de l'analyse vibratoire.

6. Reconnaissance des défauts

La première démarche d'une action de surveillance est de se demander quels défauts sont susceptibles de se rencontrer sur la machine à surveiller.

La seconde concerne les manifestations de ces défauts, c'est-à-dire, quelles informations, quels paramètres descripteurs du défaut faut-il élaborer et mesurer pour disposer des bonnes informations qui permettront de dire si la situation est normale ou non, aussi celles qui permettront de trouver ultérieurement l'origine et la gravité des défauts.

Les statistiques concernant les causes de défaillances et la localisation des défauts dans les transmissions de puissance à engrenages permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements, tableau 3 [Bre. 02] :

Tableau 3 : Statistiques des causes de défaillances	
Localisation des défauts	Le pourcentage (%)
Arbres	60
Paliers	19
Dentures	10
Carters	7
Autres	4

Dans notre étude on va prendre que le cas des deux défauts, d'engrenages et de roulements.

6.1 Défauts d'engrenages

Les transmissions par engrenages sont d'une grande utilité lorsqu'il s'agit de transmettre des couples importants, de produire de grandes vitesses de rotation, d'effectuer un changement de direction du mouvement de rotation,...etc. Puisqu'elles travaillent dans des conditions sévères, elles sont soumises à une détérioration progressive de leur état ce

qui implique des défauts. On classe généralement les défauts d'engrenages en trois catégories [Cha. 06] :

- Les défauts de fabrication (erreurs de profil des dents, excentricité des roues) ;
- Les défauts de montage (défauts de parallélisme, d'entraxe) ;
- Les défauts apparaissant lors du fonctionnement (usure ou fissuration des dents, en général, la détérioration de dentures d'engrenages).

Ces défauts expriment une erreur de transmission (modulation de la fréquence) et entraînent une défaillance dans le fonctionnement. Les principaux défauts d'engrenage apparaissant lors du fonctionnement sont les défauts repartis sur toute la denture et les défauts localisés sur une partie de la denture :

6.1.1 Défauts repartis

- **Usure abrasive et adhésive** : Enlèvement de matière dû au glissement des deux surfaces de contact.
- **Pitting ou piqures** : Il s'agit de trous plus ou moins profonds qui affectent toutes les dents, en particulier dans la zone du cercle primitif.

6.1.2 Défauts localisés

- **Écaillage** : Il s'agit également de trous mais ceux-ci sont moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux du pitting. Les dégradations sont produites par fatigue en sous-couche, au point de cisaillement maximal. On rencontre ce type d'avarie dans les engrenages cimentés (couche superficielle durcie) qui sont très répandus actuellement dans l'industrie. L'écaillage qui est le défaut principal, évolue très rapidement vers la rupture, sans passer par une phase d'usure.
- **Fissuration** : Elle progresse à chaque mise en charge, et elle est située en pied de dent. Leur apparition est due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction.

Une étude sur les défauts d'engrenage rapportée trois types de défauts localisés, telles que la rupture forcée, la rupture par fatigue, les fissures naissantes dans le fond des dents, qui sont responsables environ de 90% de défauts d'engrenage trouvés dans les boîtes des vitesses [Ma.96].

Les défauts de fabrication et de montage ont été étudiés par des récents travaux. Il a été démontré qu'une excentricité introduit une modulation d'amplitude [Cha. 06]:

- À la fréquence de rotation de la roue défectueuse ;
- De la réponse marquée par la variation de la raideur d'engrènement.

6.1.2.1 Descriptions et causes de détérioration des engrenages

Il existe trois principales catégories de détériorations des surfaces de denture :

- Altérations dues aux particules de métal qui se détachent des dents (écaillage, piqures) ;
- Soudure d'aspérités des surfaces de contact (grippage, rides et stries) ;
- Usure abrasive.

Les catégories (1, 2) engendrées par des charges ou des températures excessives et influencées par la lubrification.

6.2 Défauts de 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 défauts cause d'une défaillance partielle ou totale de la machine dont les défauts qui sont cause d'une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques. D'après les statistiques du tableau 3, les roulements sont dans 19 % des cas la cause de la défaillance de la machine. Presque tous les causes de détérioration du roulement sont viennent soit du milieu extérieure ou d'un montage incorrect. D'une manière générale, ces causes sont récapitulées dans le tableau suivant :

Tableau 4 : Causes de défauts dans les roulements	
Cause du Défaut	(%)
Lubrification inadaptée (choix des lubrifiants, quantité, fréquence de Lubrification)	70 %
Pollution (poussière, détergents, liquides,...etc.)	18 %
Montage incorrect (brutal, jeu, désalignement, échauffement excessif, ...etc.)	10 %
Fatigue (charge, contraintes)	2 %

Selon le référence [SNR. 04], il y a 11 types de défauts de roulements :

- **Ecaillage par fatigue** : Présent sous forme de fissuration et enlèvement de fragment de matière ;
- **Ecaillage superficiel** : Taches en surface provenant d'arrachement superficiel de métal;
- **Grippage** : Echauffement violent, déformation des corps roulants, laminage du métal ;
- **Empreintes par déformation** : Empreintes sur les pistes et les corps roulants ;
- **Faux effet Brinell** : Enlèvement de matière par abrasion au niveau des points de contact internes du roulement ;
- **Usure** : Usure généralisée des corps roulants, des pistes et des cages, teinte grise ;

- **Cratères et cannelures** : Piqûres à bord net ou succession de plages étroites parallèles, liées à un passage de courant électrique ;
- **Coups, fissures, cassures** : Chocs violent, enlèvement de matière en surface, fissures, rupture des bagues ;
- **Corrosion de contact** : Coloration rouge ou noire sur les surfaces d'appui du roulement, dans l'alésage et sur le diamètre extérieur ;
- **Corrosion** : Oxydation localisée ou généralisée, à l'extérieur ou à l'intérieur du roulement ;
- **Détérioration des cages** : Déformation, usure, rupture.

Des statistiques plus précises montrent que 90% des défauts de roulements sont localisés soit sur la bague extérieure et/ou intérieure, rarement sur la cage et la bille. En effet, les deux pistes de la bague intérieure et extérieure, subissent des effets dus à la transmission de charge par les éléments roulants, ce qui les rend plus sujettes à la dégradation.

7. Structures des signaux vibratoires

Les vibrations dans les machines tournantes sont produites par une combinaison des processus périodiques et aléatoires, due au cycle de rotation de la machine et à l'interaction de l'environnement [McC. 98]. En effet, les signaux ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes :

- Une partie du signal provient des phénomènes cycliques se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrènements, les mouvements existants au sein d'un roulement...etc.
- Une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système.

Donc ces signaux ne sont pas tous stationnaires. En effet, ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines :

- Vieillesse du système et dérive progressive ;
- Excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs ;
- Non-stationnarité des efforts transmis à travers le système ;
- Imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dentures.

L'évolution des signaux vibratoires n'est pas aléatoire. Les évènements se reproduisent d'une manière cyclique et d'une façon presque identique. Le terme "presque" constitue la non-stationnarité. Les paramètres statistiques des signaux varient périodiquement, on parle alors de signaux cyclostationnaires [Cap. 00].

8. Influence des défauts sur la structure des signaux

Les défauts d'engrenages et de roulements ont une incidence sur les vibrations du système, car les engrenages constituent les organes principaux de transmission de puissance et les roulements sont des organes de liaisons et de rigidité. Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faible amplitude, ressemblant à un bruit

aléatoire. Lors de l'apparition d'une avarie, une impulsion se produit chaque fois que le défaut participe à un contact. L'avarie a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie du roulement et de l'emplacement de l'écaillage (sur la bague intérieure et/ou sur la bague extérieure, ou sur un élément roulant). Cependant, les amplitudes des vibrations induites par les défauts ne sont pas d'un niveau très élevé. Elles sont noyées parmi les composantes plus énergétiques du système comme celles des engrenages ou celles liées à un déséquilibre ou un balourd, par exemple.

Les vibrations induites par les engrenages sont d'amplitude importante. Même en l'absence de défauts, les impulsions données à chaque engrènement provoquent des vibrations émergeant nettement du niveau global du bruit. Les défauts d'usinage des dents, les déformations d'arbre provoquent une modulation d'amplitude, alors que les variations de vitesse (usure des dents de l'engrenage) entraînent une modulation de phase. Ces phénomènes existent même pour un engrenage sain. Le spectre présente alors des raies de modulation sur une bande étroite autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques.

Pour un engrenage présentant un écaillage local, des phénomènes de modulation d'amplitude et de phase se produisent. Ils sont de période égale à celle de l'élément défectueux. Dans le spectre, il apparaît alors des raies sur une large bande de fréquence.

Les défauts d'usure survenant sur les organes mécaniques tels que les engrenages et les roulements produisent essentiellement des phénomènes de modulation sur les signaux.

9. Différentes approches pour le choix des outils de traitement du signal

La sélection des différents outils de traitement du signal effectuée, dépend de deux considérations tels que : La modulation du signal temporel et la structure des signaux vibratoires (stationnaire, non-stationnaire, cyclostationnaire) [Bre. 02].

Plusieurs approches du caractère de non-stationnarité ont été développées tels que :

- **Approche 1** : Le signal mesuré est considéré stationnaire, l'effet de la non-stationnarité est négligé ;
- **Approche 2** : La non-stationnarité n'est pas négligée. Le caractère de cyclostationnarité est implicitement pris en compte, et des moyens mathématiques simples sont utilisés, comme le moyennage temporel, ou la moyenne de spectres ou de cepstres [McC. 98], [Ant. 01] ;
- **Approche 3** : La cyclostationnarité est considérée comme l'élément détenteur des informations du signal. Les paramètres de la cyclostationnarité (corrélation spectrale, degré de cyclostationnarité) deviennent des indicateurs de la présence de défauts [Cap. 00], [Ant. 01].

En général les signaux vibratoires n'ont pas une structure stationnaire. La plupart des procédures de diagnostic néglige la cyclostationnarité, en considérant le signal comme

stationnaire. Cette approche est utilisée dans l'analyse spectrale, cepstrale et dans la combinaison de la transformée d'Hilbert et du spectre [Bre. 02].

10. Les outils du diagnostic et de la surveillance par l'analyse vibratoire

Nous présentons dans ce paragraphe les différents outils de traitement du signal adéquats à la détection des défauts d'engrenages et de roulements par l'analyse vibratoire. De nombreux travaux ont été réalisés dans l'objectif de déterminer la signature de défauts isolés d'engrenages ou de roulements sur les signaux d'accélération. [Bel. 07], [Bol. 03_a], [Fan. 06], [Nik. 02], Ils ont permis de développer et définir les principaux outils de traitement de mesures adaptés pour le suivi de comportement des machines tournantes. Il s'agit de décrire les outils principalement disponibles, tels que l'analyse spectrale, cepstrale, l'analyse du signal enveloppe, pour les méthodes fréquentielles et les outils statistiques tels que les indicateurs scalaires ou les niveaux globaux pour les méthodes temporelles.

10.1. Les outils de surveillance

Les outils de surveillance ou les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli. Elles s'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative du défaut.

10.1.1. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)

C'est un indicateur scalaire large bande très utilisé, bien qu'il présente des inconvénients. Le premier inconvénient, il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace à l'apparition de certains défauts. Le deuxième inconvénient, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. La forme discrétisée qui donne la valeur efficace est donnée par C. Pachaud dans le référence [Pac. 97] :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [S(t)]^2} \quad (1.1)$$

Où $S(t)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de fréquences d'analyse liées à la structure des machines surveillées.

10.1.2. Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques comme le facteur crête est le mieux adapté pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes du signal temporel mesuré [Bou. 98_a]. Il est possible de distinguer principalement :

Le facteur de crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace [Par. 06] :

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{Valeur crête}}{\text{Valeur efficace}} = \frac{\text{Sup}|S(t)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [S(t)]^2}} \quad (1.2)$$

Le facteur de crête d'une distribution Gaussienne (Normale) est compris entre 3 et 6, de ce fait il est un indicateur de la présence de choc si sa valeur dépasse 6. Le facteur crête est un indicateur stable et présente l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace.

Le facteur K est défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace [Aug. 05] :

$$\text{Facteur } K = \text{Valeur crête} \cdot \text{Valeur efficace} = \text{Sup}|S(t)| \cdot \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [S(t)]^2} \quad (1.3)$$

Le facteur K est plus sûr pour effectuer une analyse ponctuelle (analyse « spot ») des roulements. Sa valeur est directement liée à l'état du ou des roulements. Contrairement au facteur de crête, le facteur K est un indicateur instable.

10.1.3. Le Kurtosis

Le Kurtosis vient du mot grec « **Κυρτοσις** » ou Kyrtoisis qui signifie « bosse » qui veut dire aplatissement en français et "convexity" ou "peakiness", "spikiness" qui est la réduction des pics en anglais [Big. 94], ce paramètre a été introduit pour la première fois par le mathématicien Britannique Pearson en 1905 pour comparer une distribution quelconque à la distribution Gaussienne.

Comme le Kurtosis d'une distribution Gaussienne est égale à 3, cette valeur est devenue référence pour évaluer le degré d'aplatissement d'une distribution par rapport à celle normale. Pearson a distingué trois distributions : Mesokurtic, Leptokurtic, et Platycurtic [Dje. 08_a], respectivement pour un Kurtosis égale, supérieur ou inférieur à trois (3). Certains mathématiciens utilisent le Kurtosis Excess qui est égal au Kurtosis moins trois (-3), et de ce fait le Kurtosis excess d'une distribution Gaussienne est égale à zéro.

Mathématiquement est donné par [Bol. 03_b]:

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4(S(t))}{M_2^2(S(t))} = \frac{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^4}{\left[\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} (S(t) - \bar{S})^2 \right]^2} \quad (1.4)$$

Où M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, \bar{S} est la valeur moyenne des amplitudes.

10.1.4. Spectre PBC (pourcentage de bande constant)

La technique de surveillance des installations à chaîne cinématique simple (une seule ligne d'arbre) par comparaison de spectres PBC est une technique fiable et rapide. Le spectre PBC se présente sous forme de « bandes » juxtaposées selon une échelle logarithmique de la fréquence.

Le rapport « *largeur de bande/valeur de fréquence centrale* » reste constant. Il est normalement égal à **6.23** ou **70 %** [Aug. 05].

La largeur de bande :

Une largeur de bande relative de **6 %** apporte une solution optimale à tous les problèmes courants sur les machines simples.

Les niveaux de référence, alerte et danger, sont les suivants:

- Le niveau de référence « **vert** » représente la signature de la machine. Cette signature est établie lors des premières campagnes de mesures.
- Le niveau d'alerte « **jaune** » est déduit du niveau de référence de la façon suivante :

$$\text{Alerte} = \text{Référence} + X \text{ dB}$$

- Le niveau de danger « **rouge** » est déduit du niveau de référence de la façon suivante :

$$\text{Danger} = \text{Référence} + Y \text{ dB}$$

X et Y sont définis soit par le logiciel utilisé. Il existe des «standards» tels que $X = 6 \text{ dB}$ et $Y = 20 \text{ dB}$.

La comparaison des spectres à pourcentage de bande constant est plus efficace que l'analyse du niveau global de vibration. En effet, le niveau global n'augmente que si la plus forte composante du spectre augmente, par contre le spectre à PBC présente une allure significative de la présence d'un défaut bien avant que le niveau global ait une valeur suffisamment importante.

10.2. Les outils du diagnostic

10.2.1. L'analyse spectrale

L'analyse spectrale ou l'analyse de fréquence, c'est la technique la plus ancienne. Ses bases mathématiques remontent au dix septième siècle suite aux travaux de Sir Isac Newton, le premier qui a introduit le mot spectre comme terme scientifique. Ce n'est qu'en 1822 que l'ingénieur et le physicien Français Jean Baptiste Joseph Fourier introduisit sa célèbre transformée appliquée aux signaux non-périodiques, cette transformée est la généralisation de la série de Fourier appliquée aux signaux périodique discrets, et elle permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Le développement en 1965 par les deux Américains J.W. Cooley et J.W. Tukey d'un algorithme célèbre appelé transformée de Fourier rapide (FFT) a rendu la transformée de Fourier discrète très attractive [Bek. 08]. Mathématiquement, la transformée de Fourier rapide est donnée par [Bou. 03] :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.5)$$

Où $S(f)$ est la transformée de Fourier du signal $S(t)$, t est la variable temps, f est la variable fréquence.

La transformée de Fourier discrète correspondante s'exprime par:

$$S(k) = \sum_{i=1}^{N_e} S(i) e^{-j2\pi k \frac{t}{N_e}} \quad (1.6)$$

Où $S(k)$ est la transformée de Fourier discrète, $t/N_e = T_e$ est la période d'échantillonnage du signal temporel, k représentant la fréquence la plus haute, étant égale à la fréquence de coupure du signal [Bre. 02].

Toute anomalie affectant une machine tournante, se traduit par des vibrations dont la cadence de répétition ou fréquence correspond à celle du phénomène qui la provoque, généralement identifiable par l'étude de la cinématique de la machine [Bou. 05].

La formule de Parseval, donné par [Bek. 08]:

$$\sum_{t=-\infty}^{+\infty} |S(t)|^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} |S(f)|^2 df \quad (1.7)$$

Le premier membre étant par définition l'énergie temporelle du signal.

$|S(f)|^2$ s'interprète comme la distribution de l'énergie le long de l'axe des fréquences. On appelle « densité spectrale de puissance **DSP** » ou « spectre de puissance », le carré du module de la transformée de Fourier, rapportée au temps d'observation Eq. (1.8). Elle est la représentation fréquentielle la plus utilisée dans le diagnostic vibratoire des éléments des machines tournantes tels que les engrenages et les roulements [Est. 04].

$$DSP(f) = \frac{|S(f)|^2}{d_o} \quad (1.8)$$

$DSP(f)$: La densité spectrale de puissance, d_o est la durée d'observation (échantillon du signal).

Si on limite la représentation spectrale du signal $S(t)$ aux fréquences positives, le module de $S(f)$, est appelé « spectre d'amplitude ».

L'effet zoom en analyse spectrale consiste à observer, de manière plus précise et donc plus détaillée, une partie du spectre initial obtenu avec une fréquence d'échantillonnage F_e et un nombre de points N_e fixés. Cette approche ne peut se faire que par une diminution de la précision en fréquence $\Delta f = F_{ech}/N_e$. La solution consiste à changer artificiellement la fréquence d'échantillonnage pour obtenir une précision inférieure à Δf . Cette opération de sous échantillonnage, appelée "décimation", consiste à prélever un échantillon sur d_c avec $d_c = 2, 4, 8, \dots$, de la série d'origine $P_s(n) = 2^n$ où $n = 1, 2, 3, \dots$ (une suite de variables aléatoires réelle de longueur quelconque), obtenue à la fréquence F_{ech} . Après avoir effectué la décimation des échantillons, on reconstitue une série de taille N_e (par exemple, si $d_c = 2$, on utilise les $N_e/2$ échantillons précédents), ce qui nous permet d'obtenir une nouvelle précision en fréquence $\Delta f = F_{ech}/d_c \cdot N_e$.

Cependant, du fait de la diminution artificielle de la fréquence d'échantillonnage, la largeur de bande B_d que l'on obtient est réduite et s'étend de :

$$B_{d_c} = \left[-\frac{F_{ech}}{2d_c} ; +\frac{F_{ech}}{2d_c} \right] \quad (1.9)$$

Par conséquent, il y a donc risque de recouvrement spectral si le signal avant décimation présente des composantes fréquentielles en dehors de cette bande B_{d_c} . Il est donc impératif de filtrer le signal avant l'opération de décimation.

10.2.2. L'analyse cepstrale

Le « cepstre » (anagramme du mot « spectre ») est un opérateur mathématique qui, associé à un spectre, permet d'identifier et de quantifier immédiatement toutes les structures périodiques (peignes de raies ou familles de bandes latérales) contenues dans ce spectre. L'une des premières applications du cepstre en 1963, fut l'étude des signaux contenant des échos acoustiques [Big. 94]. Il a aussi été utilisé en analyse vocale pour la détection du contenu harmonique et des formants de la voix [Bad. 97]. Différentes approches théoriques dans ce domaine ont été réalisés dans les références [Cap. 92], [Big. 94], [Bad. 97]. A. Boulenger dans le référence [Bou. 98_b] définit le cepstre comme le spectre du logarithme de son spectre et parmi les définitions possibles de cet opérateur, deux facilitent la compréhension des propriétés de cet opérateur.

10.2.2.1. Première définition

Le cepstre d'un signal $S(t)$ peut être défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier directe « spectre complexe » [Bou. 98_b] :

$$C[S(t)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log TF[S(t)]] \quad (1.10)$$

τ : a dimension d'un temps, en (s) appelé « Quéférence », (anagramme du mot « Fréquence »).

Cette définition est particulièrement intéressante dans le cas d'un signal vibratoire, puisqu'une vibration est le produit de convolution d'une force d'excitation par la réponse impulsionnelle de la structure au point de fixation du capteur.

10.2.2.2. Deuxième définition

Le cepstre définit aussi comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal du carré du module de sa transformée de Fourier « spectre de puissance »

$$C[S(t)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log |TF[S(t)]|^2] \quad (1.11)$$

Cette dernière définition met en lumière la relation étroite qui existe entre le cepstre et la fonction d'autocorrélation d'un signal, qui est définie comme la transformée de Fourier inverse du carré du module de sa transformée de Fourier, s'exprime comme suivante :

$$AC[S(t)] = AC(\tau) = TF^{-1}[|TF[S(t)]|^2] \quad (1.12)$$

Le cepstre de la première définition est appelé « cepstre complexe » et celui de la deuxième « cepstre de puissance ». Généralement le cepstre permet de rechercher et

d'identifier les familles de composantes périodiques que "cache" un spectre [Mar. 01]. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements [Cou. 03]. L'obtention d'un cepstre « lisible » nécessite la résolution d'analyse soit au moins 10 fois plus faible que la fréquence de modulation ou de répétition des chocs et que la largeur de bande d'analyse contienne au moins une trentaine de composantes du peigne de raies à identifier. De nombreux exemples illustrent l'intérêt de cette technique trouvés dans [Bou. 03].

10.2.3. Analyse d'enveloppe « HFRT »

L'analyse d'enveloppe ou la HFRT (High frequency Resonance Technique) s'avère une technique complémentaire à celle du cepstre qui est pénalisé par sa grande sensibilité au bruit et aux fluctuations aléatoires de la vitesse de rotation, comme le cepstre, la HFRT permet d'assurer la détection et le suivi d'évolution de défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques mais dans une plage fréquentielle considérablement plus étendue [Bou. 03]. La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure. En général, les composantes fréquentielles les plus énergétiques dans le spectre du signal. Ainsi, il devient alors possible d'extraire des informations basses fréquences difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence. Puisque 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. Le problème de la HFRT réside dans le choix du type du filtre (passe-bande, Chebychev, Butterworth, ...etc.) [Dje. 08_a]. La première étape est le filtrage du signal brut afin d'éliminer les composantes indésirables (bruit). Ensuite, l'enveloppe est calculée : il s'agit en quelque sorte d'un redressement du signal. A ce moment, nous disposons d'une information temporelle. Enfin, en ayant recourt à la transformée de Fourier, on obtient le spectre de l'enveloppe qui est un graphe d'amplitude de vibration en fonction de la fréquence. C'est à partir de ce spectre que les conclusions vont être tirées [Chi. 06]. Elle s'est avérée être un excellent outil de détection des anomalies de fonctionnement de systèmes mécaniques, et sert surtout à dépister et à diagnostiquer les défauts naissants dans les roulements et les boîtes de transmission des puissances dans les machines tournantes considérées vitales pour la production [Bol. 03_a].

10.2.3.1. Transformée de Hilbert

La HFRT repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert, Mathématiquement est donnée par [Fan. 06]:

$$H[S(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{S(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (1.13)$$

Avec $H[S(t)]$ la transformée de Hilbert du signal $S(t)$.

L'analyse d'enveloppe a pour principaux champs d'application:

- Démodulation d'amplitude (détection par représentation spectrale et temporelle du signal de modulation).
- Identification spectrale (fréquence d'apparition) et temporelle (à quel endroit du cycle) des impulsions associées à des défauts mécaniques en développement dans les machines tournantes [Brü. 02].

10.2.4. Analyse Temps – Fréquence

Les deux outils les plus utilisés pour ce genre d'analyse, précisément pour les signaux non stationnaires sont :

10.2.4.1. Transformée de Fourier à courte terme « STFT »

L'analyse des signaux par la transformée de Fourier classique ne permet pas d'établir les fréquences particulières ou locales apparaissent dans le spectre, puisque elle donne une représentation globale des signaux, d'une part et d'autre, la transformée de Fourier classique n'est pas valable pour les signaux non-stationnaire pour cela en 1946 Gabor a introduit une extension de la transformée de Fourier classique qui est « la transformée de Fourier fenêtrée » ou (Short-Time Fourier Transform), qui consiste à multiplier le signal ou la fonction à analyser $S(t)$ par une fonction $w(t)$ qui porte le nom fenêtre. L'idée de la transformée de Fourier à court terme « STFT » est de diviser un signal temporelle en intervalles à court terme, et de supposer que, dans chaque segment ou intervalle, le signal est stationnaire. Après en calculant pour chaque portion du signal ou chaque intervalle sa transformée de Fourier grâce à la translation ou le glissement de la fenêtre $w(t)$, un tel signal $S_w(t)$, divisé en segments, appelé « signal fenêtré ». Mathématiquement donnée par :

$$S_w(t) = S(t) * w(t - \varepsilon) \quad (1.14)$$

Sa transformée de Fourier à courte terme donnée par :

$$STFT(f, \varepsilon) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_w(t) e^{-j2\pi ft} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * w(t - \varepsilon) e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.15)$$

où $STFT(f, \varepsilon)$ est une fonction de la fréquence f et de la position de fenêtre ε .

Dans les applications de la technologie, la transformée de Fourier à court terme s'appelle un « spectrogramme ». Pour chaque position de fenêtre différente les spectres peuvent être obtenus, tout le nombre de ces spectres est une fonction représentant une distribution de temps-fréquence [Bel. 07]. L'inconvénient d'une telle représentation réside dans le fait que la largeur de la fenêtre glissante est constante et toutes les fréquences sont analysées avec la même résolution.

10.2.4.2. La transformée en ondelettes

En 1980, J. Morlet [Dje. 08_b], 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

différent que par leur taille. Cette technique possède le pouvoir de dilatation et de translation de la fonction analysante que la fenêtre ne possède pas [Bou. 03]. Un signal peut s'écrire alors sous forme d'une superposition de telles ondelettes décalées et dilatées. Les poids de ces ondelettes dans la décomposition, appelés coefficients d'ondelettes, forment « la transformée en ondelettes ». La transformée en ondelettes remplace les sinusoides de la transformée de Fourier par une famille de translations et dilatations d'une même fonction appelée ondelette. Mathématiquement la famille d'ondelettes se met sous la forme :

$$\psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (1.16)$$

Avec a paramètre d'échelle ou de dilatation et b paramètre de translation. En notant ψ^* la conjuguée de ψ la transformée en ondelettes d'une fonction $S(t)$ est définie par :

$$CWT(a,b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (1.17)$$

Cette transformée est dite continue, notée CWT « Continuous Wavelet Transform », en anglais et TOR Transformée en Ondelettes Rapide, en français. C'est l'algorithme de calcul rapide de la CWT existe en pratique. La transformée en ondelettes discrète DWT « Discret Wavelet Transform » est une discrétisation de la transformée en ondelettes continue. En remplaçant respectivement a et b par 2^m et $n2^m$, avec m et n des entiers, son expression devient [Dje. 08_a]:

$$DWT(m,n) = 2^{-\frac{m}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} S(t) * \psi^*(2^{-m}t - n) dt \quad (1.18)$$

Une version pratique de cette transformée, appelée Analyse Multirésolution en Ondelettes « AMRO », a été introduite pour la première fois par Mallat en 1989 elle consiste à faire passer le signal $S(t)$, dans deux filtres passe-bas (L) et passe-haut (H).

A ce niveau, deux vecteurs seront obtenus : cA_1 et cD_1 . Les éléments du vecteur cA_1 sont appelés coefficients d'approximation, ils correspondent aux plus basses fréquences du signal, tandis que les éléments du vecteur cD_1 sont appelés coefficients de détail, ils correspondent aux plus hautes fréquences. La procédure peut être répétée avec les éléments du vecteur cA_1 et successivement avec chaque nouveau vecteur cA_k obtenu. Le processus de décomposition, peut être répété n fois, avec n le nombre maximal de niveaux. Lors de la décomposition, le signal $S(t)$ et les vecteurs cA_k subissent un sous échantillonnage, c'est la raison pour laquelle les coefficients d'approximation cA_k et de détail cD_k passent à nouveaux à travers deux filtres de reconstruction (LR) et (HR). Deux vecteurs en résultent : A_k appelés approximations et D_k appelés détails, satisfaisant la relation :

$$A_{k-1} = A_k + D_k \quad \text{et} \quad s = A_k + \sum_{i \leq k} D_i \quad \text{où } i \text{ et } k \text{ sont des entiers} \quad (1.19)$$

Chaque ondelette possède donc sa propre banque de filtres, qu'on nomme généralement g_n et h_n qui lui permettent de procéder à l'analyse multirésolution. Désignant par F_{max} la fréquence maximale du signal mesuré, la bande de fréquence de chaque niveau i

revient à $\left[0 - F_{max}/2^i\right]$ pour les approximations et $\left[F_{max}/2^i - F_{max}/2^{i-1}\right]$ pour les détails. De nombreux articles décrivent la transformée en ondelettes appliquée aux défauts de roulements et d'engrenages tels que, [Par. 02], [Chi. 06], [Wan. 96], [Yos. 00], [Sun. 00], [Nik. 02], [Bou. 03], [Jia. 08].

D'après [Dje. 08_b], la tactique utilisée pour le choix du nombre optimal de niveaux de l'AMRO, était de prendre un nombre suffisamment grand pour ne pas perdre les informations utiles. Sachant que la fréquence maximale de l'approximation de niveau (i) est égale à la fréquence maximale du signal mesuré F_{max} divisée par 2^i , on obtient pour le dernier niveau n :

$$F_{max}(A_n) = \frac{F_{max}}{2^n} \quad (1.20)$$

Ce qui donne :

$$\frac{F_{max}}{2^n} = 3F_c \quad (1.21)$$

Le nombre optimal de niveaux doit donc satisfaire :

$$n = 1.44 \log\left(\frac{F_{max}}{3F_c}\right) \quad (1.22)$$

Avec n un nombre entier arrondi à la valeur supérieure, F_c est la fréquence de chocs.

Le choix de la fréquence maximale du signal est effectuée de telle façon qu'au moins un ou plusieurs détails seront une bande passante autour de la fréquence de résonance, ceci est tout à fait possible mathématiquement. Sachant que la bande de chaque détail (i) est :

$\left[F_{max}/2^i - F_{max}/2^{i-1}\right]$. Pour que la fréquence de résonance F_L soit couverte par cette

bande elle bande elle doit satisfaire :

$$F_L = \frac{F_{max}/2^i - F_{max}/2^{i-1}}{2} \quad (1.23)$$

donc :

$$F_{max} = F_L \frac{2^{i+1}}{3} \quad (1.24)$$

10.2.5. Analyse de la cyclostationnarité

Statiquement, en traitement du signal, on a coutume de distinguer deux grandes familles de signaux ; les signaux stationnaires, dont les moments statistiques de la densité de probabilité sont indépendants du temps, et les signaux non-stationnaires, dont les moments statistiques dépendent du temps. En cette dernière famille, il existe une classe de signaux particulière, que sont les signaux cyclostationnaires. Un processus est dit cyclostationnaire à l'ordre n_c , si tous ses moments statistiques jusqu'à l'ordre n_c sont dépendant du temps de façon périodique à la période T . Un signal stationnaire à pour particularité de ne contenir que des composantes fréquentielles décorrélatées, du fait que son autocorrélation ne dépend pas du temps. La première application de la théorie de la

cyclostationnarité pour le diagnostic des engrenages a été proposée par C.Capdessus en 1992 et elle est suivie par M.Sidahmed et J.L. Lacoume en 1995 [Cap. 00]. Autres auteurs tels que R.Rubini en 1997 et A.C.Marcomick en 1998 [McC. 98], ont discutés l'application du processus de la cyclostationnarité dans le diagnostic des machines tournantes [Ant. 01].

10.2.5.1. Cyclostationnarité d'ordre un « Moyenne synchrone »

Un processus statistique cyclique d'ordre un ($n_c = 1$), peut être représenté par le moment de premier ordre exprimé par :

$$m(t) = E[m(t)] = m(t + T) \quad (1.25)$$

avec : $E[.]$ est l'espérance mathématique, en anglais « the mathematical expectation », ou « the statistical expectation operator ».

Prenant comme un exemple du processus cyclostationnaire de l'ordre un, le signal sinusoïdal en additionnant un bruit blanc Gaussien.

La cyclostationnarité de l'ordre un est exploitée dans les applications de la maintenance conditionnelle a travers l'utilisation de la moyenne synchrone [McC. 98]. Par l'application de cette méthode le signal vibratoire $S(t)$ est moyenné pour une seule période de rotation par le calcul de la moyenne des échantillons mesurés pour un nombre de rotations N_r séparé par un intervalle de temps T correspond a une période de rotation, l'Eq. 1.25, s'écrit :

$$m(t) = \frac{1}{(N-1)} \cdot \sum_{K=0}^{N-1} S(t + kT) \quad (1.26)$$

10.2.5.2. Cyclostationnarité d'ordre deux « Autocorrélation »

Comme on avait dit précédemment, la stationnarité ou la cyclostationnarité d'un signal peut être identifiée à partir de l'état de son autocorrélation, D'un point de vue mathématique cette dernière s'exprime de la façon suivante [Cap. 00] :

$$R_S(t, \tau) = E \left[S \left(t + \frac{\tau}{2} \right) \cdot S \left(t - \frac{\tau}{2} \right) \right] \quad (1.27)$$

τ : L'écart entre deux observations.

- Le signal $S(t)$ est stationnaire d'ordre deux, si $R_S(t, \tau) = R_S(\tau)$ c.-à-d. indépendant de t .
- Le signal $S(t)$ est cyclostationnaire d'ordre deux, si : $\exists t : R_S(t, \tau) = R_S(t + T, \tau)$ avec T est la période cyclique, et $\alpha = 1/T$ la fréquence cyclique fondamentale ou la fréquence de séparation.
- Le signal $S(t)$ est cyclostationnaire au sens large, si $R_S(t, \tau)$ présente plusieurs périodicités par rapport à t .

La fonction d'autocorrélation est périodique, elle est peut être exprimé en séries de Fourier :

$$R_S^\alpha(t, \tau) = \sum_{\alpha} R_S^\alpha(\tau) e^{-j2\pi\alpha t} \quad (1.28)$$

$R_S^\alpha(\tau)$: Coefficients de Fourier définir la fonction d'autocorrélation cyclique.

$R_s^0(\tau)$: Coefficients de Fourier définissent la fonction d'autocorrélation stationnaire, pour $\alpha = 0$.

La transformée de Fourier de $R_s^\alpha(\tau)$, (par rapport à t et τ donne la fonction de la densité de corrélation spectrale (Spectral Correlation Density Function « SCDF ») ou la corrélation spectrale :

$$SC_s^\alpha(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_s^\alpha(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.29)$$

Notons que pour $\alpha = 0$, on obtient la densité spectrale de puissance « Power Spectral Density notant PSD » du signal $S(t)$.

La SCDF peut être exprimé aussi comme :

$$SC_s^\alpha(f) = TF_{t,\tau}[R_s(t,\tau)] = E \left[S_f \left(f + \frac{\tau}{2} \right) \cdot S_f \left(f - \frac{\tau}{2} \right) \right] \quad (1.30)$$

Lorsque la SCDF est nulle partout sauf en $\alpha = 0$, le signal $S(t)$ est stationnaire, si elle est non nulle pour un nombre fini de valeur α on dit que le signal est cyclostationnaire.

Il est possible de dériver d'autres fonctions aide à l'estimation du degré de cyclostationnarité du signal. La première c'est la fonction de cohérence spectrale (Spectral Coherence Function « CAF ») obtenue par :

$$C_s^\alpha(f) = \frac{SC_s^\alpha(f)}{\left(\sqrt{|S_f \left(f + \frac{\alpha}{2} \right)|} \cdot \sqrt{|S_f \left(f - \frac{\alpha}{2} \right)|} \right)} \quad (1.31)$$

avec S_f spectre de puissance du signal.

La deuxième est appelée le degré de la cyclostationnarité qui a été proposé par Zivanovic and Gardner en 1991, mathématiquement donnée par l'expression:

$$DCS^\alpha = \int |R_s^\alpha(\tau)|^2 d\tau / \int |R_s^0(\tau)|^2 d\tau \quad (1.32)$$

C'est le rapport entre l'énergie pour $\alpha \neq 0$ et $\alpha = 0$ pour un signal stationnaire, avec $DCS = 1$.

L'Eq. 1.32, peut être écrit en utilisant la corrélation spectrale :

$$DCS^\alpha = \int |SC_s^\alpha(\tau)|^2 df / \int |SC_s^0(\tau)|^2 df \quad (1.33)$$

11. Synthèse bibliographique

De nombreux travaux de recherches ont été réalisés dans le domaine de la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, dont l'objectif est de déterminer la signature vibratoire de défauts isolés d'engrenages ou de roulements à partir des signaux d'accélération. Ils ont permis de développer et de définir les principaux outils de traitement de mesures adaptés pour le suivi de comportement des machines tournantes.

Dans cette partie, nous présentons une synthèse de quelques travaux de recherches, en présentant les différentes méthodes utilisées et les résultats du diagnostic vibratoire des défauts détectés soit sur les engrenages soit sur les roulements, rarement sont les études qui ont étudié les défauts combinés.

C. Capdessus et M. Sidahmed [Cap. 92], ont présenté une application de l'analyse cepstrale à l'étude des vibrations d'un engrenage. Une modélisation des signaux

d'engrenage est utilisée pour détailler l'action du cepstre et la comparer avec celle de l'autocorrélation. Le lien entre la résolution du cepstre et les caractéristiques du signal est mis en évidence. Les vibrations d'engrenage sur lesquelles ils ont travaillé ont été fournies par le C.E.T.I.M. le réducteur étudié est composé de deux roues comportant respectivement 20 et 21 dents, l'arbre d'entraînement du réducteur tourne avec une fréquence de rotation de 16.67 Hz, la fréquence d'engrènement de 330 Hz. L'enregistrement a été effectué chaque jour pendant 10 jours. Les machines ayant tourné en permanence durant les 10 jours. Chaque enregistrement comporte 15000 points, soit à peu près 21 périodes de rotation. La fréquence d'échantillonnage est de 12 KHz. Au cours de l'expérimentation, l'engrenage de test passe de l'état de bon fonctionnement à celui d'engrenage détérioré. Les signaux étudiés présentent deux modulations dont les fréquences respectives sont très proches l'une de l'autre puisque l'une des roues de l'engrenage comporte 20 dents et l'autre en comporte 21. La conséquence de ce fait est que ces deux modulations sont difficilement discernables, aussi bien en temps qu'en fréquence. Dans le spectre, la différence entre les deux fréquences est inférieure à la résolution qu'autorise la longueur du signal, et dans l'autocorrélation, ces modulations sont masquées par le phénomène d'engrènement dont l'amplitude est beaucoup plus forte. Ils ont conclu que l'analyse cepstrale s'avère être un complément important du spectre dans l'étude des vibrations d'engrenage. Puisque elle permet d'une part, de mettre en évidence la présence de deux modulations là où le spectre n'en montrait qu'une de ces modulations. D'autre part, la détermination avec précision la fréquence de ces modulations. Ils ont montrés aussi que l'apparition d'un défaut sur une roue, provoque une augmentation de l'amplitude de la raie correspondante dans le cepstre.

J. P. Dron, F. Bolaers et L. Rasolofondraibe [**Dro. 03_b**], faisant une étude théorique et expérimentale pour l'élimination du bruit de fond contenue dans un signal temporel prélevé sur un roulement en présence d'un écaillage. Le but est d'améliorer la sensibilité des indicateurs scalaires utilisés comme indicateurs pour la détection des défauts de roulement. Pour cela, ils ont appliqués la méthode de la soustraction spectrale réalisée avec une analyse par transformation de Fourier à court terme avec un faible nombre d'échantillons ($M=256$). Les résultats montrent que cette méthode permet d'éliminer le bruit stationnaire ou lentement variable et semble bien adaptée dans le cadre de la détection précoce des défauts de roulement (les défauts induisant des impulsions périodiques), utilisant l'analyse vibratoire à l'aide des indicateurs scalaires (le kurtosis, Facteur de crête). Ils ont montré que le kurtosis est un meilleur indicateur de détection de défaut que le facteur de crête.

X. Milisen et V. Lenaerts [**Mil. 06**], ont entrepris une étude théoriques et expérimentale dans le cadre de la comparaison entre 3 méthodes (méthode d'enveloppe, la transformée en ondelette et la décomposition en valeurs singulières), appliquées pour la détection du défaut de roulement dans la bague intérieure (BPFI). L'étude se scinde en deux parties, l'une aborde les différentes méthodes de détection d'un point de vue théorique et l'autre étudie l'application de ces méthodes sur des mesures réelles de vibrations prises sur le banc d'essai "SpectraQuest" du laboratoire du service de Vibrations et Identification des

Structure se trouvant à l'université de Liège, à l'aide d'accéléromètres (capteurs piézo-électriques) qui sont placés le plus proche possible de la source des vibrations. Les signaux relevés sont alors amplifiés, enregistrés et traités afin de pouvoir les visualiser et exploiter. La fréquence du défaut est modulée par celle de rotation de l'arbre puisque le défaut est sur la bague intérieure du roulement. L'amplitude de la vibration est influencée par la zone dans laquelle se trouve le défaut au moment de l'impact et la charge exercée. En fin, ils ont conclu que la méthode de l'enveloppe est robuste pour l'élimination du bruit, par le filtrage effectué autour de la fréquence de résonance, mais elle a comme inconvénient, la difficulté de la recherche préalable de la fréquence de résonance.

A. Belsak, J. Flasker **[Bel. 07]**, ont fait une étude expérimentale aide à la détection des fissures dans les racines de dentures d'engrenages. Une fissure par fatigue est générée sur la racine d'une dent provoque des changements dans la raideur de la dent, donc la réponse dynamique est différente à celle d'une dent normal. Pour valider ce résultat, ils ont simulés des défauts tels que deux fissures par fatigue sur la racine des dents de deux roues différentes (engrenages à dentures droites), utilisant un appareil des essais dynamiques pour les éléments mécaniques, cet appareil, permet de générer des fissures sur la racine de dent sur deux pignons différents. La profondeur des deux fissures simulées sont respectivement, 4.5 mm et 1.1 mm. Les paramètres exigés (la charge appliquée, nombre de cycles de chargement pour obtenu la longueur des fissures,...etc.) pour l'essai dynamique sont déterminés à l'aide de la méthode des éléments finis (MEF). Les signaux vibratoires sont obtenus à l'aide des accéléromètres fixés sur le boîtier des deux paires d'engrenage à dentures droites, tels que l'un des deux, comporte une fissure par fatigue sur la racine d'une dent et l'autre est sain. Le pignon d'entraînement tourne avec une fréquence de 20 Hz avec un moment de torsion de 20 N.m. Les mesures sont faites dans la direction radiale (20°) et sont échantillonnées avec une fréquence d'échantillonnage égale à 65.5 KHz. Deux signaux mesurés se fait d'une manière simultanée à l'aide de canaux. En suite les signaux acquis sont traités par la méthode temps –fréquence classique qu'est la transformée de Fourier à courte terme (STFT). Ils ont conclu que la STFT est très efficace pour la détection des fissures sur la racine des engrenages avec un pourcentage de 75 %, si les signaux sont légèrement bruités.

X. Chimentin, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers et B. Pottier, J. P. Dron **[Chi. 06]**, ont proposé une nouvelle forme d'ondelette adaptée aux signaux chocs, avec une méthodologie d'utilisation réduisant le temps de calcul, qui est la démodulation par une semi-ondelette. Elle est adaptée à la structure étudiée et elle n'a plus la propriété d'être admissible. L'importance de cette semi-ondelette réside dans une meilleure représentation des signaux et son utilisation instantanée. La structure étudiée est un carter constitué d'un arbre et deux roulements. Un défaut de 2 mm² est simulé sur la bague extérieure par électroérosion. "Siglab" est le système d'acquisition utilisé avec un accéléromètre piézo-électrique placé au meilleur point de mesure. Le signal vibratoire enregistré est de 8192 points dans une bande de fréquence de 20 KHz, il est fortement bruité tels que les chocs sont noyés ou masqués dans le bruit. Trois méthodes sont appliquées, deux méthodes d'ondelette classiques et l'autre la démodulation par une semi-ondelette. Cette dernière a

une particularité qui pourrait être utilisée à la détection des multi-défauts sur une même bague grâce à sa meilleure résolution due à sa forme, ainsi que le temps de calcul réduit, par contre les méthodes classiques ne peuvent détecter qu'un seul défaut, avec un temps de calcul très important. La démodulation par semi-ondelette est instantanée et facile d'être appliquée à l'industrie.

O. Cousinard, P. Marconnet [**Cou. 03**], ont proposé l'évaluation de deux méthodes de diagnostic tels que l'analyse cepstrale et l'analyse d'enveloppe pour la détection de l'endommagement des dentures d'engrenage qui fonctionnent à faible vitesse. Le signal renvoyé par un accéléromètre placé sur le carter d'un réducteur à engrenages d'une sécherie de papeterie constitué de quatre batteries composées chacune de cylindres de 91 dents et de diamètre 1.5 m entraînés par un train de pignons de 51 dents chacun. Un travail de comparaison effectué à partir des cepstres et des spectres d'enveloppe mesurés dans les directions radiale, horizontale, axiale, et pour différents points de mesures, ont permis d'identifier l'origine du défaut. L'étude montre que les deux méthodes appliquées sont des outils efficaces pour la détection de ce type de défauts, ainsi ils apportent une finesse d'analyse permettant d'obtenir un diagnostic précis. L'analyse d'enveloppe s'avère également une technique complémentaire à celle du cepstre pénalisée par sa grande sensibilité au bruit et aux fluctuations aléatoires de vitesse.

F. Chaari, T. Fakhfakh et M. Haddar [**Cha. 06**], ont proposé d'analyser ou de simuler numériquement le comportement d'une transmission par engrenages droits simple étage, sans défauts de denture et en présence de défauts de denture localisés et répartis. Le modèle développé comprend deux modes, mode de corps rigide traduisant la condition cinématique qui exprime deux conditions: le roulement sans glissement et la transmission, ainsi que le mode élastique qui est la conséquence directe de l'élasticité des dents qui est à l'origine de l'erreur de transmission dû à la flexion des dents. La réponse dynamique du mode élastique est obtenue grâce à un algorithme d'intégration numérique. La transmission d'engrenages étudiée, est modélisée par un système à deux degrés de libertés à raideur variable dans le temps. Le comportement dynamique du système de transmission est marqué par la fréquence de l'engrènement et ses harmoniques. La réponse du modèle étudié est caractérisée par une modulation d'amplitude des composantes de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques qui se traduit dans le spectre de la réponse, par l'apparition des raies latérales correspondantes à la fréquence de rotation de la roue comportant le défaut autour de la fréquence d'engrènement, pour le cas de défauts localisés. Les techniques utilisées sont des techniques fréquentielles tels que l'analyse spectrale et la technique du cepstre. Les résultats montrent que l'analyse cepstrale est bien efficace par rapport à celle spectrale pour le cas de défauts localisés, grâce à son avantage d'extraire la fréquence de rotation de la roue comportant le défaut (la fréquence du défaut). Par contre, l'analyse spectrale semble être suffisante pour la détection des défauts répartis qui sont traduits par l'augmentation de l'amplitude de la réponse.

