

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE FERHAT ABBAS - SETIF
UFAS (ALGERIE)

MEMOIRE

Présenté à l'Institut d'Optique et Mécanique de Précision
Pour l'obtention du Diplôme de

MAGISTER

Filière : Optique et Mécanique de Précision

Option : Mécanique appliquée

Par

Mr. Nabti Mohamed Tahar

THEME

**Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux
dans la détection des défauts mécaniques**

Soutenu le : 14 Déc 2011 devant le jury d'examen :

Mr. F. KHABER	M.C.A	à l'université de sétif	Président
Mr. A. FELKAOUI	M.C.A	à l'université de sétif	Rapporteur
Mr. A. HAMOUDA	M.C.A	à l'université de sétif	Examineur
Mr. F. DJEDDOU	M.C.A	à l'université de sétif	Examineur

Dédicace

*A tout unificateur dans le monde ;
A mes chers parents que je dois toute ma gratitude ;
A mes frères : Mokhtar, Daha, Ali et Okba
A mes soeurs ;
A ma femme et mon fils ;
A la famille NABTI et KHEMILI ;
A mes collègues de poste graduation ;
A mes collègues de SORALCHIN ;
A tous ceux qui me sont chers en dieu.*

Nabti Mohamed Tahar

SOMMAIRE

Introduction générale	01
Chapitre I. Maintenance industrielle	
I.1. Introduction.....	03
I.2. Maintenance	03
I.2.1. but de la maintenance	03
I.2.1.1. Objectifs financiers	03
I.2.1.2. Objectifs opérationnels	03
I.2.2. Types de la maintenance	04
I.2.2.1. Maintenance préventive.....	04
I.2.2.1.1. Maintenance systématique.....	04
I.2.2.1.2. Maintenance conditionnelle	04
I.2.2.2. Maintenance corrective.....	05
I.2.3. Niveaux de maintenance	05
I.2.4. Organisation de la maintenance conditionnelle.....	06
I.2.5. Classement des machines	07
I.2.5.1. Vitales	07
I.2.5.2. Importante	07
I.2.5.3. Secondaire	07
I.2.6. La cinématique	07
I.3. Méthodes d'analyse.....	07
I.3.1. L'analyse d'huile.....	07
I.3.2. Thermographie infrarouge	08
I.3.2.1. Définition	08
I.3.2.2. Exemple	08
I.3.3. Analyse vibratoire	09
I.3.3.1. Définition.....	09
I.3.3.2. vibration mécanique.....	09
I.3.3.2.1. Définition d'une vibration	09
I.3.3.2.2. signal vibratoire	10
I.3.3.3. Type des signaux	10
I.3.3.3.1. Déterministe	11
I.3.3.3.2. Aléatoire	11
I.3.3.4. Caractéristiques d'un signal vibratoire	12
I.4. La chaîne de mesure.....	12
I.4.1. Les capteurs de vibrations	14
I.4.2. Types des capteurs	15
I.4.2.1. Accéléromètre piézo-électrique	15
I.4.2.2. capteur à courant de Foucault	15
I.4.3. Le conditionnement du signal	15
I.4.4. Choix des indicateurs	16
I.5. Défauts des machines tournantes	17
I.5.1. Balourd	17
I.5.2. Désalignement	17
I.5.3. Mauvais serrage mécanique	18
I.5.4. Engrènement	18

I.5.5. Défauts des roulements	18
I.6. Définitions.....	19
I.6.1. dégradation.....	19
I.6.2. Défauts et pannes.....	19
I.6.3. Défaillance	19
I.6.4. Cause de défaillance	20
I.7. Surveillance vibratoire.....	21
I.8. Diagnostic vibratoire.....	22
I.8.1. Analyse temporelle	23
I.8.2. Analyse fréquentiel	26
I.9. Conclusion.....	26

Chapitre II. Etat de l'art de l'analyse vibratoire

II.1. Introduction	27
II.2. Les roulement	27
II.2.1. Eléments des roulements	28
II.2.2. Défauts des roulements	28
a. Causes	28
b. Principale défauts	28
II.2.3. Caractéristiques du signal engendré par le roulement endommagé	30
a. Model mathématique du signal	30
b. Défauts de la bague interne	31
c. Défauts de la bague externe	31
d. Défauts de l'élément roulant	32
e. Défauts de la cage	32
II.2.4. Méthodes d'analyse des défauts de roulement	33
II.2.4.1. L'analyse de l'enveloppe.....	33
II.2.4.2. L'analyse temps-échelle (ondelette)	35
II.2.4.3. Kurtosis spectral	37
II.2.4.3.1. Définition.....	37
II.2.4.3.3. Kurtogramme	39
II.3. les engrenages.....	43
II.3.1. présentation	43
II.3.2. Principale source des vibrations	43
II.3.3. Types de défauts	44
a. L'usure	44
b. Pitting	44
c. Fissuration	44
d. l'écaillage.....	44
II.3.4. Signal d'engrènement.....	45
II.3.5. Méthodes d'analyse des défauts d'engrenage	46
II.3.5.1. Analyse spectrale.....	46
II.3.5.2. Analyse cepstral	48
II.3.5.3. Analyse temps-fréquence	54
II.4. Conclusion.....	56

Chapitre III. Présentation des systèmes étudiés et discussion des résultats

III.1. Introduction.....	57
III.2. Etude du système de roulement	58
III.2.1 Banc d'essai de roulement "Bearing Data Center"	58
III.2.2 Présentation des signaux étudiés	60

III.2.3. Extraction des indicateurs	62
III.2.3.1 Indicateurs temporels	62
III.2.3.2 Indicateurs fréquentielles	64
III.3.4 Kurtosis spectrale	66
III.2.4 Applications	66
III.2.4.1 Sans défauts.....	66
III.2.4.2 Avec défaut $\emptyset=0.007$	67
III.2.4.2 Avec défaut $\emptyset=0.014$	68
III.2.4.2 Avec défaut $\emptyset=0.021$	69
III.2.4.2 Avec défaut $\emptyset=0.028$	70
III.3. Etude de système d'engrenage.....	72
III.3.1. Boite de vitesse d'un hélicoptère « NAVY Westland data ».....	72
III.3.2. Préparation des observations.....	75
A) Filtrage.....	75
B) Décimation.....	75
III.3.3. Extraction des indicateurs	75
III.2.3.1 Indicateurs temporel	76
III.2.3.2 Indicateurs fréquentielles	77
III.2.3.3 Analyse cepstral	80
III.3.4 Applications	80
III.3.4.1 Sans défauts.....	81
III.3.4.2 défaut niveau 1	81
III.3.4.2 défaut niveau 2	81
III.4. Conclusion	82
Conclusion générale.....	83
Bibliographie	

Introduction générale

La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines. Les différentes méthodes de surveillance sont : l'analyse d'huile, l'analyse de température et l'analyse vibratoire,... L'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts mécaniques. Ces travaux de maintenance ont une importance économique, elles permettent de passer d'une maintenance systématique (fréquentielle) à une maintenance conditionnelle moins coûteuse.

Le principe de l'analyse vibratoire est basé sur l'idée que les machines tournantes (pompes, compresseurs, turbines...) en fonctionnement engendrent des défauts tels que : un balourd, un désalignement, un défaut de roulement, un écaillage de dents d'engrenage,... qui donnent des signaux vibratoires très compliqués. Ces signaux sont captés par des accéléromètres piézoélectriques placés sur les paliers de la machine, le plus proche possible de la source du défaut, et subissent une série de prétraitements telles que: l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, l'analyse temporelle, l'analyse temps-fréquence, temps-échelle et l'analyse de la cyclostationnarité.

Les engrenages ont fait l'objet de nombreux travaux [K. Drouiche], [Mac Fadden], [I.M. Lebal], [M. Chiollaz] , [J. Ondroubh] les auteurs des références [B. RANDALL] , [C. CAPDESSUS] ont constaté que l'analyse cepstrale est un bon compliment de l'analyse spectrale, L'analyse par le cepstre présente des propriétés qui la rendent particulièrement adaptée à l'étude des vibrations d'engrenage, pour sa simplicité et sa capacité à fournir des informations compactes et faciles à interpréter [Ion BRATU] , [M. El Badaoui].

Le diagnostic de roulement a été étudié par Balderston [H. Balderston] de Boeing en 1969. Il a identifié que l'information des défauts devaient principalement être trouvée dans la région des hautes fréquences de résonance. Après, en 1970, Weichbrodt et Smith [B. Weichbrodt] ont employé la moyennage synchrone pour les défauts dans des roulements. La technique de résonance à haute fréquence (HFRT), plus tard appelée l'analyse d'enveloppe, a été appliquée dans [M.S. Darlow], ce concept de démodulation a mené à l'élaboration d'un certain nombre de méthodes de diagnostic de roulement, où la

fréquence démodulée était la résonance du capteur elle-même. Il y a une discussion sur la façon de choisir la largeur de bande optimum pour la démodulation liée à l'analyse d'enveloppe [Robert B. Randall]. Le KS [Jérôme Antoni] est employé pour indiquer la meilleure bande de démodulation pour l'analyse d'enveloppe. Elle peut également être employée à déterminer la largeur de bande optimale pour maximiser le kurtosis.

Le but de ce travail est de maîtriser les techniques : l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale, l'analyse d'enveloppe et le kurtosis spectrale. Et de confirmer les différents résultats sur nos signaux qui sont : les signaux de roulements ; "the Case Western Reserve University- Bearing Data Center " Cleveland USA; base de données des essais de roulements à billes normaux ou défectueux, et Les signaux d'une boîte de vitesse d'un hélicoptère de la NAVY -Université de Pennsylvanie.

Le mémoire est structuré en trois chapitres, suivis d'une conclusion générale.

Chapitre I. Etude bibliographie (Généralités sur la maintenance et l'analyse vibratoire)

Dans la première partie du chapitre, nous avons présenté une étude théorique sur la maintenance industrielle et leurs types.

Dans la deuxième partie du chapitre, nous avons donné les différents types des signaux vibratoires et leurs caractéristiques, nous avons ensuite exposé le système d'acquisition et d'enregistrement de ces signaux

Chapitre II. Etat de l'art des méthodes d'analyse vibratoire

Ce chapitre présente un état de l'art sur les travaux de recherche des méthodes de traitements. Nous discutons les travaux sur L'enveloppe spectrale, le kurtosis spectral et l'analyse temps-échelle qui sont très utilisés dans le diagnostic des défauts de roulements. Le spectre, le cepstre d'énergie et la transformé en ondelettes sont discutés pour le cas du diagnostic vibratoire des systèmes d'engrenage.

Chapitre III. Présentation des systèmes étudiés et discussion des résultats

Dans ce chapitre, après que nous avons décrit les bancs d'essai. Nous avons appliquée en premier lieu l'application des méthodes de l'analyse de l'enveloppe et le kurtosis spectral sur les signaux réels d'un roulement. En deuxième lieu nous avons présenté les résultats de l'analyse spectrale et l'analyse cepstrale pour des signaux réels d'un engrenage et étudié l'efficacité de ces techniques pour le système défaillant.

Nous avons terminé par une conclusion générale sur cette étude, ainsi que quelques perspectives pour des études ultérieures.

I.1. Introduction :

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

Nous nous intéressons principalement aux transmissions des puissances mécaniques utilisées dans différents domaines tel que l'industrie : l'aéronautique, l'automobile et les transports ferroviaires. La maintenance de ces systèmes de transmission occupe un temps relativement important par rapport à leur temps d'utilisation, actuellement la recherche scientifique vise à développer les outils nécessaires à l'optimisation de la maintenance de tels systèmes.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présentons les causes de défaillances. Un rappel sur l'analyse vibratoire des machines tournantes est également donné.

I.2. Maintenance :

Le terme de maintenance désigne l'ensemble des techniques d'entretien et de la vérification qui sont en œuvre pour permettre une utilisation optimale des machines dans une installation industrielle

I.2.1. But de la maintenance :

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

I.2.1.1 Objectifs financiers :

- Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- Assurer le service de maintenance dans les limites d'un budget.

I.2.1.2 Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum.
- Augmenter la durée de vie des équipements.
- Entretien des installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment.

I.2.2. Types de la maintenance :

Nous distinguons plusieurs types de maintenance (figure I.1) :

I.2.2.1. Maintenance préventive :

Qui vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système. Pour cela elle s'appuie sur :

I.2.2.1.1 Maintenance systématique :

Qui consiste à changer suivant un échéancier établi à l'avance des organes jugés proches de l'usure. Elle est définie par les lois de la conception par le constructeur et remplie par l'expérience des agents de la maintenance. C'est la plus simple et la plus utilisée jusqu'à présent. Elle consiste donc en des arrêts réguliers de la machine, avec démontage, contrôle des jeux et remplacements systématiques d'organes. La date de l'arrêt est planifié par expérience.

Elle se base sur des données statistiques du dossier historique de l'unité d'intervention ou en fonction d'impératif de sécurité. L'inconvénient d'une telle maintenance est le risque démontage inutile de la machine occasionnant ainsi un manque à gagner certain. De plus, il est toujours délicat de redémarrer un équipement froide dans la quel des réglages parfois longs et complexes. Il se peut aussi qu'on ait des défaillances entre deux interventions systématiques provoquant ainsi des dégâts importants avec arrêt de la production.

I.2.2.1.2. Maintenance conditionnelle :

Qui demande au préalable d'effectuer un diagnostic avant de remplacer l'organe en question. Elle s'appliquée particulièrement aux machines tournantes. Elle est basée sur l'analyse :

- Externe des machines (corrosion, ancrages, etc.....)
- Des paramètres de procès (température, pression débit)
- Des huiles de lubrification et étanchéité.
- Des températures d'organes des machines
- Des vibrations et des bruits au niveau des organes.

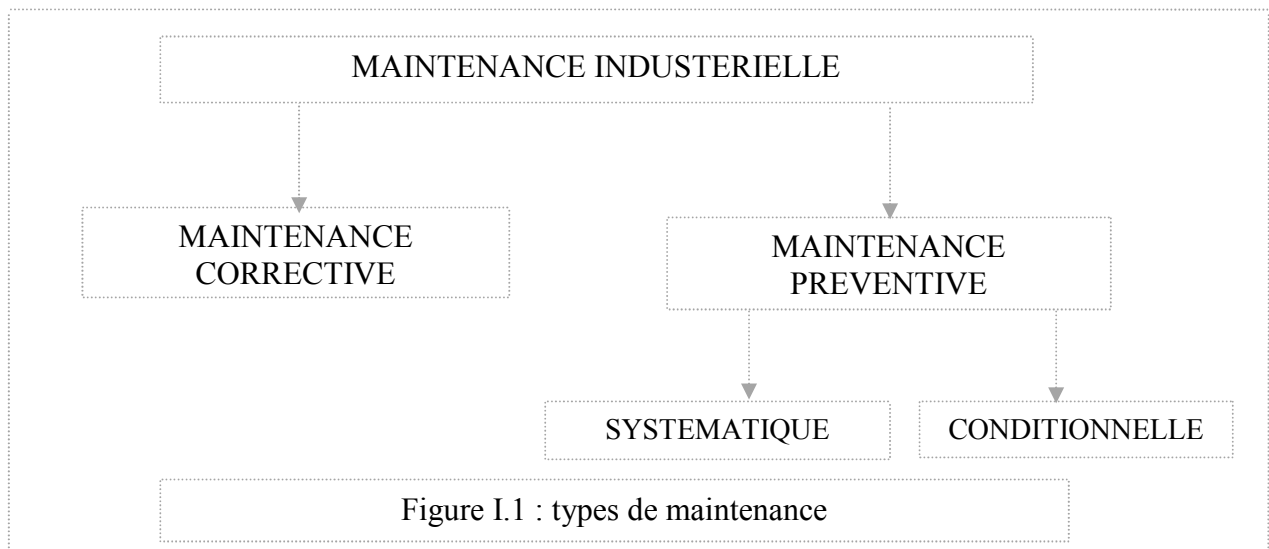
La maintenance conditionnelle permet donc d'éviter les inconvénients de la maintenance systématique. Par le fait qu'elle permet de déterminer quel organe défaillant devra être remplacé et la date à laquelle s'impose l'intervention en se basant uniquement sur les analyses en temps réel de la machine et non sur des données statistiques.

Bien évidemment, pour faire de telles prédictions, il est nécessaire d'accéder à une bonne compréhension du rôle de la machine dans les procès et de son fonctionnement

interne, car il n'est pas possible de prédire l'avenir d'un équipement sans connaître son état de santé au temps présent.

I.2.2.2.Maintenance corrective :

Qui vise à intervenir à la suite de pannes. Cela ne veut pas dire que toutes ces pannes n'ont pas été prévisibles. Ce type de maintenance sera facilité par une bonne maintenabilité (aptitudes à maintenir ou à rétablir un dispositif, dans un état, lui permettant d'accomplir sa fonction). Il pourra permettre d'améliorer la fiabilité globale en analysant les problèmes rencontré en contrôle techniques ou cercles de qualité ou avec les constructeurs [D. Sona].



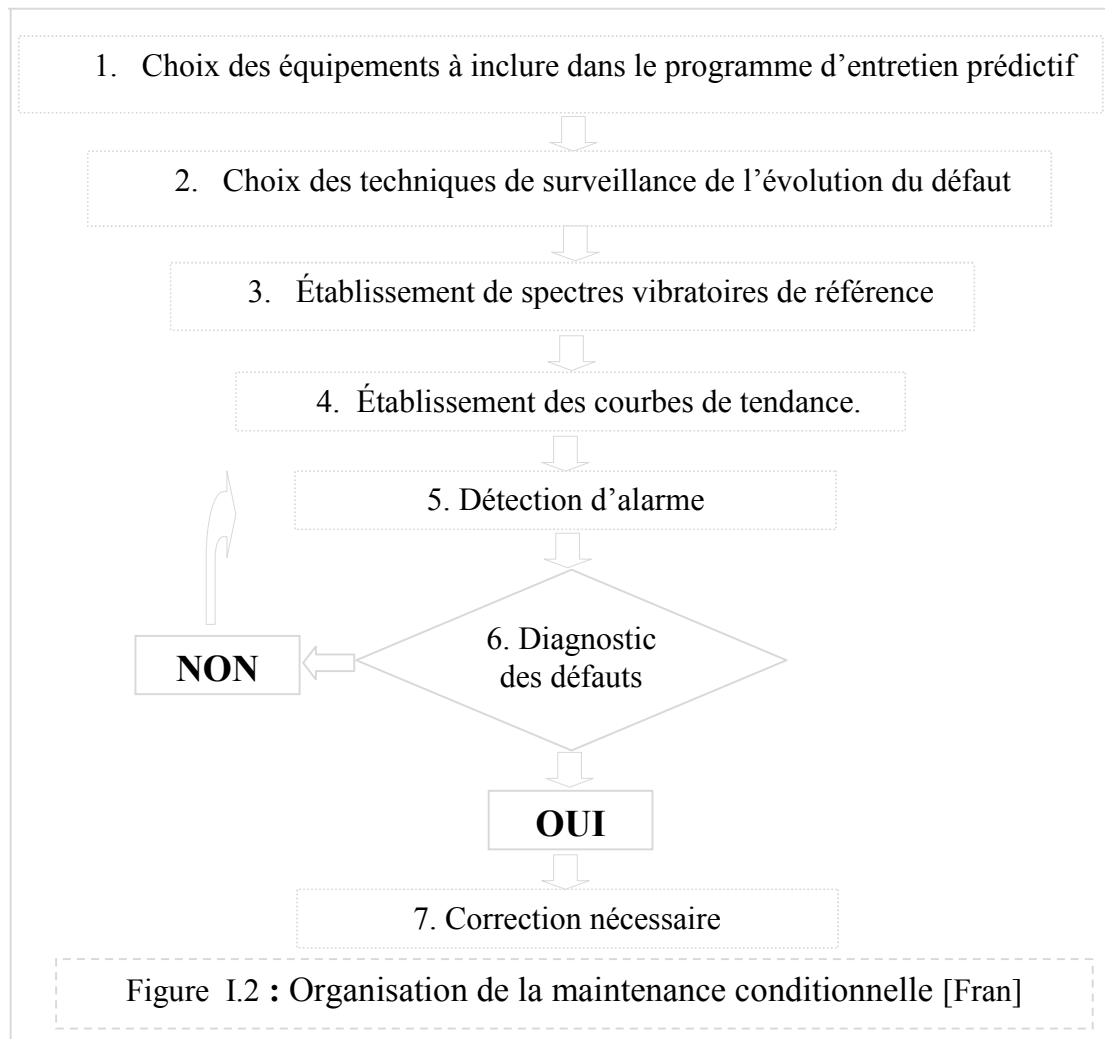
I.2.3. Niveaux de maintenance : La norme NF X 60-010 définit, à titre indicatif, quatre niveaux de maintenance (Tableau I.1) :

	niveau 1	niveau 2	Niveau3	niveau 4
travaux	- réglages simples - pas de démontage ni ouverture	opérations mineures de maintenance préventive	identification et diagnostic de pannes	travaux importants de maintenance corrective ou préventive
lieu	sur place	sur place	sur place ou dans atelier de maintenance	atelier spécialisé avec outillage général
personnel	exploitant du bien	technicien habilité	technicien spécialisé	équipe avec encadrement technique spécialisé
exemple	remise à zéro d'un automate après arrêt d'urgence	changement d'un relais	identification de l'élément défaillant	intervention sur matériel dont la remise en service est soumise à qualification

Tableau I.1 : les quatre niveaux de maintenance

I.2.4. Organisation de la maintenance conditionnelle :

Dans la référence [Fran] on définit l'organisation de la maintenance conditionnelle par l'organigramme suivant (figure I.2) :



1. Cette étape comprend la codification des équipements, l'inventaire et la sélection du type d'entretien appliqué à chaque équipement
2. Cette étape comprend le choix de la technique de mesure, leur périodicité, leur endroit et repérage, la création d'une route et des dossiers de suivi
3. Cette étape s'occupe de la détermination des alarmes
4. Cette étape comprend la prise de mesure, l'enregistrement et la gestion des données vibratoires.
5. vérification du seuil d'alarme
6. déterminer l'élément défaillant
7. Changer ou corriger l'élément défaillant.

I.2. 5. Classement des machines :

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant :

I.2.5.1. Vitales : machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.

I.2.5.2. Importante : machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.

I.2.5.3. Secondaire : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

I.2.6. La cinématique :

On ne peut surveiller correctement une machine que l'on ne connaît pas. Avant de recueillir un signal vibratoire, il faut prendre connaissance de la cinématique de l'installation à surveiller. Parmi les indications les plus importants, le technicien doit connaître :

- la vitesse de rotation de chaque ligne d'arbre ;
- le nombre de pales ou d'aubages sur les ventilateurs et les pompes ;
- le nombre de dents des engrenages ;
- le diamètre des poulies et la longueur des courroies ;
- le type des roulements ;
- le nombre de barres de la cage d'écureuil du moteur, etc.

Tous ces renseignements sont indispensables pour déterminer les outils adéquats à une surveillance efficace. Ils permettent de calculer les fréquences caractéristiques des défauts susceptibles d'apparaître sur les machines. [T.I BM 5 145].

I.3. Méthodes d'analyse :

Il existe plusieurs méthodes d'analyse tel que :

I.3.1. L'analyse d'huile :

Le lubrifiant (huile) est comparable au sang de la machine, il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule.

Le suivie de ces caractéristiques physico-chimique permet d'apprécier l'état de dégradation de l'huile et de connaître son aptitude à remplir totalement ses fonctions initiales de lubrification. L'évolution de cette dégradation peut être un indicateur de condition

d'exploitation de l'équipement. Elle va permettre d'optimiser les fréquences de vidanges dans le cas de quantité importante, le suivi de la contamination permet :

- De situer l'organe défectueux, d'apprécier l'évolution et le type d'usure dans le cas d'une pollution par des particules internes.
- D'apprécier la nature et l'origine des agents extérieurs.

On prend comme référence les caractéristiques de l'huile neuve et on compare les résultats obtenue a chaque analyse, si l'on constate une évolution brutale des caractéristiques ou si l'on atteint des valeurs très éloignées des valeurs initiales, il faut soit intervenir au niveau du matériel ou remplacer l'huile [Jean]

I.3.2 Thermographie infrarouge

I.3.2.1. Définition : Le contrôle par thermographie a pour objet de détecter et de localiser les variations de température en surface. Une caméra infrarouge associée à un logiciel de traitement d'image, permet d'obtenir une image en 2 dimensions, appelée thermo-gramme, de la zone contrôlée. La couleur de chaque pixel de l'image peut être reliée à la température en chaque point de l'objet, en faisant des hypothèses sur la valeur d'émissivité de la surface

La thermographie est utilisée lors des opérations de maintenance sur site pétrochimique notamment pour le contrôle :

- de l'état des calorifuges et frigorifuges d'équipement fonctionnant hors température normale,
- de l'état des matériaux réfractaires utilisés sur les fours, cheminés et le gunitage de réacteurs,
- de niveaux dans les réservoirs.

La thermographie est bien adaptée à la détection des points chauds (surchauffe, température anormale) sur les machines tournantes et les armoires électriques. Il est également envisageable de surveiller un processus comme le soudage, le remplissage d'un moule. [j.beige]

I.3.2.2. Exemple : Figure I.3 présente un exemple de la thermographie infrarouge pour détecter un défaut d'engrenage.



I. 3.3.1. Définition :

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par les structures de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise. De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement.

La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres

- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité
- Position et fixation du capteur sur la machine
- Caractéristiques du capteur.
- Pré-amplification et transmission du signal.
- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements etc.).

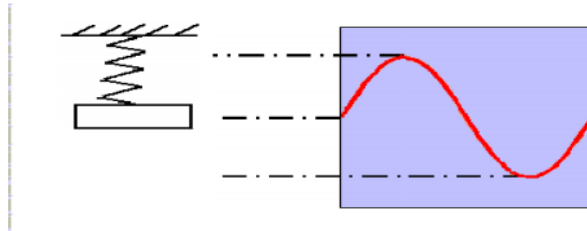
I.3.3.2. vibration mécanique

I.3.3.2.1. Définition d'une vibration :

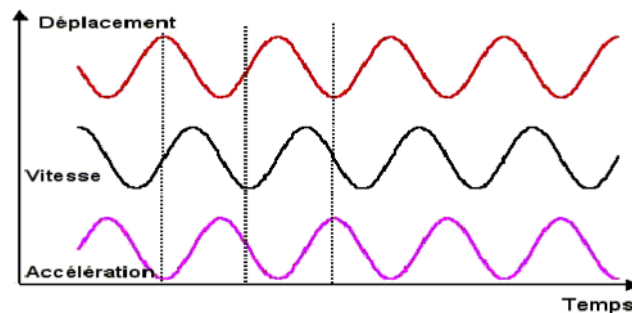
La norme ISO 2041 « Vibrations et chocs - Vocabulaire (Août 1990) » définit la notion de vibration : Variation avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou de référence. En fait, un corps est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement oscillatoire autour d'une position d'équilibre ou de référence. Les textes de normalisation AFNOR relatifs aux vibrations sont : NF E 90-001, NF E 90 002.

I.3.3.2.2. signal vibratoire :

Une vibration peut se représenter sous diverses formes.



Si l'on observe un système mécanique simple constitué d'une masselotte suspendue à un ressort, on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par un déplacement, une vitesse et une accélération.



On remarque sur la figure ci-dessus un décalage entre les maxima de chaque sinusoïde. Ce décalage est appelé la phase du signal.

La représentation en **accélération** accentue les hautes fréquences

La représentation en **déplacement** accentue les basses fréquences

Il faut également noter qu'il existe une relation mathématique entre déplacement, vitesse et accélération.

$$x(t) = A \sin(2\pi ft)$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = 2\pi \cdot f A \cos(2\pi \cdot ft)$$

$$a(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = -(2\pi \cdot ft)^2 A \sin(2\pi \cdot ft)$$

I.3.3. Type des signaux : La figure I.4 représente les différents types des signaux

I.3.3. 1. Déterministe

Des signaux (périodique ou non périodique) dont l'évolution en fonction du temps peut être parfaitement décrite par un modèle mathématique. Ces signaux proviennent de

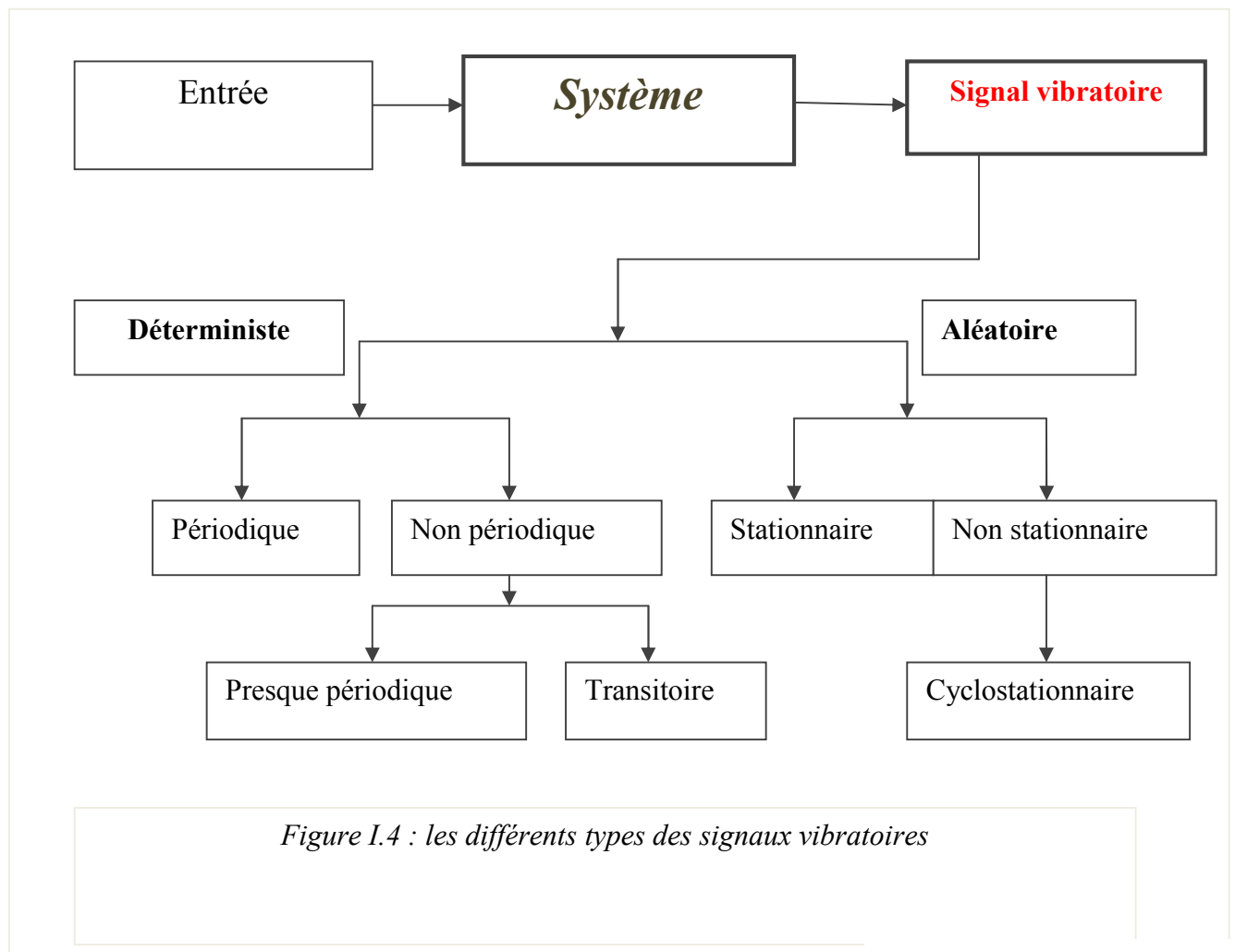
phénomènes pour lesquels on connaît les lois physiques correspondantes et les conditions initiales, permettant ainsi de prévoir le résultat. Les signaux non périodiques se composent d'une part des signaux pseudopériodiques formés d'une somme de sinusoides de périodes différentes et d'autre part des signaux transitoires dont l'existence est limitée dans le temps. Ces signaux "certains" peuvent en principe être reproduits rigoureusement identiques à eux-mêmes. [Serge]

I.3.3.2. Aléatoire :

Le signal aléatoire fait intervenir deux notions :

- La notion de signal c'est à dire une mesure qui dépend d'un ou plusieurs paramètres d'espace, le plus souvent le temps.
- La notion d'aléatoire qui fait que, à un instant t donné, la mesure n'est pas certaine mais dépend du hasard. Cet aspect est appelé l'aspect stochastique et on parle indifféremment de signal aléatoire ou de signal stochastique.

Ce sont les signaux qui ont caractère non reproductible et imprévisible. [Caen]



I.3.4. Caractéristiques d'un signal vibratoire :

Les signaux vibratoires ont une structure complexe, et sont constitués de différentes composantes :

- une partie du signal provient des phénomènes *cycliques* (déterministes ou non) se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrènements, les mouvements existants au sein d'un roulement....,
- une partie *aléatoire*, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système (jeu, frottement, ...)

Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires. En effet, ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines [Bren] :

- vieillissement du système.
- excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voire chaotiques (engrenages, roulements...),
- non-stationnarité des efforts transmis à travers le système,
- imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dentures.

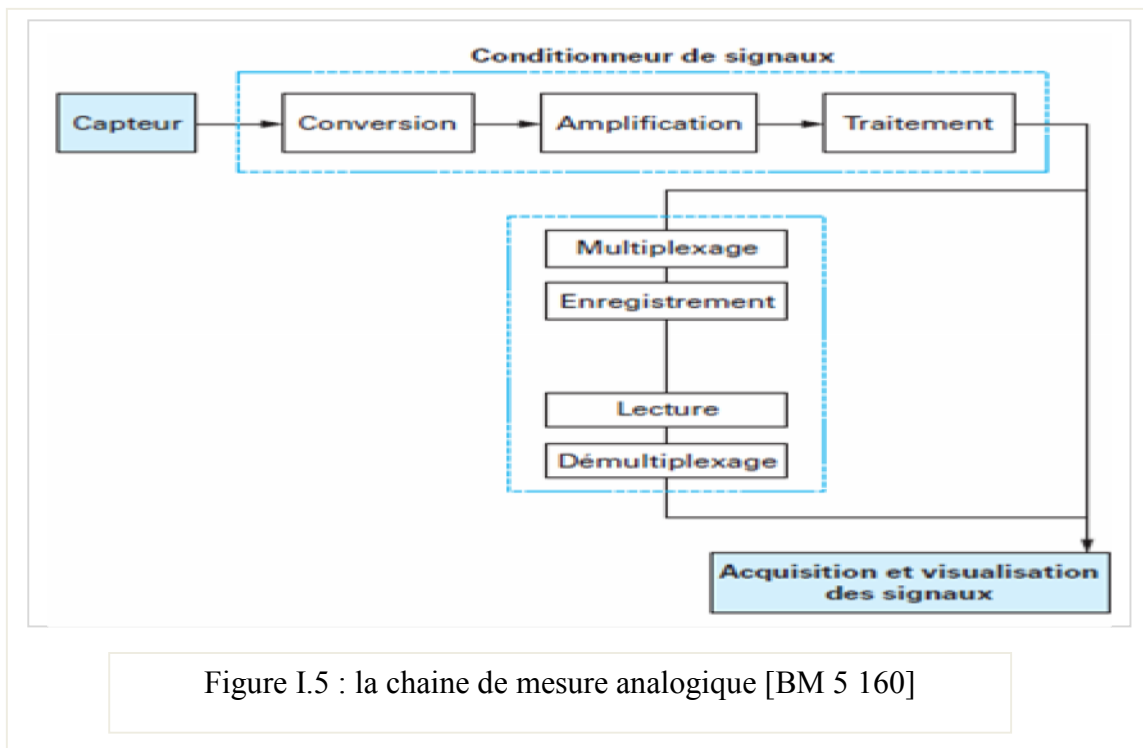
I.4. Chaîne de mesure :

Le but de la mesure est de faire correspondre, à une grandeur physique que l'on désire connaître, une grandeur compréhensible par le système d'acquisition. De nos jours, il s'agit presque uniquement de signaux électriques qui ont remplacé les systèmes mécaniques et optiques d'autrefois. Ainsi le capteur délivre un signal qui est amplifié et converti généralement en tension par un conditionneur. Le système d'acquisition n'a plus alors à traiter qu'un courant électrique dont l'intensité est directement reliée à l'amplitude du phénomène vu par le capteur et cela quel que soit le type de ce capteur.

Prenons l'exemple d'une **chaîne d'acquisition analogique** (figure I.5). Le mot analogique veut dire que la loi liant l'information issue du capteur à la grandeur mesurée est continue. Le signal issu du capteur est transformé par un conditionneur de signaux qui comprend généralement les éléments suivants :

- le convertisseur de mesure, qui transforme généralement le signal en un courant électrique aisément transportable et qui est en entrée de la plupart des stations d'acquisition modernes.
- l'amplificateur, qui a pour but d'augmenter l'intensité du signal et de le rendre en cela moins sensible au bruit de fond ambiant.

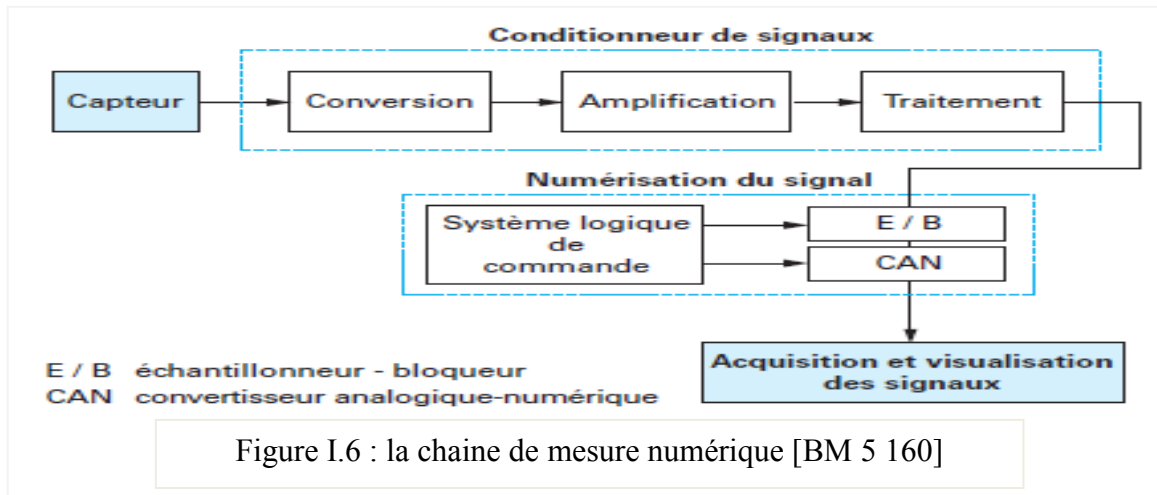
— un ou plusieurs dispositifs de traitement du signal qui sont dédiés à la chaîne d'acquisition et varient en fonction des objectifs fixés par l'utilisateur. Ces dispositifs mettent en œuvre des fonctions très variées allant des filtres aux corrélations entre signaux en passant par la conversion en valeur efficace ou la linéarisation. Dans certains cas, il est possible de trouver, dans la chaîne d'acquisition, un multiplexeur : par exemple, si la station d'acquisition est éloignée du lieu de mesure ou si l'opérateur désire enregistrer un certain nombre de voies sur une bande magnétique. L'opération consiste à faire passer plusieurs signaux par une seule voie.