M. El Badaoui, M. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière [Bad. 97], ont étudié le diagnostic d'un train d'engrenage par analyse cepstrale synchrone. Ils ont proposé des prévisions théoriques validées par la suite expérimentalement. Des signaux acquis au laboratoire sur un système motoréducteur à deux trains d'engrenages entraîné par un moteur électrique triphasé asynchrone et chargé par un frein à poudre, ces signaux sont obtenus après échantillonnage angulaire sur 65536 points, fournis par le biais d'un codeur optique incrémental placé en bout d'arbre moteur du réducteur étudié. Puisque les défauts dans ce banc d'essai ne sont pas réalistes, d'autres signaux plus réalistes fournis par le CETIM ont été effectués sur un réducteur à un train d'engrenage fonctionnant 24h/24h. L'essai duré 12 jours et les mesures ont été recueillies toutes les 24h. L'outil de traitement du signal utilisé est l'analyse cepstrale associée à un échantillonnage angulaire, ce dernier permet d'éliminer l'effet des variations instantanées de la vitesse de rotation du moteur, qu'elles entraînent la modulation de la fréquence. Ce type d'échantillonnage permet de ne considérer que la modulation de l'amplitude. L'intérêt de l'analyse cepstrale associée à un échantillonnage angulaire a été démontré sur les deux expérimentations et qu'elle est efficace, simple et capable de fournir des informations compactes et faciles à interpréter.

K. Drouiche, M. Sidahmed et Y. Grenier [Dro. 91], ont présenté et appliqué des techniques avancées de traitement du signal pour la détection précoce de l'écaillage dans les dentures de l'engrenage. Les techniques appliquées sont trois méthodes d'analyse spectrale haute résolution tels que la méthode de CAPON qui consiste en une mesure d'énergie, et celle de LAGUNAS qui est une mesure de puissance et la troisième la méthode de spectre autorégressif. Ainsi deux méthodes développées pour la détection de non-stationnarités locales dues à l'engrènement des dents, tels que la modélisation autorégressive (AR) adaptative d'une part et le test de sphéricité d'autre part. Les tests ont été effectués selon trois séries (A, B et C), pendant 15 jours sur des réducteurs du CETIM, à engrenages cylindriques cimentées et trempées, de grandeurs industrielles 300 KW, de rapports de transmissions 20/21 pour les séries A et B, et 16/16 pour la série C, avec des conditions de fonctionnement (vitesse, couple) fixés de façon à obtenir un écaillage sur toute la largeur d'une dent. Les résultats montrent que, les défauts étant caractérisés par des non-stationnarités locales sur le signal vibratoire. Les spectres estimés par les différentes méthodes n'ont pas pu mettre en évidence des variations caractérisant le défaut, hormis les cas de dégradations avancées. La méthode de LAGUNAS est bien adaptée à la surveillance d'harmoniques sur des machines tournantes, et elle est satisfaisante pour les cas où il requiert une bonne résolution en amplitude et en fréquence.

X. Fan, M. J. Zuo [Fan. 06], dans leur article sur la détection de défauts de boîte de vitesse par la transformée d'Hilbert et la transformée par paquet d'ondelette, ont proposé une nouvelle méthode de détection de défaut qui combine la transformée d'Hilbert et la transformée par paquet d'ondelette. Ils ont décidé d'extraire le signal d'enveloppe par l'utilisation de la transformée d'Hilbert et puis l'analyser par l'utilisation de la transformée par paquet d'ondelette (WPT), afin d'identifier les signaux de modulation effectivement, quoique, le signal de modulation soit non-stationnaire. Des signaux simulés

et autres signaux vibratoires réels rassemblés à partir d'un simulateur dynamique de boîte de vitesse, sont utilisés pour vérifier la méthode proposée. Les résultats analysés prouvent que la méthode proposée est efficace pour extraire le signal modulé et aide pour la détection précoce du défaut d'engrenages.

B. Bouzouane, A. Miloudi, N. Hamzaoui et A. Benchaala [**Bou. 03**], dans leur étude ont proposé une méthode de suivi et de diagnostic des défauts de machines tournantes, par application de la transformée d'ondelettes. Deux types d'ondelettes ont été utilisés, la transformée continue telle que la Morlet, pour l'identification du défaut d'engrènement et celle discrète ou la Daubechies d'ordre 2 avec 5 approximations, pour l'identification du balourd. Les mesures ont été effectuées sur un palier par l'intermédiaire d'un accéléromètre relié directement à l'analyseur du type OROS 25. La fréquence d'échantillonnage utilisée est $F_e=5120$ Hz, avec 2048 échantillons. Les résultats montrent que la Daubechies est bien adaptée aux signaux stationnaires tels que générées par un balourd et la Morlet bien adaptée aux signaux non-stationnaires générés par un défaut de dentures d'engrenages.

C. Pachaud, R. Salvetat et C. Fray [**Pac. 97**], ont fait une modélisation de la réponse impulsionnelle d'une résonance, utilisant l'analyse d'enveloppe et les indicateurs scalaires tels que le facteur de crête et le kurtosis. Ils ont utilisés un modèle simple, d'une façon que les propriétés et les limitations de ces indicateurs sont démontrées et illustrées avec des exemples réels. Les résultats de cette étude ont prouvés que le facteur de crête du signal réponse induit par la réponse d'une résonance à une excitation impulsionnelle périodique est proportionnel à la racine carrée du rapport de la période de répétition de choc sur le temps de relaxation et que le kurtosis est proportionnel à la racine du facteur de crête. L'identification de l'existence d'une excitation de structure par des chocs périodiques par le facteur de crête, exige que la période de répétition de choc soit selon la valeur du facteur de qualité, qu'elle est comprise entre 7 et 13 fois le temps de relaxation, tandis que le kurtosis exige seulement qu'il soit au moins égal à 3 fois le temps de relaxation. Le kurtosis est donc un indicateur beaucoup plus sensible que le facteur de crête pour la détection des défauts induisant des forces d'excitations périodiques. Le kurtosis est très sensible au bruit. Le kurtosis est un indicateur qui est très sensible à la vitesse de rotation c'est à dire la diminution de la vitesse de rotation réduit la valeur du kurtosis par moitié.

A. Djebala, N. Ouelaa et N. Hamzaoui [**Dje. 08_b**], ont proposé une étude théorique, expérimentale et statistique, qui aide à la détection de défauts de roulement par l'analyse multirésolution en ondelette (AMRO) ou la transformée en ondelette discrète. Elle est utilisée comme un filtre passe bande. L'étude consacrée à l'optimisation des différents paramètres de l'AMRO pour une bonne détection de défaut. Ces paramètres sont le choix optimal du nombre de niveaux de décomposition, la fréquence maximale du signal, le vecteur optimal de décomposition, le choix optimal de la fréquence d'échantillonnage et le choix de l'ondelette analysante. La validation expérimentale est effectuée par l'application des choix précédents sur des signaux réels mesurés sur un banc d'essai conçu spécialement pour ce type de défauts (défauts de type chocs : BPFO, BPFI, BPF, CF).

Plusieurs types et tailles de défauts sont introduites sur 7 roulements de type 6200. L'acquisition des signaux vibratoires est effectuée pour différentes vitesses de rotation 10, 15, 30, 50 Hz et différentes fréquences d'échantillonnages tels que 1024, 4096, 16384, 32768 et 65536 Hz. Les résultats trouvés sont traités par l'AMRO afin de tirer les conclusions suivantes : le kurtosis est vraiment sensible au bruit de fond, et que le filtrage par l'AMRO est plus efficace que celle passe bande et permet une augmentation des indicateurs (Kurtosis, facteur de crête, RMS,..) de détection des défauts de roulement. Le kurtosis est plus sensible aux chocs que le facteur de crête.

C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa et S. Guenfoud [Ben. 08] et [Ben. 09] ont fait une étude concernant la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire, domaine d'activité qui constitue une part plus importante des dispositions permettant de rentabiliser les équipements de production utilisés dans l'industrie. Ils ont proposé une méthodologie numérique et expérimentale qui aide à la détection et au suivi vibratoire des défauts d'écaillage sur les dentures d'engrenage. Ils ont utilisé des points de mesures situés sur les roulements du banc d'essais permettant de réaliser une surveillance vibratoire efficace. Ils ont étudié le cas d'un défaut situé sur la roue et un autre défaut sur le pignon à partir d'expérimentations menées sur le banc d'essais. Ainsi l'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitement nécessaires à la définition d'indicateurs d'avaries, tels que l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, les indicateurs scalaires (kurtosis, RMS, facteur de crête,...etc.).

12. Pose du problème

Dans notre travail, nous nous intéressons particulièrement au cas des transmissions de puissance à engrenages dont il est indispensable de suivre l'état des deux types de composants les plus sujets à l'écaillage : les engrenages et les roulements. Ces systèmes mécaniques produisent en fonctionnement des vibrations résultantes de tous les contacts entre éléments constitutifs du système. Les signaux vibratoires sont composés de signaux aléatoires correspondants au bruit et des signaux provenant de sa constitution. Ces derniers ne sont pas exactement stationnaires. L'introduction d'anomalies comme les défauts d'engrenages et de roulements modifie la structure des signaux : certaines composantes peuvent être renforcées, des modulations d'amplitude et de phase apparaissent, l'amplitude générale peut augmenter. Les vibrations contiennent donc toute l'information concernant l'état des organes mécaniques de la machine. La difficulté réside dans l'analyse des signaux vibratoires et dans l'identification des composantes relatives aux éléments à surveiller. Les vibrations des transmissions de puissance à engrenages sont généralement mesurées par des accéléromètres disposés sur les paliers à roulements. Plusieurs outils de traitement du signal existent et sont largement utilisés dans le cas de la détection de défauts isolés soit d'engrenages, soit de roulements. Ces outils de traitements disponibles pour le diagnostic des machines tournantes, peuvent être classés dans trois groupes différents : les méthodes temporelles ou les niveaux globaux tels que « le kurtosis, la valeur efficace, le facteur de crête,...etc. », et les méthodes fréquentielles telles que « l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale,...etc. », l'analyse d'enveloppe et l'analyse

temps-fréquence ou temps-échelle telles que «la STFT, la transformée en ondelettes continue et discrètes, la distribution de Wigner-Ville,...etc. » et l'analyse de la cyclostationnarité,...etc. . Le choix des méthodes d'analyse des signaux accélérométriques issus de machines tournante dépendre d'une part, de la nature de la machine, et d'autre part, de la nature du défaut.

Nous allons étudier le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements à partir d'une simulation numérique et des expérimentations menées sur un modèle de réducteur simple étage, en considèrent, soit séparément ou simultanément des défauts d'engrenages et de roulements. Ainsi l'analyse des signaux permettra de sélectionner les moyens de mesures et de traitements nécessaires aux définitions d'indicateurs d'avaries valables dans les cas des défauts combinés.

Chapitre 2

*Simulation numérique d'un
défaut combiné d'engrenage et
de roulement*

Chapitre 2

Simulation numérique d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement

1. Introduction

Beaucoup de défauts mécaniques produisent des forces d'excitation impulsives périodiques qui excitent la résonance de la structure et le capteur de mesure, tels que les défauts isolés d'engrenages et de roulements,...etc. A cet effet, nous proposons d'établir un modèle qui peut donner l'interaction entre les deux types de défauts qui est le défaut combiné (mixte). Au début on partant de défauts isolés d'engrenages et de roulements et leurs modélisations, on arrive à celle du défaut combiné.

2. Techniques d'échantillonnage et de numérisation

L'utilisation d'un algorithme de calcul nécessite une numérisation du signal. Cette numérisation est effectuée à l'aide d'un convertisseur analogique/numérique, à la fréquence d'échantillonnage F_{ech} . Le calcul du spectre s'effectue sur un nombre N_e d'échantillons. Ce nombre est toujours une puissance de 2, généralement l'échantillonnage de base se fait sur 1024 échantillons (2^{11}). L'intervalle de temps Δt correspondant au temps d'acquisition d'un bloc de N_e échantillons, pour le calcul d'un spectre, est alors égal à :

$$\Delta t = \frac{N_e}{F_{ech}} \quad (2.1)$$

Théoriquement le spectre est calculé sur $N_e / 2$ points ou lignes spectrales, pratiquement les analyseurs récents n'affichent que $N_e / 2.56$ lignes spectrales. Si F_{max} est la fréquence maximale affichée (fréquence maximale d'analyse), la fréquence d'échantillonnage F_{ech} est alors égale à :

$$F_{ech} = 2.56 * F_{max} \quad (2.2)$$

Cette condition primordiale à tout échantillonnage est imposée par le théorème de Shannon qui stipule que le signal ne doit pas contenir, avant échantillonnage, des composantes fréquentielles dont la fréquence est supérieure à la moitié de la fréquence utilisée pour échantillonner le signal. Si cette condition n'est pas remplie, un phénomène de repliement vient perturber toute analyse fréquentielle postérieure à l'échantillonnage à cette limite qui opère comme un miroir sur la représentation fréquentielle des signaux. Généralement, tous les signaux sont filtrés par des filtres analogiques passe-bas ou filtres anti-repliement.

2.1. Le temps d'acquisition du signal

Le temps d'acquisition du signal Δt d'un bloc N_e points est inversement proportionnel à la largeur B de la plage de fréquences dans laquelle on veut calculer le spectre :

$$\Delta t = \frac{N_e}{F_{ech}} = \frac{N_e}{2.56 * B} \quad (2.3)$$

Donc plus la plage de fréquences B est petite, plus le temps nécessaire à l'acquisition du signal est long.

2.2. La résolution du signal

La résolution (finesse d'analyse) Δf dépend à la fois de la largeur de la plage de fréquence dans laquelle on veut calculer le spectre et du nombre de points N_e nécessaires au calcul d'un spectre, ou ce qu'en découle, du nombre de lignes (canaux) de l'analyseur. La résolution de base d'un analyseur est égale à la valeur de la plus haute fréquence dans la plage sélectionnée appelée *fréquence pleine échelle* divisée par le nombre de lignes de l'analyseur.

$$\Delta f = \frac{\text{Fréquence pleine échelle } (F_{max})}{\text{Nombre de lignes } (L_n)} = \frac{F_{ech}}{N_e} = \frac{2.56 * B}{N_e} \quad (2.4)$$

3. Simulation de la signature vibratoire des défauts isolés de roulements

3.1. Fréquences caractéristiques des défauts du roulement « calcul cinématique »

Le roulement est l'un des éléments essentiels d'une machine tournante. En effet, chargé cycliquement, les pistes de roulement se dégradent par fatigue, 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* » de défaut du roulement. Pour chaque type de roulement et en fonction de ses cotes de fabrication.

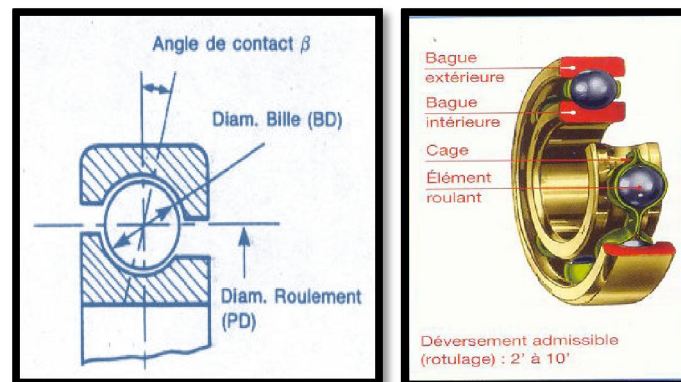


Figure 2.1 : Une représentation d'un roulement et ses cotes de fabrications.

On peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague extérieure (*Ball Passing Frequency Outer race* [**BPFO**]) :

$$BPFO = \frac{n \times N}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (2.5)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague intérieure (*Ball Passing Frequency Inner race* [**BPFI**]) :

$$BPFI = \frac{n \times N}{2} \left(1 + \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (2.6)$$

- La fréquence de passage d'un défaut d'élément roulant sur la bague intérieure **ou** extérieure (*Ball Passing Frequency* [**BPF**]) :

$$BPF = \frac{D_m \times N}{2 \times d} \left(1 - \frac{d^2}{D_m^2} \cos^2 \beta \right) \quad (2.7)$$

- Si le choc dû au défaut de l'élément roulant se produit à chaque tour de celle-ci, à la fois sur la bague intérieure **et** extérieure, la fréquence du défaut (*Ball Passing Frequency* [**BPF**]) est donnée par l'équation suivante:

$$BPF = \frac{D_m \times N}{d} \left(1 - \frac{d^2}{D_m^2} \cos^2 \beta \right) \quad (2.8)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage (*Cage Frequency* [**CF**]) :

$$CF = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d}{D_m} \cos \beta \right) \quad (2.9)$$

avec :

N : La fréquence de rotation en [HZ] ;

n : Le nombre de billes ;

D_i : Le diamètre intérieur en [mm] ;

D_e : Le diamètre extérieur en [mm] ;

D_m : Le diamètre moyen en [mm] ; où $D_m = (D_i + D_e)/2$.

d : Le diamètre de la bille en [mm] ;

β : L'angle de contact en [degré]. (Voir figure 2.1)

3.2. Signature vibratoire d'un roulement sain

Il est simple de simuler la signature vibratoire d'un roulement sans défaut, ce n'est que la somme des deux signaux, un signal d'un bruit blanc Gaussien (figure 2.2 (a)), qui sera expliqué ultérieurement, plus une somme de quelques sinusoïdes. La figure 2.2 (b) présente la somme des signaux qui nous donne la signature vibratoire d'un roulement sain.

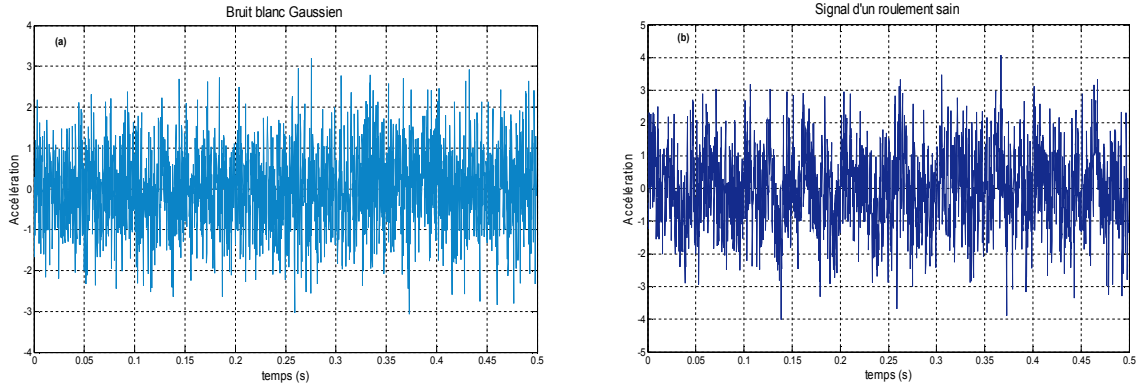


Figure 2.2 : (a) Bruit blanc Gaussien, (b) signal d'un roulement sans défaut.

3.3. Modélisation et simulation d'un défaut de roulements

La réponse d'une résonance de structure peut être modélisée par celle d'un système mécanique linéaire dissipatif à un degré de liberté avec amortissement de type visqueux. La réponse impulsionnelle d'un tel système est représentée par la fonction définie pour $t \geq 0$ par :

$$S(t) = A e^{-t/\tau} \sin 2\pi F_L t \quad (2.10)$$

$$\tau = \frac{Q}{\pi F_0} \quad (2.11)$$

$$F_L = F_0 \sqrt{1 - 1/4Q^2} \quad \text{Avec } Q > \frac{1}{2} \quad (2.12)$$

Dans ces expressions τ , F_L , F_0 et Q représentent respectivement le temps de relaxation, la fréquence d'oscillations libres, la fréquence de résonance de phase et de facteur d'amplification. Ce modèle a été utilisé par plusieurs chercheurs et dans plusieurs références telles que [Bou. 03], [Bol. 03_b], [Pac. 97]. Son principe est illustré dans la figure 2.3 (a), (b) et (c). Avec (a) représente la réponse d'une résonance d'un défaut de roulement, avec une fréquence de choc $F_c = 100$ Hz, et la figure (b) représente le peigne de Dirac de période $T_d = 0.01$ s, et enfin (c) le signal simulé, obtenu par le produit de convolution des deux signaux (a) et (b).

Le signal réponse du système considéré peut être défini par le produit de convolution de la fonction définie en (2.10) par un peigne de Dirac de pas ou période T_d :

$$S_r(t) = S(t) * \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - k T_d) \quad (2.13)$$

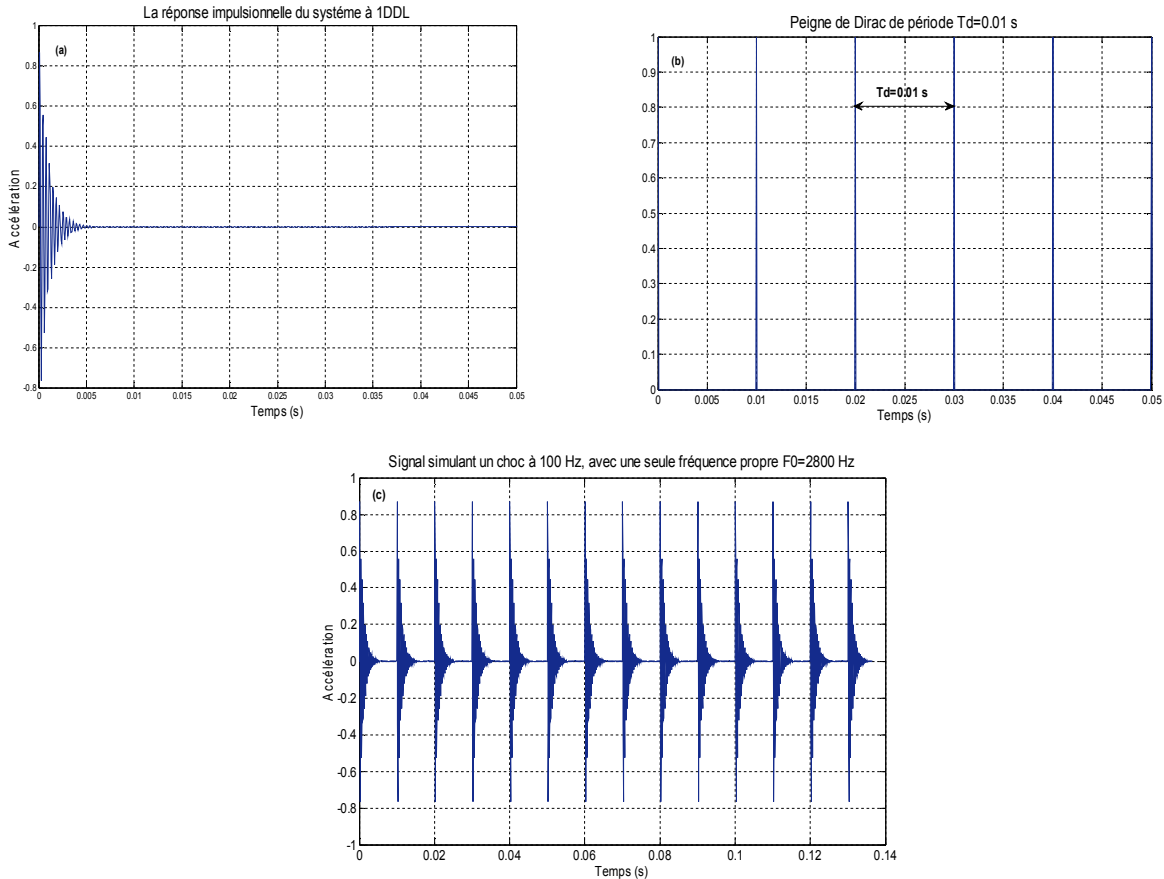


Figure 2.3 : Réponse d'une résonance à une excitation par un peigne de Dirac de période $T_d = 0.01s$.

3.4. Spectre du signal simulé

Le spectre est une représentation graphique de la transformée de Fourier du signal vibratoire observé avec (voir l'analyse spectrale dans (chap. 1. §10.2.1), en ordonnée, les amplitudes correspondant à chacune des composantes fréquentielles placées en abscisse. Ces composantes fréquentielles sont toute anomalie affectant une machine tournante, qu'il s'agisse d'un défaut (soit défaut de roulement, défaut de balourd, défaut d'engrènement ou d'accouplement,....etc.), se traduit par des vibrations dont la cadence de répétition « fréquence » correspond à celle du phénomène qui la provoque, généralement identifiable par l'étude de la cinématique de la machine. Prenons le cas du signal simulé dans la figure 2.3 qui est le signal du modèle utilisé, son spectre et le zoom correspondant sont donnés dans la figure 2.4 (a), (b). On voit bien la correspondance entre les composantes du spectre et la fréquence du défaut ou le choc qui est

égale 100 Hz, et la fréquence de résonance correspond à 2800 Hz. Le spectre du zoom montre bien ces fréquences.

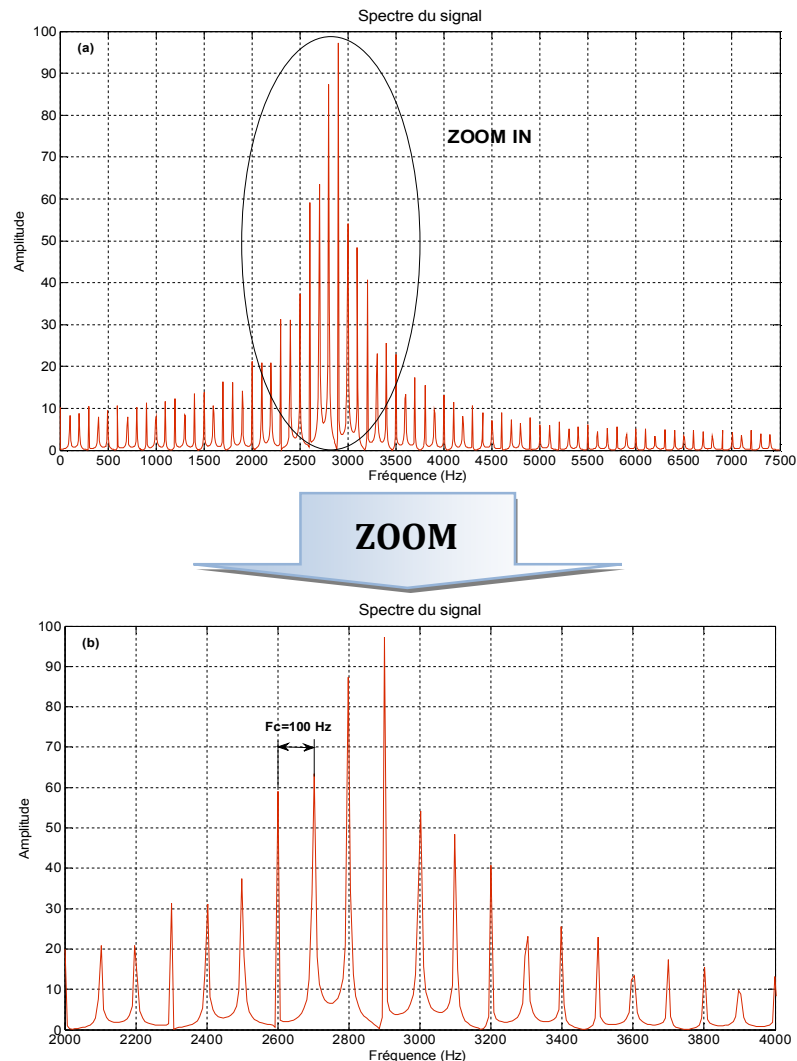


Figure 2.4 : (a) Spectre du signal de la figure 2.3, (b) zoom sur le spectre.

3.5. Détection d'enveloppe ou démodulation d'amplitude centrée sur une résonance

Les défauts induisant des forces de type « choc », génèrent des vibrations caractérisées par des impulsions de forte amplitude sur une durée très courte (écaillage d'un roulement, écaillage de denture d'un engrenage, défaut de graissage,...etc), à l'inverse des défauts de type sinusoïdal qui génèrent des vibrations dont les amplitudes varient de manière beaucoup plus progressive sur une durée plus longue (défaut de balourd, désalignement, frottement,...etc). Ces chocs excitent les modes de résonance hautes fréquences dont les amplitudes sont modulées par la fréquence d'apparition du défaut. Les réponses à ces modes de résonances se traduisent sur le spectre par la présence de « bosses » situés en hautes fréquences, loin des fréquences de rotation de la machine. La démodulation en amplitude des réponses à ces modes permet de retrouver la fréquence

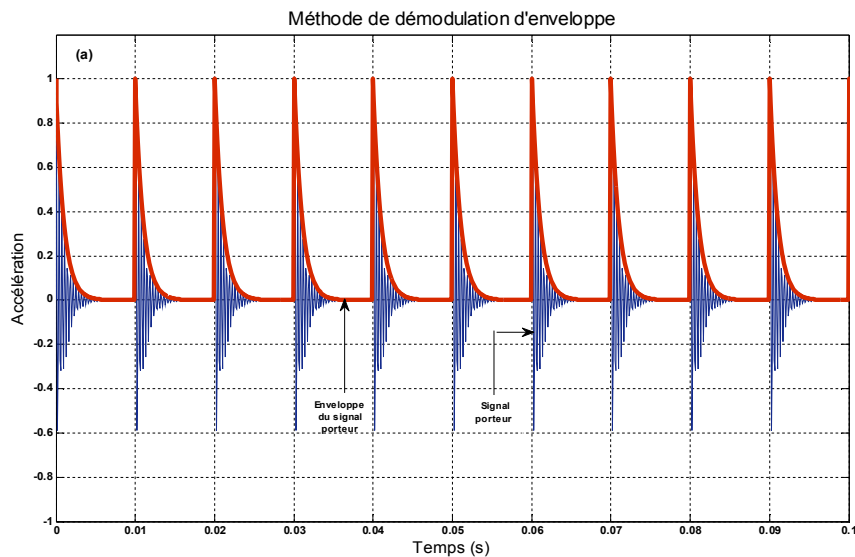
des forces excitatrices, alors que celles-ci sont indétectables dans le signal brut. On appelle « détection d'enveloppe » cette opération de démodulation qui consiste à éliminer les composantes hautes fréquences du signal qui font que « traduire » l'information, pour n'en garder que l'enveloppe (Figure 2.5 (a)) avant d'en calculer la transformée de Fourier (figure 2.5 (b), (c)). Cet enveloppe est calculé à l'aide de la transformée d'Hilbert du signal brut, mathématiquement donnée par [Pac. 97] :

$$\widehat{S}_r(t) = H[S_r(t)] = -A e^{-t/\tau} \cdot \cos 2\pi f_L t \quad (2.14)$$

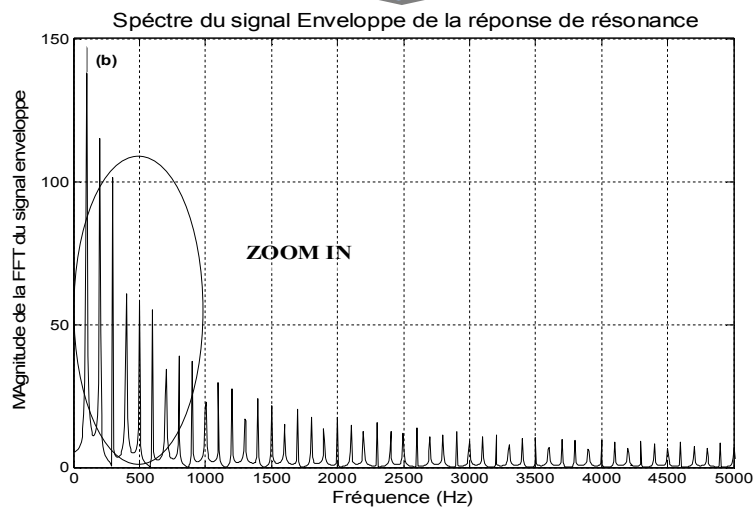
Le signal d'enveloppe est donné par la relation suivante :

$$env(t) = \sqrt{S_r^2(t) + \widehat{S}_r^2(t)} \quad (2.15)$$

Dans ce cas, les chocs périodique sont très apparents dans le spectre du signal d'enveloppe, figure 2.5 (c) :



Transformée de Fourier de l'enveloppe du signal porteur



ZOOM

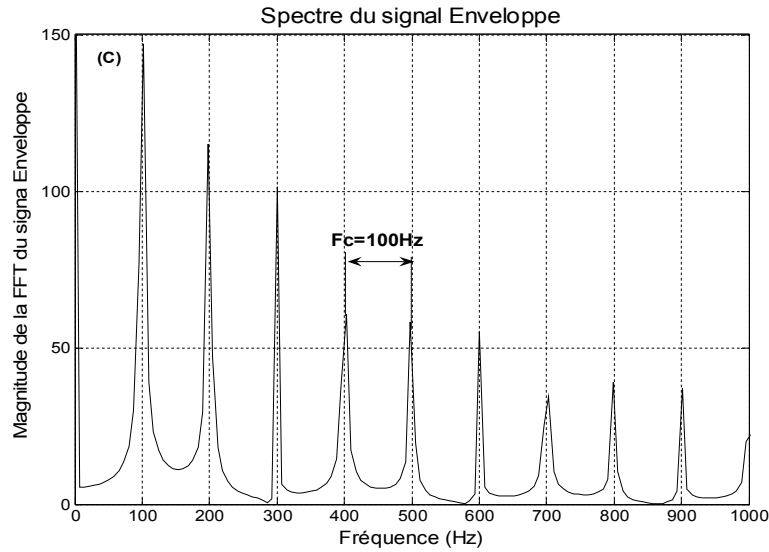


Figure 2.5 : (a) Le signal porteur et son enveloppe, (b) son spectre d'enveloppe, (c) zoom sur le spectre.

3.6. Modélisation et simulation d'un défaut combiné roulement-roulement

Considérons maintenant deux excitations périodiques d'amplitude et de période de répétition identiques, décalées l'une par rapport à l'autre de θ . La réponse $S_{r_1}(t)$ du système considéré à une telle excitation s'écrit :

$$\begin{aligned}
 S_{r_1}(t) &= S_r(t) && \text{pour } 0 \leq t \leq \theta \\
 S_{r_1}(t) &= S_r(t) + A e^{(t-\theta)/\tau} \sin 2\pi F_L(t - \theta) && \text{pour } t \geq \theta
 \end{aligned}
 \tag{2.16}$$

Une telle excitation modélise par exemple deux dents écaillées sur un même engrenage. L'examen de ces réponses montre que dans le domaine temporel, l'identification de deux excitations successives nécessite que leur espacement soit au moins égal à 3τ , par conséquent, le signal doit être filtré passe-bande autour d'une résonance dont la fréquence est au moins égale à :

$$F_0 = \frac{3Q}{\pi\theta}
 \tag{2.17}$$

Les figures 2.6 ((a), (b) et (c) de côté gauche) représentent respectivement un signal simulant deux chocs à 100 Hz et 50 Hz, son spectre et le zoom sur le spectre. Pour les figures 2.6 ((a), (b) et (c) de côté droit) représentent respectivement, un signal simulant deux chocs à 100 Hz, déphasés entre eux par un intervalle de temps de 0.005 s, son spectre et le zoom sur son spectre.

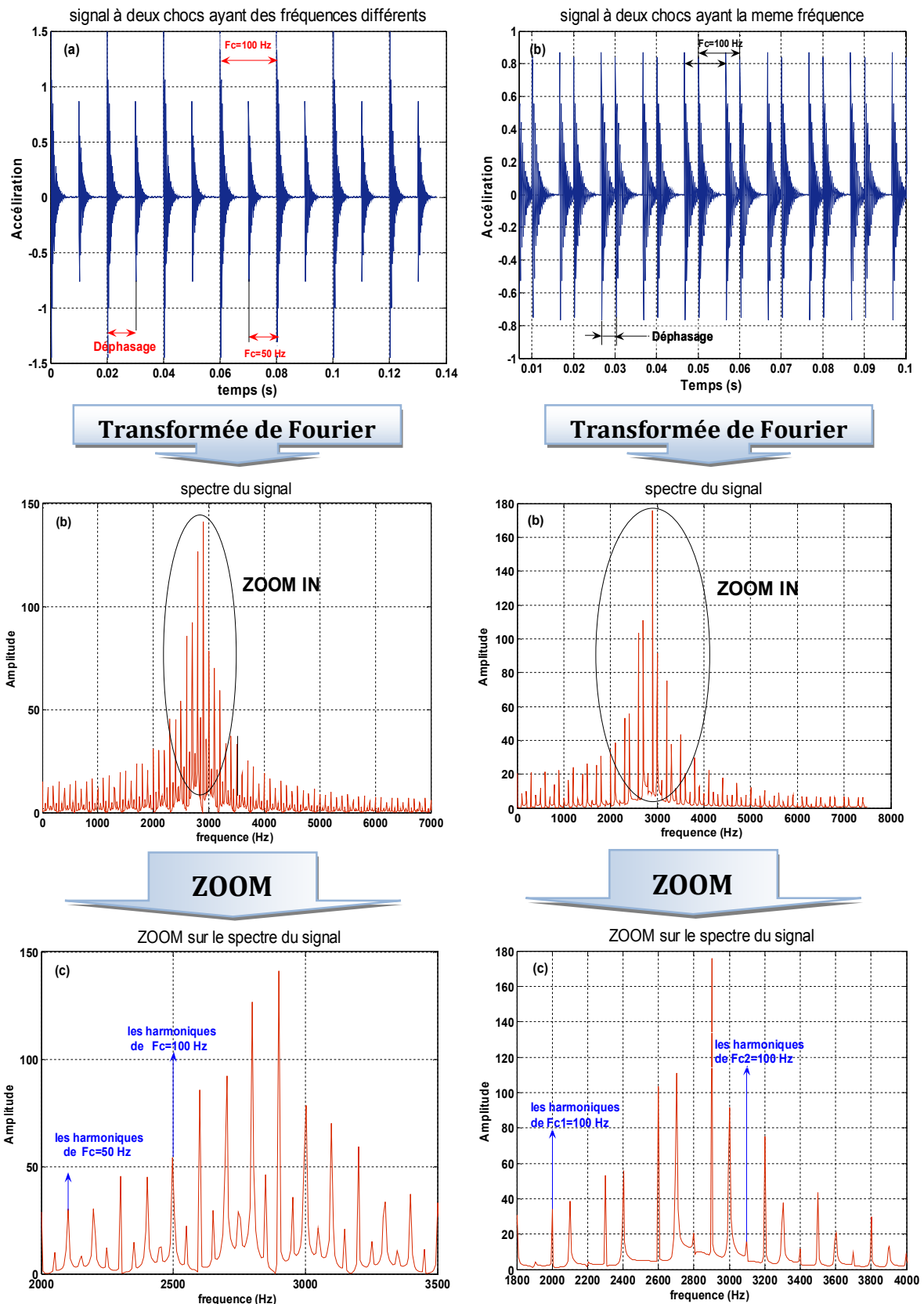
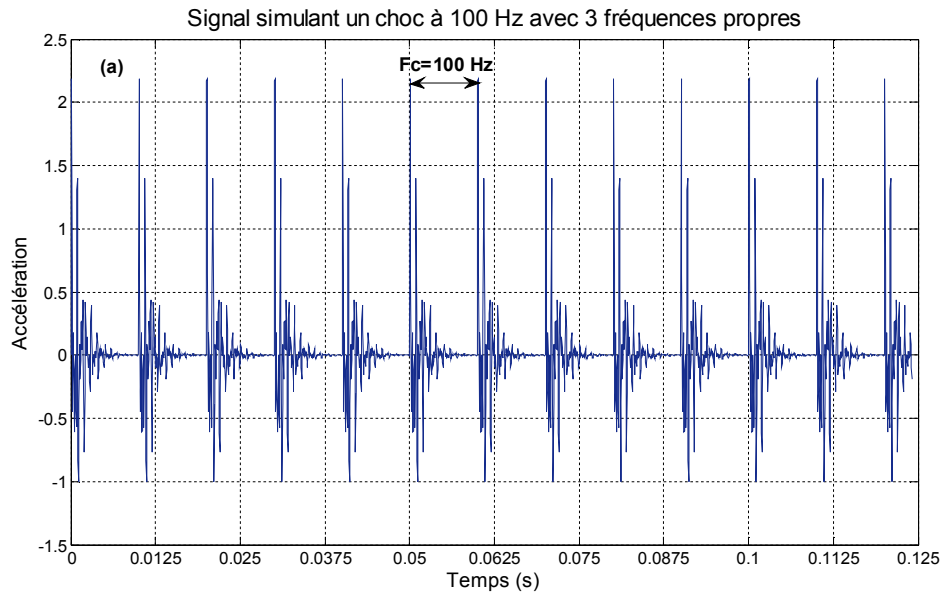


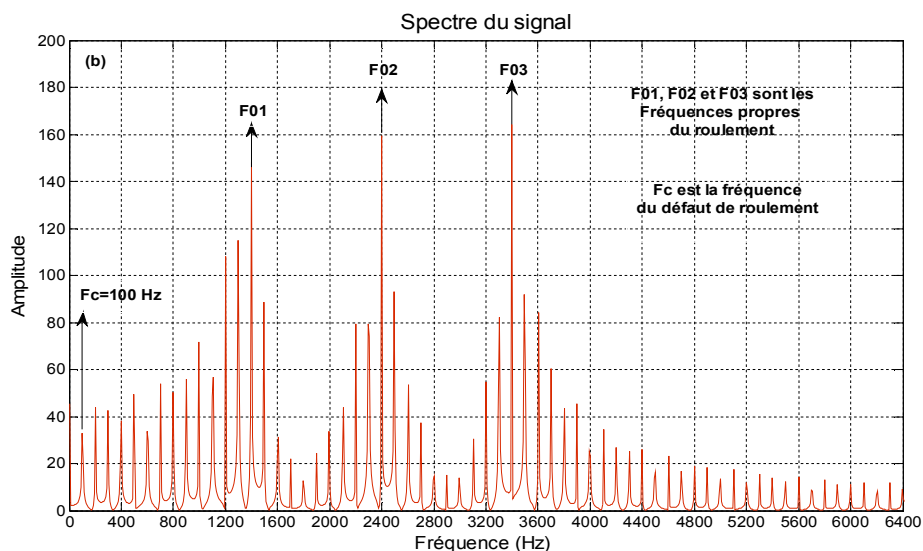
Figure 2.6 : A gauche, deux chocs ayant deux fréquences différentes, (a) le signal et (b) son spectre, (c) zoom sur le spectre. A droite, deux chocs ayant les mêmes fréquences, (a) le signal et (b) son spectre, (c) zoom sur le spectre.

3.6.1. Cas d'un seul défaut et plusieurs fréquences propres

Les figures 2.7 (a), (b), présente respectivement, un signal temporel simulant un choc de 100 Hz avec trois fréquences propres de 1400 Hz, 2400 Hz et 3400 Hz et son spectre. Le spectre montre bien en plus de la fréquence du choc, la présence des trois fréquences propres qui sont modulés par la fréquence du choc. Ce cas de simulation est plus proche de la réalité que le premier modèle. Les figures 2.7 (c), (d), représentent respectivement, l'enveloppe du signal, et son spectre (spectre d'enveloppe).



Transformée de Fourier



Signal d'enveloppe

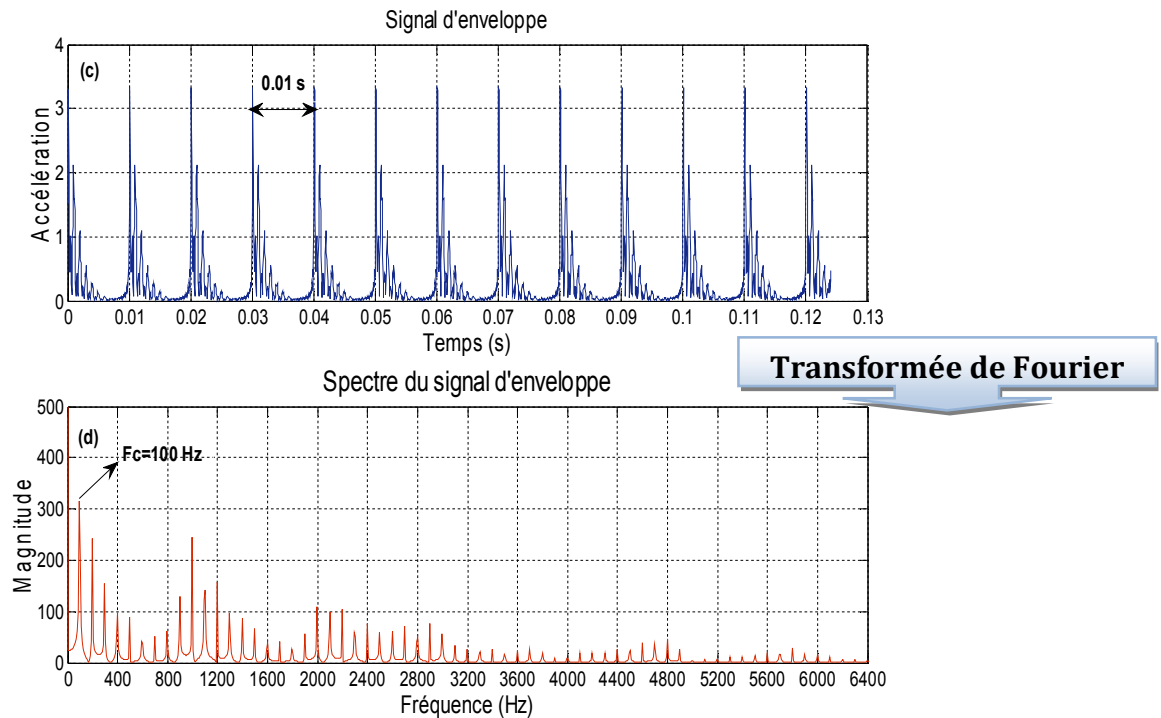
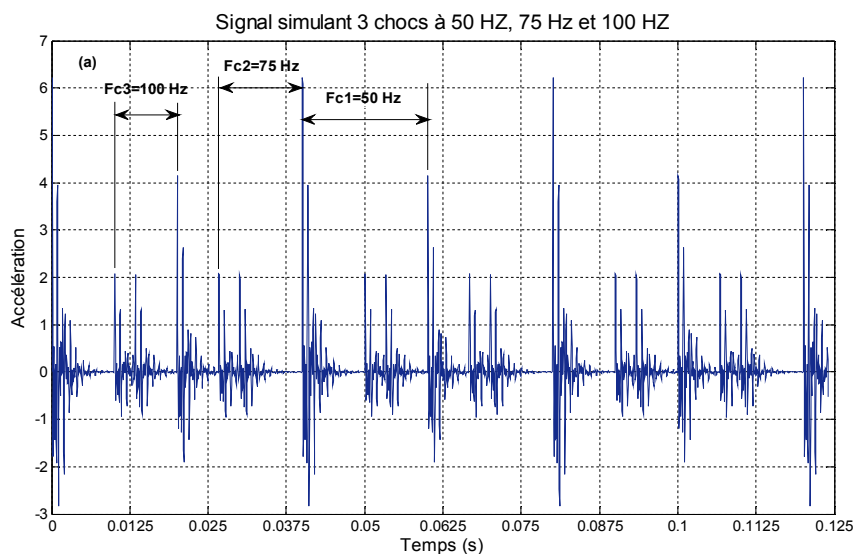


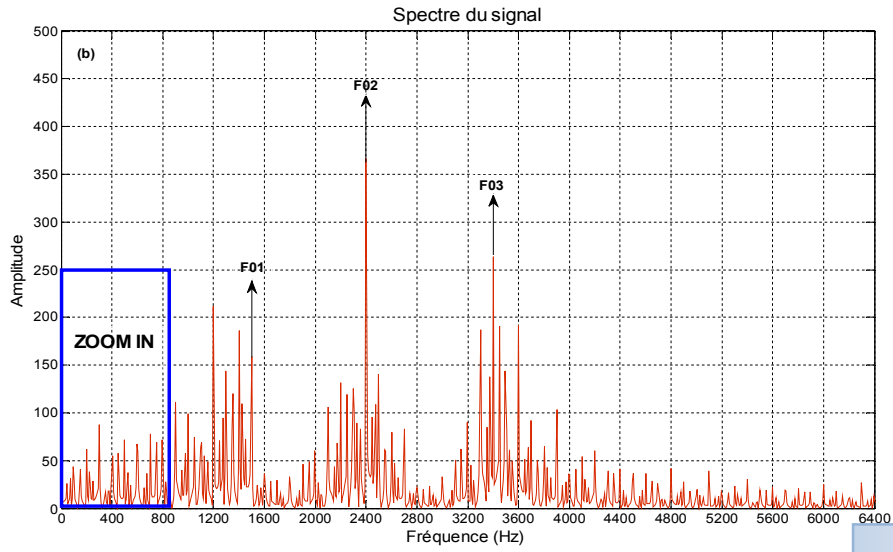
Figure 2.7 : (a) Signal d'un roulement simulant un choc à 100 Hz avec trois fréquences propres et (b) spectre du signal, (c) signal d'enveloppe, (d) spectre d'enveloppe.