La **chaîne de mesure numérique**, dont un exemple est donné (figure I.6), utilise au départ les mêmes dispositifs que la chaîne de mesure analogique. En sortie du conditionneur de signaux, le signal est échantillonné et numérisé par les éléments suivants :

— l'échantillonneur-bloqueur (E/B) a pour mission, au moment indiqué par le système logique de commande, de figer la valeur instantanée du signal au moins le temps que le convertisseur analogique-numérique effectue sa conversion.

— le convertisseur analogique-numérique (CAN) a pour rôle de coder la valeur instantanée du signal en entrée en un nombre. Son fonctionnement est géré par le système logique de commande qui peut être un microprocesseur. De la même manière que pour la chaîne analogique, dans le cas de plusieurs voies d'acquisition, un multiplexeur peut venir s'intercaler dans la chaîne numérique soit entre le conditionneur et l'échantillonneur-bloqueur, soit entre ce dernier et le convertisseur analogique-numérique. [BM 5 160]



I.4.1. Capteurs de vibrations :

Le capteur de vibrations est le premier maillon de la chaîne de mesure. Le plus largement utilisé est l'accéléromètre ou capteur piézoélectrique. Le principe de tous ces accéléromètres est de générer un signal électrique proportionnel au niveau de vibration. Ces accéléromètres sont très appréciés car ils possèdent une large bande de fréquence présentant une excellente linéarité, permettent l'intégration du signal pour obtenir la réponse en vitesse ou en déplacement et sont d'une excellente précision et fiabilité.

La façon d'utiliser l'accéléromètre joue un rôle primordial dans la prise de mesure. En effet, le mode de fixation et l'emplacement du capteur influent sur les résultats. La fixation sur la structure doit être réalisée à partir d'une liaison parfaite. Il existe plusieurs modes de fixation tels que le goujon vissé, l'embase collée, l'embase magnétique, la pointe touche. Ces différents modes jouent un rôle considérable sur la bande de fréquence et surtout sur la répétitivité des mesures. Le choix de l'emplacement du capteur se veut important étant donné la conception de celui-ci. En effet, la prise de mesure est fournie pour une direction donnée; c'est pourquoi l'accéléromètre doit être placé à un endroit où la mobilité est maximale. Actuellement, le capteur est placé au plus près du défaut potentiel pour éviter les contributions extérieures.

Les signaux enregistrés par les capteurs sont souvent le résultat d'un mélange de nombreuses sources vibratoires qui peuvent perturber l'interprétation des niveaux d'analyse introduit dans la section précédente. Et ceci est d'autant plus vrai si le capteur n'est pas placé au plus près du défaut potentiel dû à un manque d'accessibilité. La surveillance d'un composant particulier peut être perturbée par la présence d'autres sources vibratoires. De même, le diagnostic peut s'avérer difficile si des composants identiques sont intégrés à l'équipement étudié. [CHIEMENTIN]

I.4.2. Types des capteurs :

I.4.2.1. Accéléromètre piézo-électrique :

Le capteur et le conditionneur de signal qui lui est associée sont les deux maillons de base communs à toute chaîne de mesure et tout système de surveillance ou de diagnostic par analyse de vibrations. Sa dynamique de mesure et sa bande passante très étendue font de l'accéléromètre piézo-électrique le capteur le mieux adapté pour l'analyse des vibrations absolues de palier. Le choix d'un accéléromètre et du conditionneur de signal sera guidé par la spécialité et l'environnement des équipements à surveiller (vitesse, température des paliers, distance entre capteur et unité de traitement...). Les éléments déterminants dans le choix d'un accéléromètre et de son conditionneur, outre la sensibilité et les facteurs d'influences, sont la fréquence de coupure inférieure de la fréquence de résonance. En l'absence de contraintes particulières d'utilisation (température de palier très élevée [$>120^{\circ}\text{C}$] ou vitesse de rotation très basse [$<120\text{tr}/\text{min}$] l'accéléromètre à électronique incorporée (ICP) est de plus en plus utilisé au détriment de l'association accéléromètre/amplificateur de charge.

I.4.2.2. Capteurs à courant de Foucault :

Le capteur de proximité le mieux adapté à la mesure et à l'analyse du déplacement relatif d'un arbre dans son palier est le capteur à courant de Foucault. Sa bande passante est très étendue mais sa dynamique est faible à cause du bruit élevé induit par les imperfections d'usinage de l'arbre et la non homogénéité magnétique des matériaux le constituant. Ces imperfections géométriques et magnétiques se traduisent dans le domaine spectral par la présence d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation. Ce peigne de raies parasite le spectre de signal utile et peut induire de graves erreurs d'interprétation. La réduction de ce bruit nécessite un traitement spécifique de l'arbre au niveau des zones de visée des sondes. [Alain Boulenger, Christian Pachaud].

I.4.3. Le conditionnement du signal :

Le signal électrique doit être conditionné pour être traité par les appareils d'analyse. Ce conditionnement est donné par les différents points suivants :

- 1) L'amplification du signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable, réalisée par le préamplificateur.
- 2) L'intégration du signal pour passer à la vitesse ou au déplacement réalisée par l'intégrateur.
- 3) La limitation de la plage de fréquences du signal, réalisée par les filtres passe-haut et passe-bas.

4) L'amplification du signal pour le transmettre à l'appareil d'analyse, réalisée par l'amplificateur [CHIEMENTIN].

I.4.4. Choix des indicateurs :

Le choix de ou des indicateurs (Tableau I.2) les mieux appropriées est fonction de:

- l'organe à surveiller (roulement, engrenage, palier, ...),
- la nature des vibrations (sinusoïdale, impulsional, ...),
- la plage de fréquences où le défaut est le plus facilement identifiable.
- certain nombre de traitements précoces à effectuer tel que, l'élimination des parties qui obscurcissent l'interprétation des signaux : bruit aléatoire, modulation d'amplitude ou de phase, phénomène de résonance, etc. Ces indicateurs doivent permettre une surveillance d'anomalies à un stade précoce, déterminant la nature et les états de dégradation Selon donc les défauts redoutés, on choisira le ou les indicateurs les mieux appropriés en s'aidant du tableau suivant [Felkaoui] :

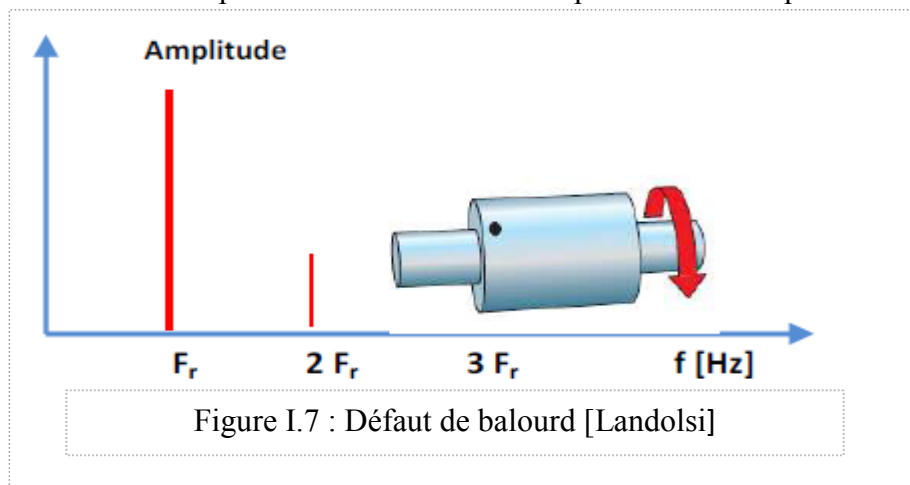
		Indicateurs
Quelques exemples d'organes Surveillés	Roulements	Accélération, SPM, g/SE, HFD, BCU, ... Facteur Crête, Kurtosis, Démodulation d'amplitude, Cepstre
	Engrenage	Accélération, Kurtosis, Démodulation d'amplitude, Cepstre Bispectre, bicorrélation, bispectre cyclique, corrélation spectrale
	Paliers fluides	Déplacement (relatif ou absolu)
Nature des vibrations générées	Vibration de type impulsional	Accélération, Facteur Crête, Kurtosis, Démodulation d'amplitude, Cepstre
	Vibration de type sinusoïdal	Déplacement, vitesse
Plages de fréquences où le défaut est plus facilement identifiable	Basses fréquences	Déplacement ou vitesse
	Moyennes fréquences	Vitesse ou accélération
	Hautes fréquences	Accélération

Tableau I.2 : les différents indicateurs [Felkaoui]

I.5. Défauts des machines tournantes :

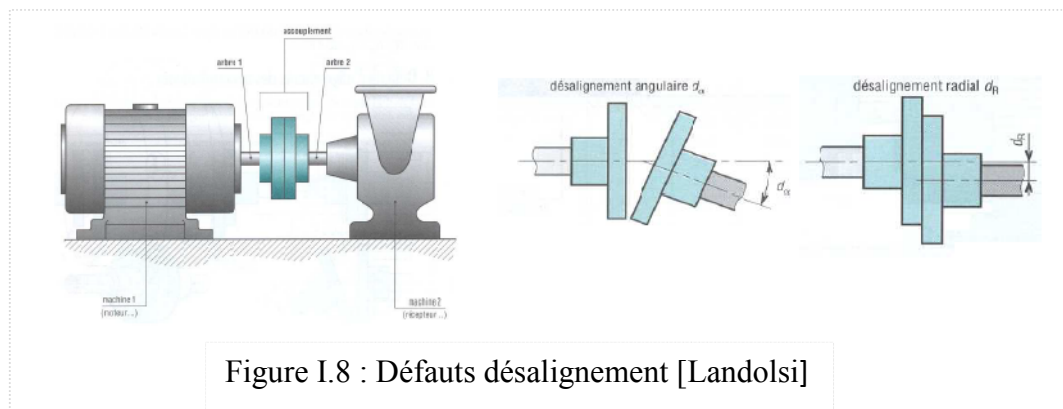
I.5.1. Balourd :

Le balourd (figure I.7) est la cause de vibrations la plus commune et la plus fréquemment rencontrée. En dépit du soin apporté à la construction des rotors, il est donc impossible de les équilibrer parfaitement et il existe donc toujours une **vibration à la fréquence de rotation** dont l'amplitude est directement proportionnelle à l'importance du balourd et au carré de vitesse de rotation. Une modification brusque de l'amplitude correspond systématiquement à une modification du balourd dont l'origine peut-être une rupture ou la déformation d'une partie du rotor (ailettes de turbine par exemple). Si cette modification d'amplitude est plus lente, il peut s'agir d'une usure ou d'un encrassement de la partie tournante (suie, dépôt, etc.). Le phénomène se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation.



I.5.2. Désalignement :

Un désalignement (Figure I.8) provoque **des vibrations à la fréquence de rotation** ainsi qu'aux harmoniques d'ordre 2, 3 et parfois 4 (double, triple, quadruple de la fréquence de rotation et parfois même davantage en particulier pour les accouplements à denture où l'on rencontre les harmoniques liés au nombre de dents et à la fréquence de rotation). La composante axiale de la vibration est particulièrement importante pour l'harmonique d'ordre 2.



I.5.3. Mauvais serrage mécanique :

Lorsqu'un palier est desserré ou présente une possibilité de mouvement partiel dans le plan radial, il apparaît une vibration radiale à une fréquence égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

I.5.4. Engrènement :

L'engrenage est un dispositif élémentaire constitué de deux organes rigides et dentés R1 et R2 généralement cylindriques ou coniques, appelés roues, possédant N1 et N2 dents qui tournent aux vitesses V1 et V2 autour d'axes fixes [BDIRINA].

Un défaut d'engrenage (Figure I.9) provoque des vibrations à la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents ($f_{eng} = N1 f1 = N2 f2$).



Figure I.9 : Défaut d'engrenage [Bren 02].

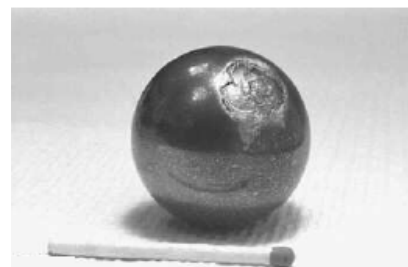
I.5.5. Défauts des roulements :

L'écaillage d'une piste de roulements (Figure I.10) provoque des chocs et une résonance du palier qu'il est facile d'identifier avec un appareil à mesure d'ondes de chocs. En analyse spectrale, ce phénomène apparaît aux hautes fréquences par une densité spectrale qui augmente au fur et à mesure que les roulements se détériorent.

Si l'avarie du roulement ne comportait qu'un seul point, on pourrait voir apparaître un pic à une fréquence liée à la vitesse du rotor et aux dimensions du roulement (diamètre de pistes intérieures et extérieures, nombre de billes).



Écaillage de la bague intérieure



Écaillage d'une bille.

Figure I.10 : les éléments du roulement [Chimentin]

I.6. Définitions :

I.6.1. Définition d'une dégradation :

Une dégradation représente une perte de performances d'une des fonctions assurées par un équipement [[Zwin] :

- une perte de performances d'une des fonctions assurées par l'ensemble (si les performances sont au-dessous du seuil d'arrêt défini dans les spécifications fonctionnelles, il n'y a plus dégradation mais défaillance) ;
- un sous-ensemble lui-même dégradé voire défaillant (sans conséquence fonctionnelle sur l'ensemble).

I.6.2. Défauts et pannes :

La diversité des activités du diagnostic industriel conduit très souvent à utiliser, sans trop les préciser, les termes des pannes et de défaut. Bien que les différences entre les concepts de défaillances, pannes et défauts soient souvent très subtiles et quelquefois subjectives.

La panne est l'inaptitude d'un dispositif à accomplir une fonction requise. Il est clair que dès l'apparition d'une défaillance, caractérisée par la cessation du dispositif à accomplir sa fonction, on déclarera le dispositif en panne. Par conséquent, une panne résulte toujours d'une défaillance.

I.6.3. Définition de la défaillance :

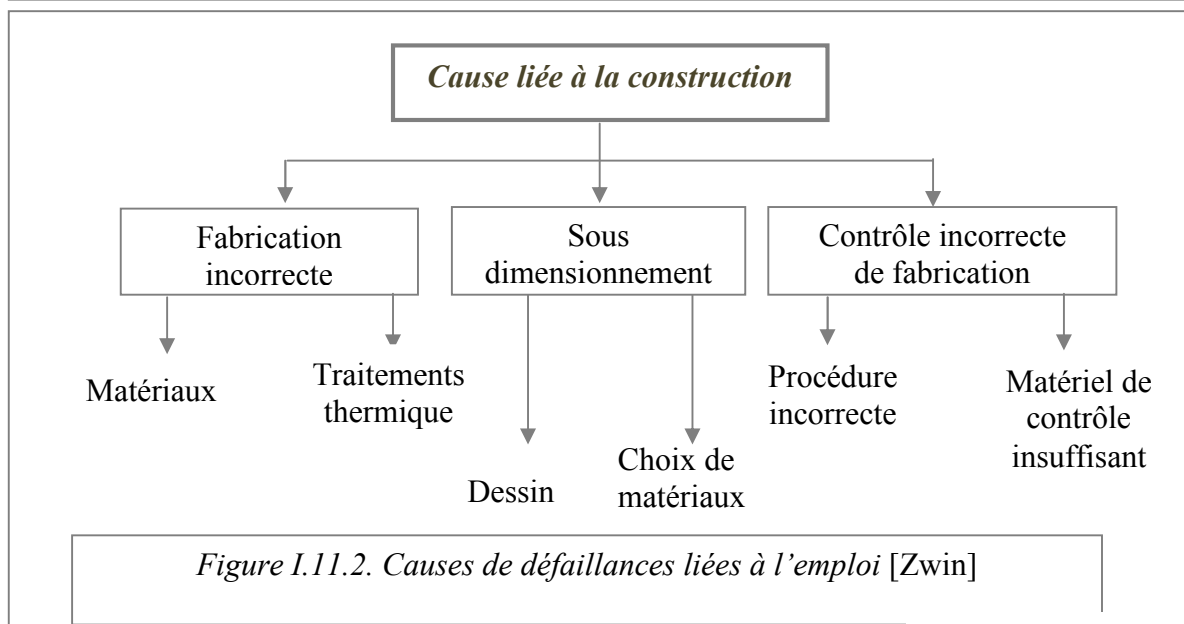
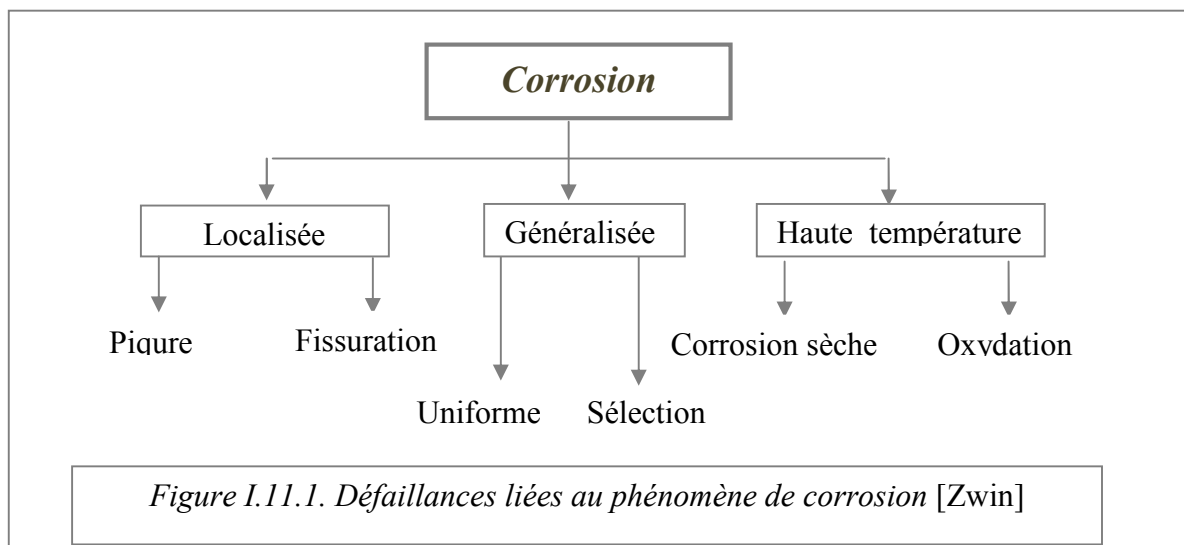
Une défaillance est l'altération ou la cessation de l'aptitude d'un ensemble à accomplir ses fonctions requises avec les performances définies dans les spécifications techniques. Les défaillances peuvent être classées selon différents critères:

- ✓ *Défaillance progressive ou soudaine*, selon la rapidité de leur manifestation.
- ✓ *Défaillance partielle ou complète ou intermédiaire*, selon l'amplitude (la fonction est dégradée ou absente).
- ✓ *Défaillance précoce*, à taux constant ou d'usure, selon le moment d'apparition dans le cycle de vie du matériel.
- ✓ *Défaillance mineure, significative, critique ou catastrophique*, selon leur effet sur le système, l'environnement et l'homme.
- ✓ *Défaillance première, seconde et de commande*, selon les causes des défaillances [Bdirina].

I.6.4. Cause de défaillance

La norme AFNOR NF X60010, définit la cause de défaillance par « *les circonstances liées à la conception, la fabrication ou l'emploi et qui ont entraîné la défaillance* ».

Cette définition est fondamentale en diagnostic industriel, n'oublions jamais qu'une bonne politique de maintenance passe obligatoirement par une maîtrise parfaite des mécanismes de ruine liés à la conception, à la construction et à l'exploitation des matériels. Bien évidemment détecter une défaillance est capital pour éviter une éventuelle perte de la fonction d'un processus industriel, mais il est encore plus important de connaître et de prévenir à temps d'une manière précoce une défaillance en suivant l'évolution d'une dégradation d'un élément matériel. Pour surmonter la difficulté de la maîtrise des mécanismes de ruine, les *figures* (I.11.1) et (I.11.2) représentent les principales causes de défaillance liées à l'emploi ou aux phénomènes de corrosion [Zwin]



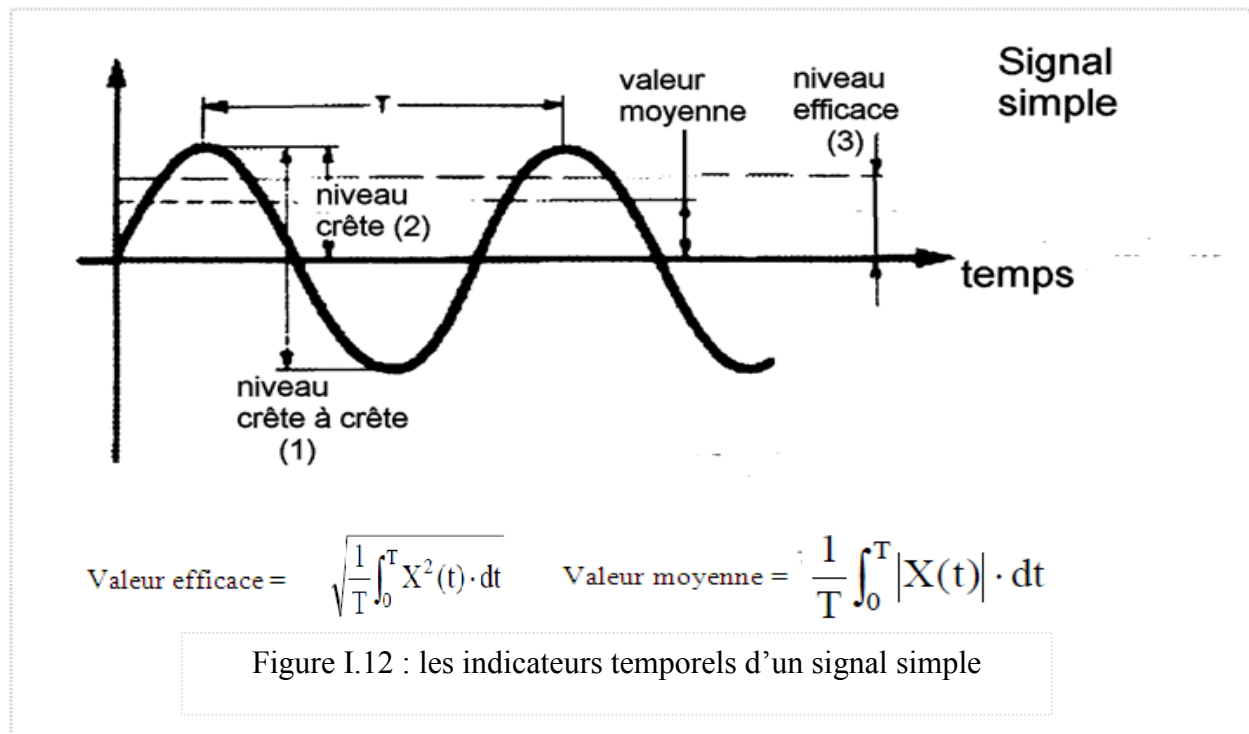
Ces définitions ont été extraites pour certaines à partir des références suivantes : [Dubu] [Alatt] [More] [Lure] [Zemo] et [Zwin].

I.7. La surveillance vibratoire

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines, que l'on dit : tournantes, ont un point commun : elles comprennent des organes en rotation. Suivant les cas, il peut s'agir de structures relativement simples, constituées d'un seul arbre en rotation à travers un ou plusieurs roulements, ou de machines plus complexes composées de plusieurs arbres tournant à des vitesses de rotation différentes... Mais ce qui caractérise avant tout ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements et engrenages, notamment) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillance sont donc multiples : l'écaillage d'un roulement, la rupture d'une dent d'un engrenage, le désalignement d'un des axes, etc. Lorsque la machine joue un rôle vital dans la production (c'est le cas par exemple d'une presse dans le domaine de l'imprimerie, d'un broyeur de cimenterie ou encore d'une centrifugeuse dans un réacteur chimique...), ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et traquer tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. [Mesures]

La mesure de la valeur globale est une méthode approximative d'analyse du signal qui fait abstraction du paramètre fréquentiel pour ne mesurer que l'amplitude évaluée (Figure I.12) :

- 1) En valeur crête à crête (1) c'est à dire en mesurant l'amplitude maximum de l'onde fondamentale, mesure utile par exemple lorsque le déplacement vibratoire d'une machine est critique en regard des contraintes de charge maximale ou de jeu mécanique.
 - 2) En valeur crête (2), mesure intéressante pour indiquer par exemple le niveau d'un choc de courte durée.
 - 3) En valeur efficace (3), mesure qui tient compte de l'évaluation de la valeur des composantes harmoniques et directement reliée au contenu énergétique de la vibration.
- A noter que ces valeurs d'amplitudes d'utilité complémentaire peuvent représenter un déplacement, une vitesse ou une accélération, car vitesse et accélération sont aussi des fonctions sinusoïdales obtenues après dérivation de la fonction déplacement.



I.8. Diagnostic vibratoire

Lors d'un relevé périodique, l'agent d'entretien préventif du secteur a signalé une augmentation du niveau global de vibration.

- ❖ Suite à ce constat, le responsable d'entretien a demandé un diagnostic de la machine par analyse vibratoire.
- ❖ Suite à des graphes du niveau vibratoire en fonction de la fréquence, relevés sur les paliers ou sur le carter on définit l'élément défaillant après une série de traitement.

L'analyse vibratoire des machines tournantes cherche à identifier l'origine des vibrations engendrées par un mécanisme (groupe alternateur, boîte à vitesse, roulement...) soit dans l'optique d'une réduction des vibrations, soit parce que celles-ci sont la traduction d'une dégradation et annonciatrices d'une future panne.

Les phénomènes sources étant souvent périodiques la décomposition du signal en fréquence par transformée de Fourier est l'outil privilégié, d'autant plus utilisé que de nombreux systèmes calculent cette transformation en « temps réel ». [Bernard]

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les machines tournantes. De nombreuses publications synthétisent ces différentes méthodes ou outils. Elles sont généralement classées en quatre grandes catégories d'analyse des données vibratoires : analyse temporelle, analyse fréquentielle, analyse temps- fréquence et analyse cepstral.

I.8.1. Analyse temporelle :

L'analyse dans le domaine temporel est basée directement sur le signal temporel lui-même. La distribution d'amplitude du signal peut s'exprimer sous forme d'une fonction de densité de probabilité. Pour cela, on découpe en plage de mesures de N intervalles I_j de longueur égale. On définit la probabilité $P_j(x)$ pour que l'amplitude x de la vibration soit comprise entre les bornes de l'intervalle I_j par le rapport du temps pendant lequel l'amplitude instantanée du signal a été comprise entre ces deux valeurs sur le temps total de mesure (Figure I.13). [Elba] [Raad].

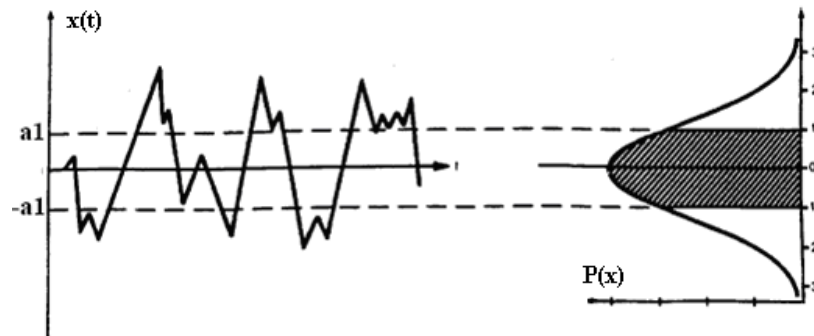


Figure I.13 : Établissement d'une courbe de densité de probabilité.
(a1: valeur efficace du signal).

Le graphe de la figure I.13 montre que l'allure générale du signal vibratoire peut être analysé à travers sa densité de probabilité.

$$p_j(x) = \sum_{i=1}^{i=n_j} \frac{\Delta t_{ij}}{T} \quad (1.1)$$

Pour obtenir des informations plus synthétiques sur la forme de la courbe de distribution des amplitudes du signal sans la tracer, les méthodes traditionnelles calculent les caractéristiques statistiques suivantes [Andr] :

1-La moyenne : elle correspond au moment d'ordre 1, elle est donnée par :

$$M_1 = \bar{x} = \int_{-\infty}^{+\infty} x p(x) dx \quad (1.2)$$

2-La variance : elle correspond au moment d'ordre 2, et caractérise la dispersion des variables autour de la moyenne, elle est donnée par :

$$M_2 = \sigma^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^2 p(x) dx \quad (1.3)$$

4-Le Skewness : c'est le moment d'ordre 3, il est donné par :

$$M_3 = S_k = \frac{1}{\sigma^3} \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^3 p(x) dx \quad (I.4)$$

Le skewness caractérise le taux de dissymétrie de la distribution d'amplitudes du signal par rapport à la valeur moyenne.

La fonction **skewness** disponible sur Matlab a été utilisée pour calculer le skewness d'un signal ($x = \text{skewness}(y)$) tel que y : le signal des défauts.

5-Le kurtosis : le moment d'ordre 4, représente le taux d'aplatissement de la distribution d'amplitude, il donne une évaluation de l'importance du pic du sommet de la courbe. il est défini par :

$$M_4 = k = \frac{1}{\sigma^4} \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 p(x) dx \quad (I.5)$$

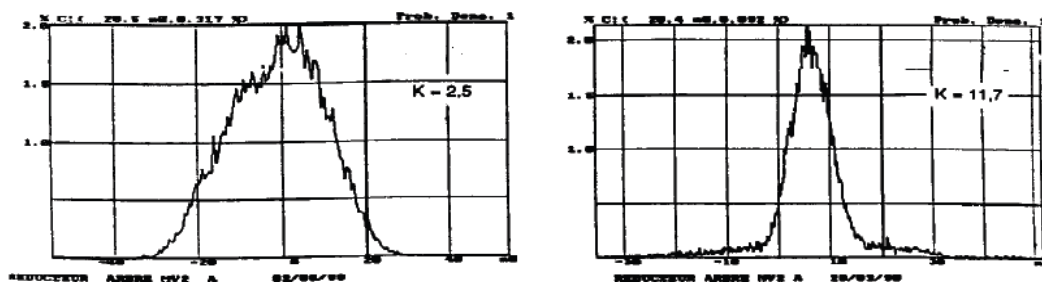
Le kurtosis de la distribution normal est égale à 3, il est supérieur à 3 si la distribution devienne plus centrée ce qui indique la présence d'un défaut et il est inférieur à 3 si la distribution est aplatis [Chiter]

Le Kurtosis prend une valeur égale à 3 pour un roulement sain et dépasse cette valeur dès l'apparition d'un défaut de type écaillage [Mart].

Exemple de diagnostic avec le kurtosis [Boulenger] :

En analyse vibratoire, le kurtosis est certainement le moment statistique le plus utilisé. Les vibrations de type sinusoïdale ou impulsionnel génèrent des allures de courbe de densité différente. Pour quantifier cette différence, le Kurtosis est le plus représentatif. Ce paramètre détecte la présence d'impulsions ou de choc dans le signal.

La Figure I.14 présente les densités de probabilité du signal vibratoire d'un réducteur : à gauche, en fonctionnement sain, la valeur du kurtosis est 2.5 ; à droite, en fonctionnement dégradé, la valeur du kurtosis est de 11.5.



Distribution normale

Distribution centrée

Figure I.14 : densité de probabilité du signal vibratoire d'un réducteur

La valeur K du kurtosis dépend fortement de la forme des signaux [Boule]. Par exemple :

K=1.5 pour une vibration de type sinusoïdal.

K=3 pour une vibration de type impulsionel aléatoire.

K élevé pour une vibration de type impulsionel périodique.

La fonction **kurtosis** disponible sur Matlab à été utilisée pour calculer le kurtosis d'un signal ($x=\text{kurtosis}(y)$) tel que y : le signal des défauts

6- La valeur efficace : c'est une valeur très caractéristique du signal, vu qu'elle a une relation directe avec l'énergie contenue dans celui-ci :

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (I.6)$$

Ce paramètre est le plus couramment utilisé en analyse vibratoire, mais il est beaucoup imprécis dans le cas des roulements, car il ne varie de façon significatif que lorsque le défaut devient très sévères mais il encore utilisable et très efficace mais pas tous seul. Donc il convient de lui associer un autre indicateur par exemple le skew pour en savoir plus de l'état d'un roulement avec une certaine certitude

7-Facteur de crête : c'est le rapport entre la valeur de crête et la valeur efficace (RMS).

$$F_{crête} = \frac{V_{crête}}{RMS} \quad (I.7)$$

Il faut rappeler qu'une vibration de type sinusoïdale aura un facteur de crête voisin de $\sqrt{2}$, alors qu'une vibration de type impulsionel aura un facteur de crête plus important. Lorsqu'il n'y a pas de défaut le F_c reste proche de trois (3) et il faut rappeler que l'apparition d'un défaut entraine l'augmentation du facteur de crête.

Quelques valeurs caractéristiques du facteur de crête sont résumées par le tableau suivant :

Nature de vibration	$F_{crête} = \frac{V_{crête}}{RMS}$	Causes possibles
Périodique de type sinusoïdal ou complexe.	1.5 à 2.5	Balourd Désalignement.
Aléatoire de type impulsionel.	3 à 4	Roulement en bon état.
Périodique de type impulsionel.	>4	Roulement écaillé.

Tableau I.3 : récapitulatif des indicateurs

I.8.2. Analyse fréquentiel :

L'analyse spectrale permet de décomposer un signal complexe en composantes sinusoïdales caractérisées par leur amplitude et leur fréquence. L'interprétation d'un spectre sera autant plus précise et pertinente que le diagnosticien sera en possession d'un maximum de renseignements concernant les conditions de fonctionnement et la cinématique de la machine.

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier :

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

La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre, l'utilisation simple du spectre de Fourier, pour certains cas de diagnostic, ne suffit plus. Il faut utiliser d'autres méthodes spécifiques mais complémentaires tel que :

- ✓ L'analyse d'enveloppe (démodulation de l'amplitude)
- ✓ Analyse cepstrale
- ✓ Analyse temps -fréquence
- ✓ Méthodes temps échelle "analyse en Ondelettes"
- ✓ Analyse cyclostationnaire

I.9. conclusion

La maintenance prédictive a été introduite dans les entreprises depuis 1989 avec un développement d'une application informatisée qui a été intégré au système GMAO (gestion de maintenance assistée par ordinateur). Cette application permet de surveiller certaines machines par la mesure de vibrations.

Nous avons constaté que la machine pouvait tourner en sécurité jusqu'à trois fois (parfois plus) plus longtemps que prévu et le cycle de révision devient plus long. Ceci implique un gain en pièce de rechange.

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

Dans ce chapitre nous avons présenté le maximum des méthodes de surveillance et dans le chapitre de l'état de l'art, nous présenterons les méthodes de diagnostic les plus utilisés pour les organes (engrenage et roulement).

II.1. Introduction :

Le développement des analyseurs de signaux et des logiciels sur PC permettent d'appliquer les méthodes de traitement de signal sur les signaux vibratoire des machines tournantes et de réaliser un bon diagnostic.

Dans ce chapitre, on présente un état des lieux des méthodes d'analyse vibratoire les plus fréquemment utilisées dans le cas de signaux des machines tournantes et surtout pour les signaux d'engrenage et du roulement.

Nous présentons les méthodes de traitement qui peuvent être utilisées pour faire la détection, le diagnostic ou les deux. La première partie de ce chapitre concerne les défauts de roulement et les méthodes de traitements disponibles, ces méthodes sont : l'analyse d'enveloppe, La transformée en ondelettes et le kurtosis spectral. La seconde partie concerne les défauts d'engrenage et les méthodes de traitement les plus utilisées. Ces méthodes sont : l'analyse spectrale, l'analyse cepstrale et l'analyse temps-fréquence. [IMAC]

L'analyse spectrale est certainement la méthode la plus naturelle en analyse vibratoire, Cependant, en pratique la richesse du spectre en harmonique fait que la lisibilité reste difficile. L'analyse cepstrale représente un bon complément de l'analyse spectrale pour les basses fréquences. Les méthodes d'analyse d'enveloppe, temps-fréquence et temps-échelle, bien adaptées au cas des signaux non-stationnaires.

II.2. Les roulements :

Des roulements, il y en a partout... des pédales de vélos au ventilateur des PC en passant par les compresseurs ou les roues de véhicules, un très grand nombre de systèmes en rotation en sont équipés. Et dans l'industrie, ce sont des composants stratégiques des machines tournantes : situés entre les parties fixes et les parties mobiles de la structure, ils assurent la transmission des efforts et la rotation de l'arbre.

Mais, s'ils sont les plus courants, ces composants sont aussi les plus fragiles. Il faut dire que les différents éléments qui les constituent (les billes, la cage et les bagues) sont en permanence sollicités. Le passage répétitif des billes sur les pistes engendre de fortes contraintes mécaniques qui entraînent peu à peu une dégradation du métal par fatigue, et finissent par provoquer l'apparition de défauts ponctuels (des fissures, un écaillage des surfaces, etc.). Autre cause d'avarie, les défauts de montage et de conception. Ils provoquent en effet des surcharges qui entraînent, à terme, l'usure prématurée du roulement. Enfin, comme tout système de précision, le roulement est sensible à la pollution extérieure. Un environnement poussiéreux, la présence de copeaux ou d'impuretés dans le corps du système, des lubrifiants

pollués ou une atmosphère humide... sont autant d'agents extérieurs susceptibles de causer d'importants dégâts. Pour éviter des arrêts de production imprévus et coûteux, il faut alors surveiller en permanence l'état des roulements, et "traquer" tous les signes précurseurs des défauts : un bruit inhabituel, des vibrations anormales, une élévation de température, etc. [Tendance]

II.2.1. Eléments de roulements :

Le roulement est composé des éléments (Figure II.1) suivants :

- deux bagues concentriques en acier, appelés bague intérieure et bague extérieure, comportant des chemins de roulement (surfaces sur lesquelles "roulent" les corps roulants),
- des corps roulants, billes ou rouleaux généralement en acier, permettant le mouvement des deux bagues avec un frottement minimal,
- une cage séparant et guidant les corps roulants (en polyamide, tôle acier, laiton ou résine).