3.6.2. Cas de plusieurs défauts et plusieurs fréquences propres

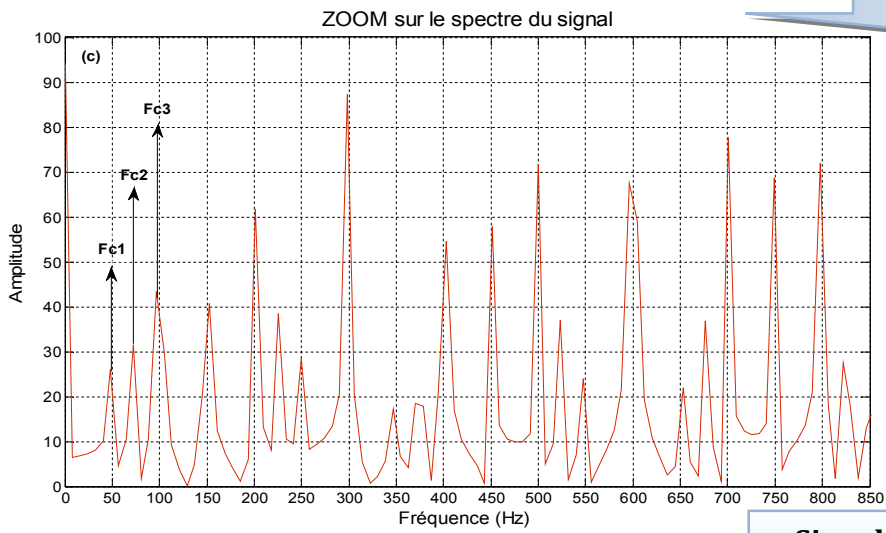
La figure 2.8 (a), (b), présente respectivement, un signal temporel simulant trois chocs : 50 Hz, 75 Hz et 100 Hz, avec trois fréquences propres de 1400 Hz, 2400 Hz et 3400 Hz et son spectre.



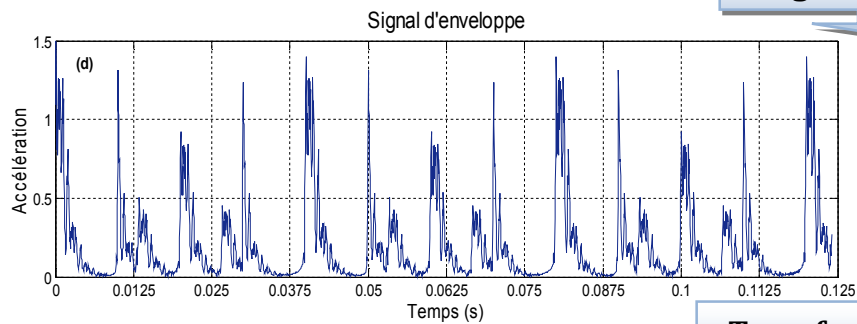
Transformée de Fourier



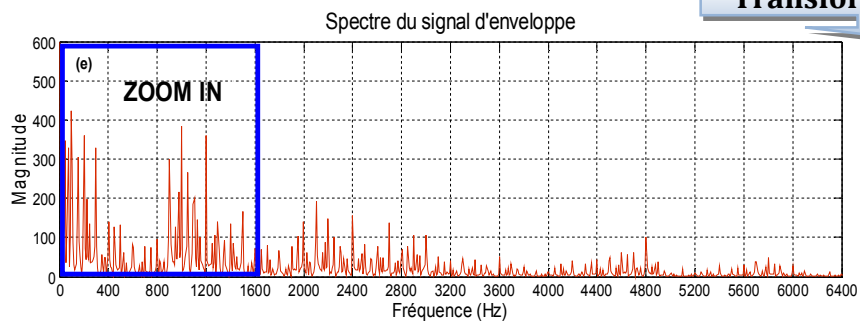
ZOOM



Signal d'enveloppe



Transformée de Fourier



ZOOM

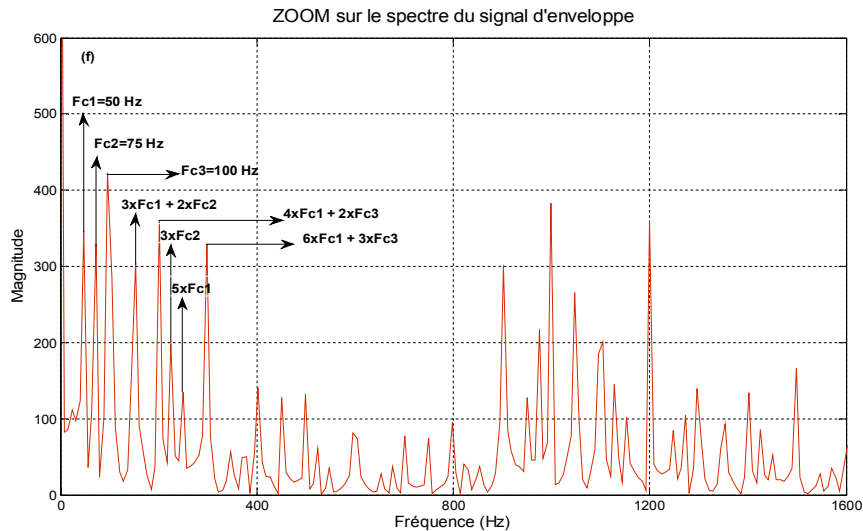


Figure 2.8 : (a) Signal d'un roulement simulant trois chocs à : 100 Hz, 50 Hz, 100 Hz avec les trois fréquences propres précédentes, (b) spectre du signal, (c) zoom sur le spectre, (d) signal d'enveloppe, (e) spectre d'enveloppe (f) zoom sur le spectre d'enveloppe.

Le spectre de la figure 2.8 (b) fait apparaître les trois fréquences de résonances qui sont modulés avec les trois fréquences des chocs. Le zoom sur ce spectre, montre bien les trois fréquences de chocs et leurs harmoniques, comme le dernier cas, ce cas de simulation (trois fréquences propres) est plus proche à la réalité que le premier modèle (une seule fréquence propre). Les autres figures 2.8 (d), (e), représentent respectivement, l'enveloppe du signal, et son spectre (spectre d'enveloppe) et la figure 2.8 (f) représente le Zoom sur le spectre d'enveloppe. Cette dernière montre bien, le phénomène d'augmentation de l'amplitude dans le cas de la combinaison entre deux fréquences de chocs ou la coexistence de deux composantes fréquentielles ayant les mêmes valeurs.

3.7. Le bruit Blanc Gaussien

Le modèle utilisé ne tient pas compte du bruit produit par la réponse de la structure à une excitation impulsionnelle aléatoire induite par l'usure des surfaces de contact, par leur manque de lubrification. Ce bruit est un phénomène aléatoire, il est donc tout à fait possible de le modéliser théoriquement par une fonction aléatoire, qui peut être générée sur Matlab®, ce bruit appelé « Bruit blanc Gaussien ». Donc le signal résultant noté $S_{r_b}(t)$, sera la somme du signal simulé sur la figure 2.3 (c) et le signal du bruit $B(t)$ simulé sur la figure 2.2 (a).

$$S_{r_b}(t) = S_r(t) + B(t) \quad (2.18)$$

Le bruit étant présent dans toute mesure. Il est important de savoir simuler des signaux bruités afin de vérifier la pertinence des méthodes d'analyse. Le bruit blanc Gaussien est le plus utilisé dans la simulation des signaux temporels. L'amplitude du bruit simulé par

la fonction $\mathbf{B}(t)$ est simplement fixée par un coefficient multiplicateur noté \mathbf{B}_r . Pour quantifier le niveau de bruit dans un signal, il est commode d'utiliser un rapport de ce même signal et du bruit, appelé : Signal sur Bruit, en anglais (Signal to Noise Ratio, « SNR »). Ce rapport est généralement donné par la formule suivante :

$$SNR = 20 * \log \left(\frac{\text{energie du signal } S_{rb}(t)}{\text{energie du bruit } B(t)} \right) \quad [dB] \quad (2.19)$$

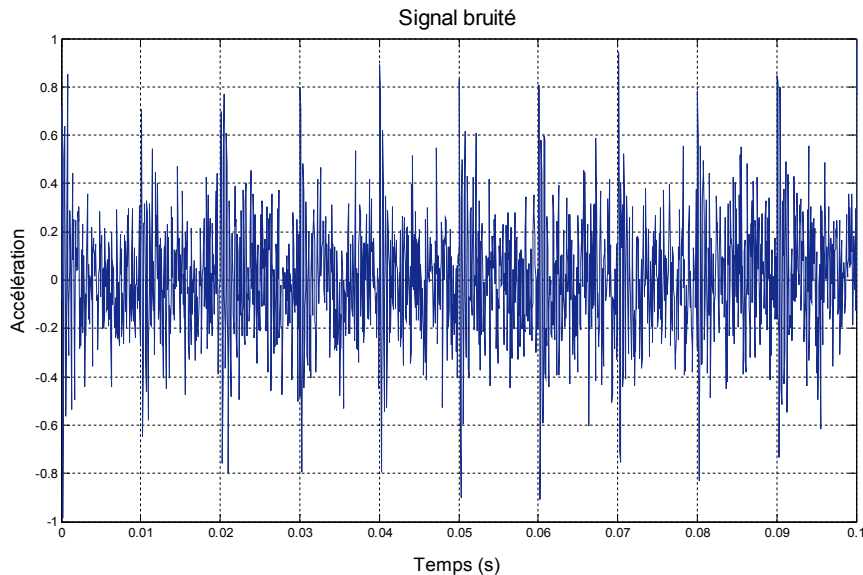


Figure 2.9 : Signal bruité d'un défaut de roulement.

3.8. Le filtrage passe-bande

En pratique, le signal vibratoire délivré par un accéléromètre est en fait la réponse d'un grand nombre de résonances dont les fréquences sont distribuées dans une bande fréquentielle très étendue.

Ces considérations militent en faveur du filtrage passe-bande du signal autour des différentes résonances. Il est donc important de cerner l'incidence du filtrage passe-bande du signal représentant la réponse d'une résonance à une excitation impulsionnelle périodique. Pour simplifier cette étude, on considérera que le signal réponse est filtré avec un filtre passe-bande parfait, par exemple, « *Filtre numérique de Butterworth* » dont la fréquence centrale correspond à la fréquence de résonance et dont la largeur est égale à :

$$B_{fil} = \frac{k_f F_0}{Q} = \frac{k_f}{\pi \tau}, \text{ selon l'équation (2.11)} \quad (2.20)$$

Le signal filtré $S_{filt}(t)$ est égal à :

$$S_{filt}(t) = S(t) * \left[2 B_{fil} \frac{\sin \pi B_{fil} t}{\pi B_{fil} t} e^{j2\pi F_0 t} \right] \quad (2.21)$$

Tels que B_{fil} et k_f sont respectivement la largeur du filtre ou de la bande passante du filtre passe-bande et le facteur de filtrage.

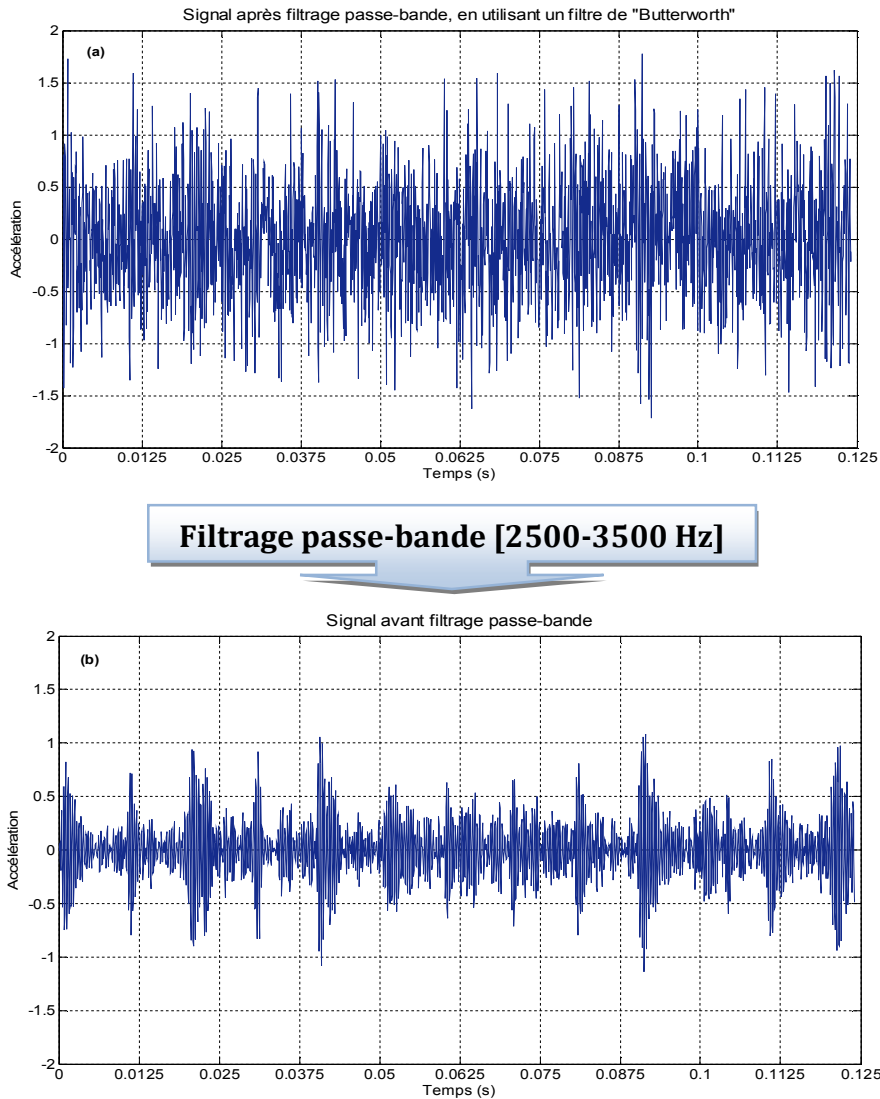


Figure 2.10 : (a) Signal brut, (b) signal filtré avec un filtre passe-bande autour de la fréquence de résonance, utilisant le filtre numérique de « *Butterworth* »

La figure 2.10 (a), représente un signal simulé d'un défaut de roulement ayant une fréquence de choc de 100 Hz, plus du bruit. La figure 2.10 (b), représente le signal filtré autour de la fréquence de résonance égale 3000 Hz.

3.9. Cas de plusieurs composantes de la machine

En pratique, il n'y a pas que le bruit qui pollue le signal utile, les autres composantes de la machines, influent d'une manière remarquable. Ces composantes peuvent avoir pour origine la fréquence de rotation et ses harmoniques (fréquences d'engrènement, mauvais serrage, désalignement, palier instable, jeu,...etc.), par conséquent elles n'ont pas le caractère aléatoire comme le bruit mais plutôt sinusoïdal. De ce fait, il nous semble possible de les introduires dans le modèle sous forme d'un signal somme de quelques sinusoïdes. Le signal résultant $S_{rF}(t)$ donné par l'Eq. (2.22) sera la somme du

signal utile $S_r(t)$, du signal bruit $B(t)$ et du signal somme de sinusôides qu'on notera $S_F(t)$.

$$S_{rF}(t) = S_r(t) + B(t) + S_F(t) \quad (2.22)$$

En plus, il est tout à fait possible de simuler un signal d'un roulement sans défaut en retranchant le signal de chocs $S_r(t)$ de l'équation (2.13).

4. Modélisation et simulation d'un défaut d'engrenages

Les réducteurs (ou multiplicateurs) à engrenages figure 2.11 (a), (b), (c), (d), sont très répandus en mécanique, on les trouve dans tous types d'industries, par exemple : Automobile (boîtes de vitesse), aéronautique (hélicoptères), cimenteries, raffineries. Ce sont des éléments mécaniques très sollicités, complexes à dimensionner et à réaliser (calcul, choix et traitement des matériaux, taillage des dents, . . .), qui peuvent présenter des défaillances limitant leurs durées de vie.



Figure 2.11 : Les Types d'engrenages utilisés dans l'industrie : (a) Engrenage parallèle, (b) Engrenage hélicoïdal, (c) Engrenage conique et (d) Roue et vis sans fin. On s'intéresse dans cette section à la modélisation d'une transmission par engrenages à simple étage ne présentant pas de défauts de fabrication ou de montage. L'arbre moteur

est soumis au couple moteur T_1 , l'arbre récepteur est soumis au couple T_2 dû à la charge imposée à la sortie. Le mouvement de rotation de la transmission est supposé permanent et on se placera dans le cadre des petites perturbations autour de ce mouvement. Lors de la rotation des roues, chaque dent engrène avec leur vis-à-vis. Pour chaque dent, il y a un début de contact, instant pour lequel le couple transmis est quasiment nul, un instant où le contact est plein au niveau du diamètre primitif, pour finir lors du dégageant à une fin du contact pour le couple transmis redevient quasiment nul. Plusieurs dents sont généralement en contact pour assurer le couple et diminuer ses fluctuations. Le rapport de transmission entre la première roue et la deuxième roue s'exprime par :

$$U = \frac{T_2}{T_1} = \frac{Z_{r2}}{Z_{r1}} = \frac{F_{r1}}{F_{r2}} \quad (2.23)$$

avec :

$F_{r1} = \frac{\text{vitesse de rotation } N_1 \text{ en [tr/min]}}{60}$ en [Hz] : La fréquence de rotation de la première roue.

Z_{r1} : Le nombre de dents de la première roue.

$F_{r2} = \frac{\text{vitesse de rotation } N_2 \text{ en [tr/min]}}{60}$ en [Hz] : La fréquence de rotation de la deuxième roue.

Z_{r2} : Le nombre de dents de la deuxième roue.

- ✓ Si $T_1 < T_2 \Rightarrow$ nous avons à faire **un réducteur**.
- ✓ Si $T_1 > T_2 \Rightarrow$ nous avons à faire **un multiplicateur**.
- ✓ Si $T_1 = T_2 \Rightarrow$ nous avons à faire **un inverseur de mouvement**.

Le couple mécanique nominal à la sortie du moteur est défini par la relation suivante:

$$T = \frac{9550 \times \text{Puissance du moteur [Kw]}}{\text{la vitesse de rotation de l'arbre [tr/min]}}, \text{ exprimé en [N.m]} \quad (2.24)$$

4.1. Signal d'engrènement d'un train simple d'engrenage

Une simple transmission par engrenage peut être modélisée par un système à deux degrés de liberté, un pour le pignon et le deuxième pour la roue. Pendant l'engrènement, les dents opposent une raideur de la flexion et un couple d'amortissement visqueux qui dépendent généralement du temps selon qu'un seul ou bien deux couples de dents sont engagés lors de la transmission du mouvement [Cha. 06]. Les vibrations d'un engrenage sont produites principalement par le choc entre les dents des deux roues qui le composent. Ces vibrations, sont traduites par un signal appelé « signal d'engrènement » (figure 2.12) [Kei. 99], il est périodique, et sa fréquence d'engrènement est égale à la fréquence de rotation de l'une des deux roues, multipliée par le nombre de dents de cette roue, Mathématiquement donné par l'expression suivante :

$$F_e = Z_{r1} \times F_{r1} = Z_{r2} \times F_{r2} \quad \text{en [Hz]} \quad (2.25)$$

avec : F_e : La fréquence d'engrènement.

Ce signal d'engrènement est modulé en amplitude et en fréquence à la fois par un signal périodique de période égale à la période de rotation du pignon, et un signal périodique de période égale à la période de rotation de la roue. En général la modulation de fréquence est beaucoup moins importante que la modulation d'amplitude. Pour cela en négligeant les modulations de fréquence, et en utilisant le modèle établi par [Cap. 92], on peut donc modéliser le signal pour l'engrenage sain, de la façon suivante :

$$S_{en}(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_e(t - n \times \tau_e) \quad (2.26)$$

où $\tau_e = 1/F_e$ est la période d'engrènement, $S_e(t)$ est le signal produit par le passage d'une dent au point d'engrènement, de durée τ_e , avec :

$$\tau_e = \frac{T_1}{Z_{r1}} = \frac{T_2}{Z_{r2}} \text{ on peut écrire } \eta = \frac{F_{r2}}{F_{r1}} = \frac{Z_{r1}}{Z_{r2}} = \frac{1}{U} \quad (2.27)$$

donc

- ✓ Si $U > 1 \Rightarrow \eta < 1$ avec η : *Rapport de réduction*
- ✓ Si $U < 1 \Rightarrow \eta > 1$ avec η : *Rapport de multiplication*
- ✓ Si $U = 1 \Rightarrow \eta = 1$ avec η : *Rapport d'inversion*

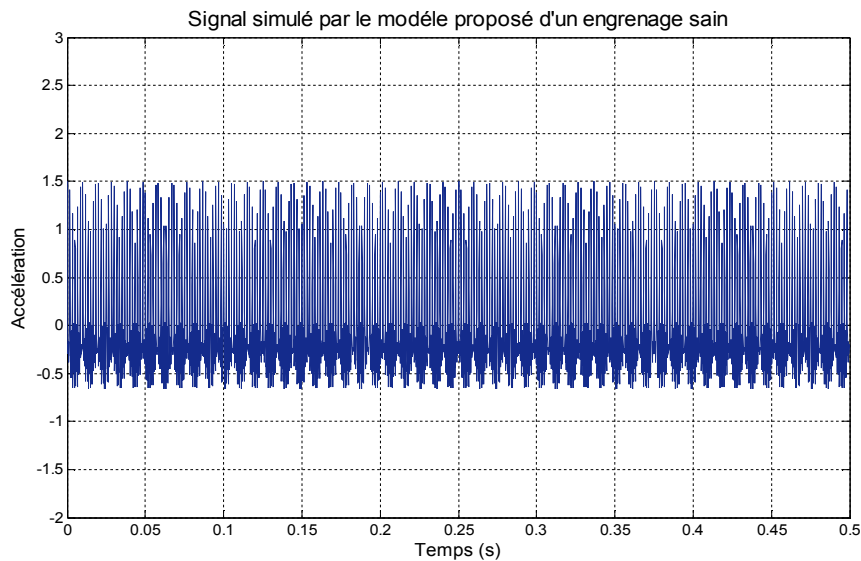


Figure 2.12 : Signal temporel d'un engrenage sain, simulé par le modèle utilisé.

Le signal $S_{en}(t)$ maintenant est modulé en amplitude et en fréquence par des signaux périodiques dont les fréquences sont les fréquences de rotation des deux roues F_{r1} , F_{r2} . Ces modulations peuvent être dues à des changements de vibration produite par une dent d'engrenage défectueuse, un désalignement des axes, ... etc.

La caractéristique importante de ces modulations est qu'elles sont multiplicatives, non additives. C'est pourquoi leur existence se traduit dans le spectre par des bandes

latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement. Ces modulations sont modélisées par [Cap. 92]:

$$\begin{aligned}
 S_{en}(t) = & \left(\sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_e(t - n \times \tau_e) \right) \\
 & * \left(\underset{\text{Roue1}}{\underbrace{1 + \sum_{m=-\infty}^{+\infty} S_{r1}(t - m \times \tau_{r1})}} + \underset{\text{Roue2}}{\underbrace{\sum_{p=-\infty}^{+\infty} S_{r2}(t - p \times \tau_{r2})}} \right) \quad (2.28)
 \end{aligned}$$

Où τ_{r1} et τ_{r2} sont les périodes de rotation des deux roues, données respectivement par les formules suivantes :

$$\tau_{r1} = \frac{1}{F_{r1}}, \quad \tau_{r2} = \frac{1}{F_{r2}} \quad (2.29)$$

$S_{r1}(t)$ et $S_{r2}(t)$ sont les modulations dues aux deux roues prises respectivement sur les durées τ_{r1} et τ_{r2} .

La figure 2.13, montre la signature vibratoire d'un réducteur à engrenage, avec un grand défaut de denture, sur le pignon (roue1) qui comporte 40 dents et tourne avec une fréquence de rotation de 15 Hz.

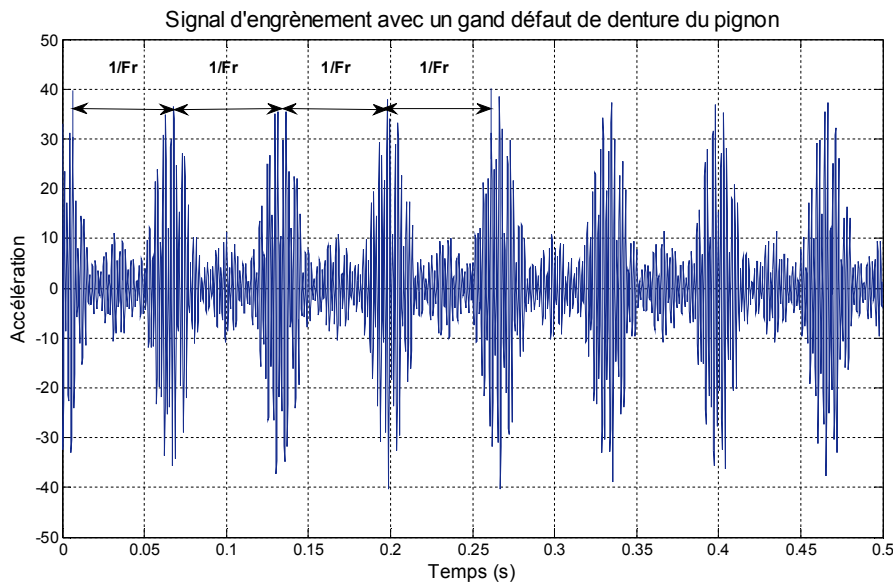


Figure 13 : Signal temporelle d'un engrenage avec grand défaut sur la roue1, simulé par l'expression (2.28).

ou τ_e est la période d'engrènement, τ_{r1} et τ_{r2} celles des modulations, $S_e(t)$ la valeur du signal d'engrènement sur la durée de passage d'une dent, soit τ_e , $S_{r1}(t)$ et $S_{r2}(t)$ sont les modulations sur la durée d'un tour de roue, (c'est-à-dire sur les durées τ_{r1} et τ_{r2} . τ_e , τ_{r1} et τ_{r2} ont en outre la propriété suivante :

En effet, la période d'engrènement est par définition un multiple entier de celles de rotation, donc $\tau_{r1} = Z_{r1} \times \tau_e$ et $\tau_{r2} = Z_{r2} \times \tau_e$.

Les signaux de modulation $S_{r1}(t)$ et $S_{r2}(t)$ sont de faible énergie par rapport au signal d'engrènement $S_e(t)$.

4.2. Spectre du signal

La transformée de Fourier de l'expression somme de trois termes de l'expression (2.28):

- Le premier a pour expression (2.30) où $S_e(f)$ est la représentation fréquentielle du signal d'engrènement. Il s'agit donc d'une famille de raies périodique de période $F_e = 1/\tau_e$.

$$S_e(f) \cdot \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta\left(f - \frac{n}{\tau_e}\right) \quad (2.30)$$

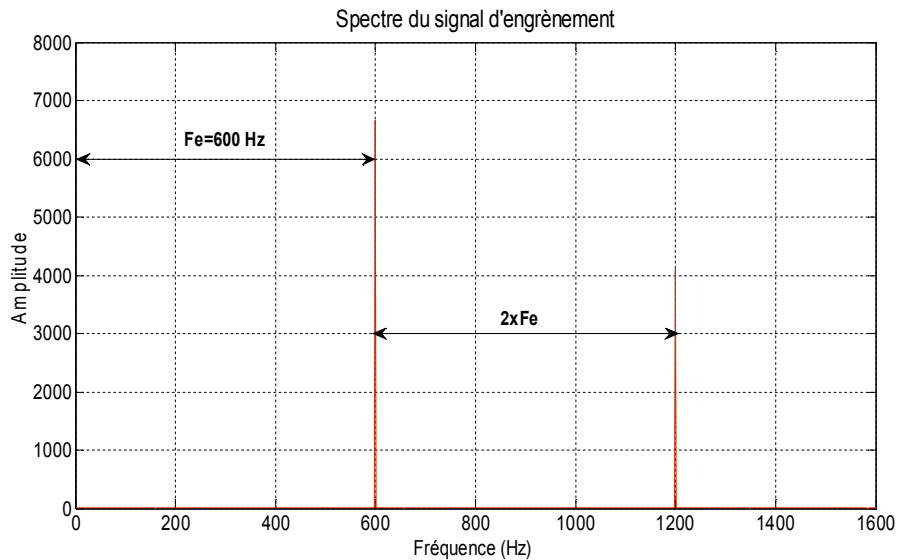


Figure 2.14 : Série de raies représentatives du phénomène d'engrènement.

- Les deux autres termes, ont comme transformée de Fourier les expressions suivantes :

$$\left| \begin{array}{l} \text{Roue 1} \Rightarrow \left(S_e(f) \cdot \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \delta\left(f - \frac{n}{\tau_e}\right) \right) * \left(S_{r1}(f) \cdot \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \delta\left(f - \frac{m}{\tau_{r1}}\right) \right) \end{array} \right. \quad (2.31)$$

$$\left| \begin{array}{l} \text{Roue 2} \Rightarrow \left(S_e(f) \cdot \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \delta\left(f - \frac{n}{\tau_e}\right) \right) * \left(S_{r2}(f) \cdot \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \delta\left(f - \frac{p}{\tau_{r2}}\right) \right) \end{array} \right. \quad (2.32)$$

Les expressions (2.31) et (2.32) sont représentatifs des modulations. Ils se présentent sous forme de bandes latérales, c'est-à-dire de familles de raies réparties autour des harmoniques d'engrènement à des distances multiples de $1/\tau_{r1}$ ou $1/\tau_{r2}$, et ayant pour

amplitude, l'amplitude de $S_{r1}(f)$ et $S_{r2}(f)$ respectivement pondérée par celle de l'harmonique d'engrènement considéré, voir figure 2.15 (b).

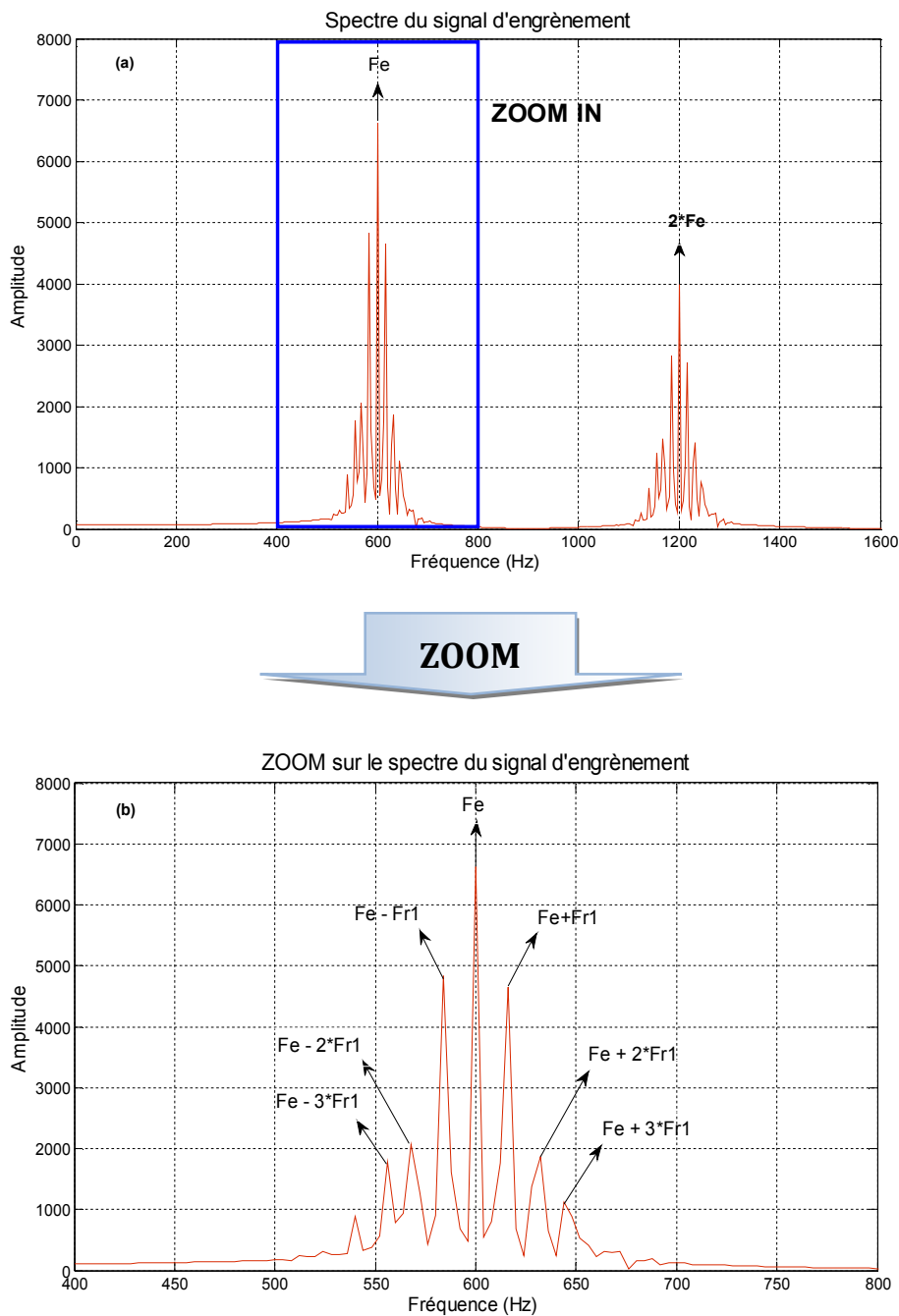


Figure 2.15 : (a) Spectre représentatif des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement, (b) zoom sur le spectre.

Si on veut qu'on aille plus proche de la réalité, on ajoute un bruit de fond au signal simulé et on obtient le signal et son spectre de puissance représenté sur la figure 2.16 (a), (b) et (c).

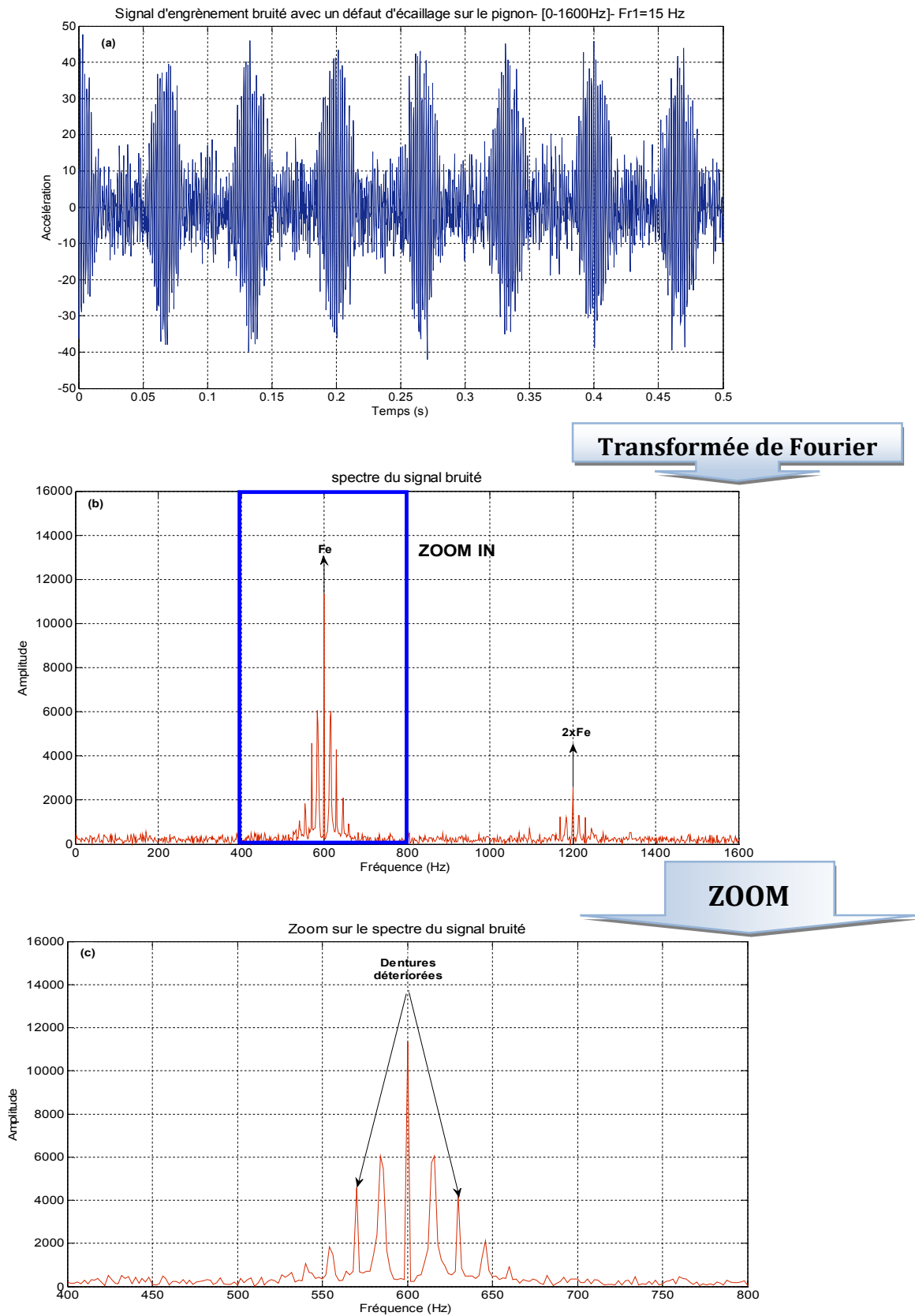


Figure 2.16 : (a) Signal d'un pignon de 40 dents, à denture détérioré tournant à une fréquence de rotation de 15 Hz, (b) son spectre, avec (c) zoom sur le spectre.

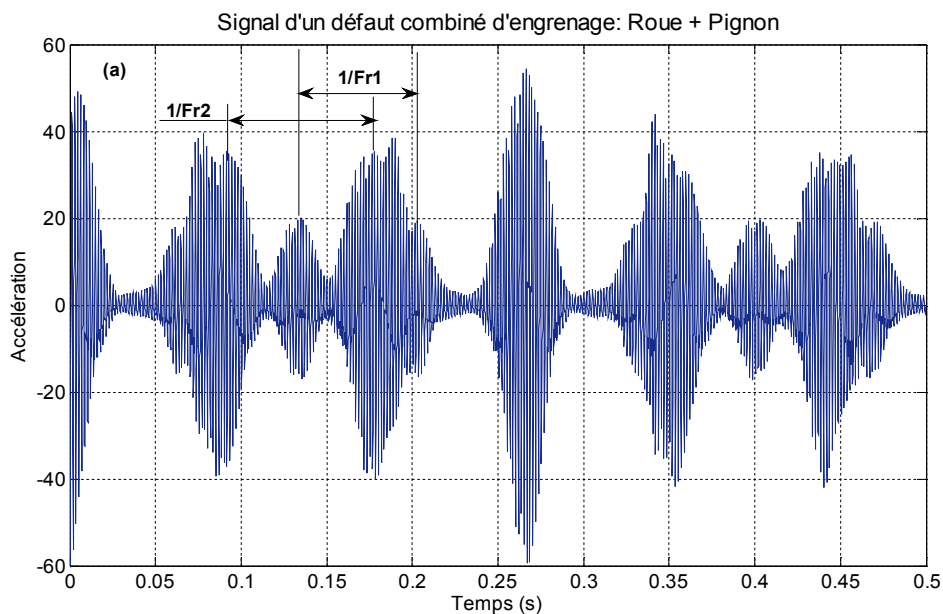
Dans le cas de deux dégradations localisées c'est à dire une dent détérioré sur chaque roue, il y aura un troisième train d'impulsions de période plus grande que les périodes fondamentales τ_{r1} et τ_{r2} , qui va apparaitre sur le spectre par une fréquence fondamentale inférieure à celles des deux roues appelée « fréquence de coïncidence, notée : F_{co} », donnée par la relation suivante :

$$F_{co} = \frac{F_e}{PPCM} = \frac{Z_{r1} \times F_{r1}}{PPCM} = \frac{Z_{r2} \times F_{r2}}{PPCM} \quad (2.33)$$

PPCM : le plus petit commun multiple entre Z_{r1} et Z_{r2} .

En plus de l'apparition de la fréquence de coïncidence, la fréquence d'engrènement sera modulée par les deux fréquences des deux arbres porteurs les deux roues.

On peut simuler le défaut combiné d'engrenage (roue + pignon), par le même modèle de l'Eq. 2.28, mais dans ce cas, le signal est modulé par les deux fréquences de rotations, de l'arbre d'entrée (défaut du pignon) et de l'arbre de sortie (défaut de la roue). La figure 2.17 (a), représente un signal temporel d'un défaut combiné d'engrenage simulant un moyen défaut sur le pignon de 40 dents et un grand défaut sur la roue de 53 dents, avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 15 Hz. La figure 2.17 (b) représente le spectre du signal. Le zoom sur le spectre de la figure 2.17 (c), montre bien la modulation de la fréquence d'engrènement $F_e = 600 \text{ Hz}$, par les deux fréquences de rotations, $F_{r1} = 15 \text{ Hz}$ pour l'arbre d'entrée porteur du pignon et $F_{r2} = 12 \text{ Hz}$ de sortie porteur de la roue.



Transformée de Fourier

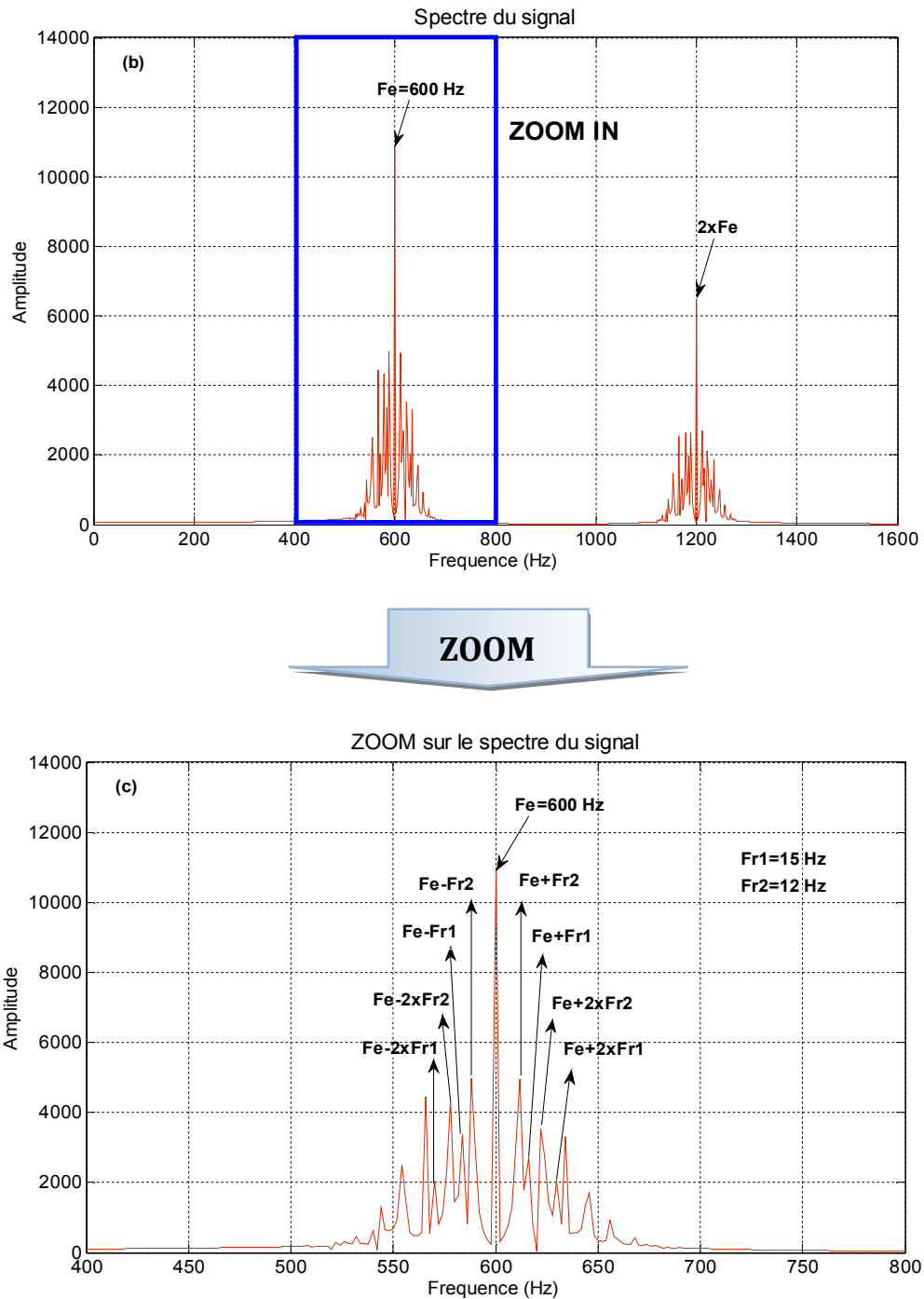


Figure 2.17 : Signal d'un défaut combiné d'engrenage roue+pignon, (a) signal d'engrènement sans bruit, (b) son spectre, et (c) zoom sur le spectre.

On additionne un bruit blanc Gaussien au signal de la figure 2.17 (a), il nous donne le signal de la figure 2.18 (a), avec son spectre, figure 2.18 (b) et le zoom sur le spectre, figure 2.18 (c).