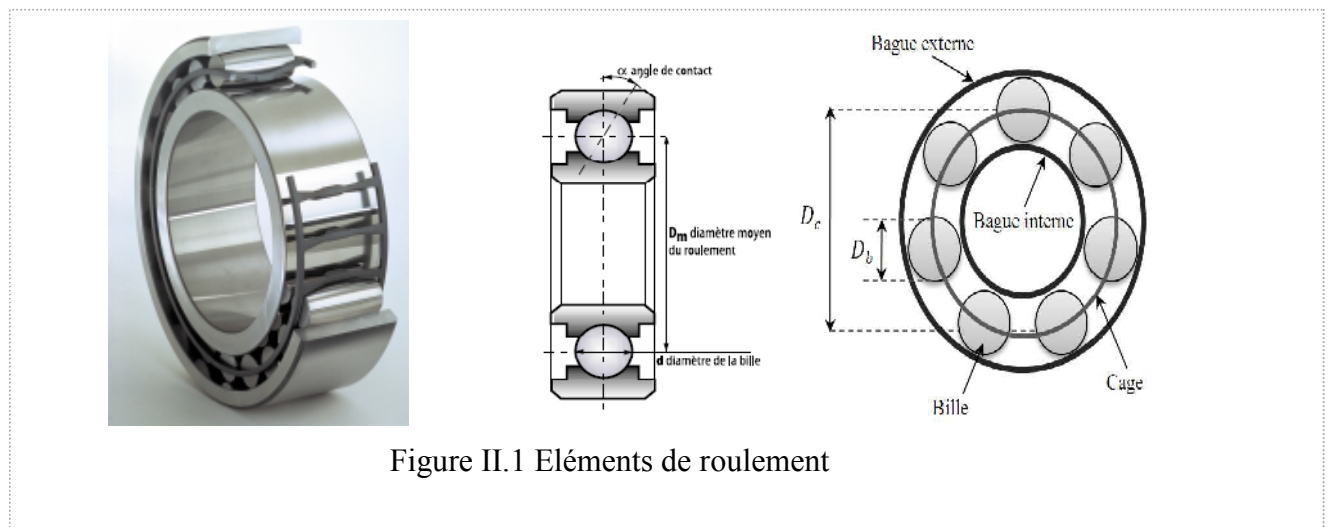


Figure II.1 Eléments de roulement

II.2.2. défauts des roulements :

a. Causes des défauts :

Les roulements peuvent être endommagés par des causes externes comme:

- contamination du roulement par des particules extérieures : poussière, grains de sable, ...
- corrosion engendrée par la pénétration d'eau, d'acides, ...
- lubrification inadéquate qui peut causer un échauffement et l'usure du roulement,
- mauvais alignement du rotor,
- courant qui traverse le roulement et qui cause des arcs électriques, [Ali IBRAHIM]

b. Principales défauts :

On peut noter deux types d'avaries caractéristiques de la détérioration des roulements :

Les avaries dites naturelles dues à la fatigue des roulements et les avaries dues à un mauvais montage ou une mauvaise utilisation du roulement.

On qualifie les principaux défauts :

- ❖ Le grippage, dû à l'absence de lubrification, à une vitesse excessive ou un mauvais choix du type de roulement. Ceci se manifeste par un transfert de matière arrachée sur les surfaces et redéposée par microsoudure.
- ❖ Les empreintes par déformation, dues à des traces de coups, des fissures ou des cassures.
- ❖ L'incrustation de particules étrangères, due à un manque de propreté au montage ou de l'entrée accidentelle d'impuretés.
- ❖ La corrosion, due à un mauvais choix du lubrifiant, surtout quand les roulements viennent d'être nettoyés et sont contaminés par la transpiration des mains.
- ❖ La corrosion de contact, due au mauvais choix d'ajustements entre les bagues et les logements ou les arbres.
- ❖ Les criques, fissures étroites ou autres amorces de cassures dues aux contraintes exagérées au montage ou au démontage.
- ❖ L'usure par abrasion, due à une mauvaise lubrification. L'usure par abrasion donne aux roulements un aspect gris, givré.
- ❖ Le cas le plus rencontré est un défaut d'écaillage dû à la fatigue des roulements. L'écaillage de fatigue, est un phénomène normal qui conduit à une défaillance et ce, quelque soit les conditions d'utilisation et de fonctionnement. Ce défaut survient sous l'effet de la fatigue due aux contraintes de cisaillement alternées qui sévissent en sous-couche. L'écaillage localisé et prématuré résulte d'anomalies caractérisées telles qu'un mauvais montage, une surcharge, un défaut d'alignement, une mauvaise forme de logement. Ces défauts donnent naissance à des vibrations qui les caractérisent. C'est pourquoi l'analyse vibratoire s'avère intéressante et s'est montrée très puissante d'une part pour surveiller l'état de fonctionnement et d'autre part pour diagnostiquer le défaut et suivre son évolution. [Chimentin]

II.2.3. Caractéristiques du signal engendré par le roulement endommagé :

a- Modèle mathématique du signal :

Le modèle mathématique proposé par Yuh-Tay Sheen [She], pour simuler les signaux vibratoires des défauts des roulements est montré que chaque impulsion est modulée par deux fréquences du signal harmonique avec une décroissance exponentielle. Ce signal pourrait être utilisé pour modéliser un signal de réponse impulsionnelle modulée avec deux fréquences de résonance du système simplifié et est exprimé en :

$$x(k) = e^{-\alpha k t'} (\sin 2\pi f_1 kT + \sin 2\pi f_2 kT) \quad (\text{II.1})$$

$$k = 1, \dots, N$$

Avec :

$$t' = \text{mod}(kT, \frac{1}{f_0}) \quad (\text{II.2})$$

Où :

- mod : le reste de division de kT par $1/f_0$.
- α : fréquence exponentielle.
- f_0 : fréquence de modulation.
- f_1 et f_2 : fréquences de résonance.
- La fréquence d'échantillonnage : f_e .

Les avaries les plus fréquentes sur les roulements sont les défauts d'écaillage. Lors de la mise en rotation, un train d'impulsion est généré par ces défauts, à une fréquence bien définie que l'on appelle "fréquence caractéristique" de défaut du roulement. Ce signal périodique est l'origine de nombreuses méthodes de détection de défaut de roulement [Tand]. Les fréquences caractéristiques sont déterminées à partir de la géométrie du roulement et de la cinématique de la machine étudiée.

Les grandeurs géométriques caractéristiques des roulements sont le nombre de billes N , leur diamètre d_b , et le diamètre moyen d_m (figure II.2). Le plan de contact des billes peut être incliné d'un angle par rapport au plan vertical, appelé angle de contact.

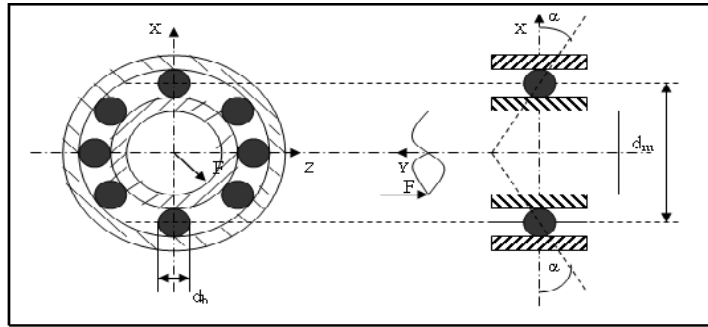


Figure II.2. Représentation d'un roulement et ses dimensions caractéristiques

Nous distinguons quatre types de dégradations sur les roulements [Esto][Beno]:

b- Défaut de la bague interne :

Il est caractérisé par la présence d'une raie à la fréquence caractéristique du défaut ($f_{d,bi}$). Cette fréquence est modulée par la fréquence de rotation (bandes latérales autour de la raie de défaut).

$$f_{d,bi} = \frac{N}{2} \left(1 + \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right) (f_{rot} - f_{ext}) \tag{II.3}$$

Avec : f_{rot} fréquence de rotation de la bague interne

f_{ext} : Fréquence de rotation de la bague externe, cette fréquence de rotation de la bague externe est nulle si la bague est emmanchée dans le carter.

α : Angle de contact.

L'image théorique de ce défaut (charge radiale et charge axiale) est donnée dans les figures suivantes

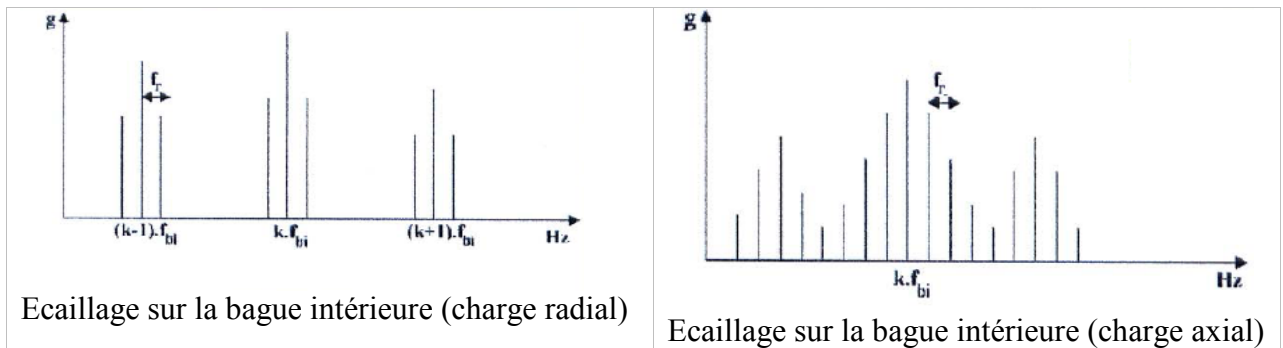


Figure II.3.1 : Ecaillage sur la bague intérieure [Chiter]

c- Défaut sur la bague externe :

Ce défaut est caractérisé par la présence d'une raie à la fréquence ($f_{d,be}$). Bien que la charge appliquée sur la bague externe soit constante, on peut remarquer une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre autour de la fréquence de défaut.

$$f_{d,be} = \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right) (f_{rot} - f_{ext}) \tag{II.4}$$

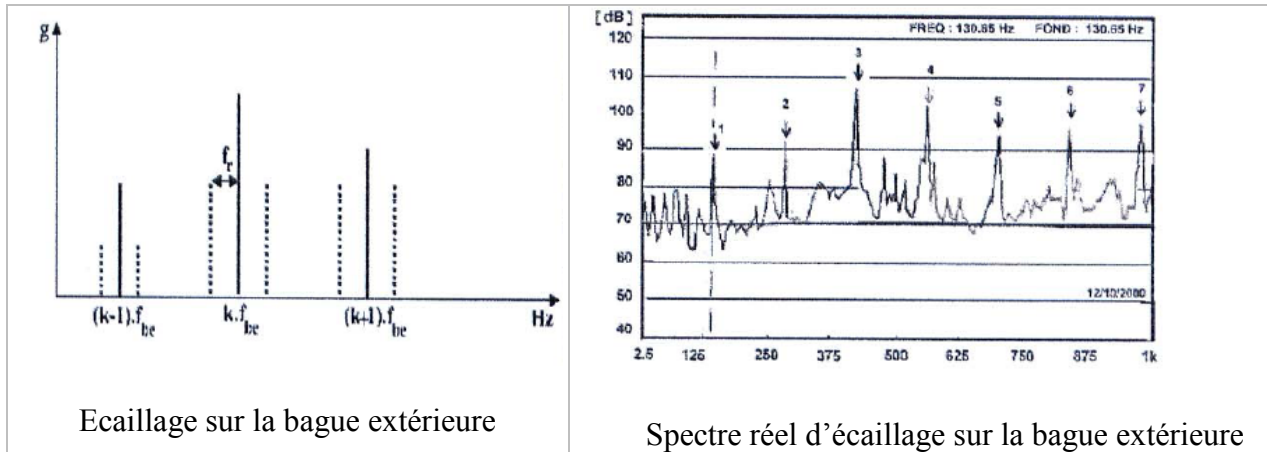


Figure II.3.2 Ecaillage sur la bague extérieure [Chiter]

d- Défaut de l'élément roulant :

La première fréquence caractéristique de défaut correspond à la fréquence de rotation de l'élément roulant sur lui-même. De plus, cet élément roulant rencontre une fois la bague interne et une fois la bague externe par tour, il génère donc des chocs à 2 fois cette fréquence.

$$f_{d,er} = \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_b} \left(1 - \left(\frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right)^2 \right) (f_{rot} - f_{ext}) \quad (II.5)$$

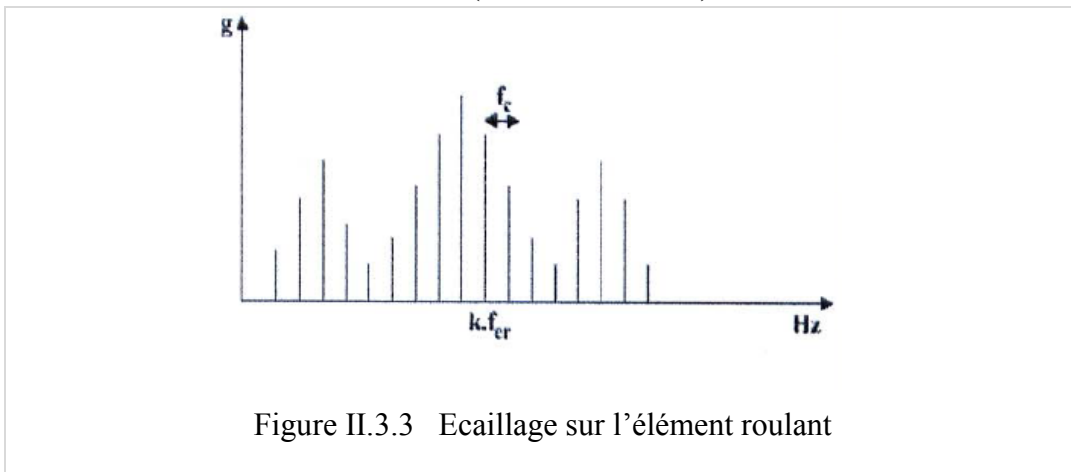


Figure II.3.3 Ecaillage sur l'élément roulant

e- Défaut de la cage :

Ce défaut se manifeste par la présence de raies à la fréquence $f_{d,ca}$ et ses harmoniques. A l'instar de la bague interne, on pourra constater des bandes latérales autour de $f_{d,er}$ (fréquence de défaut d'élément roulant) et $2.f_{d,er}$, ces bandes seront distantes d'une fréquence égale à la fréquence de défaut de la cage $f_{d,ca}$ [Esto].

$$f_{d,ca} = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right) f_{rot} + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d_b}{d_m} \cos(\alpha) \right) f_{ext} \quad (II.6)$$

II.2.4. Méthodes d'analyse des défauts de roulement:

Pour détecter les défauts de roulement, plusieurs méthodes ont été étudiées : la méthode de l'enveloppe, la transformée en ondelettes ainsi le kurtosis spectral.

II.2.4.1. L'analyse de l'enveloppe :

Elle est basée sur La transformée d'Hilbert qui est un outil très utilisé pour le diagnostic des machines tournantes. [Sama],[Andr], la transformée d'Hilbert produit un signal temporel complexe $Z(t)$ définie par :

$$Z[X(t)] = x(t) + jH[x(t)] \tag{II. 7}$$

L'enveloppe est l'amplitude de ce signal, elle représente une évaluation de la modulation présente dans le signal dû aux bandes latérales [Xian]. Elle révèle la modulation dans les signaux causés par un équipement défectueux. De plus, elle enlève le signal porteur et cela diminue l'influence de l'information sans apport, pour le but de découverte de défauts. La figure II.4 représente le signal enveloppe d'une boite vitesse avec et sans défaut.

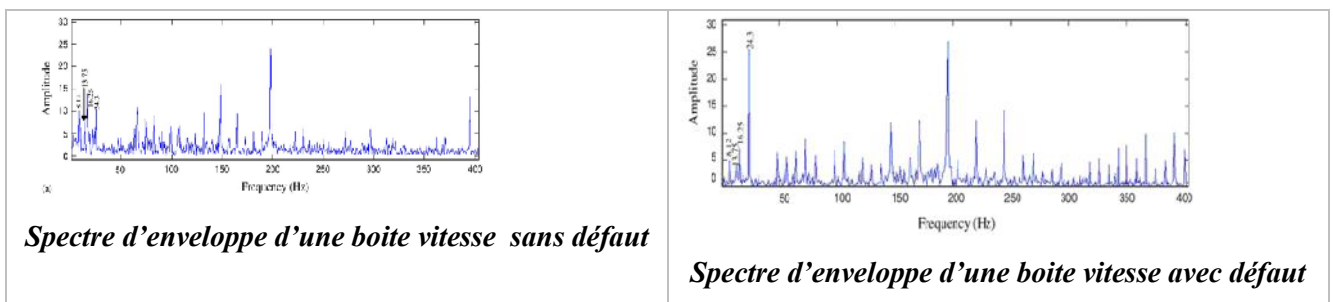


Figure II.4 Spectre d'enveloppe d'une boite vitesse avec et sans défauts

En pratique, la méthode de l'enveloppe demande une série de traitements du signal temporel brut avant d'obtenir le résultat. Ceux-ci sont repris sur la figure suivante:

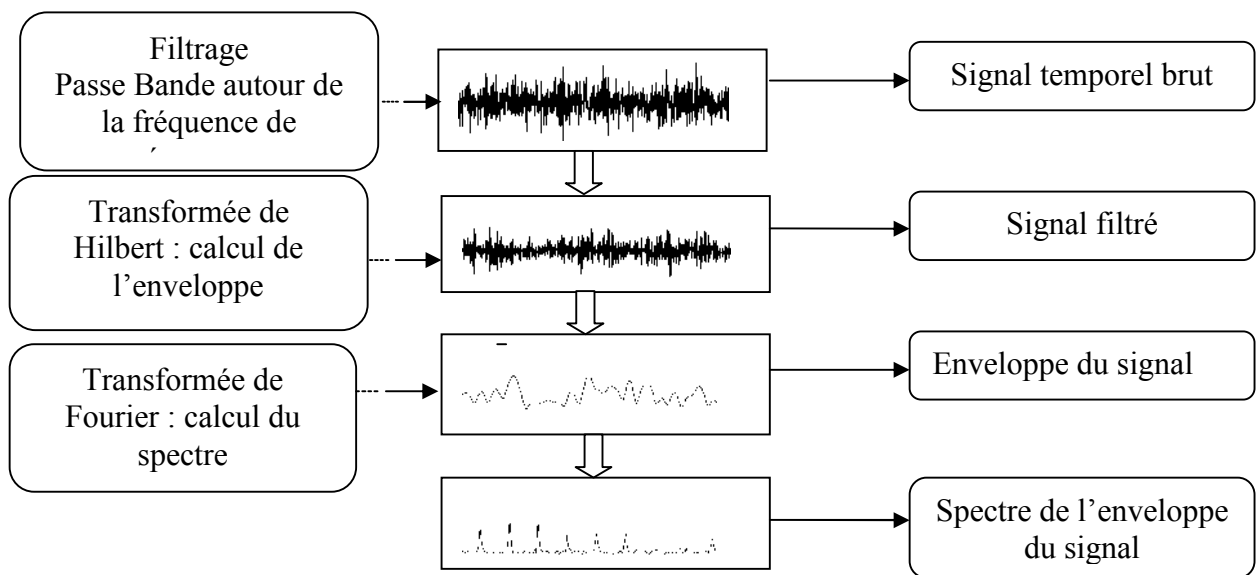


Figure II.5 Schéma de fonctionnement de la méthode de l'enveloppe [Xian]

En 1984 McFadden et J.D.Smith ont proposé un nouveau modèle qui tient compte de la série d'impulsions, la modulation du signal périodique causée par la distribution non uniforme de la charge, et de la vibration transmise de l'élément roulant.

En 1984 Wang et Harrap ont proposé encore un nouveau modèle en considérant la série d'impulsion, la modulation du signal périodique causée par la distribution non uniforme de la charge, et du premier mode vibrationnel avec une description mathématique. Dans leur travail, ils ont introduit l'analyse de l'enveloppe pour des cas réels. [Chiter]

En 1993-1999 Brakov et al ont étudié plusieurs défauts dans les différents éléments constituant un roulement par l'analyse d'enveloppe.

En 2004 Christophe Thiry a effectuée dans le cadre du travail de fin d'études « Diagnostic vibratoire des roulements dans une machine tournante », La méthode de l'enveloppe est appliquée sur une série de mesures prises sur un roulement avec un défaut de la bague interne à la vitesse de rotation d'environ 30 tr/sec. La fréquence du défaut vaut 146,9 Hz. Le spectre obtenu après application de la méthode de l'enveloppe sur le signal de base, est présenté à la figure suivante :

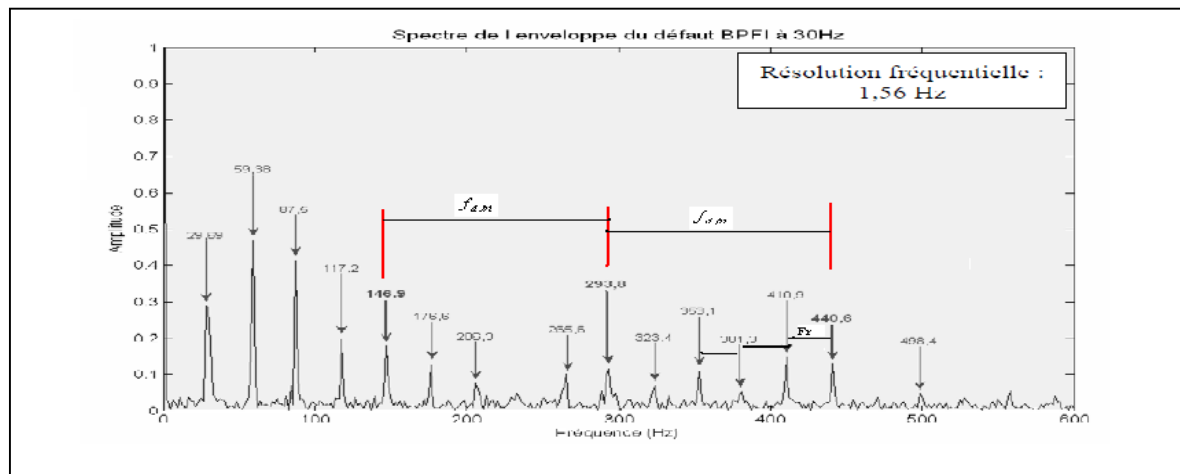


Figure II.6 Défaut de la bague intérieure [Christophe Thiry].

Sur ce spectre, il apparaît clairement une série de pics. Ceux-ci correspondent à la présence du défaut de piste intérieure. On constate un pic à 146,9 Hz égal à la fréquence BPF ; les deux premières harmoniques sont elles aussi présentes (293,8 Hz et 440,6 Hz). Avec ces seules informations, la présence du défaut est détectée. [V. Lenaerts]

En 2009 KARACAY.T et N. Akturk ont étudié la vibration d'un défaut de l'élément roulant d'un roulement et un désalignement de l'arbre supporter le roulement et le moteur d'entraînement, ils ont pu distinguer et séparer les deux fréquences des défauts par la méthode de l'analyse de l'enveloppe spectral. [T.Karacay]

II.2.4.2. L'analyse temps-échelle (ondelettes) :

[Flandrin] présente l'utilisation en traitement du signal, des variantes de la transformée de Fourier, il les classe dans deux catégories : les méthodes temps-fréquence comme la transformée de Wigner-Ville et les méthodes temps-échelle. La transformée en ondelettes est classés par l'auteur dans cette deuxième catégorie. L'application de l'analyse en ondelettes est très vaste dans le domaine de traitement des signaux sonores, compression d'image, l'analyse de la turbulence...

L'analyse en ondelettes consiste à décomposer le signal sur une base de fonctions à support borné. Les fonctions de base se déduisent d'une ondelette mère par dilatation et/ou contraction. On parle ainsi de décomposition temps-échelle [Raad], [Bern].

On distingue :

- l'ondelette continue de Morlet (qui correspond en fait à un filtrage du signal par un banc de filtres à B_i/f_i (B_i largeur de bande, f_i fréquence centrale) en quadratures,
- et les ondelettes discrètes orthogonales qui garantissent l'unicité de la décomposition d'un signal. Le choix de la meilleure 'ondelette' en fonction du problème considéré est important dans un souci d'interprétation physique de la décomposition.

La transformée en ondelettes d'un signal $S(t)$ est définie par :

$$C_{a,b} = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \Psi_{a,b}(t) dt \quad (\text{II. 8})$$

Cette analyse est multi résolution, nous obtenons une bonne résolution fréquentielle en basses fréquences, et temporelle en hautes fréquences. Les coefficients de la décomposition, en nombre restreint, permettent de synthétiser le signal original avec une très bonne qualité.

Ce point bien exploité dans les télécommunications et le traitement d'images, est d'un intérêt moindre en Mécanique. Ils peuvent être bien sûr utilisés pour de la classification. On retrouve quelques applications en ce sens, par exemple pour le diagnostic de défauts dans des moteurs automobiles

Exemple d'application la méthode d'ondelettes pour détecter un défaut de roulement :

La transformée en ondelettes est une méthode d'analyse de temps-fréquence des signaux, qui a été largement appliquée et développée dans le traitement des signaux non-stationnaires, elle présente une meilleure que l'analyse de Fourier traditionnelle. Par conséquent, la transformée en ondelettes a beaucoup d'applications dans le diagnostic de défaut de roulement de roulement [J. Ling], [W.T. Peter],[W.T. Peter], [S.T. Lin].

L'importance de la transformée en ondelettes est que le coefficient reflète réellement le point auquel il y a une similitude entre le signal et la fonction correspondante de ondelette-

base. Plus le coefficient est grand, les deux pièces sont semblables [Q. Sun]. Par conséquent les différentes fonctions de ondelette -base mèneraient aux résultats tout à fait différents de l'analyse de signal. Actuellement dans le diagnostic de panne mécanique, c'est l'ondelette de Morlet qui est la plupart du temps appliqué à la détection du défaut [J. Lin], [D. Bouolahbal], et des résultats relativement satisfaisants sont obtenus dans toutes les applications.

[J Cheng] donne une nouvelle manière d'identifier les défauts de roulement par la méthode d'analyse d'autocorrélation de spectre de puissance de temps –ondelette, la méthode est appliquée sur des signaux de vibration des roulements avec les défauts de la bague extérieur et autre dans la bague intérieur.

Pour les roulements avec défauts de la bague **extérieur** la fréquence théorique du défaut $f = 76 \text{ Hz}$ ($T = 0.01316\text{s}$), la fonction d'autocorrélation du spectre de puissance de l'ondelette du signal d'accélération est montré dans la figure (II.7.a), de ce qu'il peut avoir que la fonction d'autocorrélation obtient des pics périodiques ou la période égale à 0.0132s . Ce qui confirme la période théorique calculée du défaut.

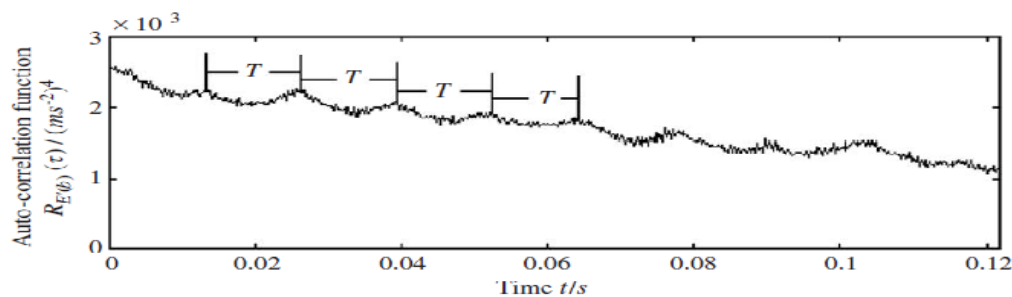


Figure II.7.a La fonction d'autocorrélation du spectre de puissance d'ondelette du signal de vibration avec défaut de la bague extérieur [J Cheng] .

Pour les roulements avec défauts de la bague **intérieur** la fréquence théorique du défaut $f = 100 \text{ Hz}$ ($T = 0.01\text{s}$), la fonction d'autocorrélation du spectre de puissance de l'ondelette du signal d'accélération est montré dans la figure II.7.b, de ce qu'il peut avoir que la fonction d'autocorrélation obtient des pics périodique ou la période égale à 0.01s .

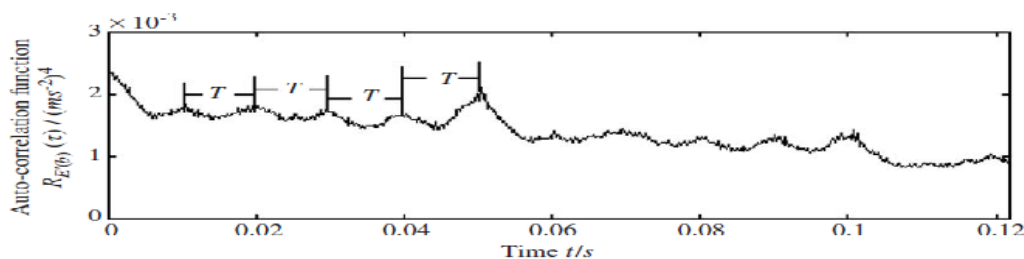


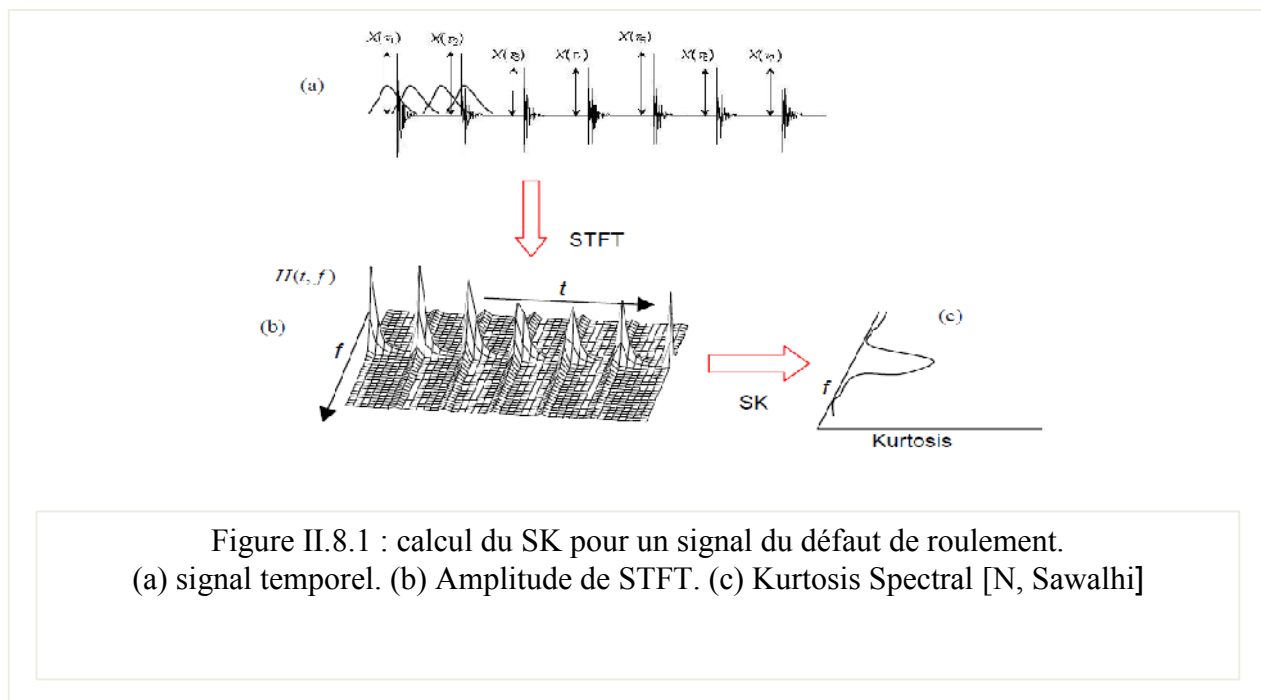
Figure II.7.b La fonction d'autocorrélation du spectre de puissance d'ondelette du signal de vibration avec défaut de la bague intérieur [J Cheng] .

II.2.4.3. Kurtosis spectral (SK) :

II.2.4.3.1. Définition :

Le SK est défini par la transformée de Fourier courte termes (STFT), de manière à obtenir un diagramme de temps/fréquence d'un signal. Comme illustré sur la Figure II.8.1, la STFT est obtenu en déplaçant une fenêtre courte de temps, telle que Hanning, les spectres pour chacun la position de fenêtre sont arrangées dans un diagramme 3-D avec du temps sur une axe et de la fréquence de l'autre. Le SK est alors calculé pour chaque ligne de fréquence dans la direction de temps.

Le (STFT) se compose des spectres complexes, il est possible pour distinguer une valeur de -1 pour une sinusoïde, et zéro pour un signal aléatoire gaussien, mais pour les applications il est seulement nécessaire de distinguer entre valeurs élevées (de l'ordre de 10-30), pour un signal impulsif, et s'approcher de zéro pour les signaux stationnaires. [V.D. Vrabie]



Choix de fenêtre optimal :

Le calcul du SK dépend du choix des paramètres d'analyse, en particulier la longueur de la fenêtre, La figure II.8.2 donne un exemple pour un défaut d'élément de roulement. le SK calculé pour des longueurs de fenêtre de 16, 32, 64, 128, 256 échantillons. Il est évident que 16 donne la fréquence insuffisante résolution, alors que > 64 réduit les valeurs de SK, alors la longueur de fenêtre devraient être choisis 32 ou 64. [Randall]

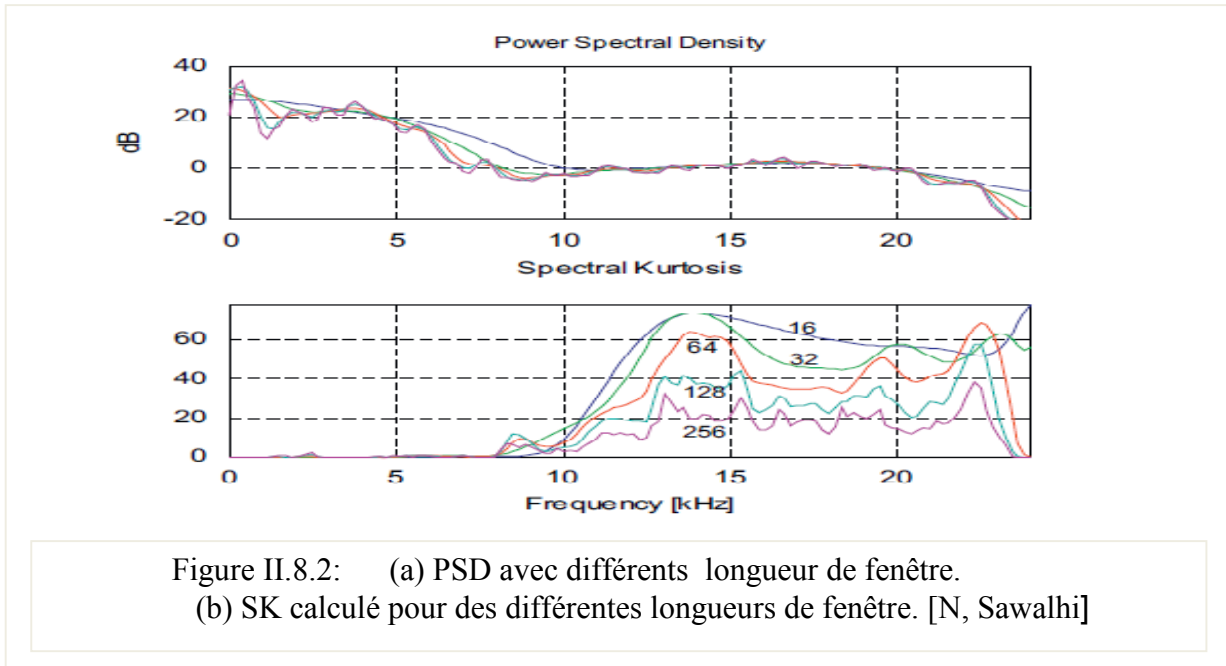


Figure II.8.2: (a) PSD avec différents longueur de fenêtre.
 (b) SK calculé pour des différentes longueurs de fenêtre. [N, Sawalhi]

Le kurtosis spectral (KS) est un descripteur fréquentiel initialement introduit par [Dwyer] pour pallier l'incapacité de la densité spectrale de puissance (DSP) à détecter et à caractériser des non-stationnarités dans un signal. L'idée consiste à calculer le kurtosis du signal analysé à "chaque fréquence" afin de discerner les structures non-stationnaires et d'indiquer dans quelle(s) bande(s) de fréquences celles-ci se réalisent. Cette manière de faire s'avère relativement robuste par rapport au bruit additif stationnaire, contrairement au kurtosis global. Nous avons donné une définition formelle du KS des signaux non-stationnaires partir de la décomposition de Wold-Cramér. Le kurtosis spectral (KS) d'un processus non-stationnaire $X(n)$ se formule :

$$K_x(f) = \frac{|H(n, f)|^4}{(\langle |H(n, f)|^2 \rangle)^2} - 2 \tag{II.9}$$

Où $H(n, f)$ s'interprète comme l'enveloppe complexe de $X(n)$ à la fréquence f .

Cette définition jouit de nombreuses propriétés. Dwyer rappelle brièvement les plus importantes (figure II.8.3):

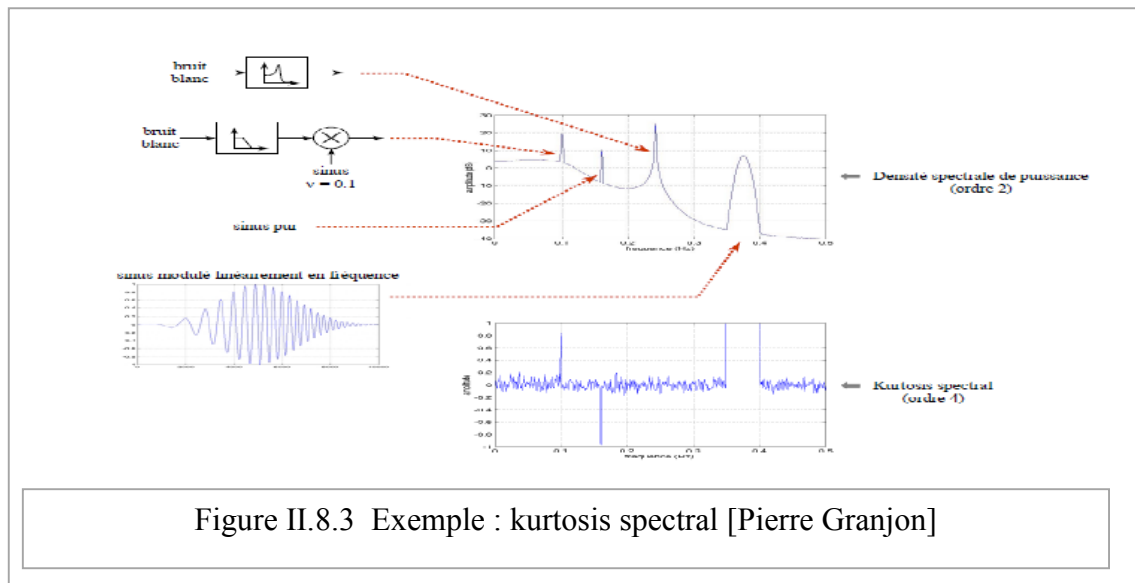
- i) le KS des processus stationnaires réguliers est une fonction constante de la fréquence,
- ii) le KS des processus stationnaires gaussiens est une fonction identiquement nulle,
- iii) en présence de bruit stationnaire additif $N(n)$, le KS d'un processus non-stationnaire $X(n)$

s'exprime :

$$K_{(X+N)}(f) = K_X(f) [1 + \rho(f)] \tag{II.10}$$

Où $\rho(f)$ est le rapport bruit-à-signal en fonction de la fréquence.