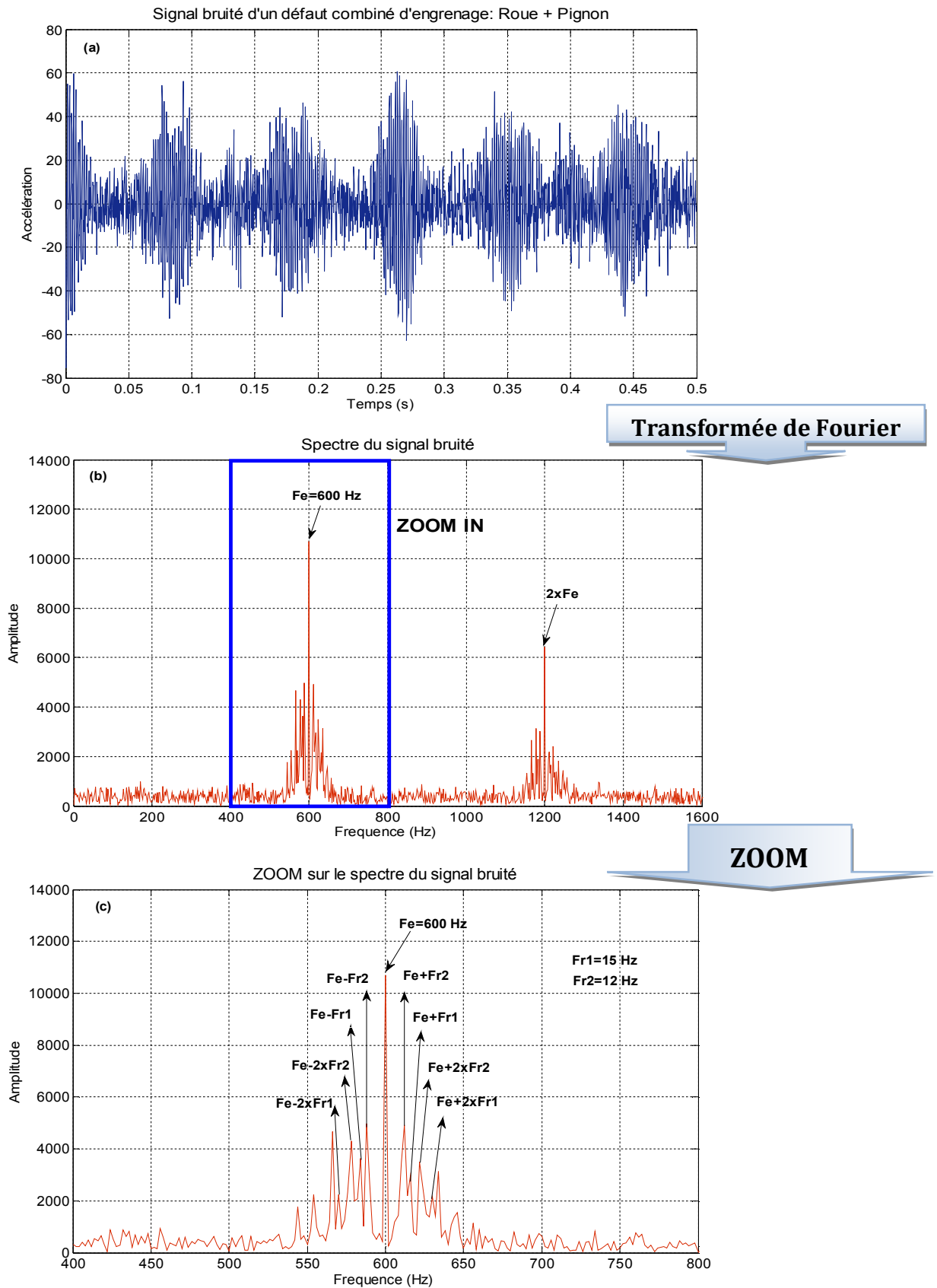


Figure 2.18 : Signal bruité d'un défaut combiné d'engrenage, (a) signal d'engrènement bruité, (b) son spectre et (c) zoom sur le spectre.

En résumé, le signal acquis d'un réducteur (ou multiplicateur) avec une dent d'engrenage défectueuse a les caractéristiques suivantes :

- La présence de modulation.
- Les fréquences caractéristiques de défauts, sont focalisées dans la région de basse fréquence.
- Le signal modulé peut être non-stationnaire dû à la fluctuation de vitesse des engrenages/arbre, des variations de lubrification, et des chocs produits par un défaut.
- Pendant le développement d'un premier défaut, la modulation de l'amplitude du signal provoquée par le défaut est petite.

La difficulté, concernant les engrenages, est de juger la gravité des défauts. En effet, même sur une machine en bon état, on obtient ces images. Seule l'augmentation des amplitudes des bandes latérales, permet de diagnostiquer une dégradation de l'engrènement.

On peut néanmoins retenir deux règles toujours vérifiées :

- si les amplitudes du peigne de raies ne dépassent pas celle de la fréquence centrale F_e , l'engrènement peut être considéré comme en bon état ;
- un zoom présentant une image dissymétrique des modulations autour de la fréquence centrale est caractéristique d'un engrènement dégradé.

4.3. Méthode de la démodulation d'amplitude et de phase

Certains défauts d'engrenage, manifestent leurs présences par une modulation d'amplitude et de fréquence du signal d'engrènement. Il est donc possible à partir des méthodes de démodulation d'amplitude et de phase de détecter la présence d'un défaut [Fan.06]. Partant d'un modèle mathématique simple de signal vibratoire d'engrènement a calculé l'influence des modulations d'amplitude et de phase dues à un défaut localisé.

Si on considère un engrenage dont le signal vibratoire est moyenné de manière synchrone par rapport à la fréquence F_r de rotation d'une roue de Z_r dents, on a :

$$S_{en}(t) = \sum_{m=0}^M X_m \cos(2\pi m Z_r F_r t + \phi_m) \quad (2.34)$$

M : Nombre d'harmoniques d'engrènement, X_m est l'amplitude de l'harmonique m . Si l'engrenage comporte maintenant un défaut, tel que, un écaillage de denture, cela se traduira par une modulation d'amplitude, et de phase, du signal d'engrènement. Ces modulations sont représentées par les fonctions $a_m(t)$ et $b_m(t)$ données par :

$$a_m(t) = \sum_{n=0}^{M'} A_{mn} \cos(2\pi n F_r t + \alpha_{mn}) \quad (2.35)$$

$$b_m(t) = \sum_{n=0}^{M'} B_{mn} \cos(2\pi n F_r t + \beta_{mn}) \quad (2.36)$$

M' : Nombre de bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et leurs harmoniques.

Le signal modulé est donné par :

$$S_{en}(t) = \sum_{m=0}^M X_m (1 + a_m(t)) \cos(2\pi m Z_r F_r t + \phi_m + b_m(t)) \quad (2.37.a)$$

$$= \sum_{m=0}^M X_m \left(1 + \sum_{n=0}^{M'} A_{mn} \cos(2\pi n F_r t + \alpha_{mn}) \right) \times \cos \left(2\pi m Z_r F_r t + \phi_m + \sum_{n=0}^{M'} B_{mn} \cos(2\pi n F_r t + \beta_{mn}) \right) \quad (2.37.b)$$

Dans le spectre, la modulation d'amplitude créera des raies latérales autour des pics d'engrènement. L'espacement de ces raies est égal à la fréquence de rotation de la roue portant le défaut. L'étendue des raies latérales dépend étroitement de la forme du signal modulant. Si on réalise un filtrage passe bande autour de l'harmonique d'engrènement le plus énergétique, on obtient l'expression suivante :

$$A_m(t) = X_m (1 + a_m(t)) \cos(2\pi m Z_r F_r t + \phi_m + b_m(t)) \quad (2.38)$$

On peut donc à partir des hypothèses formulées précédemment, faire une démodulation d'amplitude et de phase sur le signal $A_m(t)$.

L'outil utilisé pour extraire l'amplitude et la phase de ce signal est la transformation de Hilbert. En effet l'expression $A_m(t)$ peut être vue comme étant la partie réelle du signal complexe analytique $C_m(t)$ défini par :

$$C_m(t) = A_m(t) + j H(A_m(t)) \quad (2.39)$$

avec $H(A_m(t))$ est la transformée d'Hilbert de $A_m(t)$.

On obtient donc pour expression de $C_m(t)$:

$$C_m(t) = X_m(t) \cdot (1 + a_m(t)) \cdot e^{j(2\pi m Z_r F_r t + \phi_m + b_m(t))} \quad (2.40)$$

A partir du signal analytique, on peut donc obtenir une estimation de la modulation d'amplitude et de phase. On aura donc :

➤ Pour la démodulation d'amplitude :

$$a_m(t) = \frac{|C_m(t)|}{X_m} - 1 \quad (2.41)$$

➤ Pour la démodulation de phase :

$$b_m(t) = \text{Arg}(C_m(t)) - (2\pi m Z_r F_r t + \phi_m) \quad (2.42)$$

Plusieurs chercheurs ont utilisés cette méthode de démodulation pour détecter les défauts de fissure en pied de denture, le premier qui a introduit cet outils c'est Mc. Fadden en 1986, après celle de [Bel. 07]. La figure 2.19, montre un spectre d'enveloppe

d'un signal simulé, avec un grand défaut sur le pignon qui comporte 40 dents d'un réducteur entraîné par un moteur qui tourne avec une fréquence de rotation 25 Hz. Ce spectre montre bien la fréquence de rotation et ses harmoniques qu'ils sont difficile à distinguer sur le signal brut.

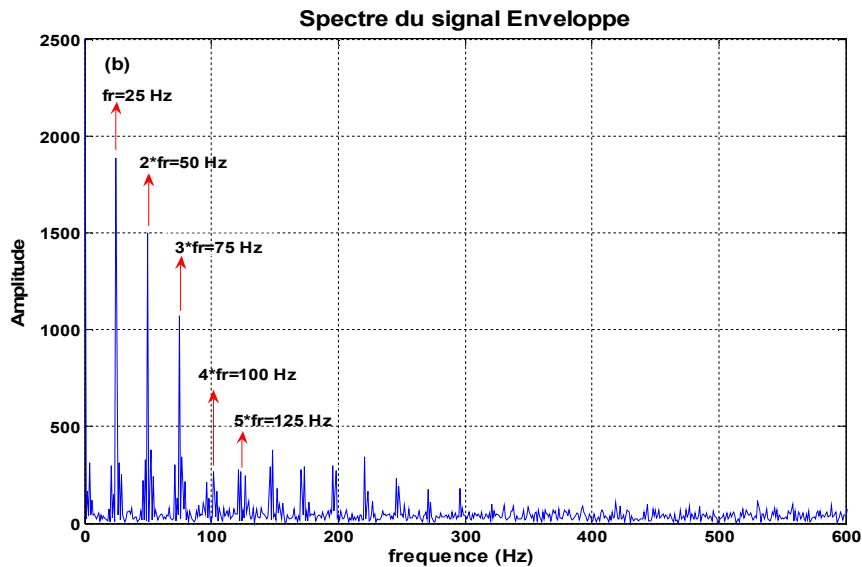


Figure 2.19: Spectre d'enveloppe, en présence d'un défaut d'écaillage sur le pignon.

Le modèle de C. Capdessus utilisé précédemment ne concerne que les défauts d'engrenages localisés tels qu'on avait cités dans la recherche bibliographique (Chap. 1. §6.1). Dans le paragraphe suivant, on va présenter un autre modèle qui nous aide d'une part à modéliser (simuler numériquement) les défauts localisés sur une ou plusieurs dents d'engrenage, et d'autre part, les défauts répartis. Ce modèle est utilisé par : F. Chaari, T. Fakhfakh et M. Haddar, dans le cadre de la simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenages en présence de défauts de dents [Cha. 06]. Dans un premier temps, la paire de roues est supposée parfaite. Ensuite, une modélisation d'un défaut réparti puis un défaut localisé sur le pignon ou sur la roue ont été considérés.

4.4. Autre modèle de simulation des défauts d'engrenage

4.4.1. Dentures saines

La réponse de ce modèle est représentée par la même figure 2.12, du modèle précédent, et elle est donnée par l'Eq. (2.26).

4.4.2. Défaut de dents

4.4.2.1. Défauts localisés

L'amorçage d'un défaut sur une dent va donc se traduire par des impulsions dans la réponse temporelle, qui vont se répéter à chaque engrenement de cette dent, parce que, le défaut est modélisé par la fréquence de rotation de l'arbre comportant la roue détériorée (figure 2.13). Le signal associé à ce défaut va être modulé en amplitude dû à

l'engrènement et on aura un spectre plus complexe, caractérisé par l'apparition de bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques. De façon générale, la fonction modulante est donnée par l'équation suivante :

$$a_{m_l}(t) = \sum_{n=0}^{N'} A_{mn_l} \cos(2\pi n F_r t + \alpha_{mn_l}) \quad (2.43)$$

N' : Le nombre des modulations.

La réponse $S_{en_l}(t)$ du modèle va s'écrire sous la forme :

$$S_{en_l}(t) = \sum_{m=0}^M X_{m_l} (1 + a_{m_l}(t)) \cos(2\pi m Z_r F_r t + \phi_{m_l}) \quad (2.44)$$

4.4.2.2. Défauts répartis

Dans le cas de défauts répartis, la réponse $S_{en}(t)$ peut dans ce cas s'écrire :

$$S_{en_r}(t) = \sum_{m=0}^M X_{m_r} (1 + a_{m_r}(t)) \cos(2\pi m Z_r F_r t + \phi_{m_r}) \quad (2.45)$$

avec :

$$a_{m_r}(t) = \sum_{n=0}^{N'} A_{mn_r} \cos(2\pi n Z_r F_r t + \alpha_{mn_r}) \quad (2.46)$$

$a_{m_r}(t)$: étant le signal du défaut modulant en amplitude celui de l'engrènement.

Le défaut réparti sur toutes les dents se manifeste sur le spectre par une augmentation de l'amplitude de la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.

Le comportement dynamique du système de transmission est marqué par la fréquence d'engrènement et ses harmoniques. L'analyse de Fourier de la réponse du modèle confirme ce résultat. Un défaut d'engrenages survenant au cours du fonctionnement affecte essentiellement les dents de la roue ou du pignon. Il peut être localisé ou réparti. Il se manifeste par une chute périodique de la raideur de l'engrènement, de période, selon le type du défaut, celle de la rotation de la roue comportant le défaut ou bien celle de l'engrènement. La réponse du modèle dynamique à de tels défauts a été étudiée. Cette réponse est caractérisée par une modulation d'amplitude des composantes de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques par la périodicité du défaut.

Dans le cas de défauts localisés, l'analyse de Fourier permet de mettre en évidence l'aspect de modulation d'amplitude par l'apparition de raies latérales dans le spectre de la réponse aux fréquences de rotation, notamment à la fréquence de rotation de la roue comportant le défaut. L'analyse cepstrale a l'avantage d'extraire cette fréquence qui traduit le défaut. Elle est d'autant plus utile que les vitesses de rotation sont basses et que le nombre d'étages de la transmission multiple, car dans ce cas, le paquet de raies des bandes latérales présent dans le spectre de la réponse devient très compact et difficile à discerner surtout en présence d'autres composantes spectrales provenant de

machines adjacentes. Dans le cas de défauts répartis, l'analyse de Fourier semble être suffisante pour détecter ce type de défauts.

5. Modélisation et simulation d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement

Tous les travaux récents, concernant la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire et ses outils de détection des défauts (l'analyse spectrale, la détection d'enveloppe, et le cepstre,...etc.) soit dans les engrenages ou les roulements, ont traité chaque cas à part (isolé) c'est-à-dire, la détection des défauts isolés d'engrenage et celle de roulements. Pour cela, on propose de faire dans ce travail la combinaison entre les deux types de défauts pour traité le cas des défauts combinés (mixtes) d'engrenage et de roulements.

Avant de passer au plan expérimental et la simulation d'un tel défaut combiné, on a essayé de modéliser et de simulé numériquement ce type de défaut sous Matlab®, et de faire une optimisation des indicateurs de détection de ce type de défaut.

La simulation numérique d'un défaut mixte (Engrenage+Roulement) peut être donnée en faisant la sommation des deux modèles donnés précédemment de chacun type de défaut. Le signal obtenu, mathématiquement donné par :

$$S_m(t) = S_r(t) + S_{en}(t) \quad (2.47)$$

En substituant les équations (2.13) et (2.28) dans (2.47), on obtient :

$$S_m(t) = \left(A e^{-t/\tau} \sin 2\pi F_L t \right) * \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - k T_d) + \left(\sum_{n=-\infty}^{+\infty} S_e(t - n \times \tau_e) \right) * \left(1 + \sum_{m=-\infty}^{+\infty} S_{r1}(t - m \times \tau_{r1}) + \sum_{p=-\infty}^{+\infty} S_{r2}(t - p \times \tau_{r2}) \right) \quad (2.48)$$

Si on prend en considération le bruit aléatoire $B(t)$ généré par le fonctionnement de la machine comportant les composants défectueux tels que les roues d'engrenage et les paliers à roulements détériorés, l'Eq. (2.45) devient sous la forme :

$$S_m(t) = S_r(t) + S_{en}(t) + B(t) \quad (2.49)$$

Sur la figure 2.20 (a), (b), nous présentons respectivement le signal d'un défaut combiné et son spectre. Le zoom 1, sur la fréquence d'engrènement figure 2.20 (c), montre clairement la modulation de cette dernière par la fréquence de rotation de la roue qui comporte le défaut. Le zoom 2 sur la fréquence propre du roulement figure 2.20 (d) fait apparaître la modulation de cette dernière par la fréquence du défaut présent sur la bague extérieure BPFO qui sont amplifiées par la fonction de transfert du roulement.

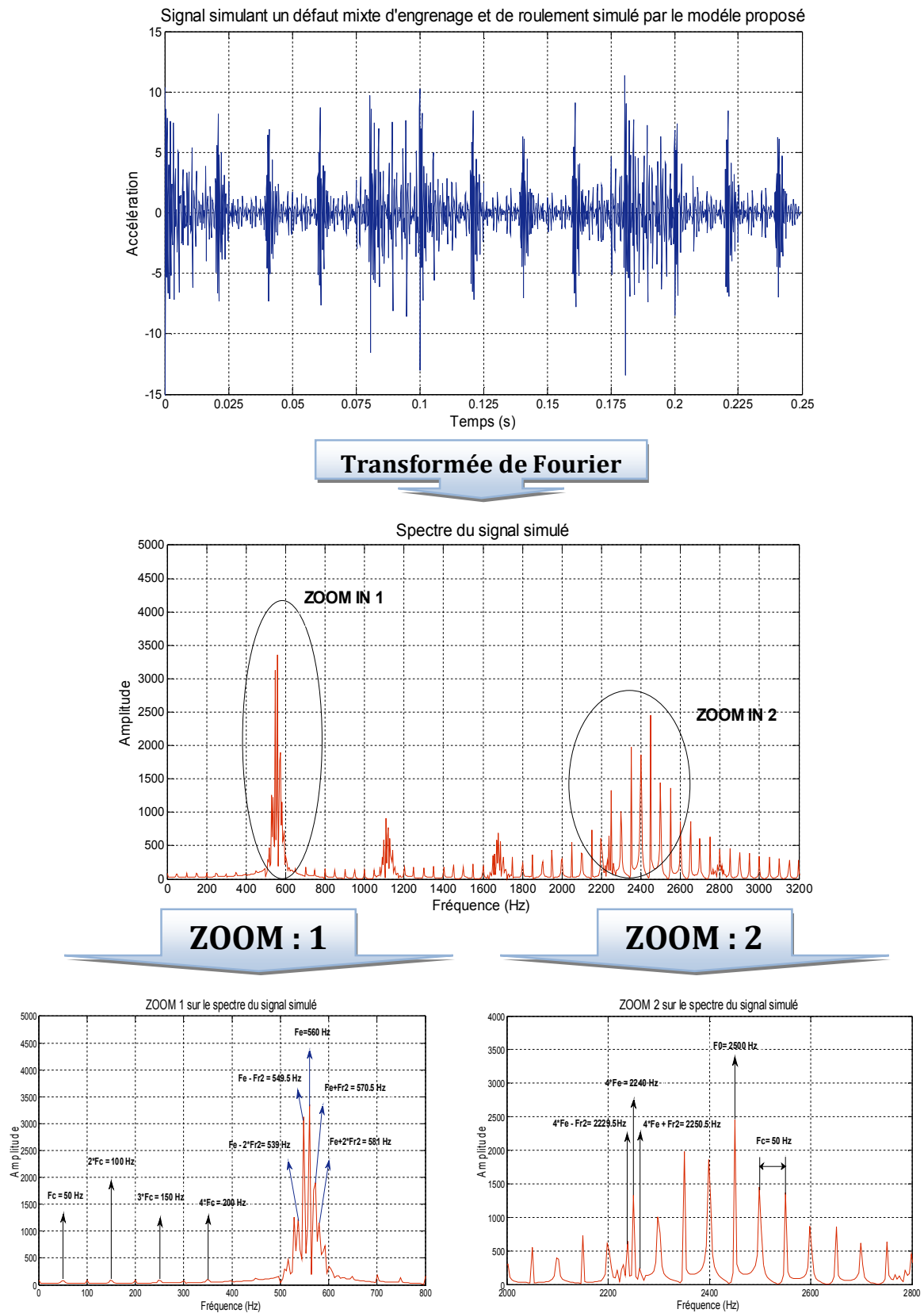


Figure 2.20 : (a) Signal d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement simulé, avec $Fr1=14$ Hz et $Fc=50$ Hz, (b) spectre du signal, (c) et (d) zoom sur le spectre.

Le cas précédent, représente deux défauts combinés seulement tels que, un défaut de roulement (BPFO) et un pour l'engrenage (roue). Pour avoir plus de défauts et pour montrer la capacité de notre modèle mathématique de simuler plusieurs défauts combinés, nous avons met en évidence une combinaison de cinq défauts, deux défauts pour l'engrenage (les mêmes défauts de la figure 2.17, mais avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 25 Hz), et trois défauts pour les roulements (les mêmes défauts de la figure 2.8), avec trois fréquences propres, 1200 Hz, 2400 Hz et 4500 Hz. La figure 2.21 (a) montre le signal simulé sans addition du bruit, et (b) son spectre.

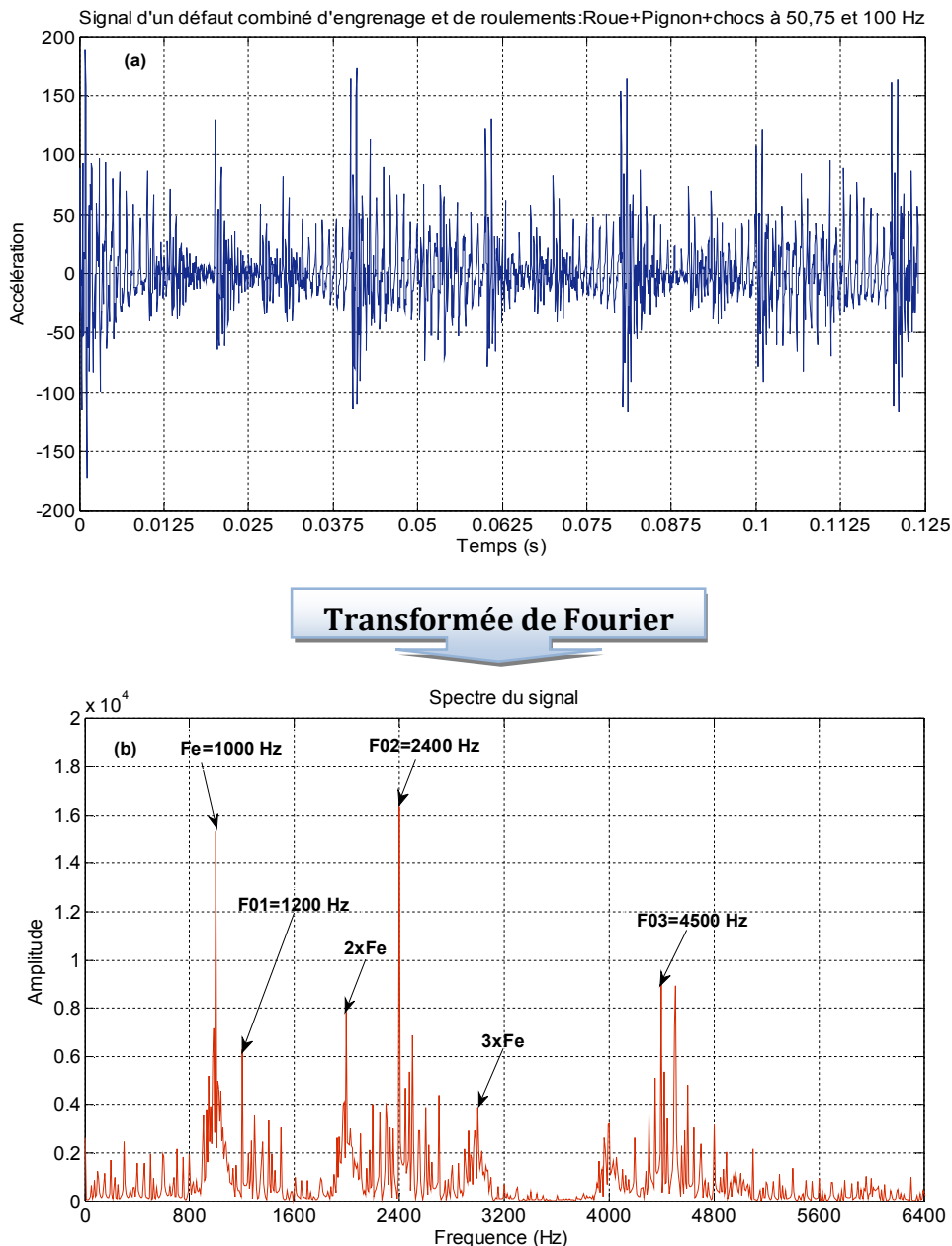


Figure 2.21 : (a) Signal d'un défaut combiné d'engrenage et de roulement simulant cinq défauts combinés, deux pour l'engrenage et trois pour les roulements, et (b) son spectre.

6. Comparaisons entre le signal simulé et le signal mesuré

Sur la figure 22, (a) et (b), nous représentons le signal simulé d'un défaut combiné d'un roulement (BPFO=45 Hz) et d'engrenage (roue), pour une fréquence de rotation 14 Hz de l'arbre d'entrée, et son spectre. Sur la même figure 22 (c) et (d) nous présentons respectivement, le signal mesuré pour les mêmes caractéristiques cinématiques (défauts, fréquences caractéristiques), et son spectre.

Les signaux mesuré et simulé sont très semblables et leurs spectres montrent clairement la fréquence d'engrènement et son harmonique plus la fréquence propre du roulement modulé par la fréquence du défaut BPFO. Ce dernier résultat valide d'une manière implacable le modèle de simulation des défauts combiné que nous avons présenté. Le modèle de simulation des défauts combinés reste valide même pour plus de deux défauts.

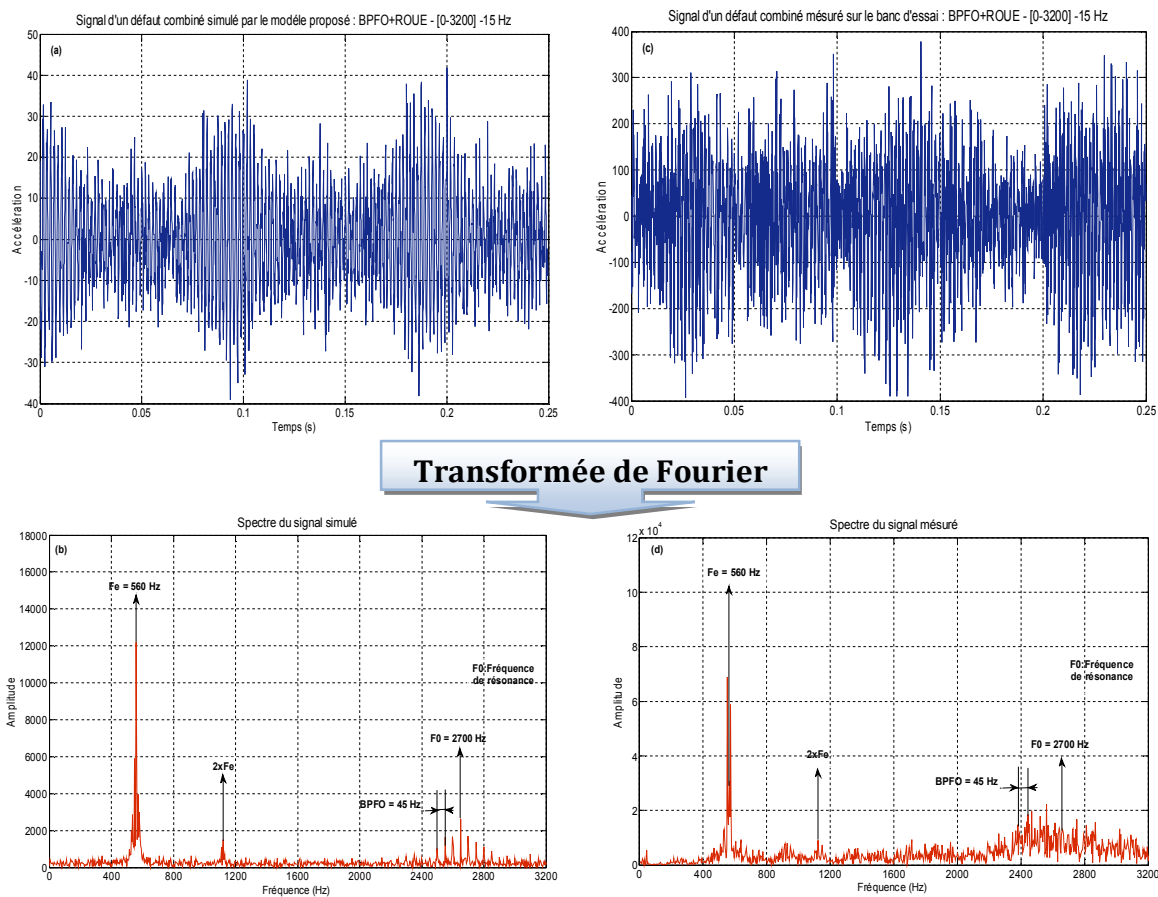
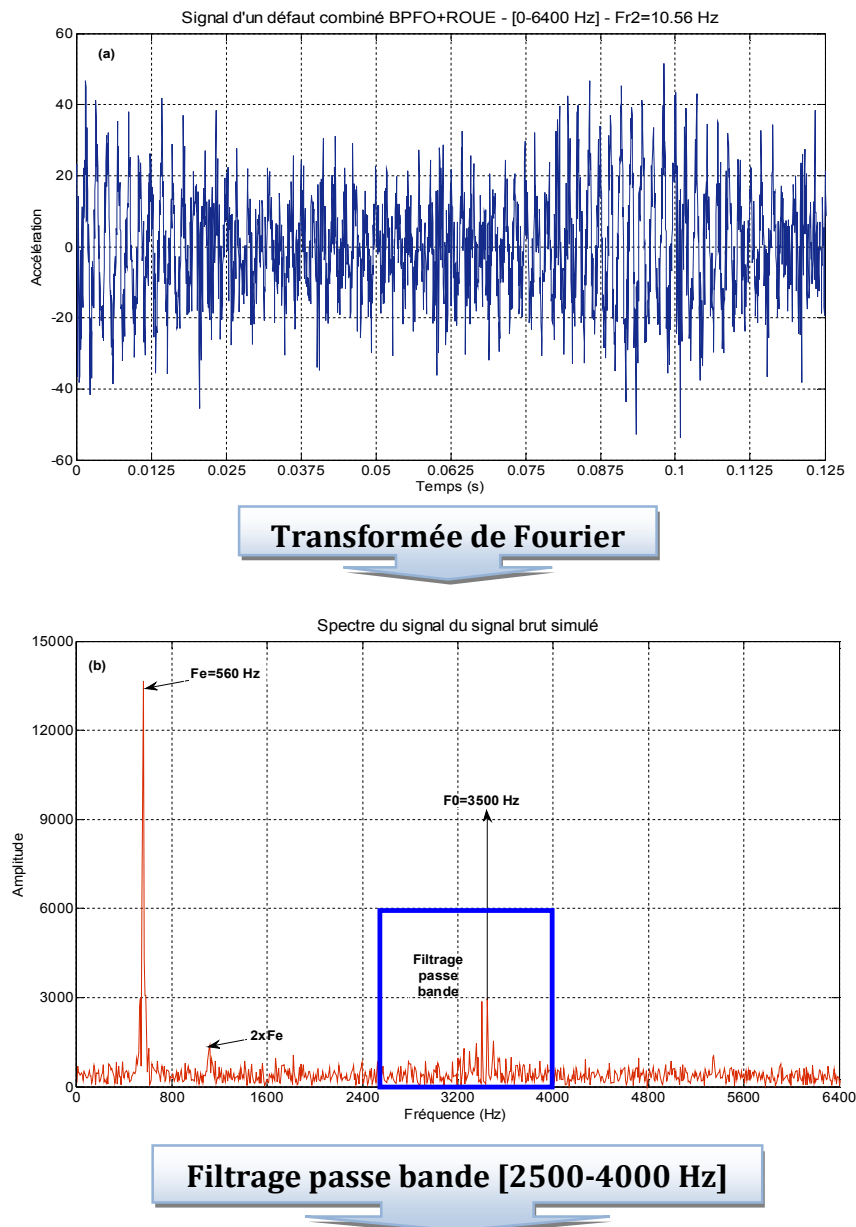


Figure 2.22 : (a) Signal d'un défaut combiné simulé, (b) son spectre, (c) signal d'un défaut combiné mesuré et (d) son spectre

7. Application de la méthode d'enveloppe pour la détection d'un défaut combiné

Nous présentons sur la figure 2.23 (a) et (b), un signal simulant un défaut combiné d'engrenage et de roulement et son spectre. Si on effectue un filtrage passe bande autour de la fréquence propre du roulement $F_0=3500$ Hz. Nous constatons que sur le signal filtré (figure 2.23 (c)), apparait d'une manière très claire les chocs (impacts) du défaut de roulement. Le calcul de l'enveloppe et de son spectre figure 2.23 (d), montre bien le défaut du roulement BPFO et ces harmoniques.



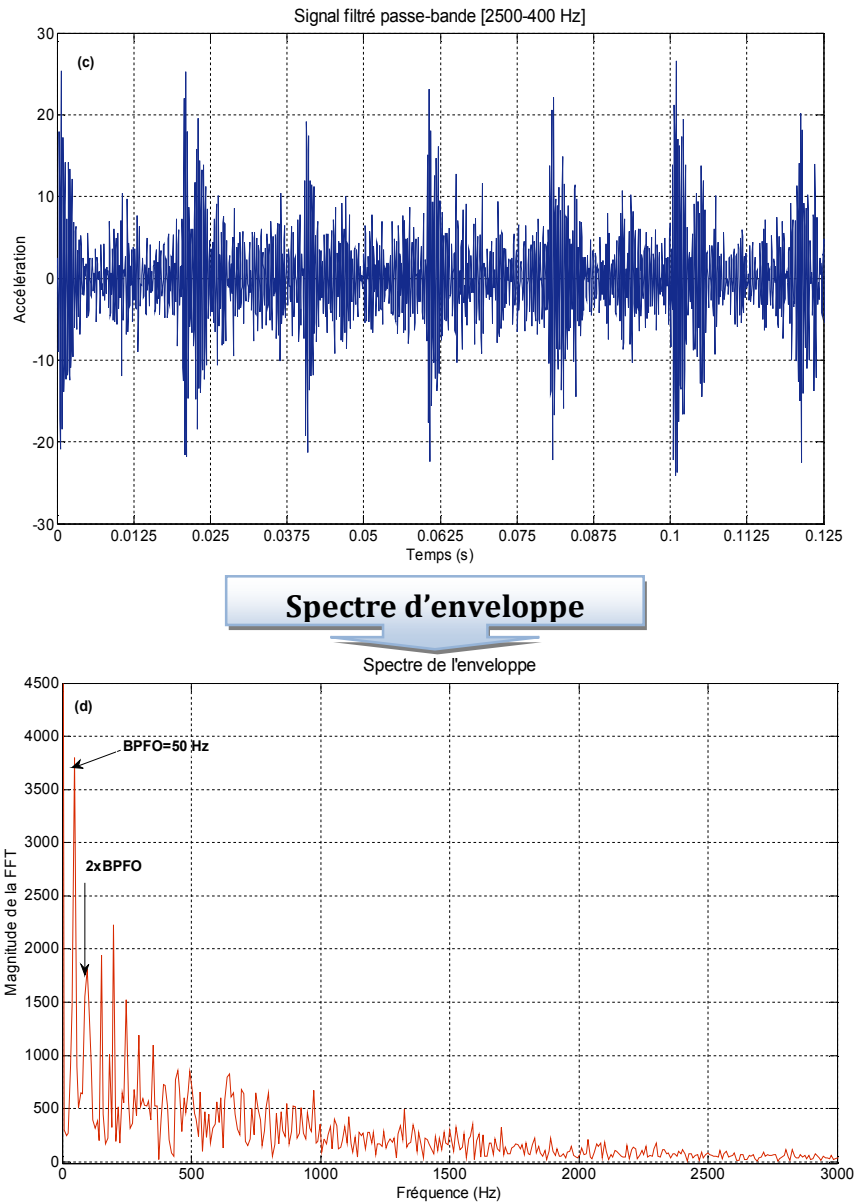


Figure 2.23 : (a) Signal d'un défaut combiné simulé (BPFO+Roue), (b) son spectre, (c) signal filtré entre [2500–4000 Hz] et (d) son spectre d'enveloppe.

8. Etude statistique et optimisation paramétrique

8.1. Influence de la vitesse de rotation et la fréquence maximale

Sur la figure 2.24 (a), nous présentons le kurtosis en fonction de la vitesse de rotation et la fréquence maximale. On constate que le kurtosis est optimale pour une vitesse de rotation faible et la fréquence maximale la plus élevée, ce résultat a été montré dans la thèse de [Dje. 08_a].

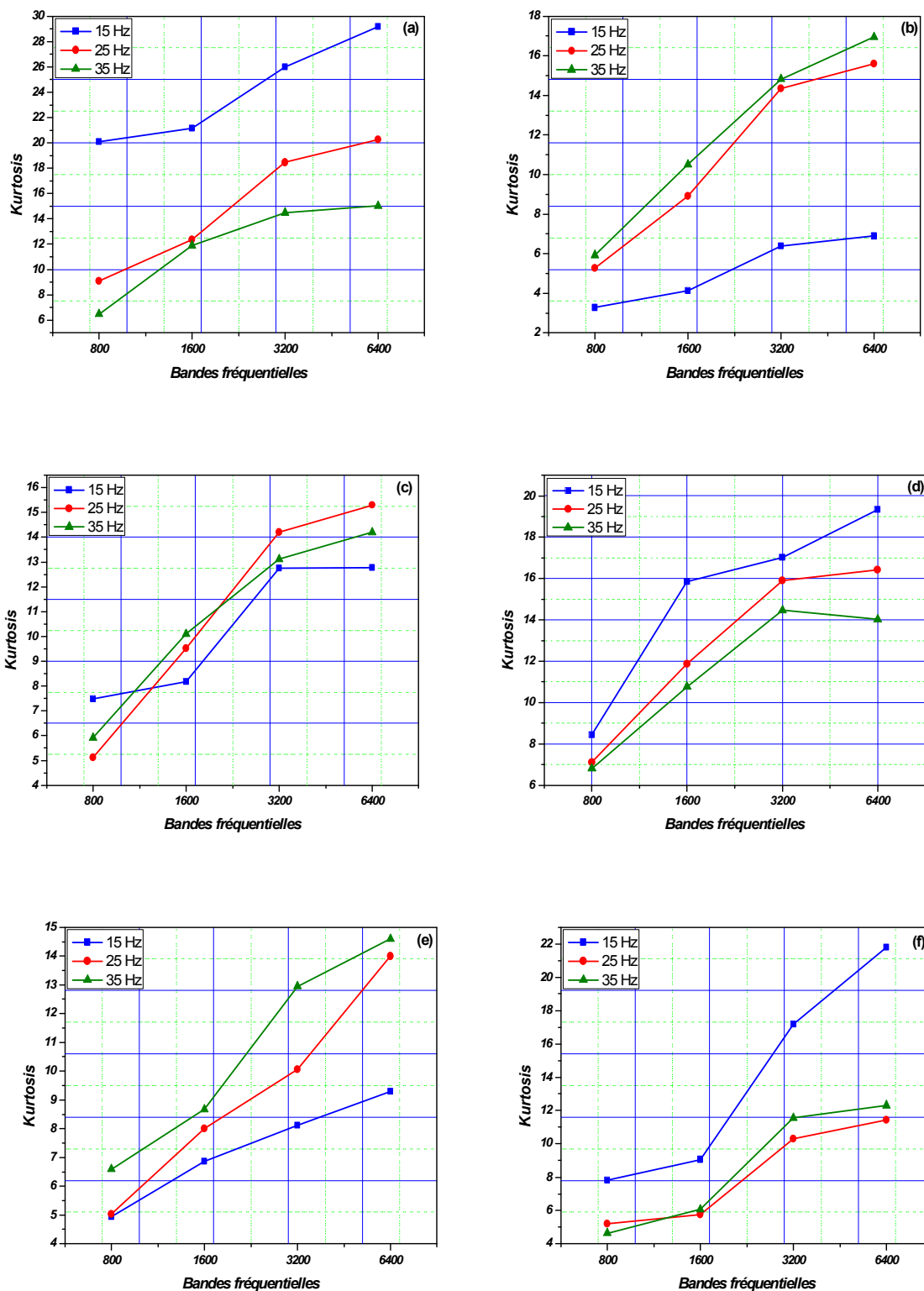


Figure 2.24 : Les courbes de tendances théoriques des Kurtosis pour différents combinaisons des défauts, (a) défaut localisé sur la bague extérieure du roulement (arbre récepteur), (b) défaut combiné (Roue+B.Ext.), (c) défaut combiné (Roue+B.Ext.+B.Int.), (d) défaut combiné (Roue+Pignon+ B.Ext. +B.Int.), (e) défaut combiné (Pignon+ B.Int.) et (f) défaut combiné (Pignon+ B.Ext. +B.Int.).

8.2. Influence de la combinaison des défauts

Dans le cas des défauts combinés, le kurtosis augmente avec l'augmentation de la fréquence maximale, mais pour la vitesse de rotation le kurtosis varie d'une combinaison de défaut à une autre.

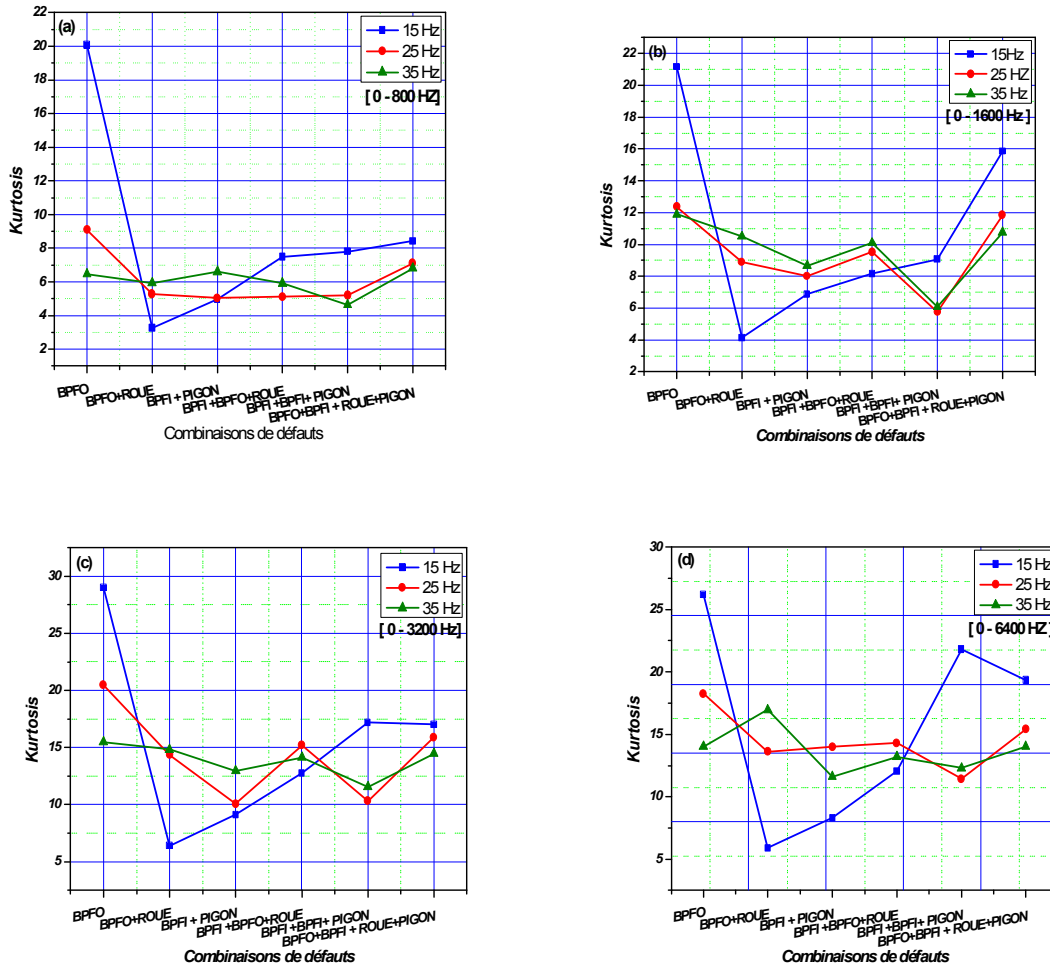


Figure 2.25 : Les courbes de tendances théoriques des Kurtosis pour les combinaisons des défauts pour différentes fréquences maximales, (a) fréquence maximale [0-800 Hz], fréquence maximale [0-1600 Hz], (b) fréquence maximale [0-3200 Hz], (c) fréquence maximale [0-6400 Hz].

La figure 2.25, représente le kurtosis en fonction de la vitesse de rotation et la combinaison des défauts, le kurtosis est optimale avec un seul défaut et une vitesse de rotation plus faible. Par contre, il varie aléatoirement pour des défauts combinés.

9. Conclusion

Ce chapitre a été consacré à la simulation numérique des défauts combinés d'engrenages et de roulements. Plusieurs travaux de recherches ont été menés sur l'étude de la signature vibratoire des défauts isolés soit d'engrenages ou de roulements. Notre approche consiste à faire la sommation des deux modèles mathématiques donnant la

signature vibratoire de ces deux types de défauts isolés. Sachant que ces deux modèles ne sont que des fonctions périodiques (sinusoïdales), donc leur addition est possible. Pour la simulation des défauts combinés d'engrenage, nous avons pris le modèle de C.CAPDESSUS, alors que pour les roulements nous avons pris le modèle de C.PACHAUD. La combinaison de deux modèles mathématiques permet d'obtenir un modèle de défauts combinés d'engrenage et de roulements. Les résultats trouvés par ce modèle sont très encourageants et nous permettent de diagnostiquer d'une manière claire, les défauts combinés, en utilisant les différents outils de diagnostic.

Chapitre 3

*Plan expérimental et matériel
utilisé*

Chapitre 3

Plan expérimental et matériel utilisé

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la présentation d'un dispositif conçu par le laboratoire de mécanique et structures permettant la réalisation d'un plan d'expérience contenant des simulations pratique des défauts isolés soit sur des roulements soit sur des engrenages et principalement des défauts combinés (Roulement défauts bague intérieure ou/et extérieure plus défauts d'engrenage roue ou/et pignon). Ce plan d'expérience est réalisé pour différentes vitesses de rotations et différentes bandes fréquentielles.