Les propriétés (i) - (iii) suffisent à comprendre la capacité du KS à détecter, caractériser et localiser en fréquence des non-stationnarités



II.2.4.3.2. Le kurtogramme :

L'estimation du KS tel que défini par l'équation (II.9) se conçoit sans trop de difficulté par extension des estimateurs de la DSP à l'ordre 4. Les estimateurs potentiels se ramènent alors, d'une manière ou d'une autre, à calculer les Kurtosis d'enveloppes complexes en sortie d'un banc de filtres. Nous avons montré que ces estimateurs ne sont stables dans le sens où ils fournissent des estimations relativement invariantes par rapport au choix des paramètres d'analyse que pour des processus localement stationnaire. A contrario dans le cas de processus fortement non-stationnaires (typiquement des impulsions), le KS affiche des valeurs qui dépendent sensiblement du choix de la résolution fréquentielle, c'est à dire de la largeur des bandes du banc de filtres. Par exemple, le cas extrême où la largeur des bandes devient infiniment étroite implique un KS nul en raison du théorème de la Limite Centrale. Cet état de fait n'est pas forcément un inconvénient, mais veut simplement dire que pour un processus non-stationnaire quelconque, le KS dépend à la fois de la fréquence et de la résolution fréquentielle. A titre d'exemple le KS d'un signal composé d'impulsions brèves en temps sera mieux estimé à partir d'un banc de filtres à bandes larges et donc associé à une résolution fréquentielle grossière. A l'inverse un signal non-stationnaire créé par des modulations lentes de certaines de ses composantes harmoniques devra être analysé avec une résolution fréquentielle très fine. En bref, à

chaque type de non-stationnarité correspond une dyade {fréquence f / résolution fréquentielle Δf } qui maximise son Kurtosis et donc sa détection. Nous avons appelé **kurtogramme** la représentation du KS dans le plan $(f, \Delta f)$ et avons illustré les avantages de ce type de représentation dans les problématiques de détection. Il est clair cependant que l'exploration exhaustive du plan $(f, \Delta f)$ est très coûteuse en temps de calcul et difficilement envisageable en pratique. Nous proposons dans cet article un algorithme de calcul rapide du kurtogramme basé sur un échantillonnage dyadique du plan $(f, \Delta f)$ et dont la complexité maximale est de l'ordre de $N \log N$. [Jérôme Antoni]

Application du kurtogramme

Le premier exemple [J. Antoni] concerne l'analyse des signaux de roulement provenant de a boîte de vitesse en une seule étape à l'université de la Nouvelle-Galles du Sud, Sydney. Les caractéristiques du roulement sont rapportées dans le tableau suivant :

Nombre des roulements	12
Vitesse de rotation de l'arbre	6Hz
Diamètre des billes	7.12mm
Diamètre moyenne	38.5mm
Angle	0°
Fréquence d'échantillonnage	48 000Hz

Différents défauts ont été créés dans les roulements, les signaux d'accélération ont été mesurés dans chacun cas.

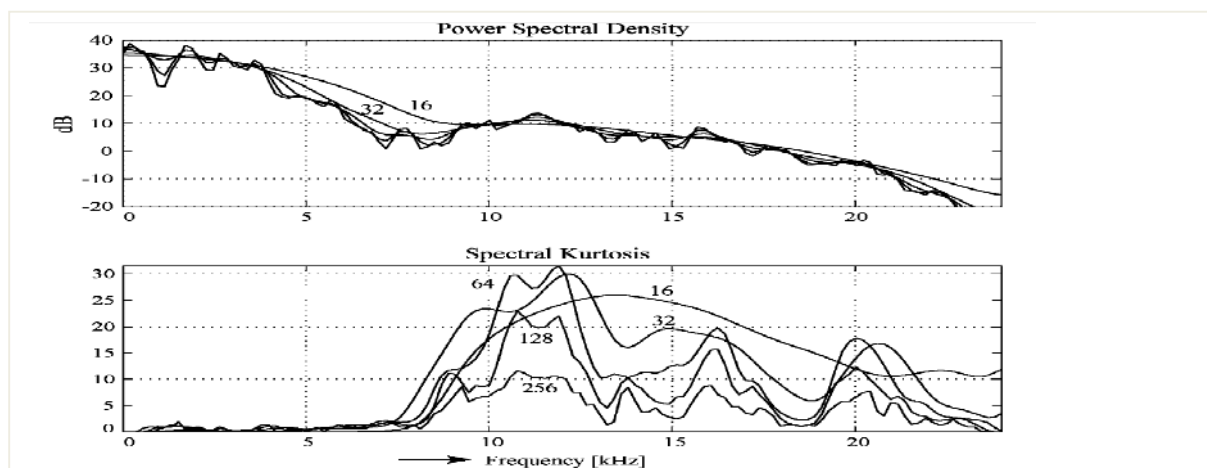
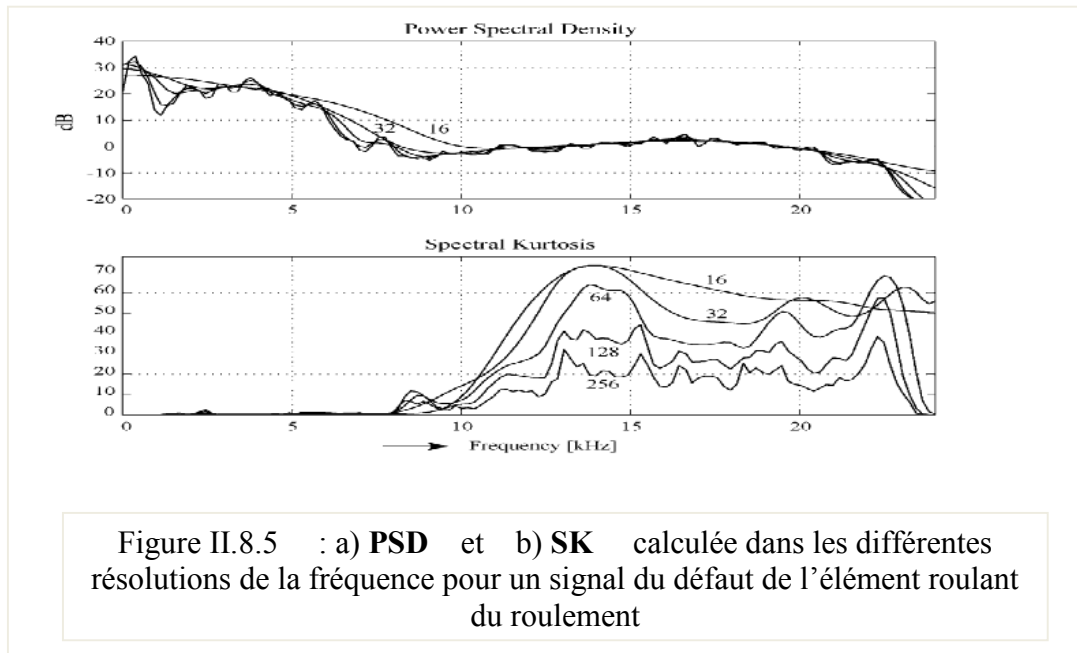


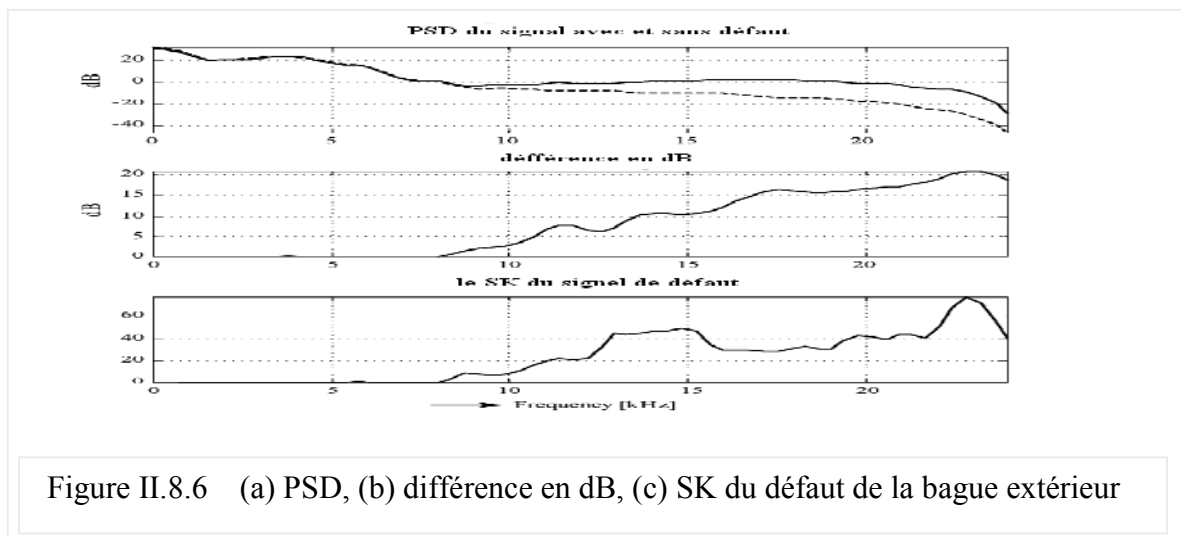
Figure II.8.4 : a) PSD et b) SK calculée dans les différentes résolutions de la fréquence pour un signal du défaut de la bague extérieure du roulement [J. Antoni]

La figure II.8.5 montre le PSD et le SK dans le cas d'un défaut de la bague extérieure. Les différentes évaluations sont montrées ce qui correspondent aux longueurs de fenêtre ; $N_w=16, 32, 56, 128, 256$ (des résolutions spectrales 3000, 1500, 750, 375, 188Hz de la ligne), dans tous les cas, le SK indique clairement la présence d'un signal transitoire dans la bande de fréquence de 7.5 kilohertz, des valeurs maximum sont atteintes dans la bande [10-13] kilohertz où le rapport signal/bruit est le plus grand.



La figure II.8.6 montre une analyse semblable dans le cas d'un défaut de l'élément roulant. Ici, le SK indique la présence de un signal transitoire dans la bande de fréquence de 7 kilohertz, les valeurs maximum de sont atteints autour 14 et 23 kilohertz.

De ces deux figures on remarque pour $N_w=16$ le kurtosis spectral (SK) est très grand et pour $N_w>64$ le SK diminuent rapidement vers le zéro, donc la longueur raisonnable est entre 32-64



La figure 3 présente la différence du PSD du signal de roulement avec et sans défaut, et les compare avec le kurtosis spectral (SK). Ces figures montrent que le SK et la différence du PSD sont comparables dans la forme et ils partagent plus ou moins les mêmes maximums. Le SK maintenant être un outil très valable pour remplacer la différence du PSD quand aucune donnée historique n'est disponible sur le système à surveiller.

En 2006 [J. Antoni] illustre l'utilisation du kurtogramme pour le diagnostic des paliers à roulements dans les systèmes mécaniques. Un défaut de roulement se manifeste sur les mesures vibratoires par une série d'impulsions généralement de faibles amplitudes par rapport au bruit de fond environnement. Afin de les détecter, il est d'usage de démoduler le signal dans différentes bandes de fréquences jusqu'à trouver celle qui maximise le rapport signal-à-bruit. Le kurtogramme permet de substituer à cette procédure empirique une méthodologie rigoureuse pour rapidement trouver la bande de démodulation optimale. Ceci est illustré sur le signal vibratoire de la figure II.8.7.a auquel on fait correspondre le kurtogramme (figure II.8.7.b)

Ce dernier indique un kurtosis spectral maximum sur la dyade $\{f_3; (\Delta f)_{2.6}\} = \{0,292; 0,083\}$ la partie réelle de l'enveloppe $c_{2.6}^3(n)$ dans la bande de fréquence correspondante est représenté à la figure 7.b. Il faut apprécier le fait que le signal de défaut dont le rapport signal-à-bruit initial était seulement de -30dB a été parfaitement détecté et extrait du bruit de fond.

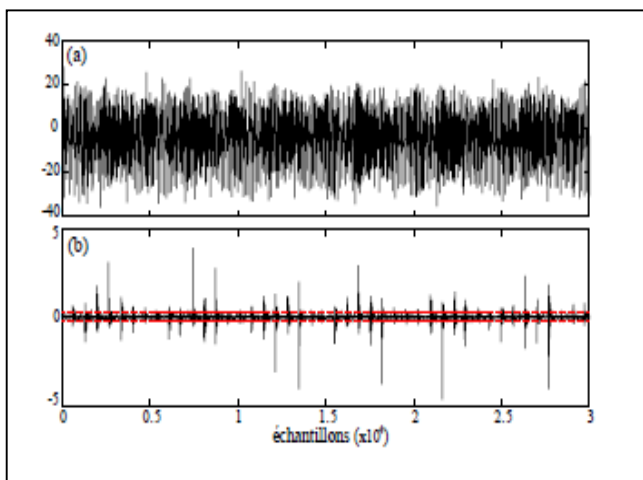


Figure II.8.7.a (a) Signal vibratoire, (b) partie réelle de l'enveloppe complexe $c_{2.6}^3(n)$ partie réelle extraite via le kurtogramme, avec le seuil de significativité à 0,1%.)

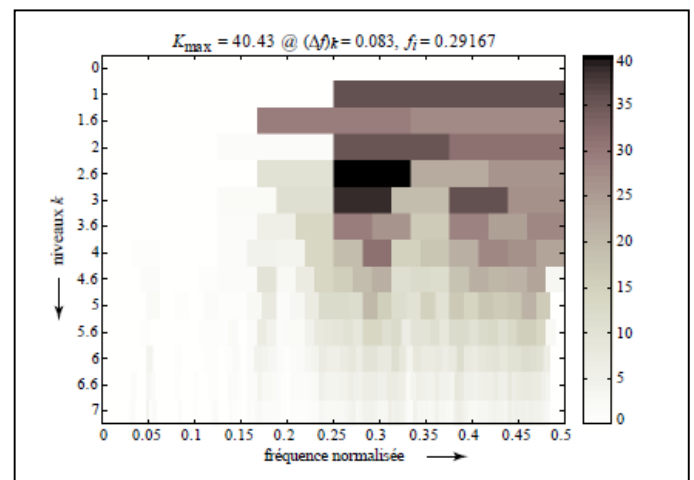
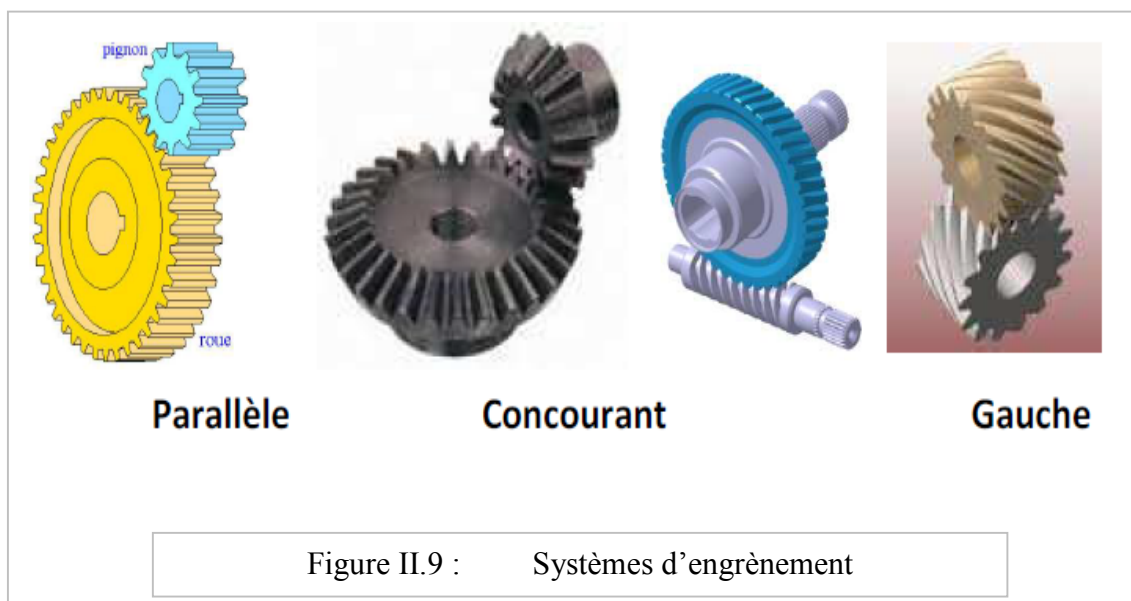


Figure II.8.7.b Kurtogramme du signal de la figure II.8.7.a (7 niveaux en tiers de puissance de 2.)

II.3. Les engrenages :

II.3. 1. Présentation :

Dans le phénomène d'engrènement, il se produit un choc chaque fois qu'une dent menant est en contact avec une dent menée. Ceci génère une vibration dont la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents. S'il y a déformation du profil de la denture, la fluctuation de la charge sur la ou les dents donne naissance à des fluctuations de vitesse et aboutit aussi à une modulation de fréquence (ou de phase). L'analyse spectrale de ce phénomène montre des bandes latérales situées de part et d'autre de la fréquence d'engrènement.



II.3.2. Principales sources des vibrations :

Parmi les sources essentielles d'excitation d'un engrenage en mouvement on peut noter :

- ✓ L'erreur de coaxialité dans les roues à engrenage qui provoque des vibrations (balourd).
- ✓ La modification du profil due à l'erreur de fabrication et à la déformation des dents.
- ✓ L'influence des arbres et grandeurs des masses (accouplement, moteur,...) sur la charge dynamique
- ✓ Les chocs entre les dents à l'amorce de l'engrènement lorsque la dent non déformée supporte une fraction de la charge tandis que les autres dents se déchargent.
- ✓ La déformation variable des dents produit la variation de la charge le long des profils des dents et une variation de la charge à travers la ligne d'engrènement pour une paire de dents en contact.

- ✓ Les forces de frottement variables en sens.
- ✓ L'expulsion de l'huile et de l'air de l'entre dent.
- ✓ Les fluctuations de la charge des dents surviennent durant l'engrènement des dents même dans les conditions de la charge constante. [BDIRINA]

II.4. Types de défaut :

Plusieurs types de défauts peuvent affecter les dentures d'engrenage. On peut citer les défauts répartis sur toutes les dents :

A) L'usure : L'usure est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une contre l'autre. Le développement de l'usure est lié à la charge et à la vitesse de glissement en chaque point des surfaces de contact, ainsi qu'à la présence plus ou moins grande d'éléments abrasifs dans le lubrifiant.

L'usure normale, progresse lentement, elle est inversement proportionnelle à la dureté superficielle de la denture. L'usure anormale se produit lorsque le lubrifiant est souillé de particules abrasives ou lorsque le lubrifiant est corrosif. Elle conduit à un mauvais fonctionnement de l'engrenage, voire à sa mise hors service.

B) Le pitting : Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. Le pitting est une avarie qui se produit surtout sur des engrenages en acier de construction relativement peu dur. Il est moins à craindre si la viscosité du lubrifiant est élevée. L'apparition des piqûres est associée aussi à un rapport épaisseur de film lubrifiant sur rugosité composite insuffisant pour éviter des contacts entre aspérités.

Et, les défauts localisés sur des dentures particulières :

C) La fissuration : généralement par fatigue, elle progresse à chaque mise en charge, à partir d'un point initial situé presque toujours au pied de la dent. Elle apparaît surtout sur des aciers fins, durcis par traitement thermique, qui sont très sensibles aux concentrations de contraintes. L'apparition de ces fissures est la conséquence d'une contrainte au pied de la dent qui dépasse la limite de fatigue du matériau, et est en général située du côté de la dent sollicitée en traction.

D) L'écaillage : Il se manifeste aussi sous forme de trous, mais ceux-ci sont beaucoup moins nombreux, plus profonds et plus étendus que ceux des piqûres. L'écaillage se trouve dans les engrenages cimentés, qui sont les plus répandus à l'heure actuelle car ils permettent de passer des couples importants avec des dimensions faibles. [EL BADAOU]

II.3.4. Signal d'engrènement :

Les vibrations d'un engrenage sont produites principalement par le choc entre les dents des deux roues qui le composent. La vibration est périodique, et sa fréquence est égale à la fréquence de rotation de l'une des deux roues, multipliée par le nombre de dents de cette roue. On peut modéliser ce signal de la façon suivante :

$$s_e(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} s_e(t - n \cdot T_e) \quad (\text{II. 11})$$

$$s_e(t) = \sum_{i=1}^N a_i \sin(2\pi \cdot (i) Z f_R t + \varphi_i) + e(t)$$

Où

$e(t)$: bruit blanc

φ_i : la phase initiale du mouvement.

f_R : la fréquence de rotation de l'arbre.