2. Présentation du banc d'essais

Le banc d'essais à pour but de réaliser les expériences nécessaires à la détection des défauts d'engrenages et de roulements. Puisque il est composé de :

- Un moteur électrique triphasé ayant une puissance nominale de 0.37 KW, tournant à une vitesse de 2780 tr/min, ce moteur est commandé par un variateur de vitesse qui permet le choix de la vitesse de rotation du moteur, ce variateur peut commander des moteurs de différentes puissances jusqu'au 4 KW ;
- Un réducteur de transmission de puissance à axes parallèles, les roues du réducteur sont à denture hélicoïdale est fabriqué en acier cémenté et usiné par une fraise mère, le rapport de transmission du réducteur est de 1.325.
- Un frein permettant d'appliquer une charge sur les engrenages, il est commandé par une génératrice permettant la diminution de la fréquence de rotation du réducteur;
- Une commande de variation de la charge du frein.
- Quatre paliers à roulements à billes de type BC 6003-SKF, permettant le guidage en rotation des arbres du réducteur telles que deux roulements pour l'arbre qui comporte le pignon et les deux autres pour celui de la roue;
- La transmission du couple de rotation du moteur vers le réducteur est assurée par l'intermédiaire d'un accouplement élastique.

- Les accélérations sont mesurées à l'aide d'accéléromètres piézo-électrique de type « EDNEVCO Model 2215 E » (figure 3.2), dont leurs fixation se fait par un goujon vissé sur les paliers à roulements.

Le banc est constitué de deux lignes d'arbre très rigides reliées entre elles par un couple d'engrenage (figure 3.1). L'entraînement est assuré par un moteur électrique triphasé alimenté par un variateur de vitesse. Le freinage est assuré par une génératrice, frein qui est commandé par une armoire asservie en couple. Le montage est positionné sur un châssis en béton isolé par des matériaux plastiques. Chaque arbre plein est supporté par deux paliers à roulement à billes de type **SKF 6003**. Les deux arbres et la boîte de transmission sont montés en boucle ouvert et fixés sur le châssis. Le montage de l'arbre deuxième permet de modifier l'entraxe de fonctionnement des engrenages. En fin l'entraînement des arbres est couplé de l'organe moteur par l'intermédiaire d'accouplement élastique. Ce banc d'essais a été conçu avec les critères suivants :

- Facilité de montage et de démontage des deux roues d'engrenages et les paliers à roulements ;
- Architecture permettant une isolation de l'engrenage du reste du système (roulements, carter), la zone active du dispositif d'engrenage est monté dans un boîtier en aluminium qui confine la lubrification. Ce boîtier ne joue aucun rôle sauf que de remplir uniquement la fonction de réceptacle de liquide de lubrification.

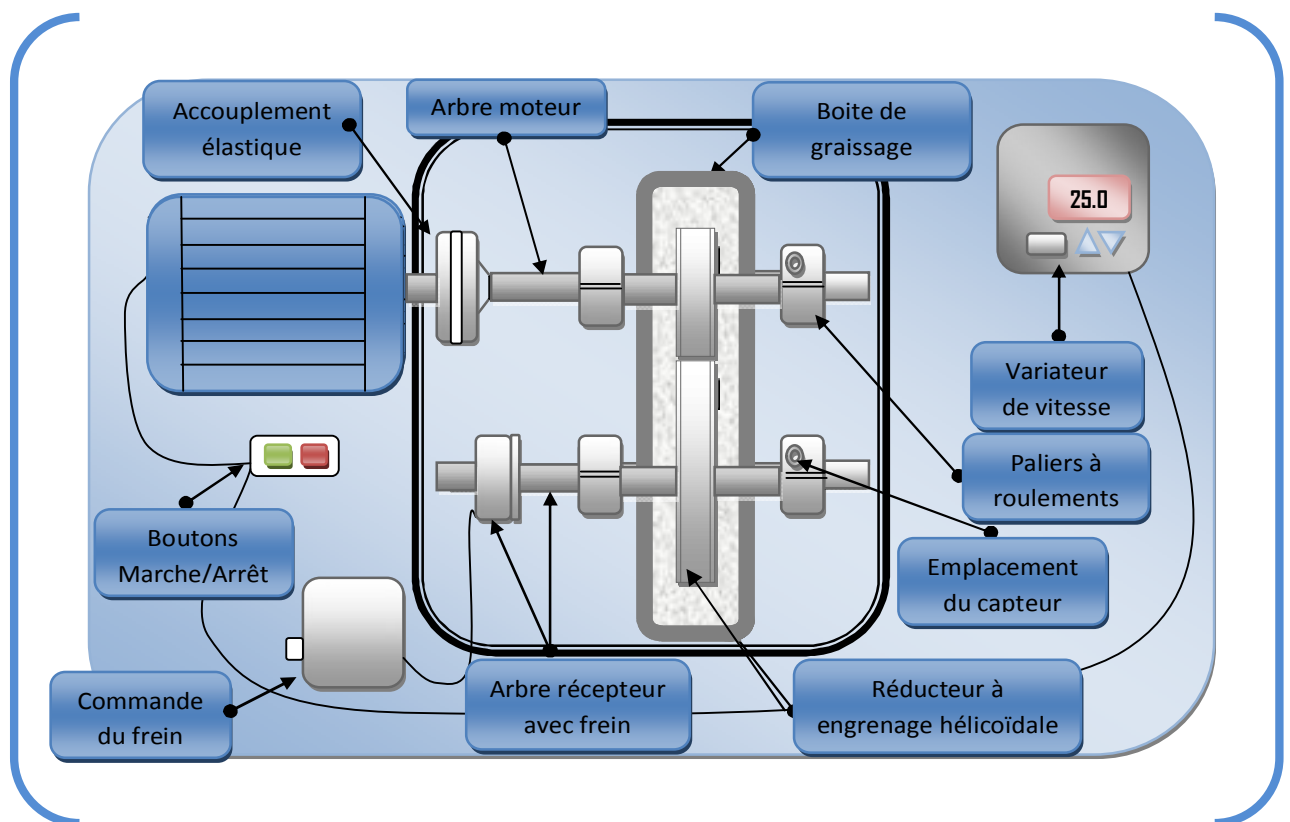


Figure 3.1 : Figure représentative du banc d'essais



Figure 3.2 : Accéléromètres d'acquisition des signaux de type piézo-électrique « ENDEVCO Model 2215 E »

3. Matériel d'acquisition des mesures

Analyseur de Fourier Bicanale de type **B&K 2035**, Fig.3.3, qui a les caractéristiques suivantes :

- La possibilité de mémoriser **801 point** en fréquence et **2048 points** en temps.
- La fréquence d'échantillonnage maximale peut être atteinte pour chaque channel est de **65.5 kHz**.



Figure 3.3 : Photo de l'analyseur de Fourier Bicanale de type **B&K 2035** à gauche, et le dispositif d'expérience à droite.

4. Matériel de simulation de défauts

Les défauts ont été provoqués pour les roulements, sur toute la largeur du roulement, soit sur la bague intérieure ou/et extérieure, par une meule à outils en diamant tournant « **SOGIMO®MINI GRINDER 100 PCS** » à une grande vitesse pouvant atteindre **35000 tr/min**, leurs caractéristiques sont les suivantes : (**Voltage/Fréquence : 230 V/50 Hz**), (**vitesse : 15000-35000 tr/min**) Fig.4.a. Pour l'engrenage les défauts ont été créés sur

toute la largeur de la dent, soit de la roue ou/et pignon. Le plan de simulation de défauts sera présenté dans le prochain paragraphe. Les fréquences propres du banc (roulements ou engrenage) ont été mesurées à l'aide d'un marteau de chocs équipé d'un capteur de force de type « **B&K 8200** » qui excite la structure dans le point où on veut mesurer la fréquence propre (fig.3.4, à droite).

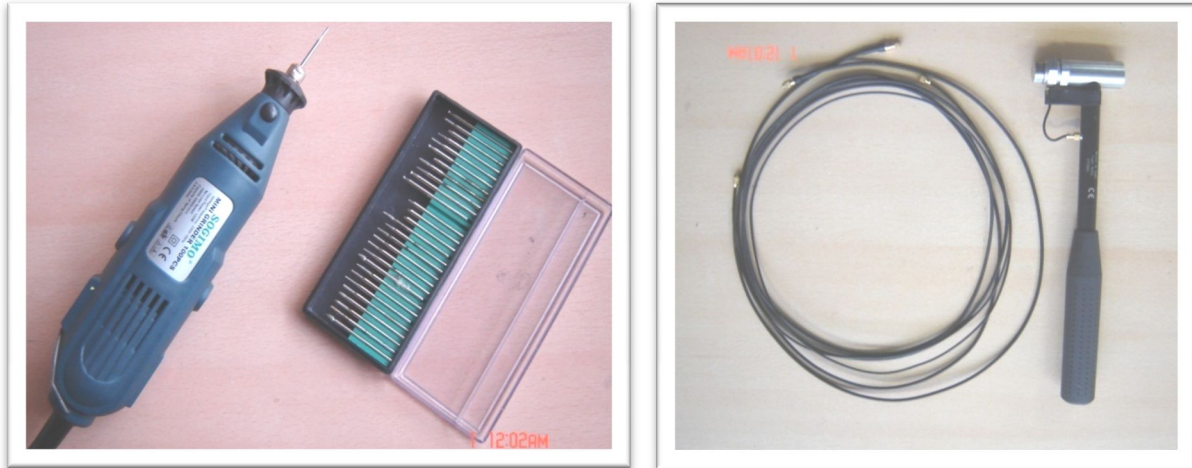


Figure 3.4 : A gauche, photo de la meule et les outils de création des défauts « **SOGIMO®MINI GRINDER 100 PCS** », A droite, photo de marteau de chocs B&K.

Nous avons établi dans l'étude bibliographique une liste et une hiérarchie des principaux défauts d'usure et d'écaillage qui pouvant intervenir sur les roulements et les engrenages lors du fonctionnement normal d'un système de transmission de puissance à engrenages. A partir de cela, nous pouvons faire un choix optimal des défauts qui peuvent survenir sur les deux organes : engrenages et roulements. Il s'agissait de conserver un nombre minimal mais significatif de défauts. Les défauts d'écaillage créés par fatigue sont les plus fréquents et les moins évitables. Les engrenages sont sensibles à ce type de défauts alors que les roulements sont plus particulièrement atteints par l'écaillage. Nous devons également connaître l'évolution de la signature des détériorations avec les conditions de fonctionnement, vitesse et couple transmis. Le plan expérimental tient compte de la vitesse de rotation, la bande de fréquence d'analyse des défauts et des différents types de défauts d'écaillage. Les anciens travaux de recherches portaient sur les défauts isolés soit d'engrenages ou de roulements. Pour notre étude, d'une part la signature des défauts isolés de roulements, et d'autre part la signature de défauts combinés roulements-roulements, roulements-engrenages et roulements-roulements-engrenages doivent être considérées. L'étude de défauts d'engrenages est réduite à l'analyse sur denture hélicoïdale, ce type de denture étant principalement utilisé sur les machines nécessitant une surveillance vibratoire importante. Pour la simulation de l'écaillage, le train d'engrenage présentant un enlèvement de matière sur toute la largeur de la dent sélectionnée. La condition de choix des défauts est basée sur la facilité de montage et de démontage des arbres

(moteur/récepteur). Les caractéristiques géométriques du roulement sont présentées dans le tableau 3.1.

L'étude portera sur deux types de défauts : un défaut local sur bague intérieure, et un défaut local sur la bague extérieure. Pour simuler les écaillages sur les roulements, une entaille est réalisée à l'aide d'une fine meule. L'enlèvement de la matière sur la bague intérieure et celle extérieure a été réalisé sur un roulement de l'arbre récepteur (palier 3). L'écaillage du roulement est situé sur la bague intérieure, la bague extérieure, ou sur les deux en même temps. Il est important de pouvoir détecter les avaries quelque soit leur localisation. Cependant, le défaut de la bague intérieure est plus important (facilité d'intervention), il traverse donc toute la piste. Par contre, le défaut de la bague extérieure est plus faible et ne traverse pas toute la piste, car la bague extérieure est plus proche au capteur de mesure que la bague intérieure. Les défauts reproduits sur chaque organe mécanique sont récapitulés tableau 3.5.

5. Caractéristiques géométriques du roulement utilisé

Le tableau 3.1, représente les différentes caractéristiques géométriques du roulement utilisé pour les essais, tels que le nombre et le diamètre des billes, le diamètre extérieure/intérieur et moyen du roulement, l'angle de contact.

Tableau 3.1 : Caractéristiques géométriques des roulements utilisés

Type du roulement	<i>Roulement rigide à bille BC modèle SKF 6003</i>	
<i>Caractéristiques géométriques</i>	n [bille]	10
	D_i [mm]	17
	D_e [mm]	35
	D_m [mm]	26
	d [mm]	4.76
	β [degré]	0

6. Fréquences caractéristiques théoriques des défauts pour les roulements

Pour faciliter la lecture des signaux temporels et fréquentiels, tels que la localisation des fréquences de défauts, nous présentons dans le tableau 3.2, les fréquences de rotations théoriques pour chaque arbre, et celles caractérisant les différents types de défauts de roulements.

Tableau 3.2 : Fréquences caractéristiques théoriques des défauts

Fréquences caractéristiques des défauts	Fréquences de rotation [Hz]					
	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>
	15.00	11.32	25.00	18.87	35.00	26.40
<i>BPFO</i> [Hz]	61.26	46.23	102.11	77.07	142.95	107.82
<i>BPFI</i> [Hz]	88.74	66.97	147.89	111.63	207.05	156.18
<i>BPF</i> [Hz]	79.15	59.73	131.92	99.57	184.69	139.31
<i>FC</i> [Hz]	6.13	4.62	10.21	7.71	14.29	10.78

7. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts pour les roulements

Pour mieux localiser les fréquences des défauts de roulement, on effectue une mesure basse fréquences pour identifier avec exactitude les fréquences de rotation de l'arbre moteur et l'arbre récepteur. En fait l'action du frein, les fréquences de rotation des deux arbres sont modifiées. Le tableau 3.3 donne toutes les fréquences (expérimentales) caractérisant les différents défauts que se soit de roulements ou d'engrenage.

Tableau 3.3 : Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts

Fréquences caractéristiques des défauts	Fréquences de rotation [Hz]					
	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>	<i>Arbre moteur</i>	<i>Arbre récepteur</i>
	<i>CH A</i>	<i>CH B</i>	<i>CH A</i>	<i>CH B</i>	<i>CH A</i>	<i>CH B</i>
	14.00	10.57	22.50	16.98	32.50	24.52
<i>BPFO</i> [Hz]	57.18	43.17	91.90	69.35	132.74	100.15
<i>BPFI</i> [Hz]	82.82	62.53	133.10	100.45	192.26	145.05
<i>BPF</i> [Hz]	73.87	55.78	118.73	89.60	171.49	129.39
<i>FC</i> [Hz]	5.72	4.32	9.19	6.94	13.27	10.01

8. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts pour les engrenages

Nous représentons dans le tableau 3.4, les fréquences caractéristiques expérimentales des défauts d'engrenages tels que la fréquence de rotation pour chaque vitesse de l'arbre d'entrée et de sortie.

Tableau 3.4 : Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts d'engrenage

Type d'engrenage	Hélicoïdale					
caractéristiques d'engrenage	Rapport de transmission $U = 53/40 = 1.325$					
	Fréquences de rotation [Hz]					
	<i>Pignon CH A</i>	<i>Roue CH B</i>	<i>Pignon CH A</i>	<i>Roue CH B</i>	<i>Pignon CH A</i>	<i>Roue CH B</i>
	14.00	10.57	22.50	16.98	32.50	24.52
<i>Z (Dent)</i>	40	53	40	53	40	53
<i>Fe [Hz]</i>	560		900		1300	

Nous présentons sur la figure 3.5, un schéma simplifié du dispositif expérimental, avec les points de mesures.

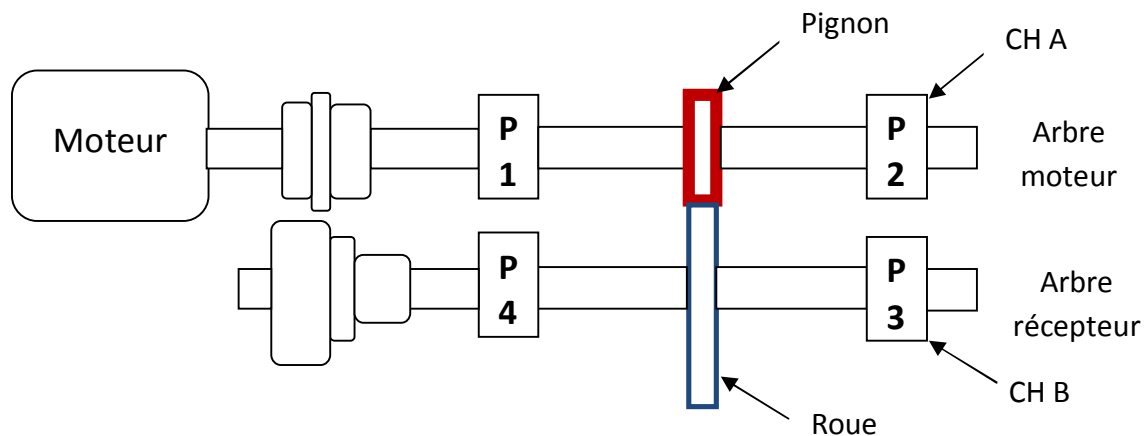


Figure 3.5 : Figure représentatif des points de mesures

9. Plan expérimental

L'objectif principal était alors de déterminer également les défauts de roulements que l'on ne peut négliger dans un tel système mécanique. Il était alors nécessaire de mener une ou plusieurs campagnes d'essais afin de :

- Définir la signature de défauts de roulements ;
- Définir la signature de défauts conjugués (roulement-roulement, engrenage-roulement).

Nous présentons dans le tableau 3.5, le plan expérimental détaillé. Comprenant les différentes vitesses de rotation théoriques de l'arbre d'entrée et différentes bandes de fréquences dans lesquelles, nous avons des mesures.

Tableau 3.5 : Plan expérimental pour la simulation des défauts isolés et combinés

N° de compagne d'essai	Type de défauts	Localisation du défaut	Fréquences de rotation théoriques	Bandes de fréquences	Modes de fonctionnement
<u>1</u>	Localisé (écaillage) De la bague extérieure	Arbre récepteur Palier à roulement P3	15 Hz 25 Hz 35 Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge
<u>2</u>	Localisé (écaillage) bague extérieure + Roue	Arbre récepteur Palier à roulement P3 + engrenage (roue)	15 Hz 25 Hz 35 Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge
<u>3</u>	Localisé (écaillage) bagues extérieure et intérieure + Localisé (écaillage) Roue	Arbre récepteur Palier à roulement P3 + engrenage (roue)	15 Hz 25 Hz 35 Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge
<u>4</u>	Localisé (écaillage) bagues extérieure et intérieure + Localisé (écaillage) Roue+pignon	Arbre récepteur Palier à roulement P3 +engrenage (roue) + Arbre moteur (pignon)	15 Hz 25 Hz 35 Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge
<u>5</u>	Localisé (écaillage) bague intérieure + Localisé (écaillage) pignon	Arbre récepteur Palier à roulement P3 + Arbre moteur engrenage (pignon)	15 Hz 25 Hz 35 Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge
<u>6</u>	Localisé (écaillage) bagues extérieure et intérieure + Localisé (écaillage) pignon	Arbre récepteur Palier à roulement P3 + Arbre moteur engrenage (pignon)	15 Hz 25Hz 35Hz	800 Hz 1600 Hz 3200 Hz 6400 Hz	Avec graissage + Avec charge

10. Conclusion

Ce chapitre a été destiné à la présentation du plan expérimental, qui comporte les six campagnes d'essais effectués au laboratoire, et le matériel utilisé, soit pour la simulation des défauts ou pour l'acquisition des signaux vibratoires. Le plan expérimental permet de mettre en évidence l'influence des plusieurs paramètres tels que la vitesse de rotation, la fréquence maximale (bande de fréquences), le chargement appliquée, et principalement la combinaison de plusieurs défauts de différentes natures sur la détection des ces derniers. Le post traitement est ensuite effectué sur un PC sous environnement MATLAB.

Chapitre 4

*Diagnostic des défauts combinés
par les méthodes temporelles et
fréquentielles*

Chapitre 4

Diagnostic des défauts combinés par les méthodes temporelles et fréquentielles

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à l'analyse de la réponse mesurée d'un système mécanique pour lequel plusieurs de ces éléments présentent des défauts isolés ou combinés tels que les défauts de roulements et d'engrenage. L'objectif est de détecter et d'identifier chacun des défauts même lorsqu'ils sont combinés : défauts simultanées sur les engrenages et/ou sur les roulements. Pour ces raisons, on propose de faire un diagnostic à partir des mesures effectuées sur le banc d'essais pour différentes fréquences de rotations et bandes fréquentielles.

2. Les fréquences caractéristiques des défauts

Les engrenages et les roulements sont des organes de transmissions d'efforts et de mouvement par contact physique entre pièces. Ce type de transmissions génère des vibrations et par conséquent émet du bruit. Les vibrations principales sont produites par les chocs d'entrée en contact des dents d'engrenages. La fréquence d'apparition de ce phénomène est la fréquence d'engrènement. Les types de défauts choisis sont des avaries liées à des enlèvements de matière (écaillage), l'écaillage situé sur une dent d'engrenage est sollicité à chaque tour d'arbre, sa fréquence caractéristique est la fréquence de rotation de l'arbre sur lequel est montée la roue dentée. Les défauts locaux qui peuvent survenir sur un roulement sont donnés par les fréquences caractéristiques citées dans (chap.2. §.3.1).

En sachant que l'accéléromètre est fixé sur le palier d'un roulement à billes, il faut s'attendre à ce que l'instrument mesure une partie de l'énergie vibratoire provenant de l'engrenage mais aussi une partie d'énergie venant de diverses sources du banc d'essai, selon la masse et la rigidité du palier. Premièrement, il y a les vibrations provenant des composantes en rotation, accouplements, arbres, balourds et machines électriques. Il y a aussi les vibrations provenant du roulement à billes. La rotation de chaque bille, la rotation de la cage, la rotation des billes sur la bague externe et interne vont générer des vibrations. Il existe alors une fonction de transfert entre la source des excitations générées par la présence d'une fissure et l'endroit où les vibrations sont mesurées.

La majorité de l'énergie vibratoire mesurée proviendra de l'engrenage. Si d'autres défauts sont présents, il y aura présence de diverses fréquences dans le spectre de la transformée

de Fourier des signaux vibratoires mesurés. Les vibrations vont se multiplier entre elles, il y aura modulation de la phase et de l'amplitude des vibrations provenant de l'engrenage par les vibrations venant d'ailleurs et possédant diverses fréquences porteuses. Pour recouvrer les vibrations provenant de l'engrenage uniquement, il serait alors nécessaire de connaître parfaitement la fréquence des autres défauts pour les éliminer en filtrant les signaux vibratoires mesurés. De plus, diverses démodulations seraient nécessaires pour obtenir finalement les vibrations provenant de l'engrenage. Lors que l'engrenage est de bonne qualité, les vibrations générées viendront uniquement du cycle d'engrènement des dents. Néanmoins, les techniques d'analyse des signaux vibratoires présentées se divisent en deux catégories. La première catégorie renferme toutes les techniques dites stationnaires. Elles nécessitent la présence d'un signal périodique. Ces indicateurs et techniques sont les suivants : la transformée de Fourier, la valeur efficace (RMS), le facteur de crête et le Kurtosis. La seconde catégorie regroupe les techniques d'analyse non-stationnaires: la transformée en ondelettes discrète ou « AMRO » et la démodulation d'amplitude autour d'une fréquence. Afin de tirer profit de chacune d'elles, les signaux vibratoires doivent être traités de différentes façons. Le traitement du signal le plus important est le filtrage des signaux vibratoires dans diverses fréquences.

3. Diagnostic des défauts combinés par le spectre moyenné « Autospectre »

Nous présentons dans ce qui suit, un diagnostic des défauts isolés et combinés à partir des autospectres mesurés dans différentes bandes de fréquences et pour différentes vitesses de rotation.

3.1. Autospectre mesuré sans présence de défaut

L'autospectre de la figure 4.1, mesuré sur le palier de l'arbre de sortie qui tourne à la fréquence d'environ 11 Hz montre uniquement l'apparition de la fréquence d'engrènement sans aucune modulation par la fréquence de rotation de la roue ou du pignon, donc on est bien dans le cas sans défaut.

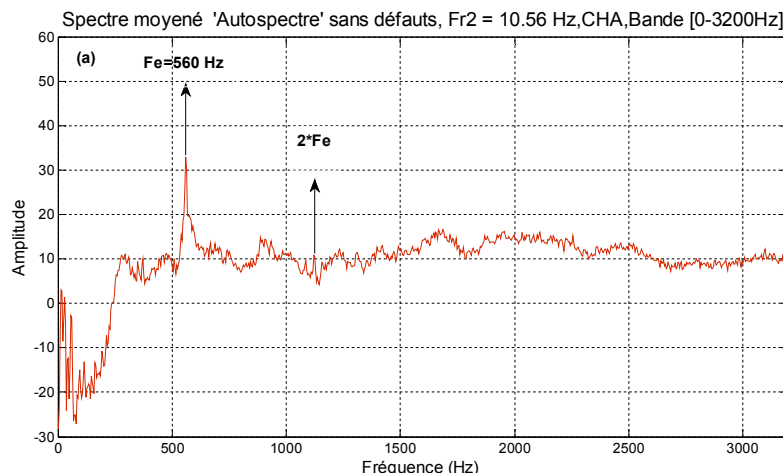


Figure 4.1 : Autospectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie.

3.2. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPFO »

La figure 4.2. (b), apparait clairement le défaut sur la bague extérieure à 44 Hz ainsi que ces harmoniques 2xBPFO, 3xBPFO et 4xBPFO.

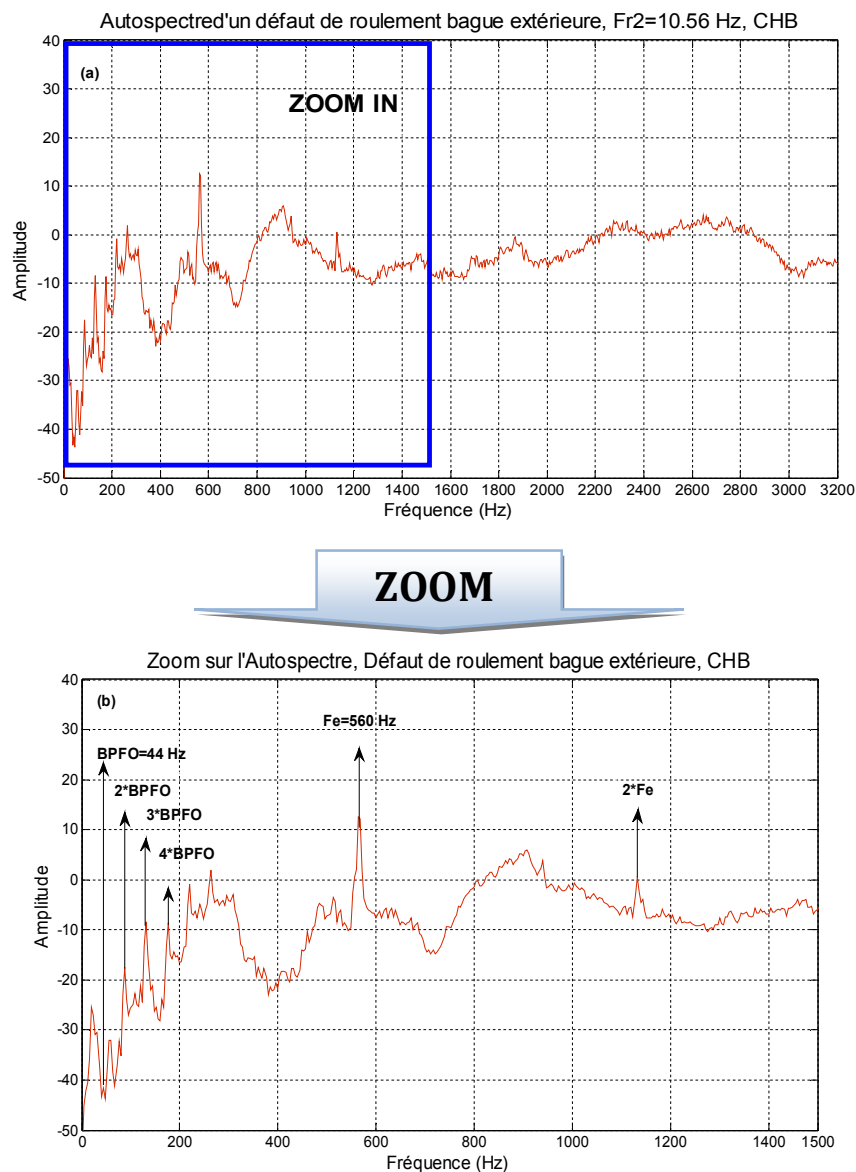


Figure 4.2 : Autospectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) autospectre complet [0-3200 Hz], (b) zoom dans la bande [0-1500 Hz].

3.3. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue+ BPFO »

Sur la figure 4.3, apparaît en plus d'un défaut sur la bague extérieure BPFO=43 Hz, un défaut localisé (écaillage) sur une dent de la roue (arbre de sortie). Le défaut d'engrenage apparaît dans les deux autospectres (a) et (b) par une modulation de la fréquence d'engrènement $F_e=560$ Hz et $2xFe$, par fréquence de rotation de l'arbre de sortie qui comporte la roue.

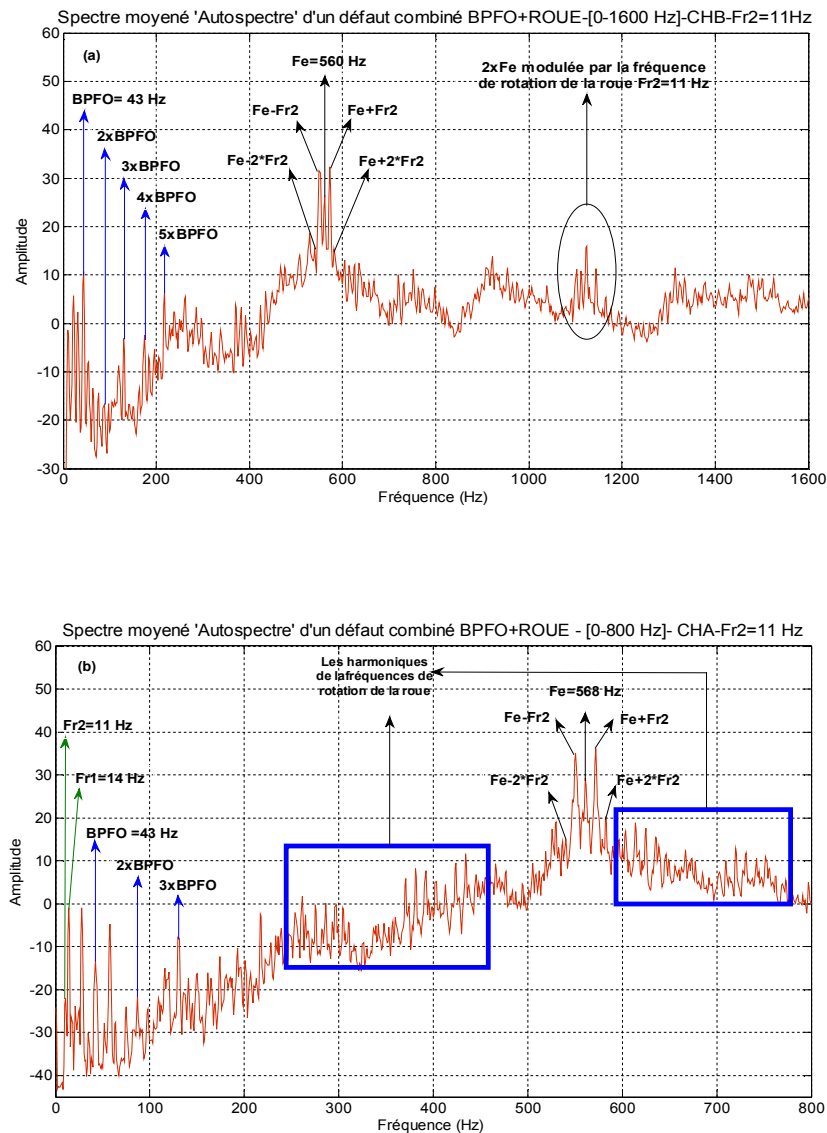
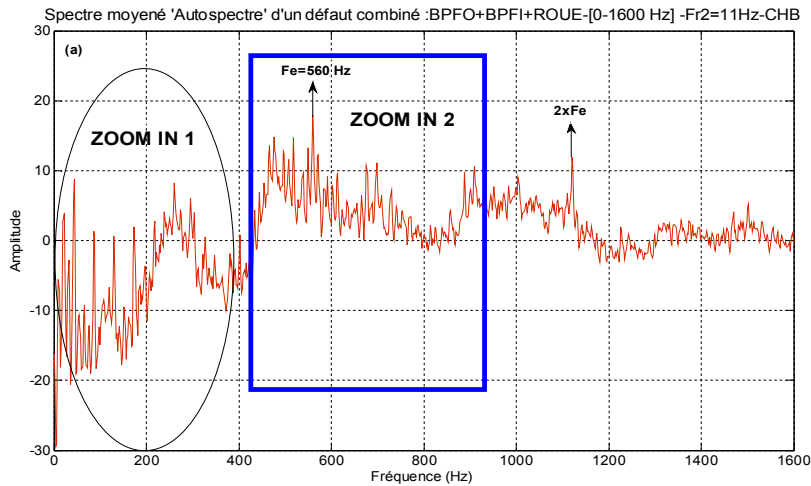


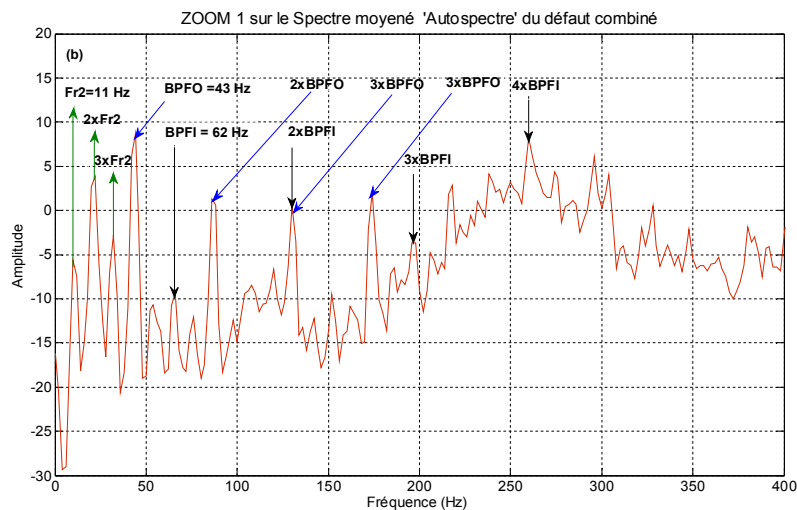
Figure 4.3 : Deux Autospectres mesurés sur les deux arbres d'entrée et de sortie, (a) autospectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur la bande [0 -1600 Hz], (b) autospectre mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée sur la bande [0-800 Hz].

3.4. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO + BPFI »

Sur le zoom 1 de la figure 4.4 (b), apparait en plus des deux défauts précédents BPFO=43 Hz et défaut de la roue, un défaut sur la bague intérieure du roulement BPFI=62 Hz et ses harmoniques 2xBPFI, 3xBPFI.



ZOOM : 1



ZOOM : 2

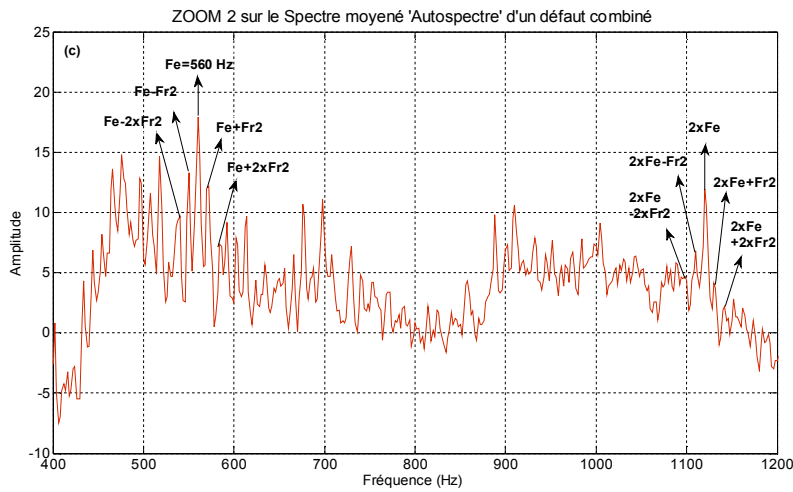
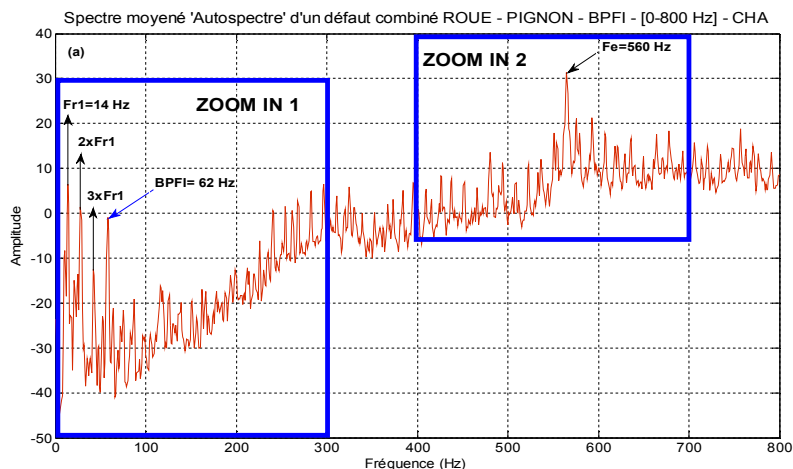


Figure 4.4 : Autospectre mesuré sur le palier de l'arbre de sortie, (a) autospectre complet (b) zoom 1 dans la bande [0-400 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [400-1200 Hz].

La figure 4.4 (c), montre bien la présence d'un défaut localisé sur une dent de la roue, qui se manifeste par l'apparition des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement et sa deuxième harmonique.

3.5. Autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon+ défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFi »

La figure 4.5 (b), montre clairement l'apparition du défaut de roulement BPFi = 62 Hz et les harmoniques. Le zoom 2, figure 4.5 (c), montre la modulation de la fréquence d'engrènement par les deux fréquences de rotations de l'arbre d'entrée et de sortie, donc on peut dire qu'il y a un défaut combiné d'engrenage, l'un sur une dent de la roue et l'autre sur une dent du pignon. Dans ce cas la fréquence de coïncidence est très petite et presque négligeable, dans les environs de 0.26 Hz, c'est pour cela leur apparition dans le spectre est impossible, à cause de la faiblesse de la résolution spectrale.



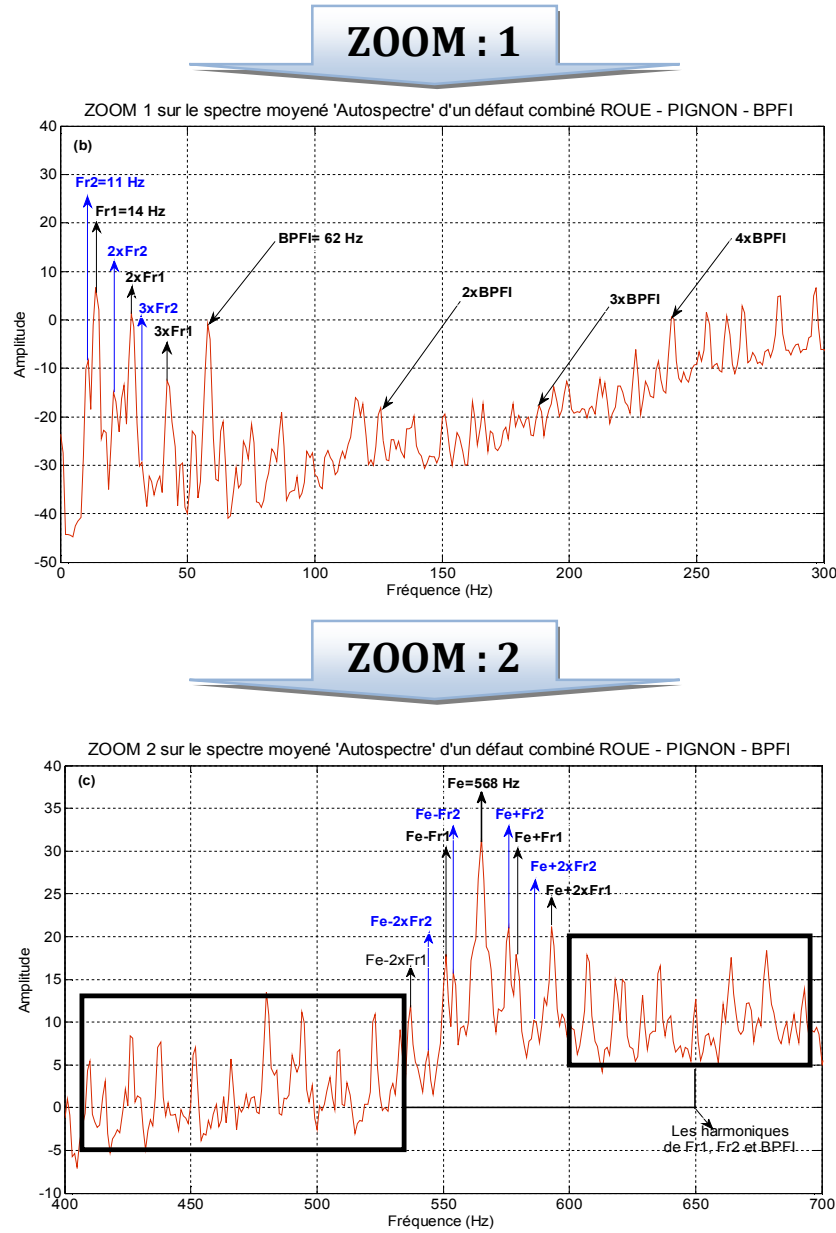


Figure 4.5 : Autospectre mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée, (a) autospectre complet, (b) zoom 1 dans la bande [0-300 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [400-700 Hz].

3.6. Influence de la vitesse de rotation sur le spectre moyéné

Dans ce paragraphe, on va voir l'influence de la vitesse de rotation sur les spectres moyénés de quelques cas de défauts, soient isolés ou combinés.

Nous avons étudié le même cas de la figure 4.2, mais avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 24 Hz, par conséquent, la fréquence du défaut de roulement sera modifiée. Le spectre de la figure 4.6 (a), montre clairement l'apparition la fréquence du défaut de roulement BPF0=69 Hz, avec plusieurs de ses harmoniques.

La figure 4.6, présente l'autospectre mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPF0 », avec une fréquence de rotation $Fr1=32$ Hz, le spectre de la figure 4.6 (b), montre clairement l'apparition la fréquence du défaut de roulement $BPF0=100$ Hz, avec plusieurs de ses harmoniques.

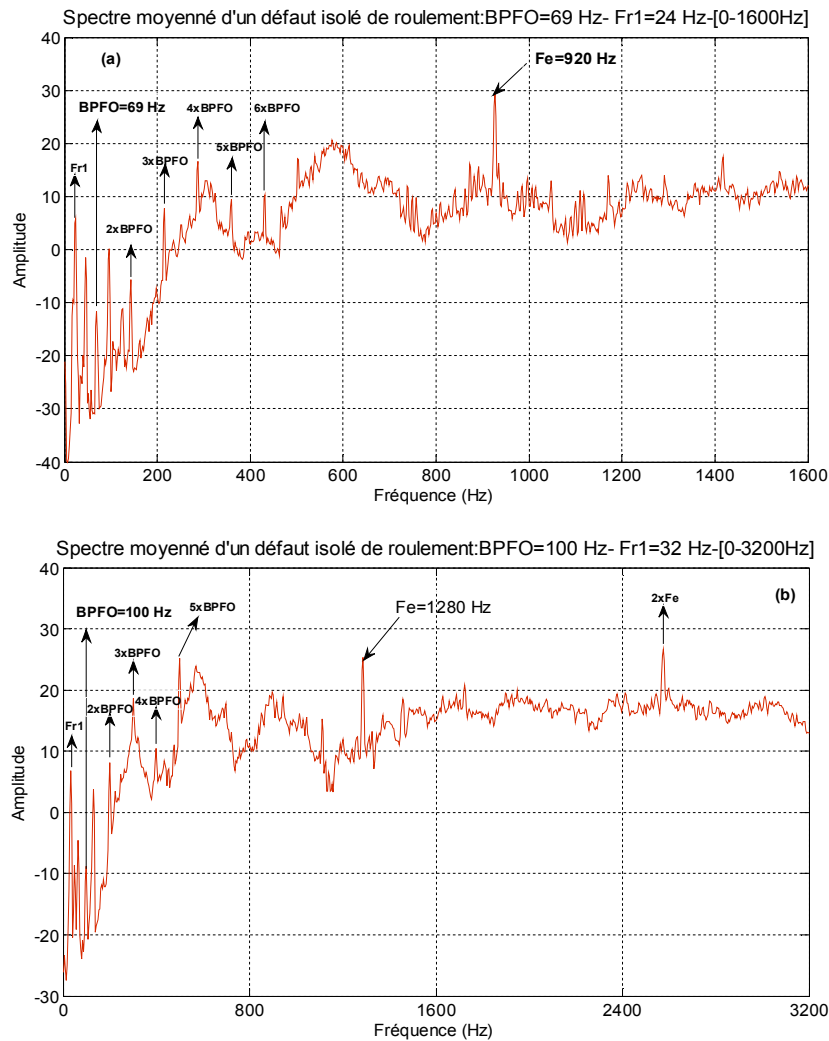


Figure 4.6 : Autospectre mesuré sur le palier 3 de l'arbre de sortie, (a) sur la bande de [0 -1600 Hz], avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 24 Hz; (b) sur la bande de [0 -3200 Hz], avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 32 Hz.

La figure 4.7, présente l'autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPF0 », avec une fréquence de rotation $Fr1=24$ Hz, la figure 4.7 (a) montre l'apparition de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie 18 Hz et leurs harmoniques, et la fréquence du défaut de roulement $BPF0 = 69$ Hz et leurs harmoniques, en plus de ça, l'apparition des bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement $Fe=920$ Hz, espacées par la fréquence de rotation de l'arbre de sortie qui porte la roue défectueuse, ce qui indique qu'il y a un défaut localisé sur la roue.

La figure 4.7, présente l'autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO », avec une fréquence de rotation $Fr_1=32$ Hz, le spectre de la figure 4.7 (b), montre les mêmes résultats que le premier cas, mais avec $BPFO=100$ Hz et la fréquence de rotation de l'arbre de sortie 24 Hz. La différence entre les deux cas est que, les pics du deuxième cas sont très clairs et apparent que le premier cas. Nous voyons aussi l'augmentation de l'amplitude par rapport au premier cas.

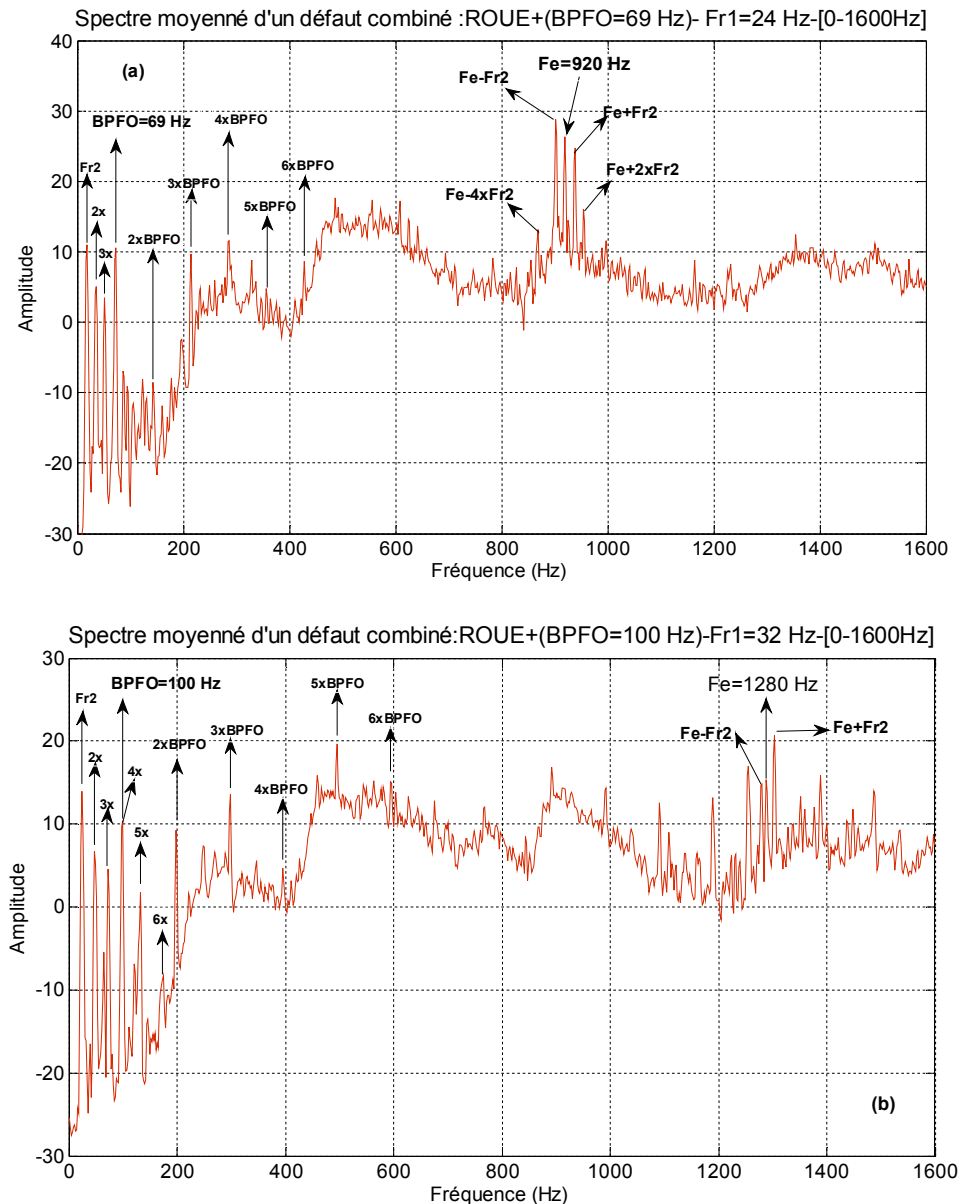
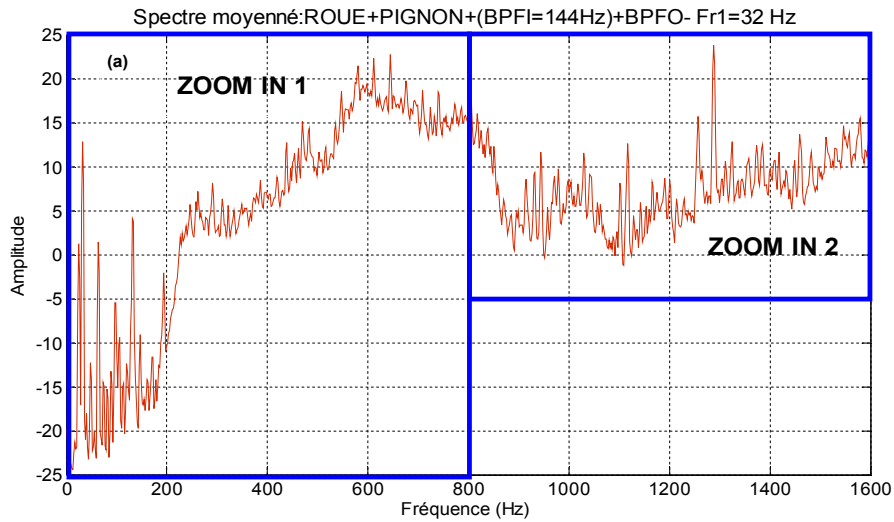
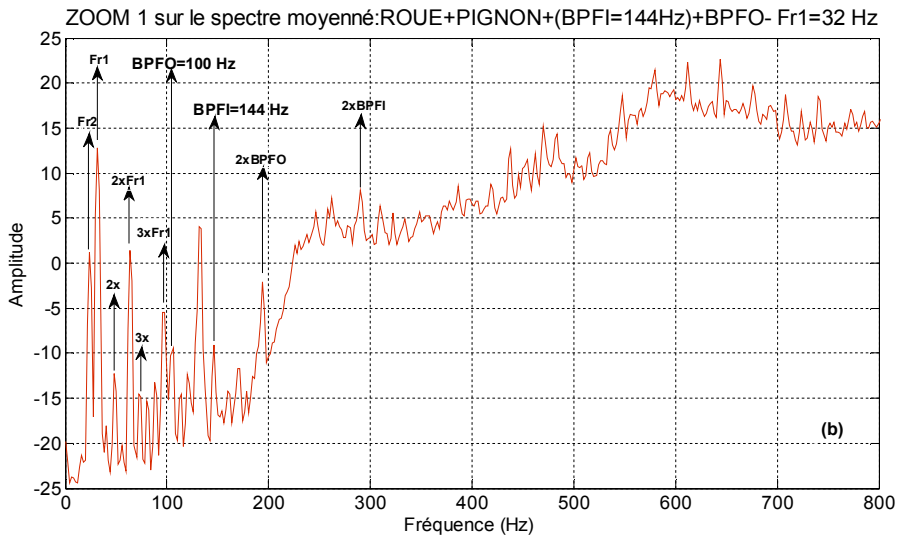


Figure 4.7 : Autospectre mesuré sur le palier 3 de l'arbre de sortie, (a) fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 24 Hz, (b) fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 32 Hz.

La figure 4.8, présente l'autospectre mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue et une dent du pignon + BPFO+ BPFI », avec une fréquence de rotation $Fr_1=32$ Hz, la figure 4.8 (b), met en évidence les deux fréquences de rotation de l'arbre d'entrée 32 Hz et de sortie 24 Hz, et plusieurs de leurs harmoniques, avec l'apparition des deux fréquences de défauts de roulements BPFI=144 Hz et BPFO=100 Hz, et leurs 2^{ème} harmoniques. Par contre, le zoom1 de la figure 4.8 (c), montre la fréquence d'engrènement 1280 Hz, modulée par les deux fréquences de rotation, 24 Hz pour l'arbre d'entrée et 32 Hz pour celui de sortie.



ZOOM : 1



ZOOM : 2

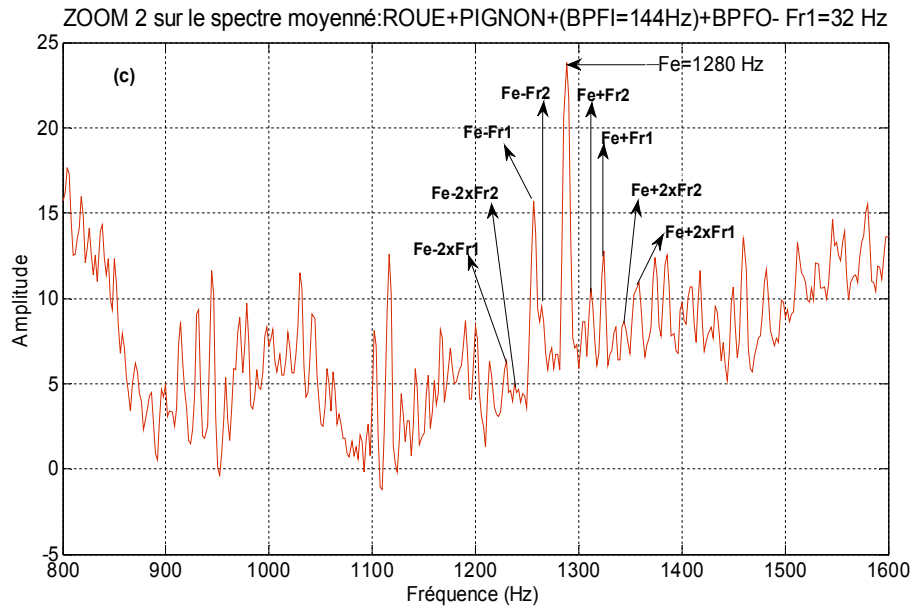


Figure 4.8 : Autospectre mesuré sur le palier 3 de l'arbre de sortie, sur la bande de [0 -1600 Hz], avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 32 Hz, (a) autospectre complet, (b) zoom 1 dans la bande [0-800 Hz], (c) zoom 2 dans la bande [800-1600 Hz].

4. Diagnostic des défauts combinés par le cepstre moyenné

L'objectif de l'application de l'analyse cepstrale à l'étude des vibrations des systèmes mécaniques contenant des engrenages et de roulements c'est-à-dire, en présence d'un défaut combiné (engrenage-engrenage, roulement-roulement, engrenage-roulement,...etc.), l'étude des deux phénomènes de modulations produits par les deux défauts, qui ont des fréquences extrêmement proches l'une de l'autre, et de ce fait, sont totalement confondues dans le spectre moyenné (figure4.9 (b)). Après avoir montré comment le cepstre permet de détecter la présence de ces deux modulations et de quelle façon on peut interpréter son aspect à des fins de diagnostic, nous mettons en évidence l'importance du rôle que joue la proportionnalité entre les fréquences de base et de modulation dans la capacité du cepstre à séparer les modulations.

Dans le cas d'un défaut sur la bague extérieure BPFO=69 Hz, sur l'autospectre de la figure 4.6, ce dernier défaut coïncide sur le même pic avec la quatrième harmonique de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie. On reconnaît l'existence du défaut de roulement sur l'autospectre par l'augmentation de l'amplitude du 4^{ème} harmonique par rapport au 3^{ème}.

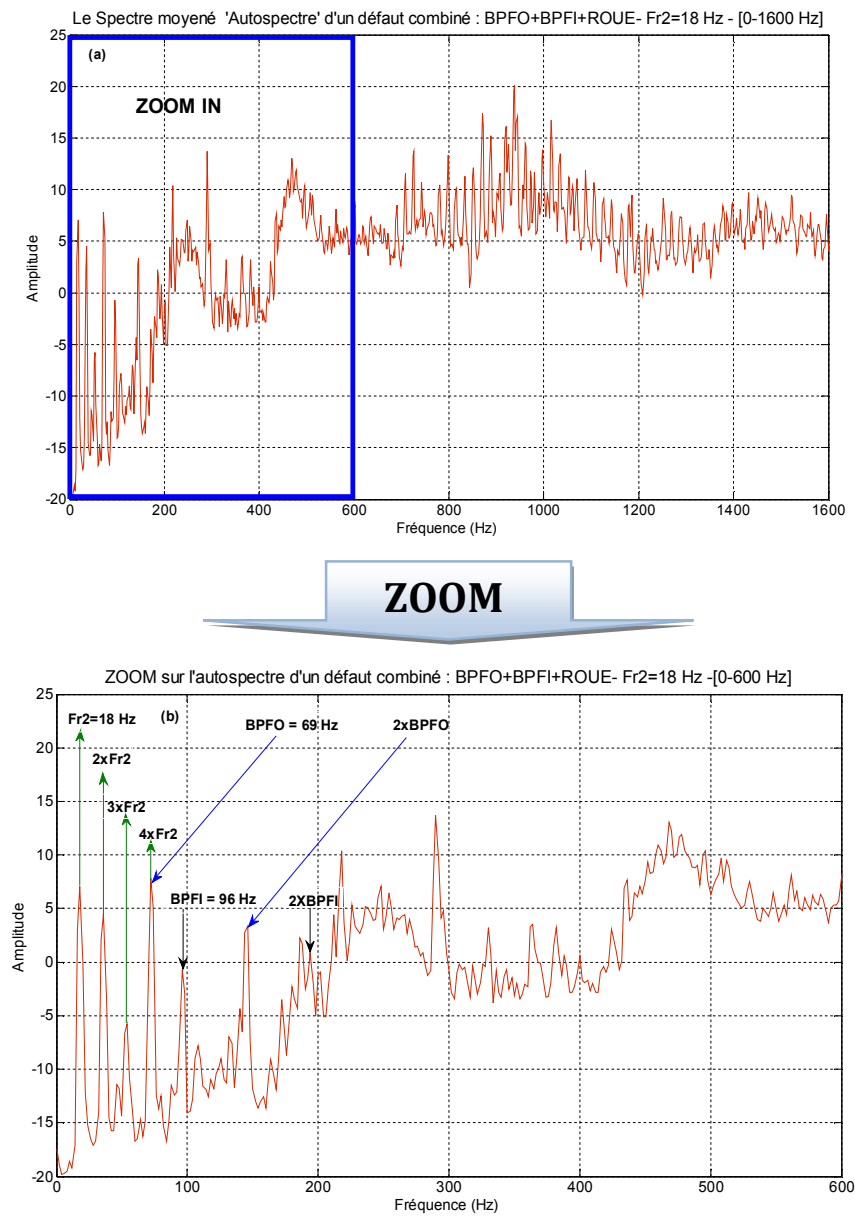


Figure 4.9 : Autospectre mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée, (a) autospectre complet, (b) zoom dans la bande [0-600 Hz].

Dans la figure 4.9 (b), on remarque la coïncidence de la quatrième harmonique de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie avec le défaut de la bague extérieure BPFO, on fait appel à l'analyse cepstrale. La figure 4.10 (b), met en évidence, la 4^{ème} rhamonique de BPFO et la 6^{ème} rhamonique de BPFIO à droite de la première et la deuxième rhamonique de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie

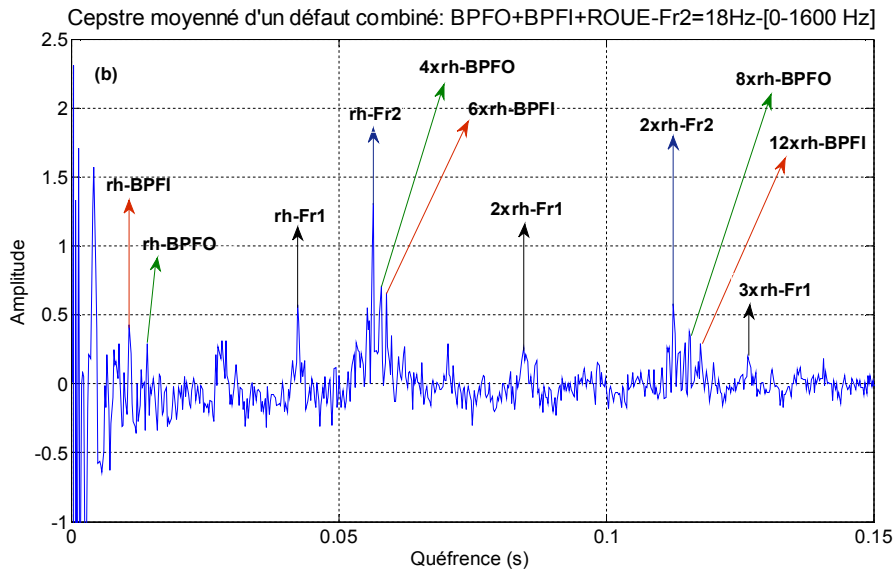


Figure 4.10 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue, (a) cepstre complet [0-0.25 s], (b) zoom sur l'intervalle [0-0.15 s].

Dans se qui suit, on va suivi l'évolution du cepstre moyenné et son amplitude en fonction du type de défaut, en partant du cas sans défaut arrivant au cas de la combinaison de quatre défauts, deux défauts d'engrenement et deux défauts de roulement.

4.1. Le cepstre moyenné mesuré sans présence de défauts

Dans le cas sans défaut, apparait uniquement sur le cepstre les rhamoniques de la quérence de rotation.

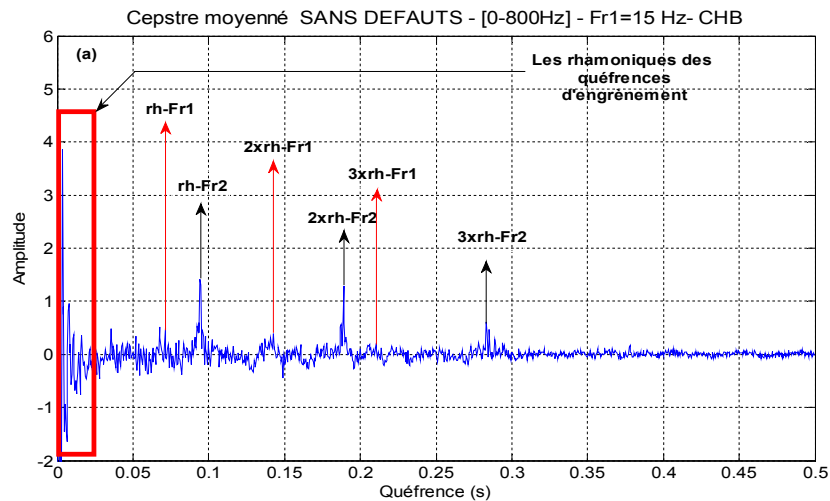


Figure 4.11 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s].

4.2. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut isolé sur la bague extérieure du roulement « BPF0 »

Dans l'analyse spectrale, nous avons montré que le défaut de la bague extérieure BPF0 peut coïncider avec la quatrième harmonique de la fréquence de rotation, ce qui provoque l'augmentation de son amplitude par rapport à l'harmonique précédente. Pour les départagées, on fait appel à l'analyse cepstrale.

La figure 4.12 (b), montre clairement l'apparition de deux pics à gauche de la première et la deuxième rhamoniques de la fréquence de rotation, correspondant au 4^{ème} et 8^{ème} rhamonique de fréquence du défaut BPF0, avec des amplitudes beaucoup plus importantes que ceux des fréquences de rotation.

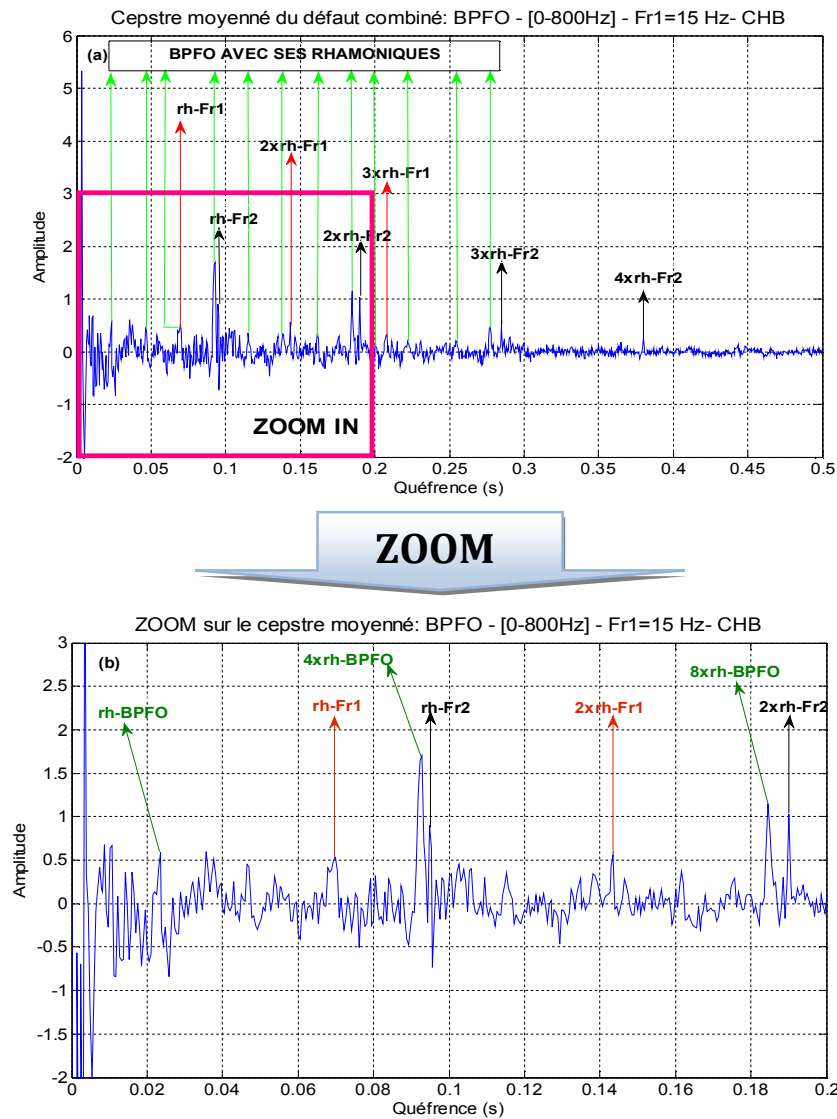


Figure 4.12 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut isolé sur la bague extérieure, (a) cepstre complet, (b) zoom sur l'intervalle [0-0.3 s].

4.3. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent de la roue + BPFO »

Dans le cas de défaut combiné, roulement BPFO plus défaut d'engrenage provoqué sur une dent de la roue, la figure 4.13 (b), montre l'apparition en plus des rhamoniques des BPFO, l'augmentation des amplitudes des rhamoniques de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie porteur de la roue défectueuse.

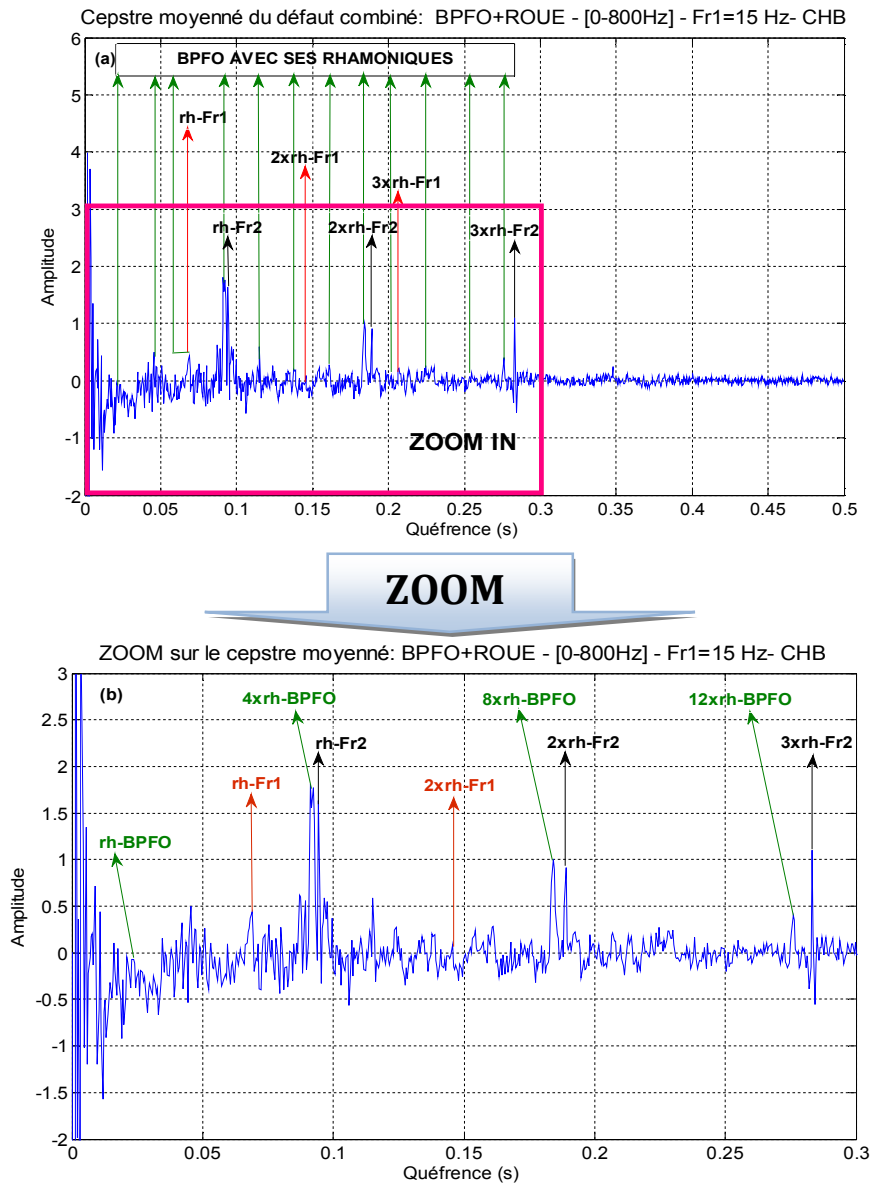


Figure 4.13 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut combiné sur la bague extérieure et sur une dent de la roue. (a) cepstre complet, (b) zoom sur l'intervalle [0-0.3 s].

4.4. Le cepstre moyenné mesuré dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur la bague intérieure du roulement BPFI + défaut sur une dent de la roue + BPFO »

Dans le cas de défaut combiné, roulement BPFO+BPFI plus défaut sur une dent de la roue, la figure 4.14 (b), montre l'apparition de deux pics à gauche et à droite de les trois rhamoniques de la fréquence de rotation, correspondant respectivement aux rhamoniques des défauts de roulement BPFO et BPFI.

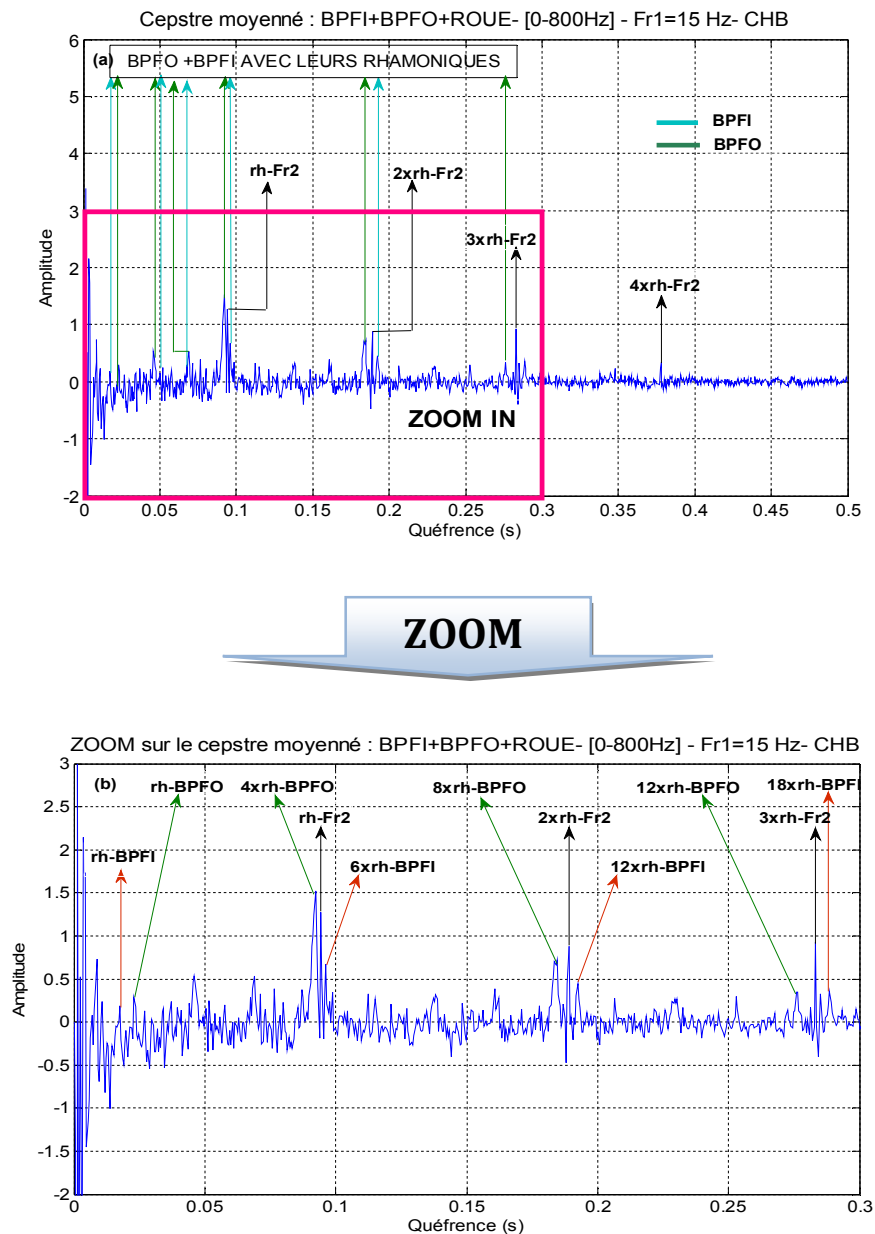


Figure 4.14 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue, (a) cepstre complet, (b) zoom sur l'intervalle [0-0.3 s].

4.4.1. Le cepstre moyenné mesuré sur CHA, dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon + BPFi + défaut sur une dent de la roue + BPFo »

Dans le cas de défaut combiné, roulement BPFo+BPFi plus défaut sur une dent de la roue et une dent du pignon, la figure 4.15 (b), montre la même chose que le cas précédent plus l'apparition (l'augmentation de l'amplitude) des rhamoniques de la fréquence de rotation de l'arbre d'entré porteur du pignon défectueux.

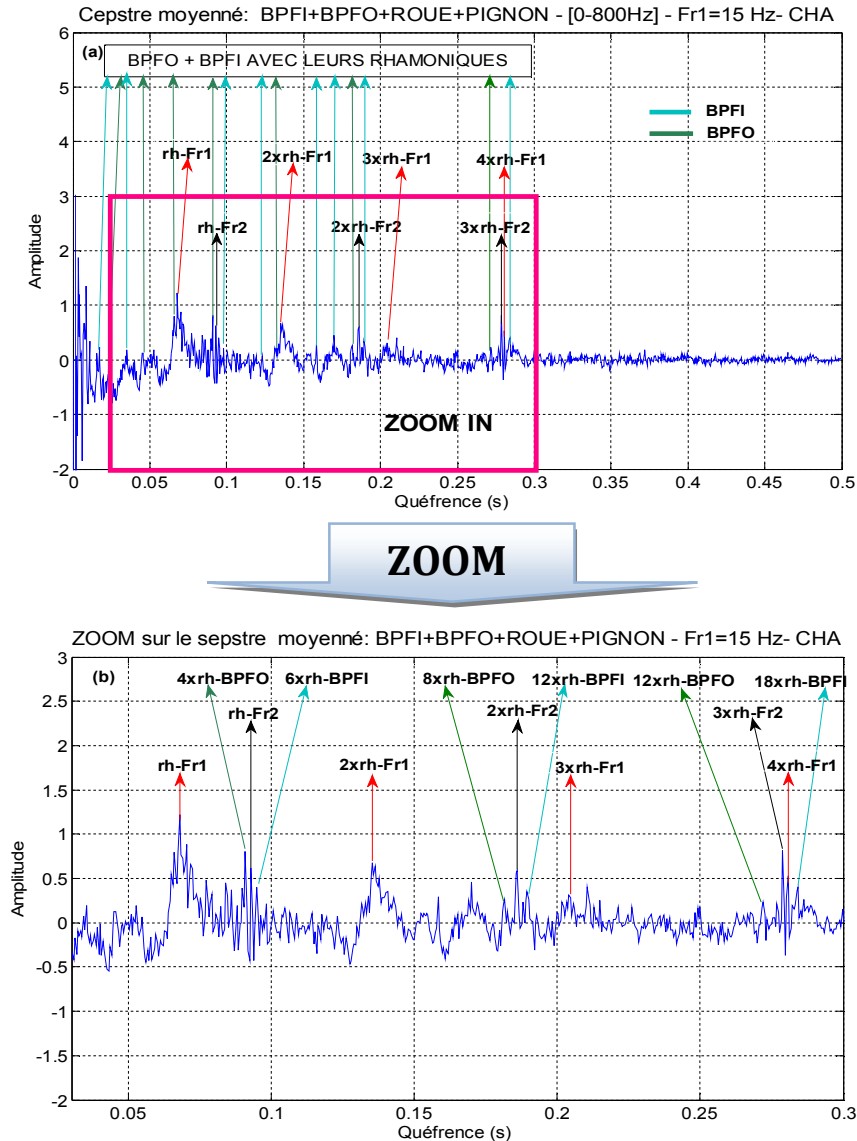


Figure 4.15 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre de sortie sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue et du pignon, (a) cepstre complet, (b) zoom sur l'intervalle [0-0.3 s].

4.4.2. Le cepstre moyenné mesuré sur CHB, dans le cas d'un défaut combiné « défaut d'écaillage sur une dent du pignon + BPFI + défaut sur une dent de la roue + BPFO »

Le même cas précédent, mais l'amplitude des rhamoniques de la fréquence de rotation de l'arbre de sortie, sont plus clairs que dans le premier cas.

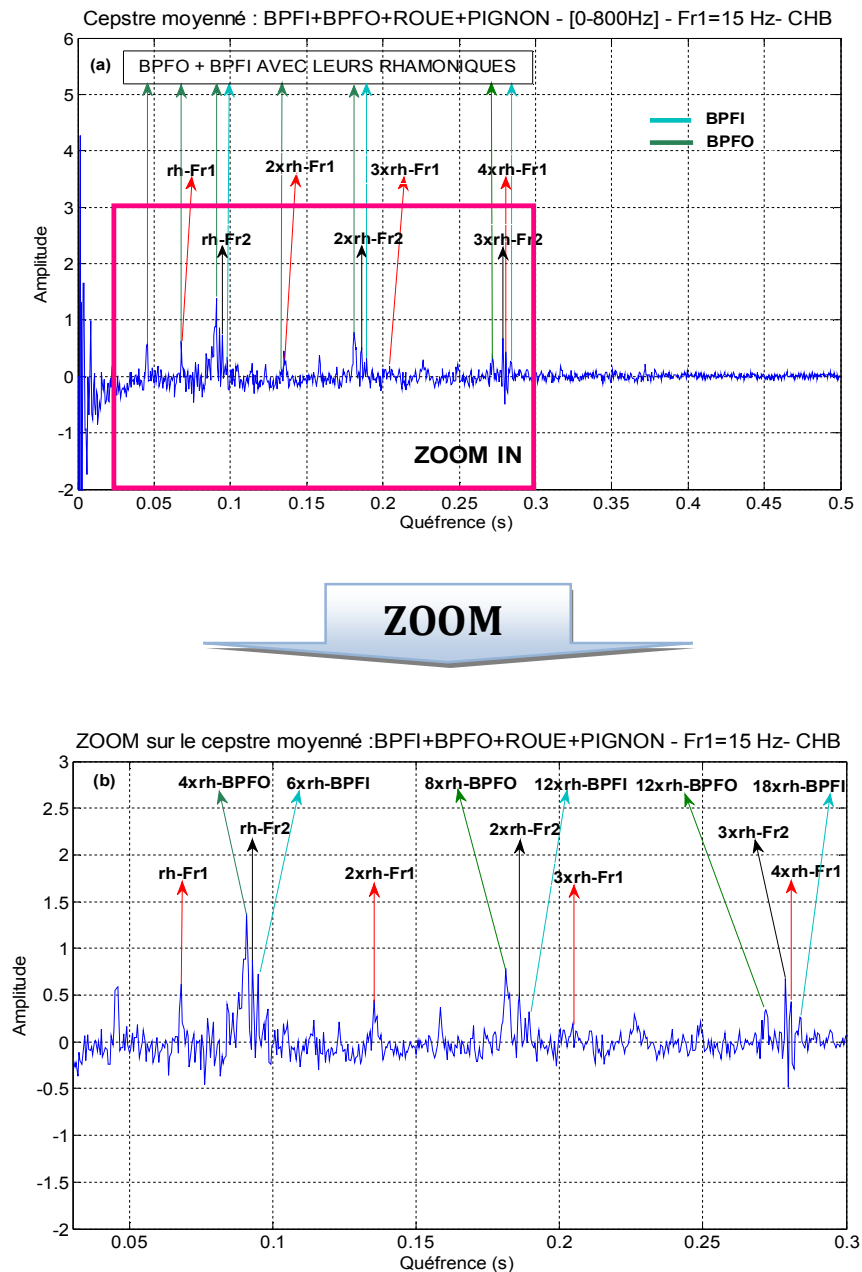


Figure 4.16 : Cepstre moyenné mesuré sur le palier de l'arbre d'entrée sur l'intervalle de [0-0.5 s] dans le cas de défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue et du pignon, (a) cepstre complet, (b) zoom sur l'intervalle [0-0.3 s].

5. Application de l'analyse spectrale « FFT » au diagnostic de défauts combinés

La transformée de Fourier de chaque signal vibratoire est faite à l'aide du logiciel Matlab et les résultats sont présentés sur les figures 4.(17, 18, 19, 20, 21), il est possible d'identifier l'origine de chaque composante ou famille de composantes fréquentielles du spectre en fonction des caractéristiques de la cinématique des différentes composantes du système mécanique.

Le diagnostic des défauts combinés par l'application de la FFT, reste limité surtout dans le cas de différents types de défauts, tels que les défauts d'engrenages qui génèrent des chocs d'amplitude beaucoup plus important que ceux des défauts de roulement.

5.1. Spectre du signal mesuré sans présence de défaut

Dans ce cas le spectre de la figure 4.17, montre uniquement la fréquence d'engrènement sans aucune modulation.

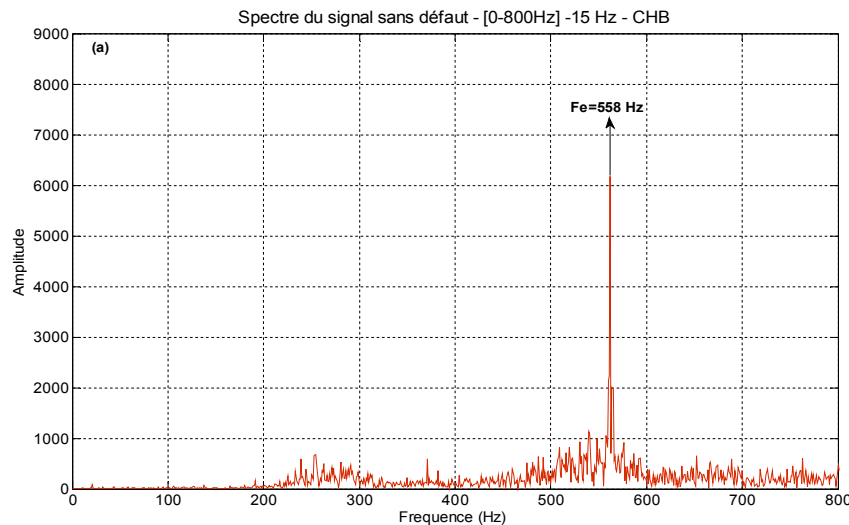


Figure 4.17 : Spectre du signal mesuré sur le palier de l'arbre de sortie dans la bande [0-800 Hz] dans le cas sans défaut.

5.2. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut sur la bague extérieure « BPF0 »

Dans ce cas, le spectre de la figure 4.18, montre l'apparition de la 3^{ème}, la 4^{ème}, 5^{ème} et la 6^{ème} harmonique du défaut isolé de roulement BPF0, donc sans défaut d'engrenage, il est possible de localiser des impacts des défauts de roulement, quoiqu'ils sont écrasés par le pic de la fréquence d'engrènement.

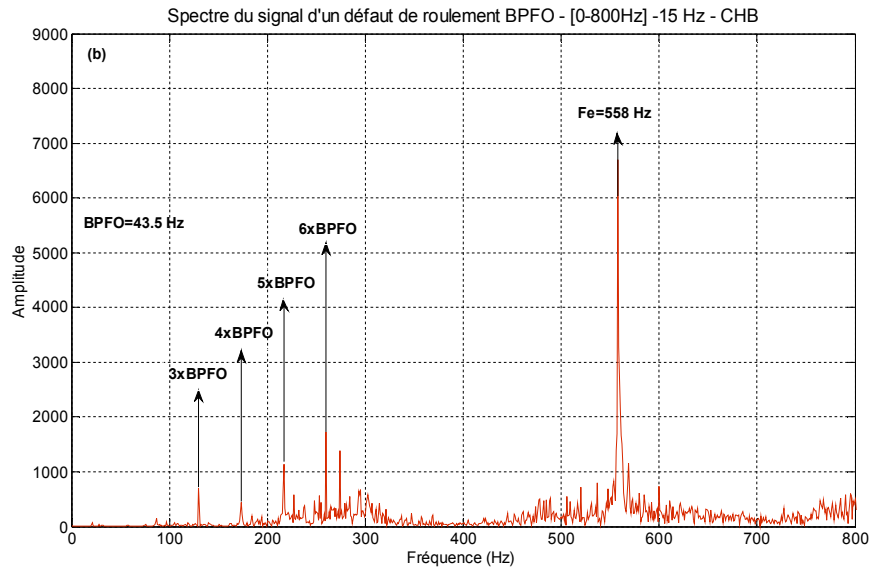


Figure 4.18 : Spectre du signal mesuré sur le palier de l'arbre de sortie dans la bande [0-800 Hz] dans le cas de défaut sur la bague extérieure.

5.3. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO + écaillage d'une dent de la roue »

Dans ce cas, le spectre de la figure 4.19, montre bien que le défaut de roulement a été écrasé par la fréquence d'engrènement, dû au défaut sur la roue, en remarque aussi l'augmentation de l'amplitude vibratoire du spectre.

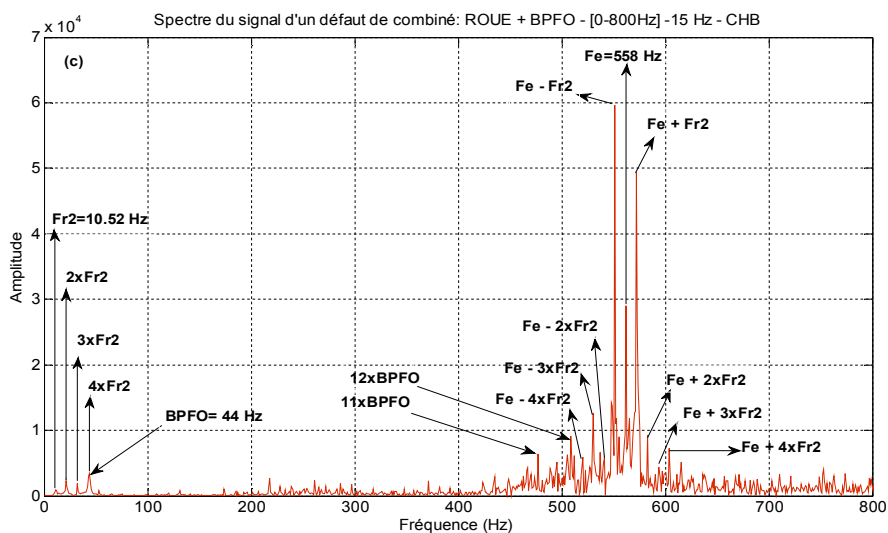


Figure 4.19 : Spectre du signal mesuré sur le palier de l'arbre de sortie dans la bande [0-800 Hz] dans le cas du défaut combiné sur la bague extérieure et sur une dent de la roue.

5.4. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO +BPFI+ écaillage d'une dent de la roue »

La figure 4.20 (a) et (b), représente respectivement, le spectre du signal brut d'un défaut combiné BPFO+BPFI+ un écaillage sur une dent de la roue, et le zoom sur le spectre. Dans ce cas, on remarque bien une petite diminution de l'amplitude vibratoire à cause de la génération d'un 2^{ème} défaut sur la bague intérieure du roulement BPFI.

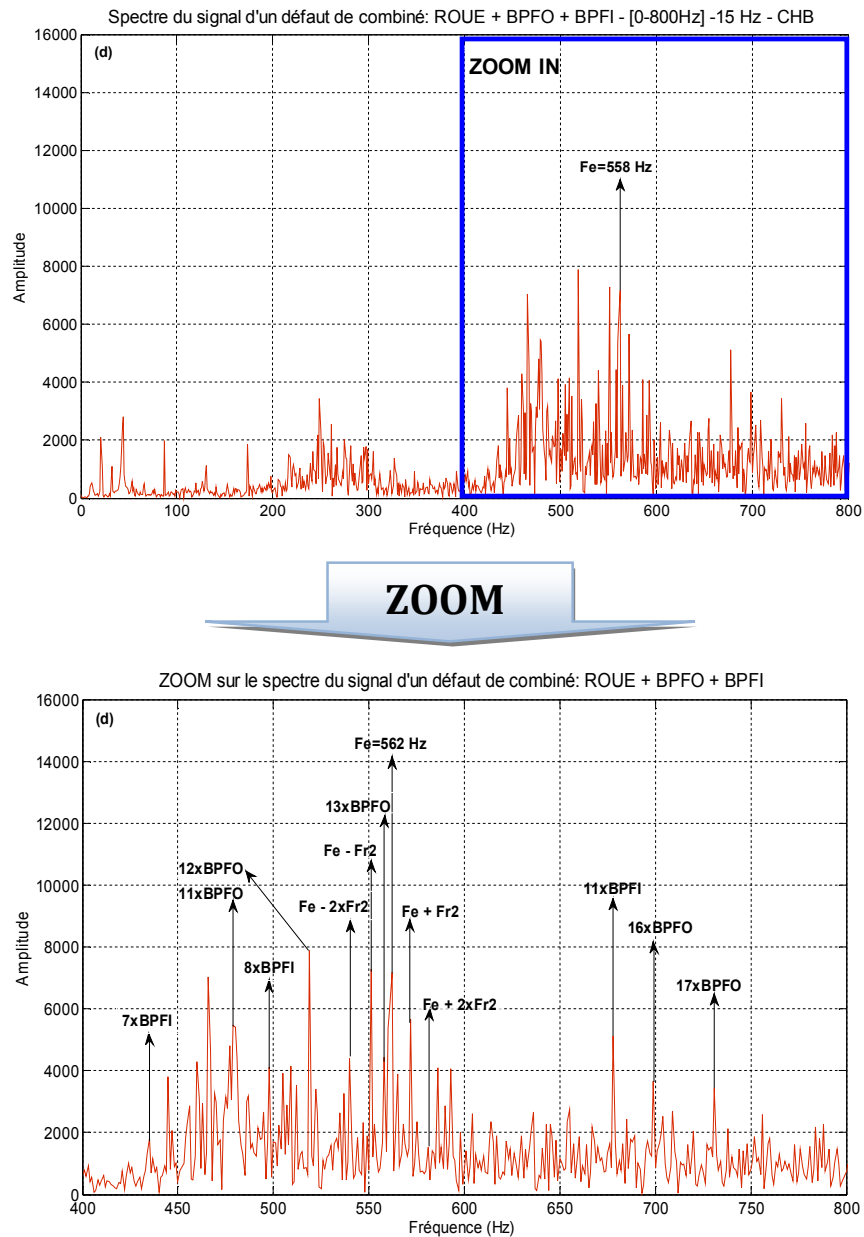


Figure 4.20 : Spectre du signal mesuré sur le palier de l'arbre de sortie dans la bande [0-800 Hz] dans le cas du défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue.

5.5. Spectre du signal mesuré dans le cas de défaut combiné « BPFO +BPFI+ écaillage d'une dent sur la roue et sur le pignon »

Dans ce cas, la détection des défauts combinés plus difficile que dans les cas précédents, donc, on fait appel à d'autres outils de traitement du signal, comme le filtrage passe bande et l'analyse d'enveloppe et l'AMRO,...etc.

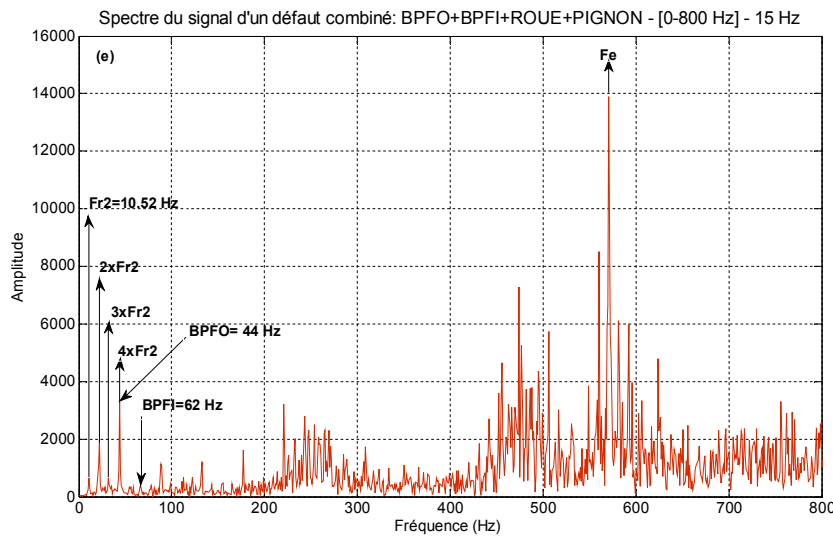


Figure 4.21 : Spectre du signal mesuré sur le palier de l'arbre de sortie dans la bande [0-800 Hz] dans le cas du défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent de la roue et une dent du pignon.

6. Apport du filtrage passe bande des signaux pour la détection des défauts

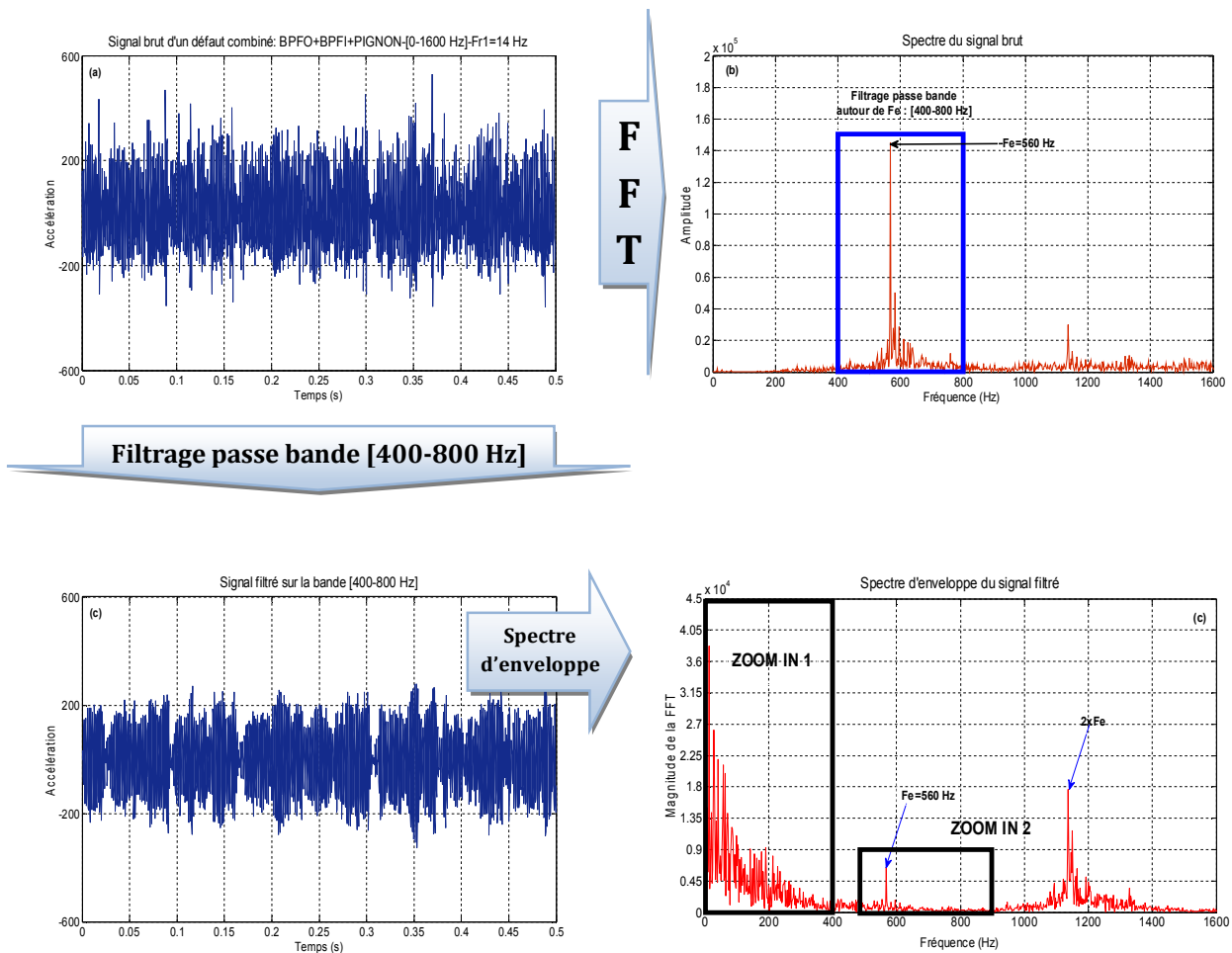
Le but du filtrage est d'éliminer le bruit et les fréquences parasites de fonctionnement du banc à l'aide d'un filtre passe-bande. Un filtre numérique de « Butterworth » est utilisé. Il sera alors possible de faire ressortir l'information utile à la détection précoce des défauts de roulements et/ou d'engrenage. Notre approche est de ne conserver que les niveaux qui comprennent l'information, tels que, la fréquence de résonance pour le cas de défauts de roulements et la fréquence d'engrènement pour le cas de défauts d'engrenage.

6.1. Filtrage autour de la fréquence d'engrènement

6.1.1. Cas de défaut combiné « BPFO+BPFI+écaillage d'une dent sur le pignon »

Dans ce cas, les pics des défauts de roulement sont écrasés par celui de l'engrènement, en plus de la difficulté d'extraire les modulations de la fréquence d'engrènement par la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée, qui caractérise le défaut d'engrenage. A cet effet,

on a proposé d'appliquer un filtrage passe bande autour de la fréquence d'engrènement pour extraire ces modulations, ensuite, on va calculé le spectre d'enveloppe du signal filtré par l'application de la transformée de Hilbert sur le signal filtré, pour avoir les modulations. la figure 4.22 (a) représente le signal d'accélération brut d'un défaut combiné BPFO+BPFI+Pignon, mesuré dans la bande [0-1600 Hz], avec une fréquence de rotation de l'arbre d'entrée 14 Hz. Les figures 4.22 (b) et (c), représente respectivement, le spectre du signal brut, et le signal filtré. Le zoom 1 de la figure 4.22 (d) mettre en évidence l'apparition de la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée porteur du pignon, et ses harmoniques, un indicateur de présence du défaut localisé sur le pignon. Le zoom 2 de la figure 4.22 (e), montre clairement les bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement, espacées par la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée, qui est aussi, un indicateur de la présence du défaut.



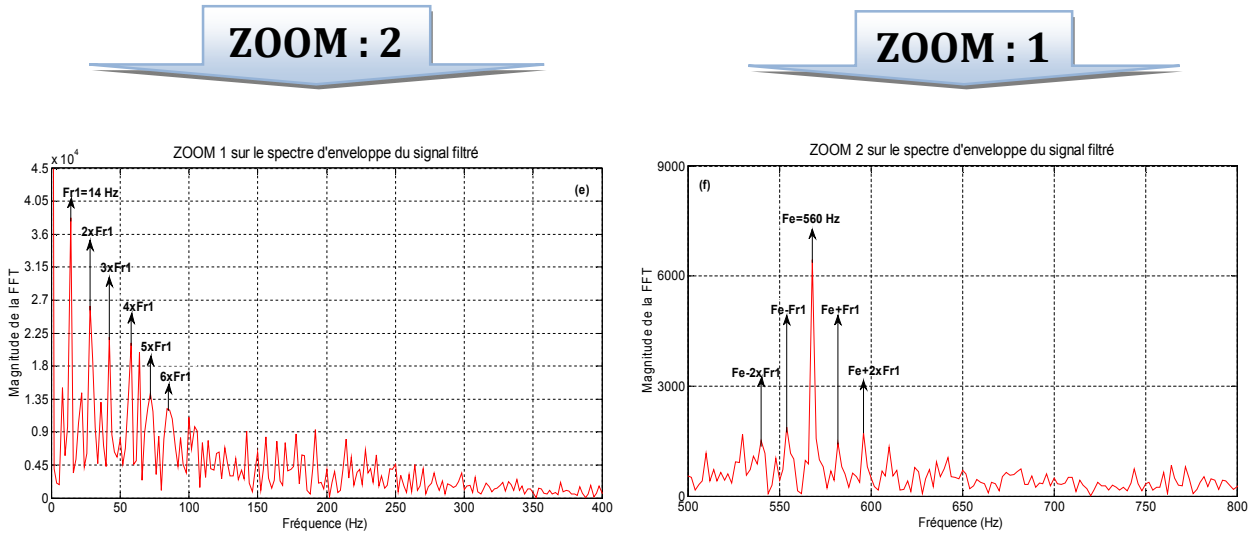


Figure 4.22 : Application du filtrage passe bande sur le signal mesuré, dans le cas du défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent du pignon. (a) signal brut, (b) spectre du signal brut, (c) signal filtré, (d) spectre d’enveloppe du signal filtré, et (e), (f) sont respectivement, le zoom 1 et le zoom 2, sur le spectre d’enveloppe.

6.2. Filtrage autour de la fréquence de résonance

Dans ce paragraphe en va montrer l’effet du filtrage autour de la fréquence de résonance du roulement, ou par d’autre terme, autour de la fréquence la plus énergétique, porteuse des modulations du défaut.

6.2.1. Cas de filtrage dans les basses fréquences

La figure 4.23(a), représente un signal brut mesuré sur le palier 3 de l’arbre de sortie, dans le cas du défaut combiné « BPF0+BPFI+écaillage d’une dent sur le pignon ». Le signal est conditionné avec une fréquence d’échantillonnage de 32768 Hz afin de cerner toutes les résonances du système. Le spectre de ce signal (figure 4.23 (b)) met en évidence des modulations dues aux résonances se situant approximativement à 2600 Hz et 4000 Hz. L’application du filtrage passe-bande sur le signal large bande autour de la première fréquence de résonance égale à 2600 Hz, donnant le signal de la figure 4.23 (c) et son spectre d’enveloppe (figure 4.23 (d)).

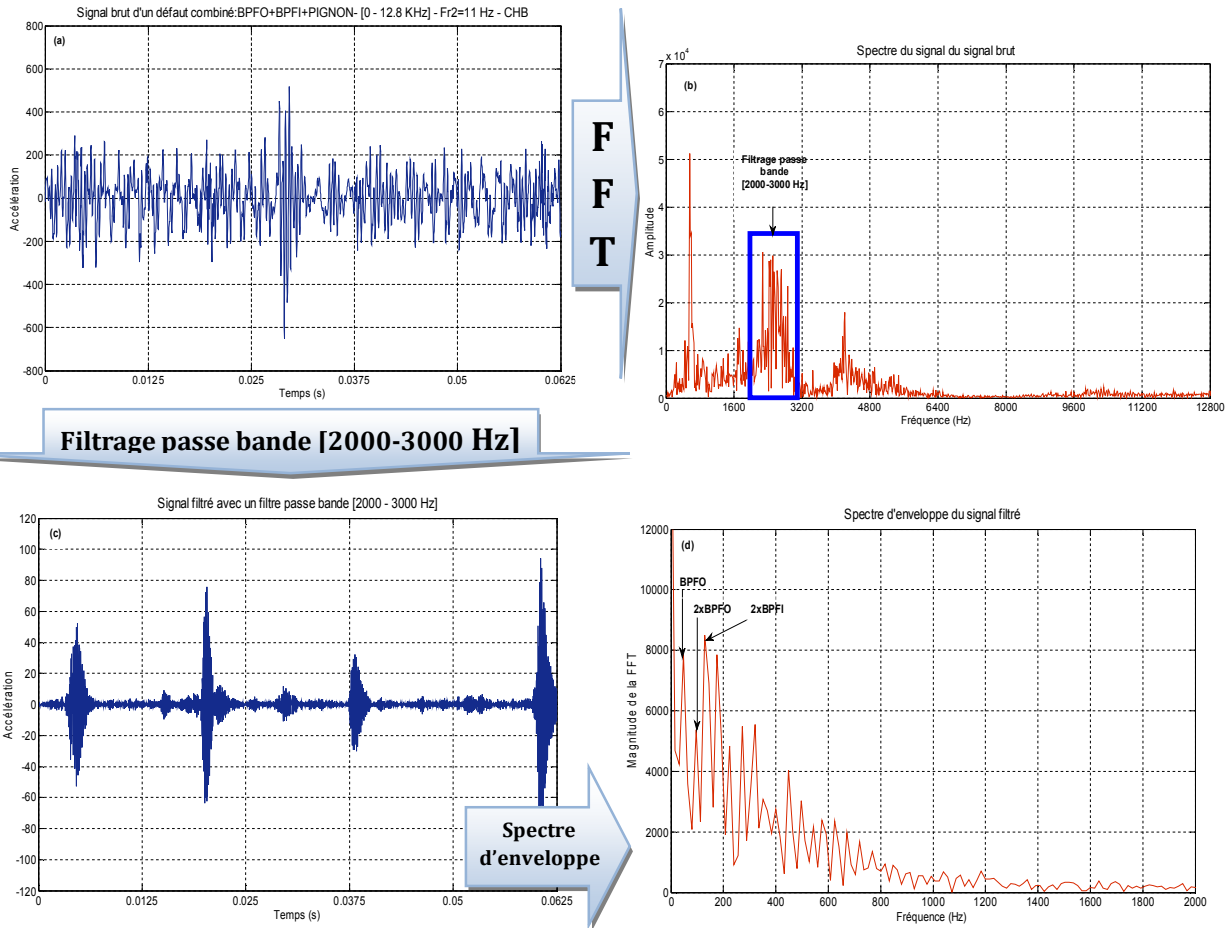


Figure 4.23 : Application du filtrage passe bande sur des signaux mesurés, dans le cas du défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent du pignon. (a) signal brut, (b) spectre du signal brut, (c) signal filtré, (d) spectre d’enveloppe du signal filtré, et (e), (f) sont respectivement, le zoom 1 et le zoom 2, sur le spectre d’enveloppe.

6.2.2. Cas de filtrage dans les hautes fréquences

Dans ce cas, le filtrage a été effectué sur un spectre large bande, et autour d’une résonance situé dans les hautes fréquences tel que [17 – 20 KHz]. On appliqué le filtrage sur un signal mesuré sur le palier 3 de l’arbre de sortie, dans le cas du défaut combiné « BPF0+BPFI+écaillage d’une dent sur le pignon ». Le signal est conditionné avec une fréquence d’échantillonnage de 65536 Hz afin de cerner toutes les résonances du système. Le spectre de ce signal (figure 4.24 (b)) met en évidence des modulations dues aux résonances se situant approximativement à 2600 Hz et 5000 Hz, 13500 Hz et dans les environs de 17000 et 20000 Hz.

L’application du filtrage passe-bande sur le signal large bande autour de la dernière fréquence de résonance entre 17 et 20 KHz, donnant le signal de la figure 4.24(c) et son spectre d’enveloppe (figure 4.24 (d)). Le spectre d’enveloppe, montre clairement

l'apparition du 2^{ème} harmonique de $2 \times \text{BPFO} = 86 \text{ Hz}$ et la 3^{ème} harmonique de $\text{BPFI} = 177 \text{ Hz}$. La 1^{ème} et la 2^{ème} harmonique de BPFI, ne sont pas apparus à cause de l'insuffisance de la résolution spectrale $\Delta f = 32 \text{ Hz}$, et peut être il y a une combinaison des pics de BPFO et BPFI dans le 2^{ème} et 3^{ème} le pic du spectre.

Dans le spectre d'enveloppe, il est apparu que les défauts de roulement, donc on remarque bien l'absence de défauts d'engrenage, cette absence est justifié d'une part, par le filtrage autour de la fréquence de résonance du roulement et d'autre part, les défauts d'engrenage sont situés dans les basses fréquences et à cause de la faiblesse de la résolution, ne sont pas apparus.

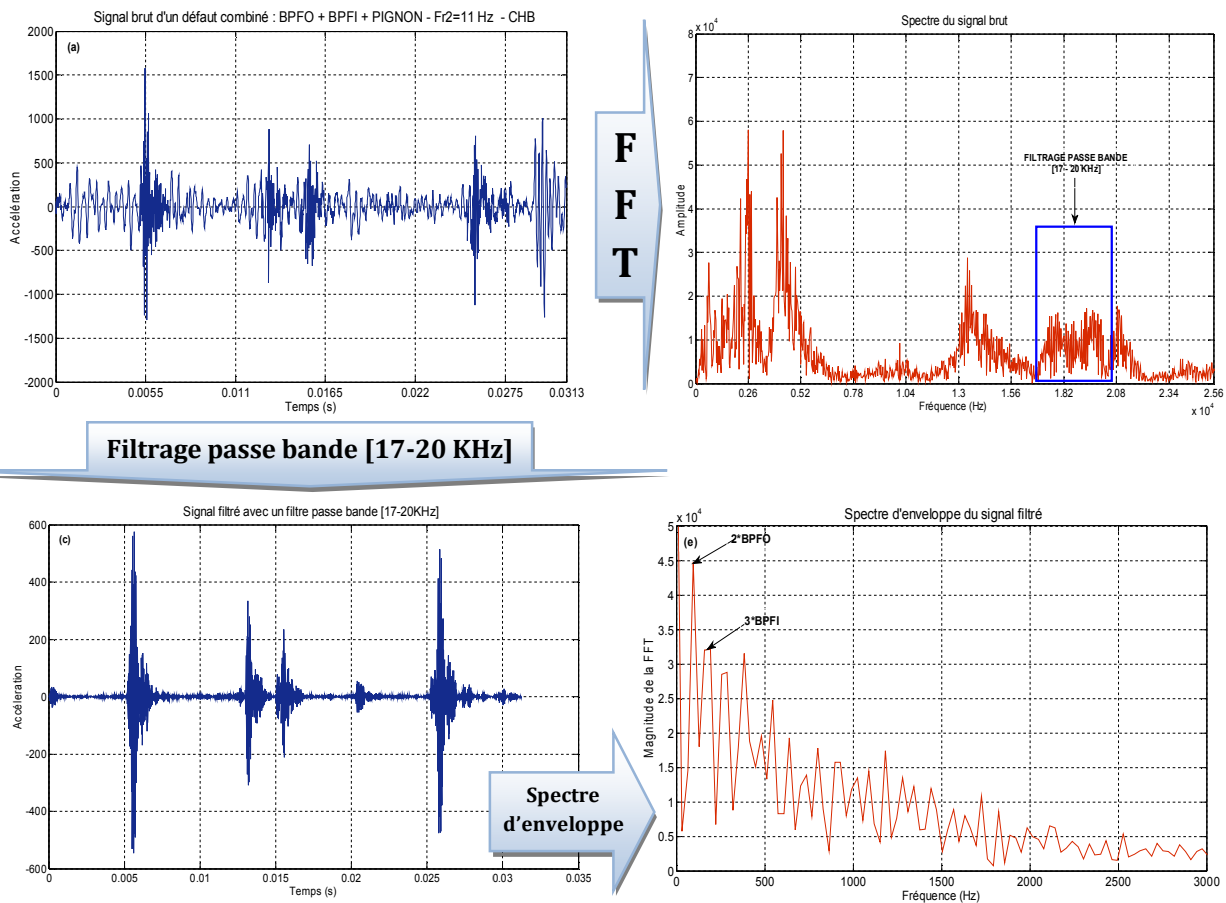


Figure 4.24 : Application du filtrage passe bande sur des signaux mesurés, dans le cas du défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et sur une dent du pignon. (a) signal brut, (b) spectre du signal brut, (c) signal filtré, (d) spectre d'enveloppe du signal filtré.

7. Filtrage des signaux vibratoires utilisant la transformée en ondelettes discrète « l'AMRO »

Les ondelettes permettent de représenter un signal, comme le font des fonctions cosinus dans l'analyse de Fourier. Elles autorisent une bonne localisation en temps et en fréquence.

La décomposition se fait à partir d'un ensemble d'ondelettes de base obtenu à partir d'une ondelette "mère". L'analyse se fait à partir de dilatation et de translation de l'ondelette mère. Cette transformation décrit les détails d'un signal pour chaque niveau de résolution. Ces détails correspondent à la différence d'information entre deux niveaux de résolutions successives. A cet effet, Stéphane Mallat a eu l'idée de considérer l'analyse par ondelettes comme une décomposition du signal par une cascade de filtres, associant une paire de filtres à chaque niveau de résolution (figure 4.25).

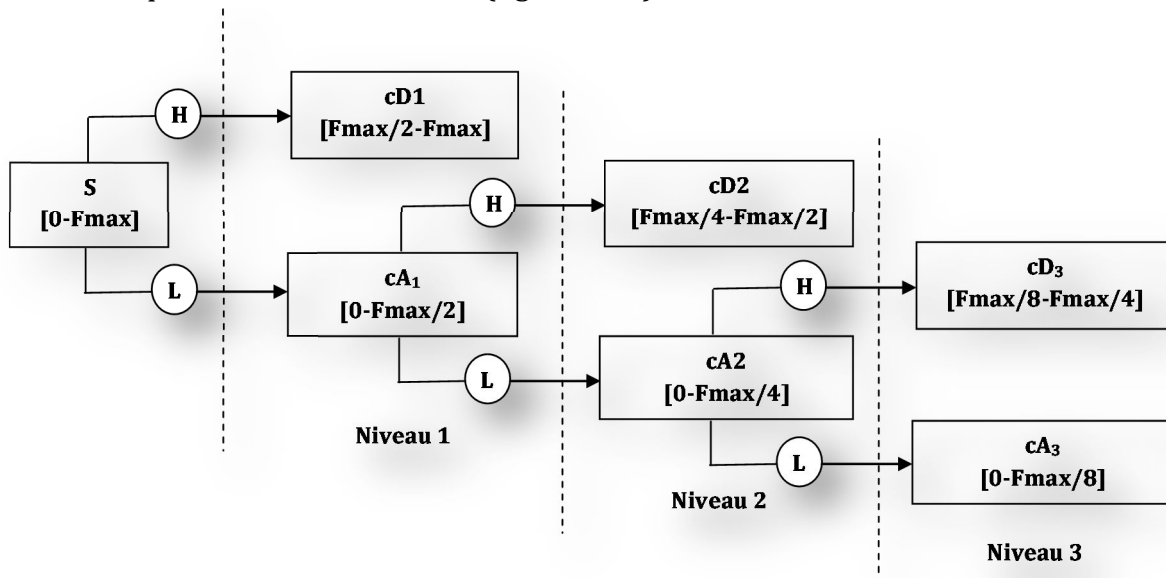


Figure 4.25 : Décomposition en cascade pour 3 niveaux (n=3).

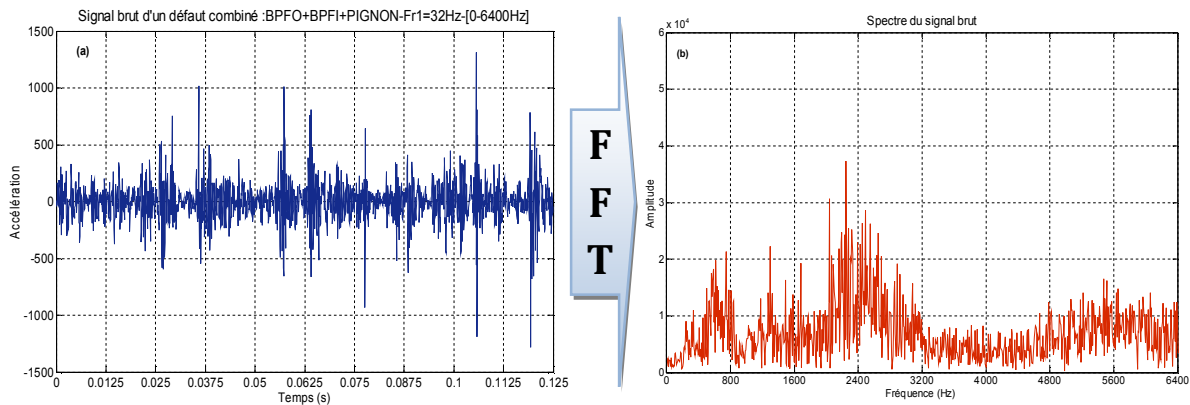
7.1 Cas d'un défaut combiné sur la bague intérieure, extérieure et écaillage d'une dent du pignon

La figure (4.23. a) représente le signal d'accélération mesuré sur l'arbre de sortie du réducteur d'un défaut combiné, le défaut a été simulé sur la bague extérieure et celle intérieure du roulement de type 6203, et sur une dent du pignon. L'arbre tourne à une vitesse de 24 Hz, le signal est conditionné avec une fréquence d'échantillonnage de 16384Hz ([0-6400 Hz]), ce signal est issu de la sixième campagne d'essai. Le spectre correspondant de la figure 4.26(b), ne permet de tirer aucune conclusion sur l'état de fonctionnement soit d'engrenage ou du roulement. Quelques modulations sont apparentes et qui son dues probablement aux fréquences de résonance du roulement et du système tout entier.

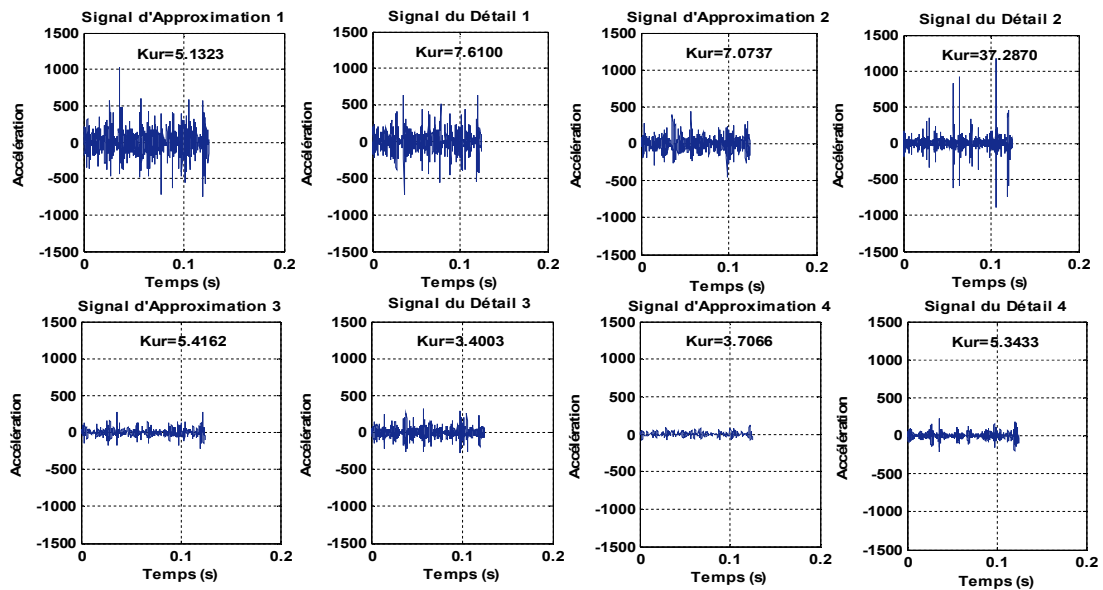
Des composantes basses fréquences, dues à la vitesse de rotation de l'arbre d'entrée et ses harmoniques qui caractérisant le défaut d'écaillage d'une dent du pignon, ne sont pas visibles. L'application de l'AMRO, a été appliquée sur le signal mesuré.

Le signal reconstruit a été extrait à partir du détail 2 (D2), sa bande fréquentielle est [1600-3200 Hz] qui couvre en réalité la fréquence propre du roulement égale environ à 2500 Hz.

La figure (4.26. c) illustre des impacts très clairs qui sont dus aux défauts. Le signal reconstruit apparaît donc plus informatif que celui mesuré. Son spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes (fig. 4.26. d) a été calculé à partir de la transformée de Hilbert, mettant en évidence les fréquences des défauts (BPFO=96 Hz-BPFI=144 Hz) et leurs harmoniques, ainsi que le défaut sur la dent pignon modulé par la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée (Fr1=32 Hz), et plusieurs de ses harmoniques.



Application de l'AMRO



Vecteur Optimal : D2

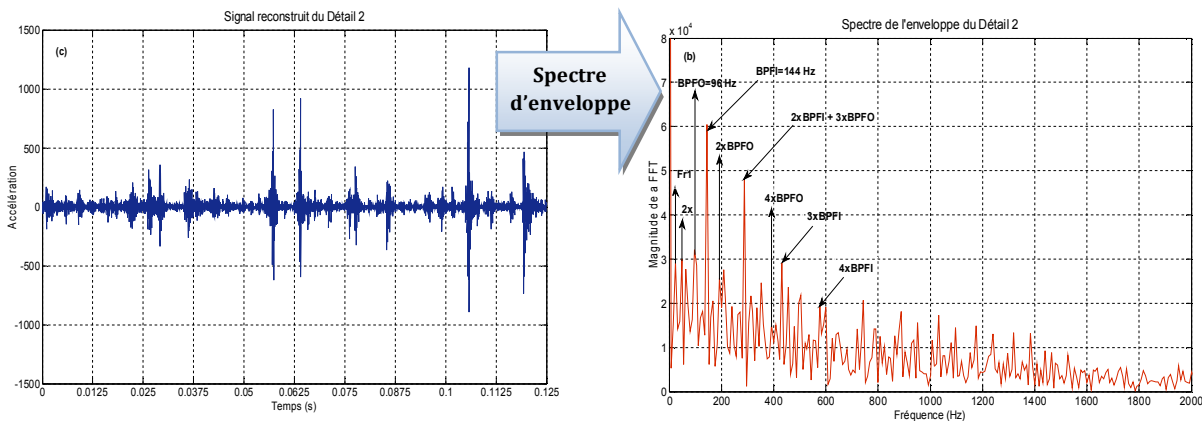


Figure 4.26 : (a) Signal mesuré et (b) son spectre, (c) Signal reconstruit extrait à partir du détail 2 (D2) et (d) son spectre d'enveloppe.

En réalité un petit écart, de 1 à 3 Hz, entre les fréquences théoriques calculées ($BPFO = 100.15$ Hz, $BPFI=145.05$ Hz et $Fr1=35$ Hz), dû essentiellement à la charge appliquée par le couple de freinage sur l'arbre de sortie du réducteur, et le pas de fréquence important égal à 8 Hz, ainsi que la différence entre la vitesse de rotation programmée et celle réelle (pertes). Les indicateurs scalaires, quant à eux, ont été effectivement améliorés. Le kurtosis passe de 10.9144 à 37.2870, le facteur crête étant moins sensible passe de 7.6703 à 12.6538. Ce qui confirme sa grande sensibilité par rapport au facteur de crête. Le défaut ne peut être déterminé à partir des indicateurs scalaires ce qui place la représentation fréquentielle par le spectre d'enveloppe des coefficients d'ondelettes très informative. Il est par contre très clair, d'après les amplitudes du signal reconstruit, que la valeur crête, le RMS et même l'énergie sont plus faibles que ceux du signal mesuré. Ceci, n'ayant pas de signification particulière dans le domaine de la détection des défauts, peut expliquer par l'opération de filtrage qui réduit les amplitudes du bruit aléatoire et des autres composantes de la machine, ce résultat a été confirmé par le travail de [Dje. 08_b], dans le cas d'un défaut isolé du roulement.

8. Etude statistique et optimisation paramétrique

La figure 4.27, représente le kurtosis en fonction de la vitesse de rotation et la fréquence maximale pour chaque cas de défaut. Le kurtosis est optimale pour une vitesse de rotation faible et la fréquence maximale la plus élevée.

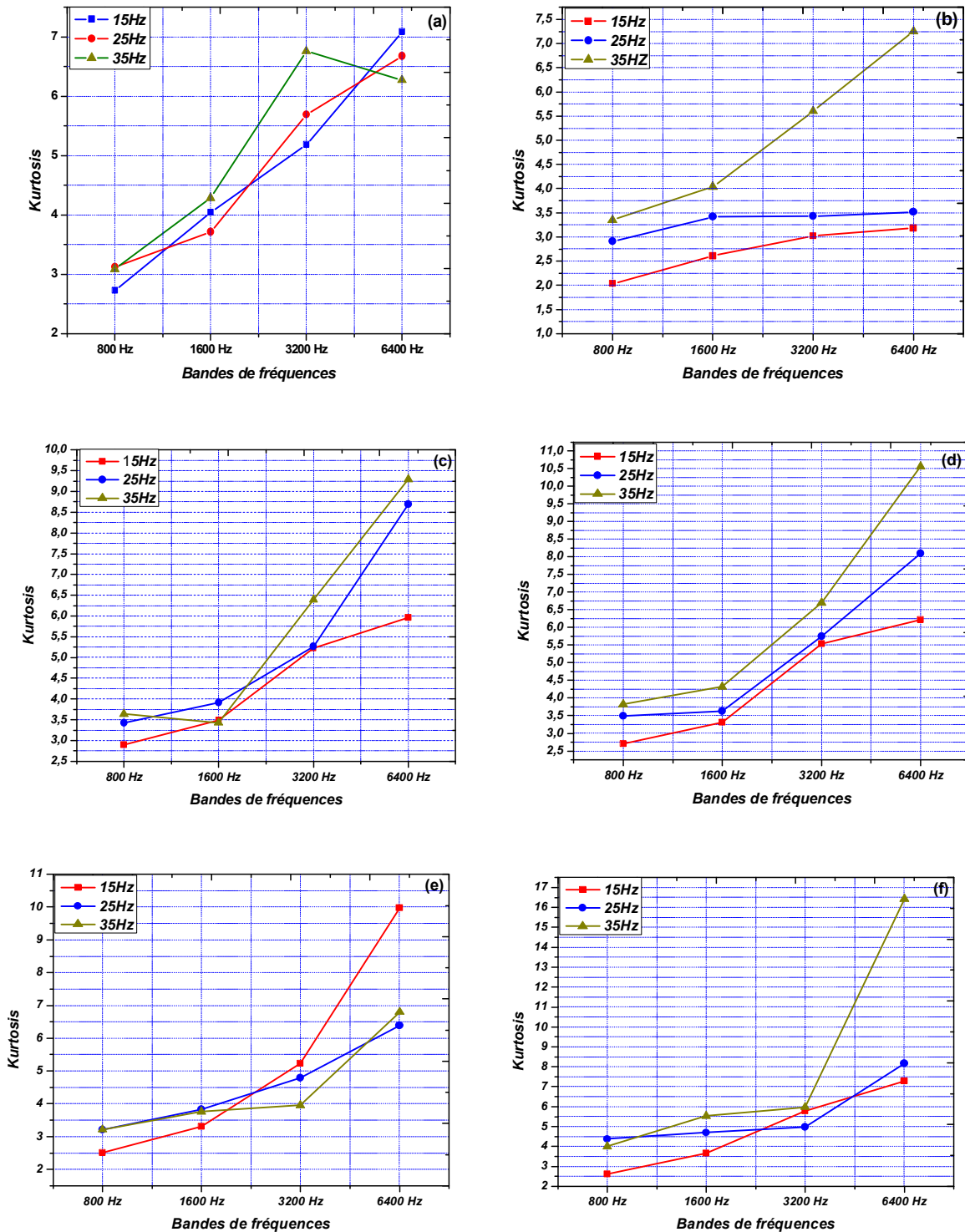


Figure 4.27 : Les courbes de tendances expérimentales du Kurtosis pour différentes combinaisons des défauts, (a) défaut localisé sur la bague extérieure du roulement (arbre récepteur), (b) défaut combiné (Roue+B.Ext.), (c) défaut combiné (Roue+B.Ext. +B.Int.), (d) défaut combiné (Roue+Pignon+B.Ext. +B.Int.), (e) défaut combiné (Pignon+B.Int.), (f) défaut combiné (Pignon+B.Ext. +B.Int.).

9. Conclusion

Au début du chapitre, on a diagnostiqué les défauts combinés sur des mesures directes du spectre moyenné et le cepstre moyenné, en suite on a appliqué les différentes techniques de traitement du signal utilisées pour le diagnostic des défauts combinés à partir des signaux bruts. L'utilisation du spectre moyenné et le cepstre moyenné dans les basses fréquences permettant la détection précoce des différentes combinaisons des défauts. Par contre le spectre calculé par la FFT du signal brut, reste limité aux basses fréquences à cause de l'insuffisance de la résolution spectrale, surtout pour la localisation et le dépistage des défauts de roulements qu'ils sont écrasées par la fréquence d'engrènement. D'une part, le filtrage passe bande et la démodulation, en utilisant un filtre passe bande de Butterworth ou l'analyse multirésolution en ondelettes, combinés avec la transformée de Hilbert, mettre en évidence l'apparition des défauts combinés d'engrenages et de roulements avec une très bonne résolution spectrale, grâce à l'algorithme de décomposition en cascade de Mallat qui permet d'affiché chaque niveau de décomposition (Approximation et Détail) avec une résolution différente, et à la méthode de Hilbert qui permette de supprimer la fréquence porteuse ou la fréquence de résonance et ne garde que les basses fréquences ou les fréquences modulantes. D'autre part, l'analyse d'enveloppe aussi, suivre les mêmes étapes de la démodulation par la combinaison de l'AMRO et la transformée de Hilbert, mais cette technique permettre d'afficher tout le signal et le spectre avec une résolution spectrale ou temporelle constantes. En fin, on a conclu que le cepstre moyenné et l'AMRO restent les outils les plus fiables à la détection précoce des défauts combinés d'engrenage et de roulement.

*Conclusion
générale*

Conclusion générale

Dans un premier temps, on a diagnostiqué l'apparition des défauts combinés à partir des mesures directes des spectres et des cepstres moyennés, en suite, on a passé au diagnostic approfondi, tel que le traitement des signaux temporels bruts mesuré sur les paliers à roulement dans la direction radiale, par la FFT du signal, le filtrage passe bande utilisant le filtre de « Butterworth », l'analyse d'enveloppe et la combinaison de l'analyse multirésolution en ondelettes et la transformée de Hilbert et on a tiré les conclusions suivantes :

- La modèle établit de la simulation numérique des défauts combinés, permettre de générer des signaux très utiles pour l'optimisation des indicateurs de détection et l'apprentissage du comportement vibratoire des systèmes de transmission de puissance à engrenage.
- L'autospectre permet une détection des défauts combinés, mais seulement dans les basses fréquences avec une résolution fréquentielle suffisante pour l'apparition de tous les raies caractérisant les défauts.
- Le moyennage temporel, améliore le rapport signal sur bruit du signal acquis, c'est-à-dire extraire le signal du bruit parasite. Et le moyennage fréquentiel augmente la précision d'amplitude dans l'autospectre. Par exemple, le moyennage de 50 signaux ou spectres successifs, donne des résultats plus clairs et plus précis que le moyennage de 5 ou 10 signaux ou spectres.
- Les fréquences caractéristiques de défauts de roulements « BPFO et BPFI » sont des multiples de la fréquence de rotation soit de l'arbre d'entrée ou de sortie du réducteur. A cet effet, on a trouvé des difficultés pour dissocier les pics de défauts de roulements et les pics des harmoniques de la fréquence de rotation caractérisant les défauts localisés d'engrenages dans l'autospectre, pour cela, on a fait appel à l'analyse cepstrale, le complément de l'analyse spectrale, qui a une très bonne résolution dans le temps. Le cepstre moyenné donne très bons résultats, puisque il a dissocié les deux pics par l'apparition des pics caractérisant les défauts de roulements, à gauche et à droite les rhamoniques de la fréquence de rotation. Donc l'analyse cepstrale est lié d'une part, aux phénomènes de modulation que présentent les vibrations d'engrenages et d'autre part aux périodicités que présentent les chocs de défauts de roulements. Ces deux phénomènes sont de faible énergie par rapport au signal d'engrènement, ce qui rend leur détection difficile. Dans le spectre leur présence se traduit par des séries de

raies, mais la plage d'analyse du signal étudié n'offre pas toujours une résolution suffisante en fréquence pour qu'on puisse séparer les différentes séries de raies et les attribuer aux phénomènes qui en sont la cause.

- Nous avons remarqué aussi l'apparition des pics artificiels adjacents de la fréquence d'engrènement et leurs harmoniques, en anglais sont appelés « Ghosts gearmesh frequencies », en français « les fréquences fantômes ou artificielles d'engrènement », (voir annexe C). L'apparition de ces fréquences fantômes, est due à l'émergence entre plusieurs composantes fréquentielles dans le spectre, et sont très claires dans l'autospectre, que dans le spectre calculé à partir de la FFT du signal mesuré, parce qu'elles sont noyées dans le bruit et d'autres composantes parasites générées par le système, et surtout dans les hautes fréquences. Ces fréquences fantômes ne sont pas des indicateurs de défauts, mais elles désinforment l'interprétation du spectre.
- Dans le spectre, la génération d'un tel défaut d'engrenage ou de roulement permettant la diminution de l'amplitude de l'un des défauts, par exemple, dans l'analyse spectrale, on remarque bien que les pics de défaut de roulement sont écrasés par la fréquence d'engrènement. La génération d'un autre défaut de roulement avec les défauts existants précédemment, permet la réduction de l'amplitude de la fréquence d'engrènement.
- L'analyse d'enveloppe est un outil très efficace pour la détection des défauts de types chocs tels que les défauts d'engrenages et de roulements et leurs combinaisons. Elle est basée sur les deux fonctions, de filtrage et de la démodulation, qui sont très performantes pour extraire les informations utiles à partir du signal brut. Les deux fonctions, l'identification d'une fréquence de résonance et le filtrage autour de cette fréquence, qui est dans notre cas la fréquence propre du roulement pour les défauts de roulements et la fréquence d'engrènement pour les défauts d'engrenage.
- L'application de l'analyse multirésolution en ondelettes, qui est un outil moderne de filtrage, combinée avec la transformée de Hilbert, a donné des résultats très encourageants. Cette méthode permet d'une part, de représenter le spectre dans plusieurs bandes fréquentielles avec différentes résolutions et de faire le travail de plusieurs filtres passe bande grâce à l'algorithme de décomposition en cascade établi par « Mallat », qui permet de séparer les hautes et les plus basses fréquences du signal, à l'aide d'un filtre passe haut « le détail », et un filtre passe bas « l'approximation », et d'autre part, la démodulation par la transformée de Hilbert. L'application de cette méthode à la détection des défauts combinés d'engrenage et de roulement, donne plusieurs avantages tels que, l'économie du temps pour plusieurs filtrages autour de la fréquence d'engrènement et la fréquence de résonance de roulement, puisque l'AMRO permet de filtrer autour de ces fréquences en même

temps si on bien choisi la fréquence maximale d'analyse en fonction de ces deux fréquences.

- Les indicateurs scalaires de détection des défauts de type choc tels que le kurtosis et le facteur de crête, qui ont été considérés comme les outils préférés pour ce type de défauts, grâce à leurs sensibilité aux impulsions périodiques. Ces indicateurs sont limités dans le cas de défaut combiné à cause du bruit et les composantes parasites générés par le fonctionnement du système.
- La tendance du kurtosis en fonction de la combinaison des défauts, n'est pas constante et varie d'une manière aléatoire. Par contre, elle diminue en fonction de la vitesse de rotation pour le cas d'un seul défaut. La seule chose qui permette l'optimisation de cet indicateur pour la détection précoce des défauts combinés, est l'opération de filtrage, soit le filtrage moderne par L'AMRO ou le filtrage passe bande.
- Le couple ou la charge appliquée n'a pas d'influence majeure sur la forme des signaux. Par contre, elle permet l'augmentation de l'amplitude vibratoire, et plus particulièrement à la fréquence d'engrènement.

Comme notre objectif était de définir une ou plusieurs techniques de mesures et d'analyse des signaux vibratoires capables de mener à la détection précoce des défauts combinés d'engrenages et de roulements. On conclut que, l'autospectre et le cepstre moyenné, l'analyse d'enveloppe et le filtrage passe bande, sont les plus efficaces pour le diagnostic des défauts combinés, mais, la combinaison de l'analyse multirésolution en ondelettes et la transformée de Hilbert, reste la plus fiables parmi ces méthodes.

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

[AFN. 90] AFNOR, Norme AFNOR X 60-010, Paris Afnor. (1990).

[Ant. 01] I. Antoniadis et G. Glossiotis, Cyclostationarity analysis of rolling-element bearing vibration signals, *Journal of sound and vibration* (2001) 248 (5), 829-845.

[Aug. 05] D. Augeix, Analyse vibratoire des machines tournantes, traité mesure et contrôle, Techniques de l'Ingénieur BM 5145, version 2005.

[Bad. 97] M. El Badaoui, M. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière, Diagnostic d'un train d'engrenages par analyse cepstrale synchrone, 16^{ème} Colloque GRESTI sur le traitement du signal et des images, 15-19 Septembre 1997, Grenoble.

[Bek. 08] R. E. Bekaa, Livre de Fondements du traitement du signal, Office des publications universitaires, OPU. 05-2008.

[Bel. 07] A. Belsak, J. Flasker, Detecting cracks in the tooth root of gears, *Engineering Failure Analysis* 14 (2007) 1466-1475.

[Ben. 08] C. Benchaabane, Optimisation des paramètres d'identification des défauts dans les transmissions par engrenages par analyse vibratoire, mémoire de magister, Université de Guelma, 2008.

[Ben. 09] C. Benchaabane, A. Djebala, N. Ouelaa et S. Guenfoud, Diagnostic vibratoire des défauts d'engrenages basé sur les indicateurs scalaires, Congrès Algérien de Mécanique CAM 2009 Biskra, Novembre 2009.

[Big. 94] R. Bigret, J.-L. Feron, Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes, MASSON, Paris, 1994.

[Bol. 03_a] F. Bolaers, J.P. Dron et L. Rasolofondraibe, Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire, XVI^{ème} Congrès Français de mécanique, Nice, 649, (2003).

[Bol. 03_b] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet et L. Rasolofondraibe, Advanced detection of rolling spalling from de-noising vibratory signals, *Control engineering practice* 12 (2004), 181-190.

[Bol. 03_b] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet et L. Rasolofondraibe, Advanced detection of rolling spalling from de-noising vibratory signals, *Control engineering practice* 12 (2004), 181-190.

[Bou. 03] B. Bouzouane, A. Miloudi, N. Hamzaoui et A. Benchaala, Détection de défauts de machines tournantes par la méthode des ondelettes, 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nice, 1-5 Septembre 2003.

[Bou. 03] A. Boulenger et C. Pachaud, Analyse vibratoire en maintenance, Surveillance et diagnostic des machines, Dunod, 2003.

[Bou. 05] A. Boulenger, maintenance conditionnelle par analyse des vibrations, traité de maintenance, Techniques de l'Ingénieur MT 9285, version 2005.

[Bou. 98_a] A. Boulenger et C. Pachaud, Diagnostic vibratoire en maintenance, préventive, Dunod, 1998.

[Bou. 98_b] A. Boulenger et C. Pachaud, Surveillance des machines par analyse des vibrations, Du dépistage au diagnostic, Afnor, 1998.

[Bre. 02] C. Breneur, Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements, Thèse INSA de Lyon, N° d'ordre 02 ISAL 0096, 2002.

[Brü. 02] Brüel & Kjær, Brüel & Kjær magazine, Prediction Partnership, partenariat pour la cartographie et la prévision du bruit, Bruit et vibration, le bulletin international de Brüel & Kjær, No .1. 2002.

[Cap. 00] C. Capdessus, M. Sidahmed et J. L. Lacoume, Cyclostationary processes: Application in gear faults early diagnosis, Mechanical systems and signal processing (1998) 14 (3), 371-385.

[Cap. 92] C. Capdessus, M. Sidahmed, Applications, Analyse des vibrations d'un engrenage : Cepstre, corrélation, spectre, Traitement du signal, Volume 8- N° 5, 365-372. 1992.

[Cap. 92] C. Capdessus, M. Sidahmed, Applications, Analyse des vibrations d'un engrenage : Cepstre, corrélation, spectre, Traitement du signal, Volume 8- N° 5, 365-372. 1992.

[Cha. 06] F. Chaari, T. Fakhfakh et M. Haddar, Simulation numérique du comportement dynamique d'une transmission par engrenages en présence de défauts de dentures, Mécanique et Industries 6, (2006) 625-623.

[Chi. 06] X. Chimentin, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers et B. Pottier, J. P. Dron, Détection précoce de défaut de roulement par adaptation d'ondelette aux signaux de type choc, 12ème colloque National de la Recherche en IUT, Brest, 1-2 juin 2006.

[Cou. 03] O. Cousinard, P. Marconnet, Détection de l'endommagement d'un engrenage par l'emploi de l'analyse cepstrale et de la détection d'enveloppe : Application et validation industrielles pour le diagnostic d'un réducteur fonctionnant à faible vitesse, 16ème Congrès Français de Mécanique Nice, 1-5 Septembre 2003.

[Dje. 08_a] A. Djebala, Application de la transformée par ondelettes à l'étude et l'analyse vibratoire des systèmes mécaniques, Thèse, Université Badji Mokhtar, 2008.

- [Dje. 08-b] A. Djebala, N. Ouelaa et N. Hamzaoui, Detection of bearing defects using discrete wavelet analysis, *Meccanica* (2008) 43:339 - 348.
- [Dro. 03] J. P. Dron, F. Bolaers et L. Rasolofondraibe, Optimisation de la détection de défauts de roulements par débruitage des signaux par soustraction spectrale, *Mécanique et Industries* 4 (2003), 213-219.
- [Dro. 91] K. Drouiche, M. Sidahmed et Y. Grenier, Recherche, Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire, *Traitement du signal*, Volume 8- N° 5, 331-343.
- [Duc. 05] G. Duchemin, Maintenance des machines et des moteurs, traité de maintenance, *Techniques de l'Ingénieur BM 4188*, version 2005.
- [Est. 04] P. Estocq, Une approche méthodologique numérique et expérimentale d'aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d'écaillage de roulements à billes, Thèse, Reims Champagne Ardenne, 2004.
- [Fan. 06] X. Fan, M. J. Zuo, Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006), 966-982.
- [Jia. 08] Jian-Da Wu, Chiu-Hong Liu, investigation of engine fault diagnosis using discrete wavelet transform and neural network, *Expert systems with applications* 35 (2008), 1200-1213.
- [Kei. 99] R. Keith Mobley, *Vibration Fundamentals*, Newnes – Butterworth–Heinemann, 1999.
- [Lyo. 92] P. Lyonnet, *La maintenance : Mathématique et Méthodes*, Techniques et documentation – Lavoisier – Paris, 1992.
- [Ma. 96] J. Ma et C.J. Li, Gear defect detection through model-based wideband demodulation of vibrations, *Mechanical Systems and Signal Processing* (1996) 10(5), 653-665.
- [Mar. 01] Marie-Line Zani, Guide d'achat, Mesures mécaniques, La surveillance et le diagnostic vibratoires, *MESURES* 735, 103-107, Mai 2001.
- [Mar. 03] Marie-Line Zani, Guide d'achat, Mesures mécaniques, La surveillance des machines tournantes, *MESURES* 757, 77-84, Septembre 2003.
- [McC. 98] A. C. McCormick et A. K. Nandi, Cyclostationarity in rotating machine vibrations, *Mechanical systems and signal processing* (1998) 12 (2), 225-242.
- [Mec. 05_a] B. Mechin, Maintenance : Préface, traité de maintenance, *Techniques de l'Ingénieur MT 9000*, version 2005.
- [Mec. 05_b] B. Mechin, Introduction aux méthodes de maintenance, traité de maintenance, *Techniques de l'Ingénieur MT 9280*, version 2005.

- [Mil. 06] X. Milisen et V. Lenaerts, Comparaisons de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements, *Revue Scientifique des ISILF*, N° 20, 2006.
- [Mor. 05] J. Morel, Surveillance vibratoire et maintenance prédictive, traité mesure et contrôle, *Techniques de l'Ingénieur R 6100*, version 2005.
- [Nik. 02] N. G. Nikolaou, I. A. Antoniadis, Rolling element bearing fault diagnosis using wavelet packets, *NDT & International* 35 (2002) 197-205.
- [Pac. 97] C. Pachaud, R. Salvetat et C. Fray, Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces, *Mechanical Systems and Signal Processing* (1997) 11 (6), 903-916.
- [Par. 02] S. Prabhakar, A. R. Mohanty et A. S. Sekhar, Application of discrete wavelet transform for detection of ball bearing race faults, *Tribology International* 35 (2002) 793-800.
- [Par. 06] A. Parey, M. Badaoui, F. Guillet et N. Tandon, Dynamic modeling of spur gear pair application of empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect, *Journal of Sound and Vibration* 294 (2006), 547-561.
- [Sch. 04] C. Scheffer, *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*, Newnes – Elsevier, 2004.
- [SNR. 04] Maintenance Service, Document SNR, SNR Industry, 2004.
- [Sun. 00] C. K. Sung, H. M. Tai, C. W. Chen, Locating defects of a gear system by the technique of wavelet transform, *Mechanism and machine theory* 35 (2000), 1169-1182.
- [Vel. 93] P. Velex, Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages, Publication CETIM, *Comportement dynamique et acoustique des transmissions par engrenages*, Synthèse bibliographique, 39-95, 1993.
- [Wan. 96] W. J. Wang et P. D. McFadden, Application of wavelets to gearbox vibration signals for fault detection, *Journal of sound and vibration* (1996) 192(5), 927-939.
- [Yos. 00] A. Yoshida, Y. Ohue, H. Ishikawa, Diagnosis of tooth surface by wavelet transform of characteristics, *Tribology international* 33 (2000), 273-279.
- [Zem. 04] M. R. ZEMOURI, Contribution à la surveillance des systèmes de production à l'aide des réseaux de neurones dynamiques : Application à la e-maintenance, Thèse de doctorat, L'UFR des Sciences et Techniques de l'Université de Franche-Comté, version 1 - 3 May 2004.

Annexes

ANNEXE A

Mesure de l'erreur de transmission

Presque tous les chercheurs ont mesurés l'erreur de transmission pour la détection de défauts des engrenages.

L'**erreur de transmission** est définie à chaque instant comme la différence entre la position réelle de la roue et la position théorique qu'elle occuperait si l'engrenage était parfait. Elle est mesurée à partir de codeurs optiques, à faible nombre de traits par tour, montés à l'extrémité des arbres porteurs des roues de l'engrenage et d'une horloge haute fréquence (100 MHz). La mesure consiste à relever la position angulaire de chaque codeur optique (et donc de l'arbre ou de la roue dentée qui lui est liée) par comptage du nombre d'impulsions de l'horloge entre chaque front montant du signal des codeurs. Il est possible de constituer la loi d'évolution de la position angulaire de chaque codeur en fonction du temps. Le calcul de l'erreur de transmission est réalisé par interpolation linéaire des deux courbes d'évolution des positions angulaires en fonction du temps. L'ordonnée des points de la courbe est déterminée par la différence entre la position angulaire de la roue θ_r et le produit de la position angulaire du pignon θ_p par le rapport de réduction U , produit représentant la position théorique de la roue. Mathématiquement, l'erreur de transmission est donnée par la formule suivante:

$$E_T = \theta_r - U * \theta_p \quad (2.31)$$

Les facteurs qui causent et influencent l'erreur de transmission sont les suivants :

1. Erreurs géométriques sur la denture : Déviations d'un profil de denture parfaitement conjugué, causées par des imperfections de fabrication, des déformations lors du traitement thermique, des altérations de la denture ou encore par une modification intentionnelle de profil.

2. Déformations élastiques : Une composante additionnelle d'erreur de transmission résulte de la flexion des dents sous l'application de la charge. Une distribution de charge imparfaite (le long d'une dent en contact ou entre les différentes paires de dents toujours en contact) affecte l'erreur de transmission. La rigidité variable et la nature de l'engrènement, ainsi que l'uniformité de la charge appliquée influencent également l'exactitude de la transmission du mouvement.

3. Erreurs de montage : Celles-ci sont liées au fonctionnement. On y retrouve les erreurs de positionnement sur les distances de montage, d'alignement des arbres et d'excentricité. Ces erreurs peuvent être attribuées soit à une installation erratique, soit à un déplacement

des paliers en fonctionnement (déformations élastiques. sous charge, des arbres ou de la structure qui supporte les éléments).

4. Autres : On regroupe ici les facteurs moins communs qui peuvent affecter l'erreur de transmission. Ces changements (d'erreur de transmission) peuvent être dus à une lubrification inappropriée, à des instabilités dynamiques à grande vitesse ou encore à des variations géométriques causées par le changement de température en opération.

L'erreur de transmission est un paramètre qui nous donne de l'information sur la douceur de roulement et de transfert du contact entre les paires de dents adjacentes en cours d'engrènement. Ce paramètre devient donc un indicateur important de la performance d'un couple d'engrenage. Il permet aussi, une évaluation quantitative et objective de la qualité de la fabrication.

Acquisition synchrone : échantillonnage angulaire

Les signaux issus des machines tournantes ont des caractéristiques fréquentielles telles que pratiquement toutes les sources vibratoires sont liées à la vitesse de rotation. Lorsque la vitesse de rotation de la machine tournante varie, l'ensemble des spectres des signaux vibratoires évolue aussi. L'analyse synchrone consiste à fixer le contenu spectral, quelque soit la vitesse de rotation.

De plus, l'analyse par transformation de Fourier sur des signaux ne contenant pas un nombre entier de cycles dû au non synchronisme entre la vitesse de rotation et la fréquence d'échantillonnage, entraîne des effets de bords.

Afin de palier ces problèmes, il est préférable d'effectuer une acquisition synchrone du signal vibratoire par rapport à la rotation de la machine tournante : la numérisation du signal analogique se fera pour des valeurs constantes de θ , position de l'arbre tournant de la machine.

Si l'échantillonnage angulaire est effectué à raison d'une puissance de 2 échantillons par tour, et si le signal est parfaitement cyclostationnaire, nous nous trouvons dans le cas idéal d'utilisation de la transformation de Fourier discrète, où il n'y a pas d'effets de bords.

Mise en œuvre

Il existe plusieurs techniques pour acquérir un signal échantillonné de manière synchrone à la vitesse de la machine.

On peut par exemple, à partir d'un top par tour de l'arbre de référence de la machine, rééchantillonner le signal vibratoire en l'interpolant de manière à avoir une fréquence d'échantillonnage proportionnelle à la fréquence de rotation de la machine. Cette solution suppose que la variation de vitesse durant un tour de rotation s'écarte peu d'une variation linéaire.

Une autre solution consiste à positionner solidairement à l'organe tournant, un codeur angulaire délivrant un train de N impulsions par tour (Figure 1). Les impulsions émises par un tel codeur constituent une horloge d'acquisition à pas angulaire $\theta \Delta$ constant. Cette solution entraîne que la variable générique des signaux est la position angulaire θ , et nous dirons alors que de tels signaux sont acquis sous échantillonnage angulaire.

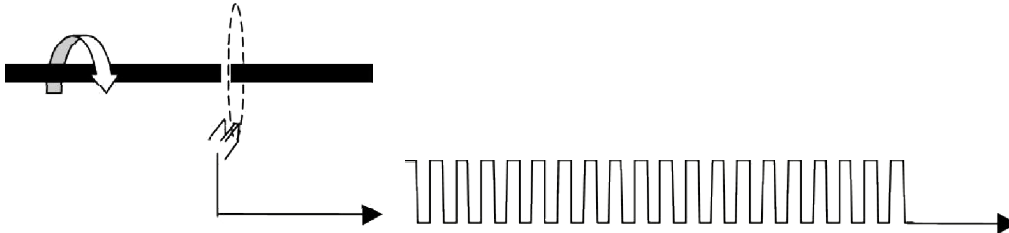


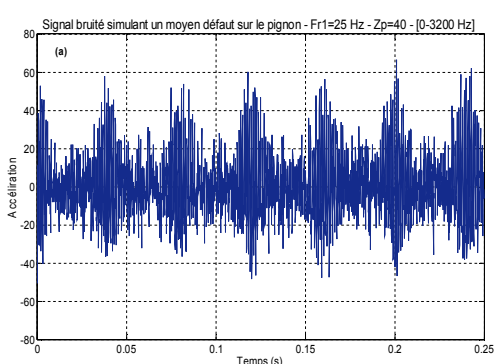
Figure A.1 : Schéma de principe de l'échantillonnage angulaire.

ANNEXE B

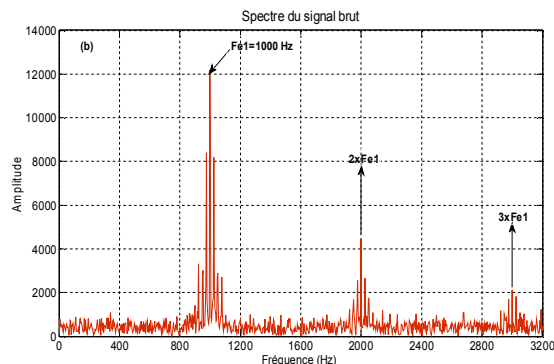
Apport de l'analyse multirésolution en ondelettes « AMRO » sur les signaux de simulation

I. Cas de défauts isolés d'engrenages

La figure B.1 (a), représente un signal bruité simulant une transmission d'engrenage constituée d'un pignon de 40 dents tournant à 25 Hz et une roue de 35 dents tournant à 18.86 Hz, la fréquence d'engrènement est par conséquent égale à 1000 Hz. La figure B.1 (b), montre le spectre du signal simulé. Pour mettre en évidence le défaut simulé, on applique l'analyse multirésolution en ondelettes (AMRO) sur le signal brut, il nous donne la figure B.1 (c), qui représente la décomposition en cascade du signal simulé. Dans ce cas c'est le deuxième détail qui couvre la fréquence d'engrènement et correspond à la plus grande valeur du kurtosis. La figure B.1 (e), montre le spectre d'enveloppe sur le signal reconstruit du détail 2 de la figure B.1 (d), ce spectre montre bien l'apparition des composantes correspondants à la fréquence de rotation du pignon et plusieurs de ses harmoniques, ce qui confirme que ce pignon est défectueux.



F
F
T



Application de l'AMRO

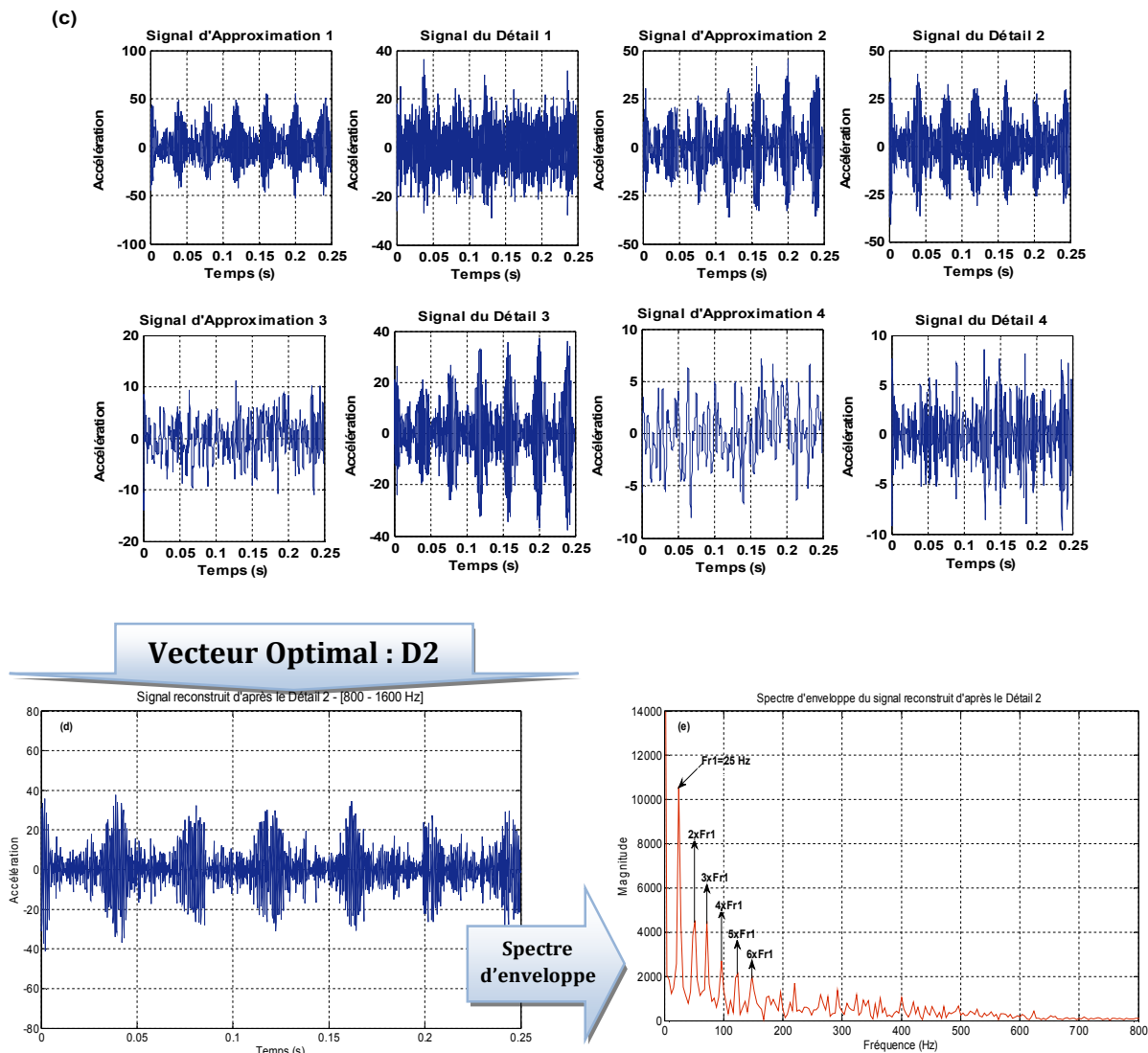
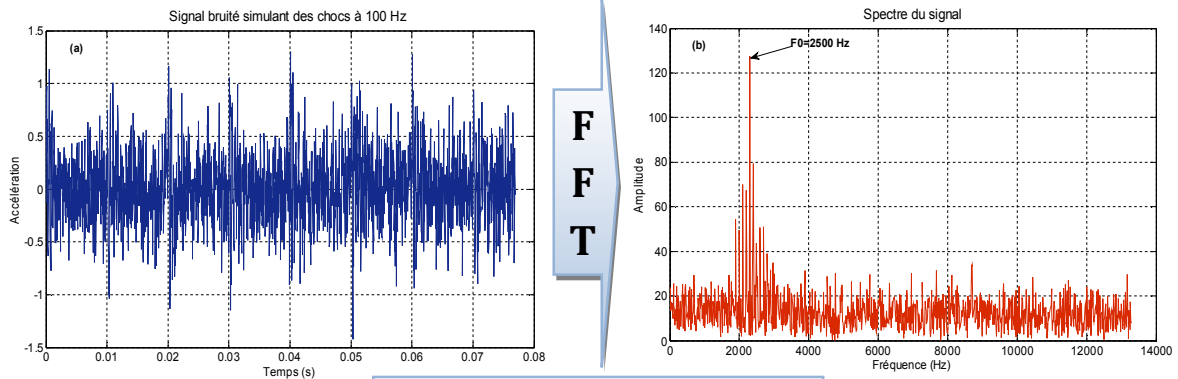


Figure B.1 : Apport de l'AMRO sur des signaux de simulation de défauts d'engrenage, (a) signal brut simulé, (b) spectre du signal brut, (c) Approximations et détails reconstruits des coefficients d'ondelettes, (d) Le vecteur optimal de décomposition, et (e) son spectre d'enveloppe.

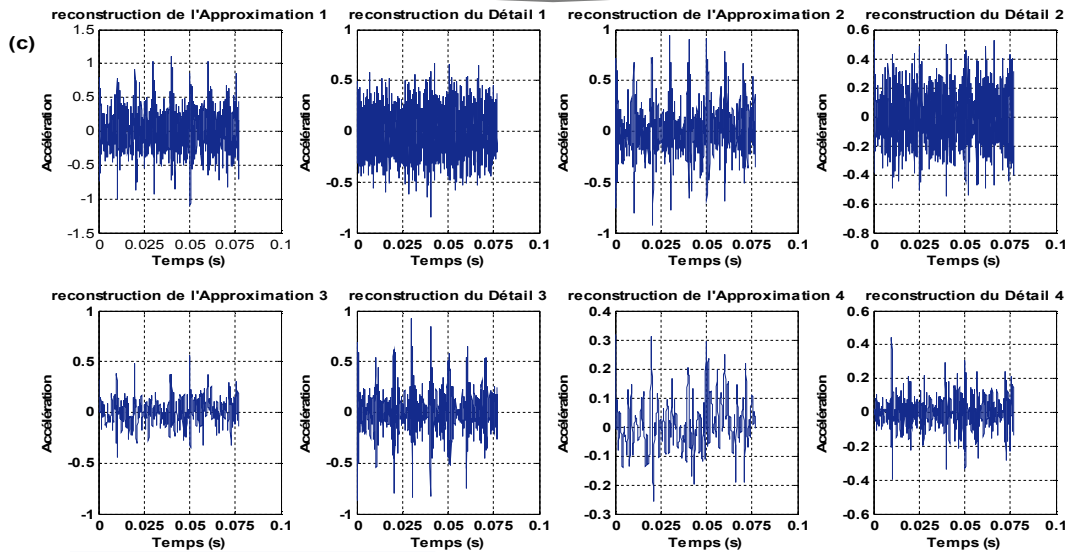
II. Cas de défauts de roulements

Dans ce cas la figure B.2 (a), représente un signal bruité simulant des chocs périodiques à 100 Hz correspondant au défaut du roulement, et la figure B.2 (b), représente son spectre large bande [0-12800 Hz]. Dans ce cas le spectre ne permet pas la détection du défaut de roulement à cause du bruit généré, pour cela on va appliquer l'AMRO sur le signal brut, la figure B.2 (c), représente la décomposition en cascade du signal simulé, dans ce cas le vecteur optimal de la décomposition qui couvre la fréquence propre du roulement 2500 Hz, c'est le détail 3, qui est représenté dans la figure B.2 (d). Le spectre d'enveloppe de la figure B.2 (e), met en évidence l'apparition de la fréquence du choc 100 Hz et plusieurs de ses harmoniques.

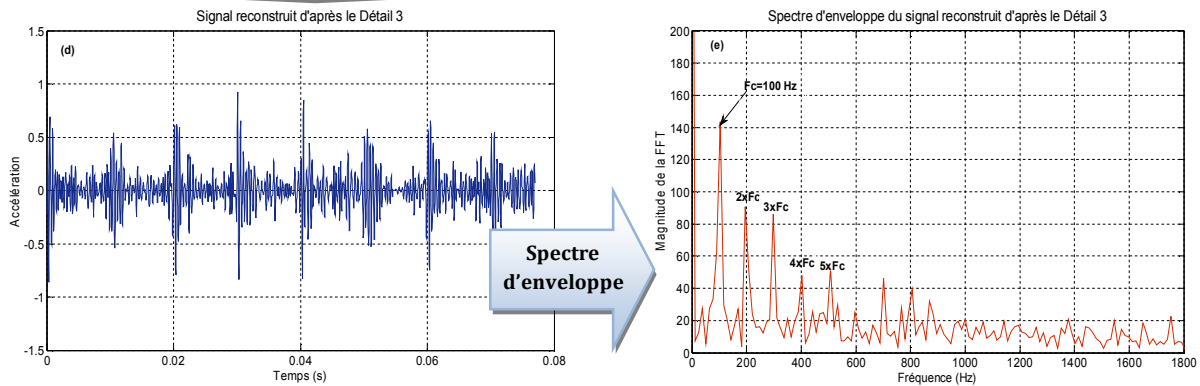


F F T

Application de l'AMRO



Vecteur Optimal : D3

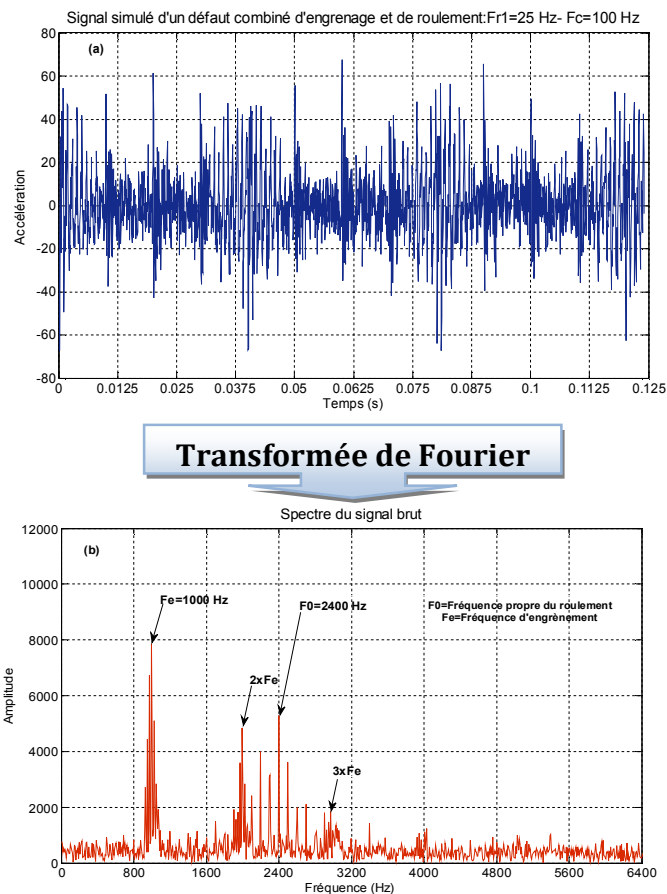


Spectre d'enveloppe

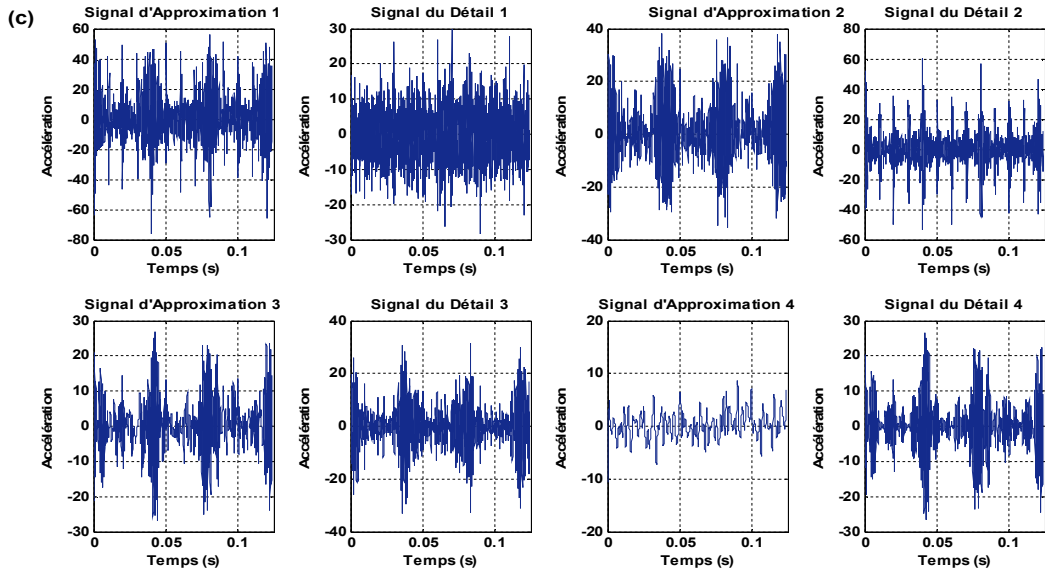
Figure B.2 : Apport de l'AMRO sur des signaux de simulation de défauts du roulement, (a) signal brut simulé, (b) spectre du signal brut, (c) Approximations et détails reconstruits des coefficients d'ondelettes, (d) Le vecteur optimal de décomposition, et (e) son spectre d'enveloppe.

III. Cas de défauts combinés d'engrenages et roulements

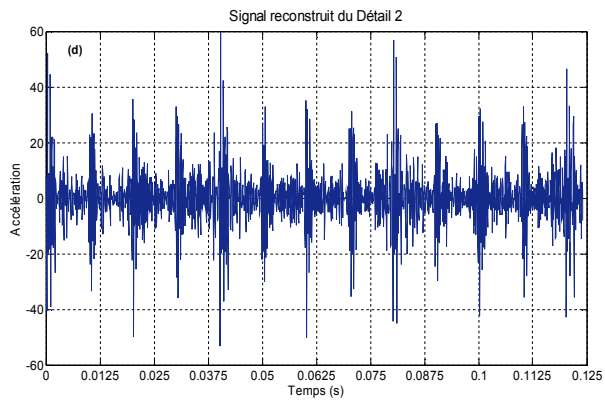
Dans ce cas on va appliquer l'analyse multirésolution en ondelettes pour la détection du défaut combiné d'engrenage et de roulement sur un signal simulé. La figure B.3 (a), représente un signal bruité simulant un défaut combiné d'engrenage et de roulement, et B.3 (b), son spectre. Le défaut d'engrenage est le même défaut du premier cas, aussi pour le défaut du roulement, est le même défaut du deuxième cas. La figure B.3 (c), représente les approximations et les détails de la décomposition en 4 niveaux. Dans ce cas il existe deux vecteurs optimaux ayant les meilleures valeurs du kurtosis et couvrent les deux hautes fréquences ou les deux fréquences les plus énergétiques dans le spectre. Le premier vecteur couvre la fréquence propre du roulement 2400 Hz, et représenté par la figure B.3 (d), et le deuxième vecteur couvre la fréquence d'engrènement 1000 Hz, et représenté par la figure B.3 (f). Le spectre d'enveloppe (figure B.3 (e)) du signal reconstruit du détail 2 de la figure B.3 (d), montre bien l'apparition d'une composante à 100 Hz et plusieurs de ses harmoniques, qui correspondent au défaut du roulement. La même chose pour le spectre d'enveloppe du signal reconstruit du détail 3, mettre en évidence une composante de 25 Hz et plusieurs de ses harmoniques correspondant à la vitesse de rotation du pignon, ce qui confirme que le pignon est défectueux.



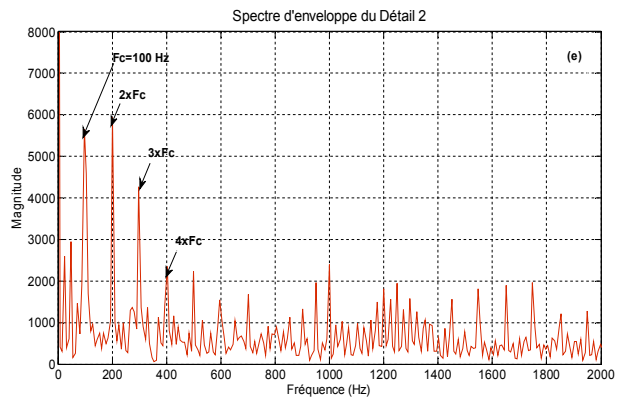
Application de l'AMRO



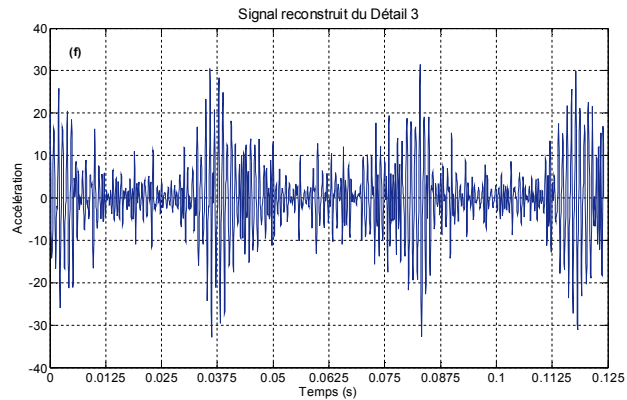
Vecteur Optimal 1: D2



Spectre d'enveloppe



Vecteur Optimal 2 : D3



Spectre d'enveloppe

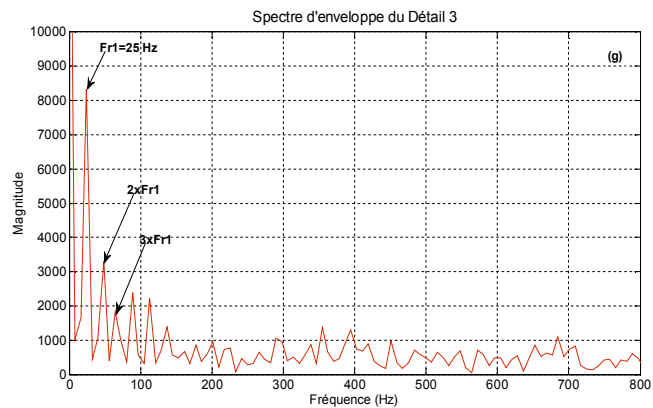


Figure B.3 : Apport de l'AMRO sur des signaux de simulation de défauts combinés d'engrenage et de roulement, (a) signal brut simulé, (b) spectre du signal brut, (c) Approximations et détails reconstruits des coefficients d'ondelettes, (d) Le vecteur optimal D2 de décomposition, et (e) son spectre d'enveloppe, (f) Le vecteur optimal D3 de décomposition, et (g) son spectre d'enveloppe.

ANNEXE C

Les fréquences fantômes

Les modulations « Les fréquences fantômes » :

D'après, R. Keith MOBLEY [Kei. 99], Les modulations sont des composantes fréquentielles qui apparaissent dans une signature vibratoire, mais ne peuvent pas être attribuées à n'importe quel phénomène physique spécifique. Bien que ces fréquences soient, en fait, des fréquences fantômes ou des fréquences artificielles, elles peuvent avoir comme conséquence des endommagements significatifs de la machine. La présence des fréquences fantômes dans une signature vibratoire mène souvent à la fausse interprétation des données. Les fréquences fantômes sont causées quand deux ou plusieurs composantes fréquentielles sont couplées, ou fusionnées (émergées), pour former une autre composante fréquentielle discrète dans la même signature vibratoire, ce qui produit généralement avec des machines de multi-vitesses (réducteur/multiplicateur à plusieurs étages, prenons l'exemple d'une boîte de vitesse d'automobile) ou un groupe de machines à simple vitesse. Noter que la présence d'une modulation, ou une fréquence fantôme, n'est pas absolument un indicateur de défaut dans une machine tournante.

Les effets de couplage des composantes fréquentielles peuvent augmenter l'amplitude de la fréquence de rotation fondamentale et causés des petits endommagements pour la machine tournante. Cependant, cette augmentation d'amplitude permettra l'amplification de tous les défauts dans la machine.

Le couplage peut avoir un effet additif sur les fréquences de modulation, cet effet se traduit comme un effet différentiel ou multiplicatif. Ces concepts sont discutés dans les paragraphes qui suivent. Prendre comme un exemple le cas d'un pignon de **10 dents** tournant à une vitesse de **10 tr/min**, conduisant une roue de **20 dents** ayant une vitesse de **5 tr/min**. Cet ensemble de vitesse produire une série de fréquences (c.-à-d., modulations somme et modulations produit) à **15 tr/min** (c.-à-d., **10 tr/min + 5 tr/min**) et à **150 tr/min** (c.-à-d., **15 tr/min × 10 dents**). Dans cet exemple, le couplage de la fréquence de rotation de l'arbre d'entrée **10 tr/min** et de sortie **5 tr/min**, créer une fréquence fantôme de **15 tr/min**.

Modulation de somme :

Ce type de modulation, qui est décrite dans l'exemple précédent, produit une série de fréquences qui inclut les fréquences fondamentales de l'arbre d'entrée et de sortie, et du profil fondamental de l'engrènement (la fréquence d'engrènement fondamentale). La seule

différence entre les fréquences réelles et celles fantômes, est leur endroit sur l'échelle de fréquence. Au lieu d'être à la fréquence réelle de l'arbre, la fréquence fantôme apparaît aux fréquences égales à la somme des fréquences de l'arbre d'entrée et de sortie, par conséquent la fréquence fantôme d'engrènement apparaît sur l'échelle de fréquence avec une valeur égale au produit de la fréquence fantôme de rotation et le nombre de dent du pignon.

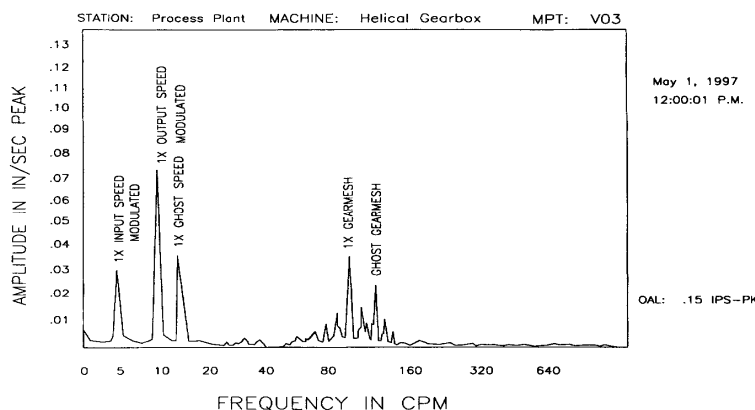


Figure C.1 : Modulation de somme pour un multiplicateur.

Modulation de différence :

Dans ce cas, la fréquence fantôme résultante, ou les fréquences modulantes sont produites par la différence entre les deux fréquences ou plus. Si nous employons le même exemple qu'avant, les fréquences de fantôme résultantes apparaissent à **5 tr/min** (c.-à-d., **5 tr/min** – 10 dents) et à **50 tr/min** (c.-à-d., **5 tr/min** × 10 dents). Noter que la fréquence du couple **50 tr/min** coïncide avec la fréquence réelle de l'arbre de sortie de **5 tr/min**. Ceci a comme conséquence une augmentation de l'amplitude d'une composante des deux fréquences de l'arbre d'entrée et de sortie, en addition une fausse localisation de la fréquence d'engrènement.

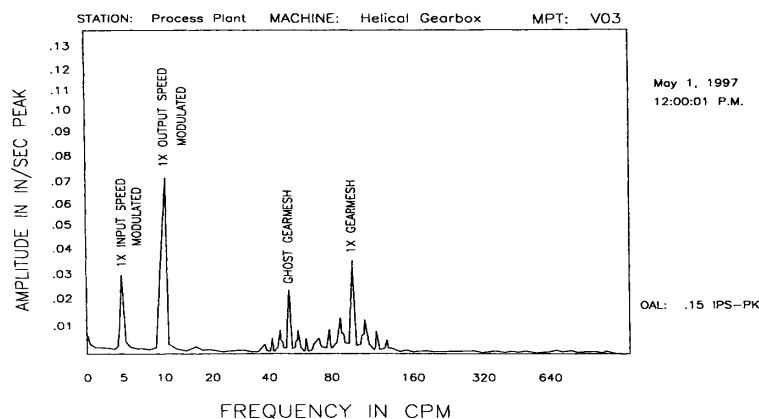


Figure C.2 : Modulation de différence pour un multiplicateur.

Modulation de produit :

Avec la modulation de produit, les deux fréquences de rotation sont couplées d'une façon multiplicative pour créer un ensemble de composantes fréquentielles artificielles. Dans l'exemple précédent, les modulations de produit (les fréquences fantômes de rotation et d'engrènement) se produisent à **50 tr/min** (c.-à-d., **5 tr/min** × **10 dents**) et à **500 tr/min** (c.-à-d., **50 tr/min** × **10 dents**). Ce type de couplage souvent peut disparaître et non détecté dans l'état normale de vibration.

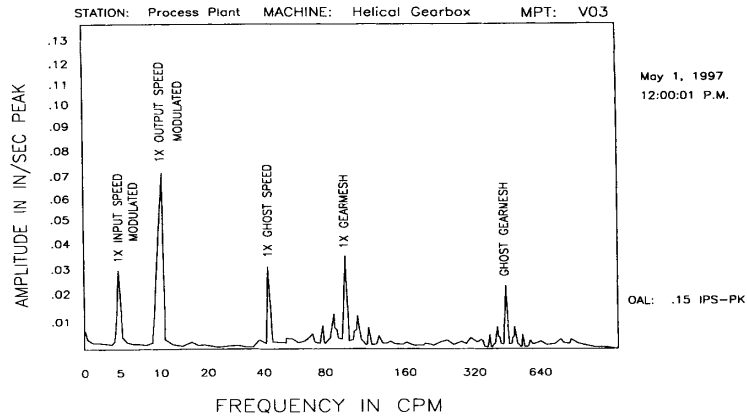


Figure C.3 : Modulation de produit pour un multiplicateur.

Puisque les fréquences fantômes sont relativement hautes comparées aux fréquences réelles prévues, elles sont souvent extérieures à la bande fréquentielle surveillée et employé pour l'acquisition de données et de l'analyse.

Dans notre étude, on a trouvé un cas concernant l'apparition des fréquences fantômes de la fréquence d'engrènement, ce cas n'est une modulation de somme, n'est modulation de produit, n'est de différence. D'après notre résultats qui sont représentées par les autospectres de la figure C.4 (b) et C.5 (a), (b), nous pouvons tirer la formule qui permettre le calcul de la fréquence fantôme de celle de l'engrènement, mathématiquement donné par :

$$n \times Fe^f = (Z_{r2} - Z_{r1}) \times Fr1 + n \times Fe \quad (C.1)$$

avec :

Fe^f : La fréquence fantôme de l'engrènement.

n : Les nièmes harmoniques.

Z_{r1} : Le nombre de dents du pignon.

Z_{r2} : Le nombre de dents de la roue.

Fe : La fréquence réelle de l'engrènement.

Le zoom de la figure C.4 (b), montre clairement l'apparition des fréquences fantômes de l'engrènement tels que 742 Hz, 1304 Hz, 1868 Hz et 2428 Hz, 2992, correspondant respectivement aux 1^{ère}, 2^{ème}, 3^{ème}, 4^{ème} et 5^{ème} harmoniques de la fréquence

d'engrènement. Ces valeurs confirment l'équation (C.1), même pour différentes vitesses de rotation, telles que 25 Hz, 35 Hz, voir figure C.5.

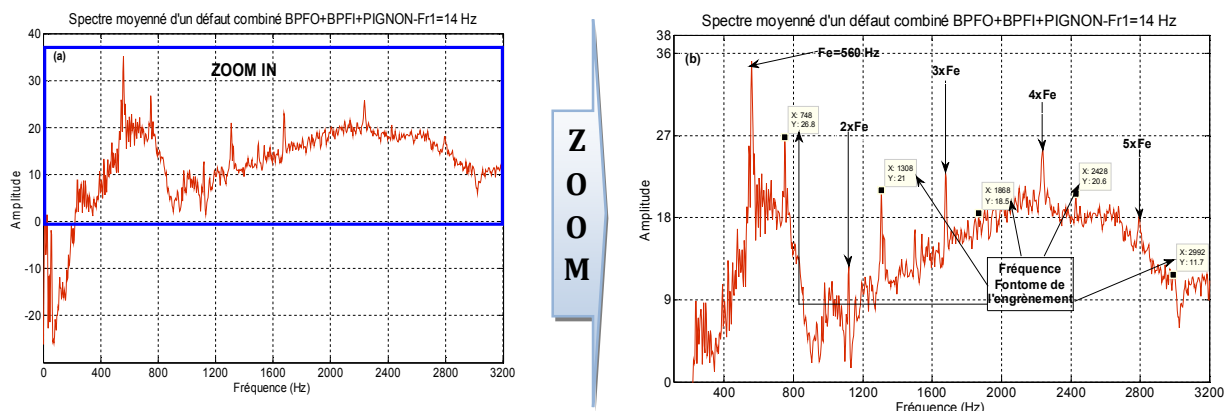


Figure C.4 : (a) Spectre moyenné d'un défaut combiné BPFO+BPFI+PIGNON, avec fréquence de rotation $Fr_1=14$ Hz, et (b) le zoom sur le spectre.

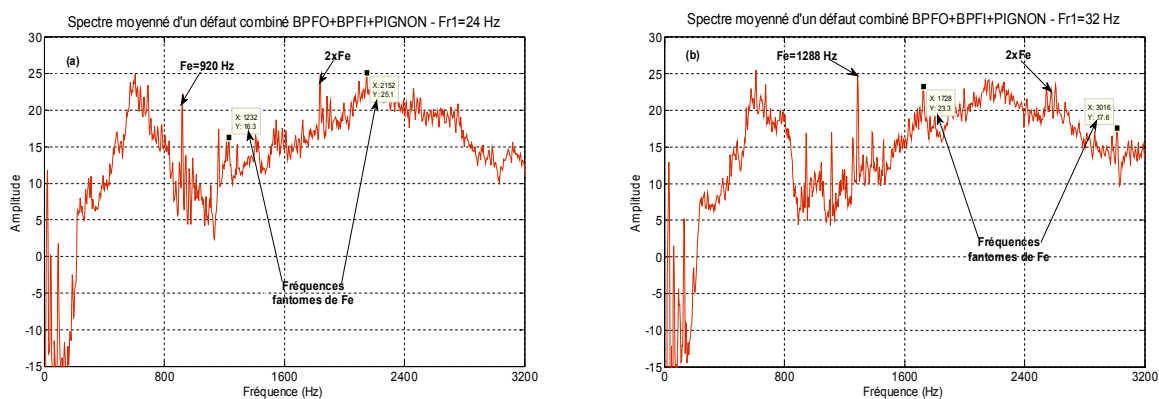


Figure C.5 : Spectre moyenné d'un défaut combiné BPFO+BPFI+PIGNON (a) $Fr_1=14$ Hz, et (b) $Fr_1=32$ Hz.