Z : nombre de dents d'une roue dentée.

i : nombre des harmoniques.

Modulations : Le signal $s_e(t)$ est toujours modulé en amplitude et en fréquence par des signaux périodiques dont les fréquences sont les fréquences de rotation des deux roues f_{r1} et f_{r2} . La caractéristique importante de ces modulations est qu'elles sont multiplicatives, et non additives. C'est pourquoi leur existence se traduit dans le spectre par une convolution avec les harmoniques d'engrènement, convolution qui étend la présence de ces modulations aux totalités du spectre. Le signal temporel est donc modélisé de la façon suivante :

$$s(t) = \left(\sum_{n=-\infty}^{+\infty} s_e(t - n \cdot T_e) \right) \cdot \left(1 + \left(\sum_{m=-\infty}^{+\infty} s_{r1}(t - m \cdot T_{r1}) \right) + \sum_{p=-\infty}^{+\infty} s_{r2}(t - p \cdot T_{r2}) \right) \quad (\text{II. 12})$$

$$s(t) = \sum_{i=1}^{+\infty} a_i \sin(2\pi Z f_R t + \varphi_i) \cdot \left(1 + \sum_{m=1}^{+\infty} a_m \sin(2\pi f_{R1} t + \varphi_m) + \sum_{p=1}^{+\infty} a_p \sin(2\pi f_{R2} t + \varphi_p) \right) \quad (\text{II. 13})$$

Où T_e est la période d'engrènement, T_{r1} et T_{r2} .celles des modulations, $s_e(t)$, la valeur du signal d'engrènement sur la durée de passage d'une dent. T_e , T_{r1} et T_{r2} ont en outre la propriété suivante il existe deux entiers N_1 et N_2 tels que:

$$T_{r1,2} = \frac{2\pi \cdot N_1}{\omega_1} = \frac{2\pi \cdot N_2}{\omega_2} \quad (\text{II. 14})$$

II.3.5. Méthodes d'analyse des défauts d'engrenage :

II.3.5.1 Analyse spectrale :

La transformée de Fourier de l'expression $s(t)$ est somme de trois termes [Ion BRATU 2007].

Le premier a pour expression

$$s_e(\nu) \cdot \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta\left(\nu - \frac{n}{T_e}\right) \quad (\text{II. 15})$$

Il s'agit donc d'une famille de raies périodique de période $F_e = 1/T_e$ et dont l'enveloppe est donnée par $s_e(\nu)$.

Les deux autres termes, dont l'expression sont donnée par:

$$\left(s_e(\nu) \cdot \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta\left(\nu - \frac{n}{T_{r2}}\right) \right) * \left(s_{r1}(\nu) \cdot \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \delta\left(\nu - \frac{m}{T_{r1}}\right) \right) \quad (\text{II. 16})$$

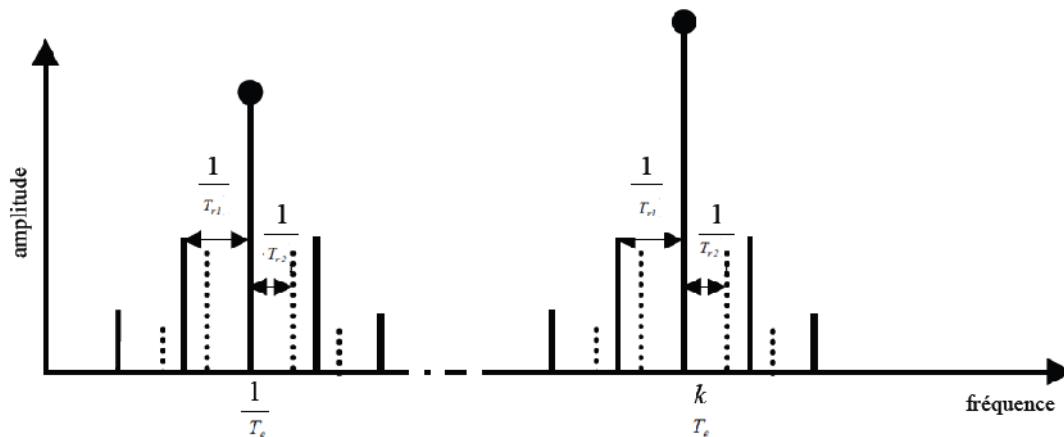


Figure II.10 : Spectre de signal d'engrènement.

Le spectre est le concept fondamental de l'analyse en fréquence dont le signal amplitude/temps est converti en amplitude/fréquence. Il est représenté sous forme d'un graphique montrant l'amplitude de la vibration à chaque fréquence. A partir des caractéristiques d'une machine surveillée, et des fréquences auxquelles apparaissent les anomalies, il est donc possible de détecter l'origine d'un défaut et d'en suivre l'évolution.

Pour obtenir le spectre en fréquence, il existe plusieurs méthodes. On distingue principalement deux approches :

- Les méthodes non-paramétriques
- Les méthodes paramétriques

Méthodes non paramétriques :

Les spectres basés sur l'utilisation directe de la transformation de Fourier sont obtenus soit par le calcul direct sur des segments d'échantillons temporels, pondérés par une fenêtre d'apodisation puis un moyennage, soit par le calcul du spectre sur la fonction d'autocorrélation (corrélogramme) [Lawre].

Méthodes paramétriques :

Les méthodes d'analyse fréquentielle paramétriques sont basées sur la détermination d'un modèle représentant le signal à analyser et pour lequel les paramètres sont utilisés pour estimer le spectre de puissance. L'estimation du spectre nécessite trois étapes. La première consiste à sélectionner un type de modèle. Ensuite, on estime les paramètres du modèle retenu en utilisant les échantillons du signal, et enfin, la dernière étape concerne l'estimation spectrale à partir des paramètres du modèle estimé.

L'analyse spectrale par la modélisation autorégressive (AR) qui utilise un modèle tout pôle est sans conteste la plus utilisée des techniques hautes résolutions d'analyse spectrale paramétrique. Elle doit son succès surtout à sa facilité de mise en œuvre. [Elbadaoui].

Méthodes de décomposition harmonique :

Cette méthode suppose que le signal est composé d'un certain nombre de raies spectrales dont il convient de trouver les fréquences et les puissances.

Etat de l'art :

Le diagnostic vibratoire des réducteurs à engrenages par analyse spectrale a fait l'objet de nombreuses études [Benda], [Dron],[Droui],[Drosj],[Taylo],[Gao], [McFa], [Rasol] et [Oda]. Dans ce qui suit, on présente un exemple de diagnostic par analyse spectrale. [Elbadaoui] En 2007 [BDIRINA] fait une application sur les techniques d'estimation spectrale par les méthodes de décomposition harmonique et celles des modèles autorégressifs AR au signal vibratoire émis par le système d'engrenage sous test.

Le réducteur étudié est composé de deux roues comportant respectivement 20 et 21 dents placées sur un banc d'essais d'engrenage de grandeur industrielle de CETIM fonctionnant 24h/24h. Les conditions de fonctionnement sont fixes, l'arbre d'entraînement du réducteur de test tourne avec une vitesse de 1000tr/min soit 16,67Hz et la fréquence d'engrènement est de l'ordre de 330Hz.

L'analyse de signaux d'engrenage orienté vers l'analyse spectrale par les méthodes paramétriques; celle de décomposition harmoniques, et les méthodes autorégressives. Les méthodes particulièrement ciblées sont : Pisarenko, Prony et Levinson Durbin [Bdirina].

Les résultats montrent que les densités spectrales estimées par l'utilisation de l'algorithme de Prony et de Levinson (méthode de covariance) mettent en évidence clairement la présence du défaut par un déplacement du pic correspond à une valeur fréquence multiple de la fréquence d'engrènement et une augmentation de l'amplitude maximale de ces harmoniques pour les deux méthodes. De plus, nous remarquons une atténuation du pic de fréquence d'engrènement (2fe) pour la méthode de Levinson, alors que la densité spectrale estimée par l'algorithme de Pisarenko est mauvaise et ne permet pas de détecter facilement la présence du défaut.

Du point de vue représentation, la méthode de Pisarenko semble très performante car elle manifeste une bonne résolution fréquentielle, mais les défauts ne sont pas bien mis en évidence dans les représentations graphiques; ce qui ne permet pas de faire un bon diagnostic.

D'autre part et du point de vue diagnostic, les méthodes de Prony et AR-Levinson sont plus performantes. Dans ce cas, le défaut se manifeste sous forme d'augmentation de l'amplitude relative des harmoniques d'engrènement et un déplacement d'un des pics. Cela donne la possibilité de surveiller et diagnostiquer précocement le système étudié par ces deux méthodes.

II.3.5.2. Analyse cepstrale :

Le cepstre (anagramme de spectre) d'énergie est un opérateur homomorphique introduit par Bogert en 1963 pour faire de la détection d'écho [Boger]. Dans les systèmes mécaniques tournants, les signaux ont un caractère périodique après échantillonnage synchrone, de plus les défauts induisent des motifs récurrents pouvant être considérés comme un système d'échos multiples, c'est la raison pour laquelle il est utilisé le cepstre [Randa.a], [Randa.b], [Capd] et [Aatol]. On trouve plusieurs définitions du cepstre d'énergie dans la littérature [El badaoui]. Celle qui est utilisée dans ce mémoire est la suivante :

$$C(n) = FFT^{-1}(\log|FFT(x_n)|) \quad (II. 17)$$

Le cepstre de $s(t)$ sera composé de deux pics de fréquence de **Tr1** pour la modulation due au pignon, et de fréquence de **Tr2** pour la modulation due à la roue

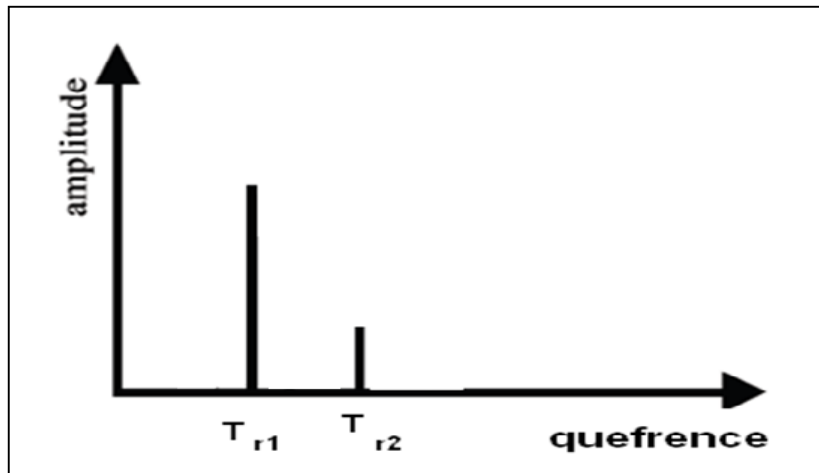


Figure II.11 : Cepstre de signal d'engrènement

La variable générique du cepstre ait la dimension d'un temps, elle est souvent appelée Quéfreance car le cepstre peut être interprété comme le spectre d'un spectre.

On remarque que le cepstre d'énergie et à cause du logarithme transforme le produit de convolution $s(t)=h(t)*e(t)$ en une addition $C(t)=H(t)+E(t)$. Le cepstre d'énergie d'un signal accélérométrique, pour une position donnée du capteur, est donc la somme du cepstre de la fonction de transfert source-capteur qui caractérise le système et du cepstre de l'excitation. Dans le cas des signaux d'engrenage, cette propriété est à l'origine d'une certaine indépendance du cepstre d'énergie vis à vis de la position du capteur. En effet, le cepstre d'énergie de la réponse impulsionnel de la structure mécanique est souvent confiné proche de l'origine, alors que celui du choc périodique d'un défaut, provoque un peigne de pics de même période. Une application de cette propriété est présentée dans [Randa].

[R.B. Randall] est l'un des précurseurs dans le cas de l'analyse vibratoire. En effet dans les articles [Randa.a] et [Randa.b], on trouve une étude intéressante sur l'interprétation du cepstre dans le cas de diagnostic de réducteurs. La Figure II.12.a [Randa] montre un exemple de spectre de puissance calculé sur un signal accélérométrique issu d'une boîte de vitesse. La complexité de ce spectre rend difficile l'identification des raies. En calculant le cepstre Figure II.12.b on identifie clairement la présence de deux peignes de Dirac décroissants de période égale à la rotation du pignon et de la roue engagé. Il faut noter que, à l'inverse du spectre, la résolution du cepstre d'énergie est d'autant meilleure que les fréquences sont très proches.

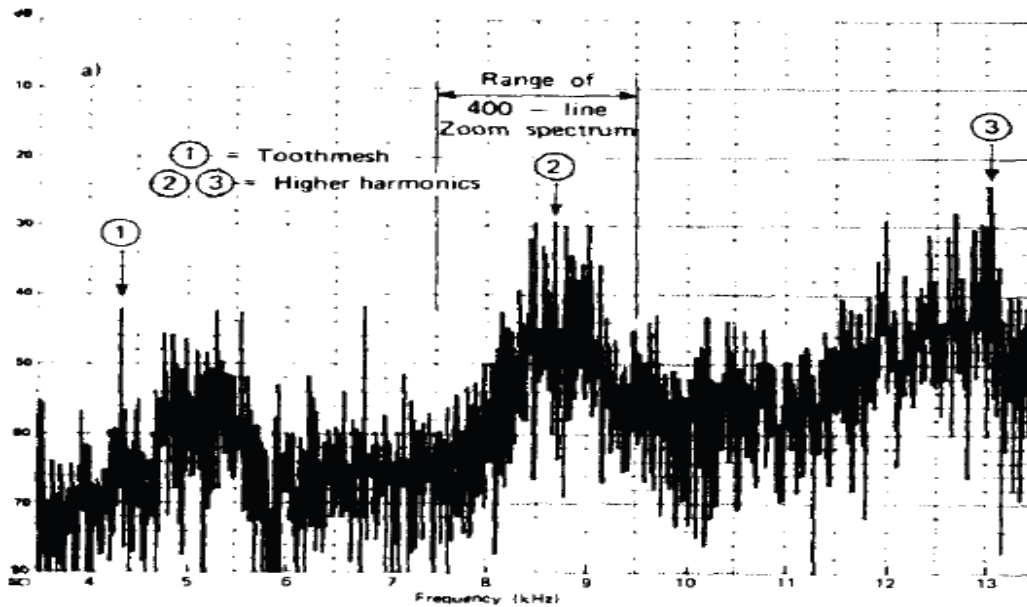


Figure II.12.a Spectre de puissance d'une boite de vitesse [Randa]

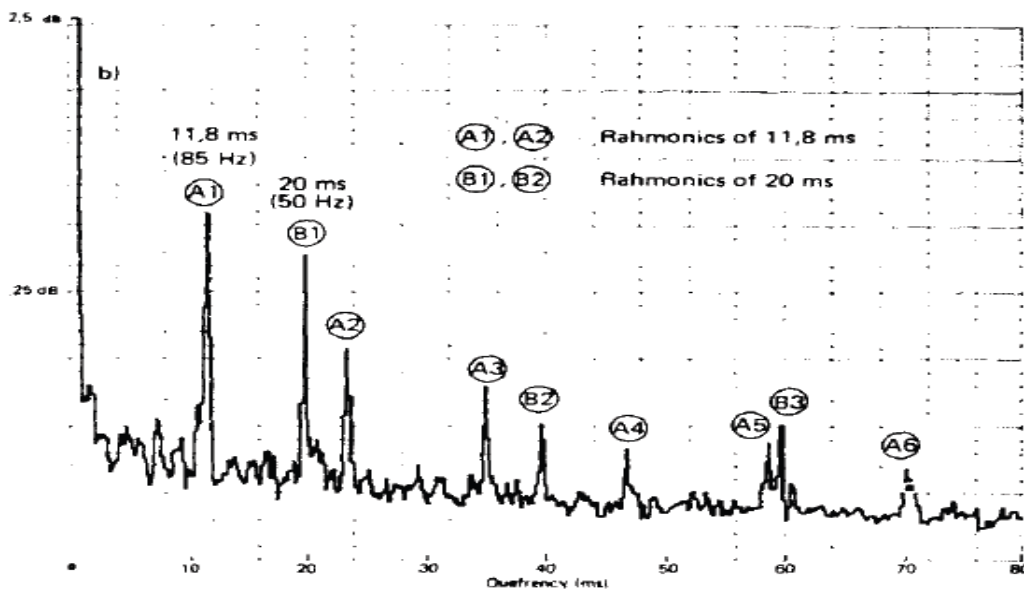


Figure II.12.b Cepstre d'énergie [Randa]

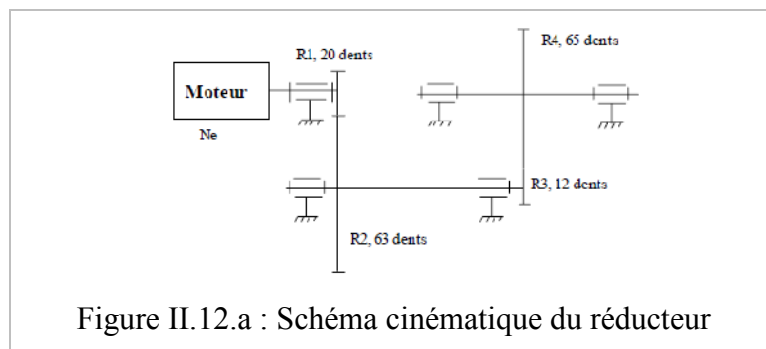
En 1999 ELBADAoui propose un indicateur robuste d'avaries : indépendant de la position du capteur, de l'amplitude des signaux et du rapport signal à bruit.

Lorsque les signaux sont acquis sous échantillonnage angulaire, le moyennage synchrone permet d'isoler chacun des engrenements d'un réducteur complexe. Cet indicateur a donc été défini pour un engrenage simple train, et fournit un seul paramètre facilement interprétable : valeur nulle en l'absence de défaut et tendance vers + ou - 1, selon que la roue ou le pignon

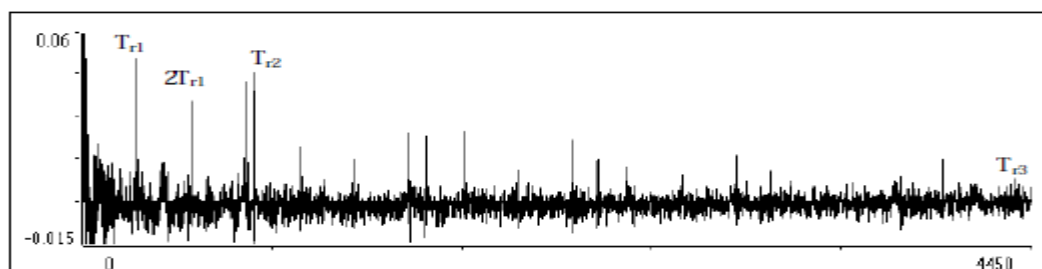
développe un défaut. Il ne doit pas être considéré comme un détecteur absolu, mais comme un révélateur : c'est un outil de surveillance qui doit être initialisé à zéro pendant une phase de fonctionnement sain du réducteur. Son utilisation sur des cas concrets de diagnostic a montré son efficacité, puisqu'il a permis par exemple, de déceler la présence d'un défaut le jour même de sa manifestation constatée par un expert.

En 2004 **M. El Badaoui, F. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière** appliquent l'analyse cepstrale synchrone sur des signaux obtenus sous échantillonnage angulaire des réducteurs à engrenage, ils montrent que l'analyse cepstrale pour sa simplicité et sa capacité à fournir des informations compactes faciles à interpréter et dont certaines sont indépendantes de l'amplitude des signaux et de la position du capteur. Ils montrent que la somme des premiers pics cepstraux associés à chaque période de rotation est une constante égale à 0.5.

Le réducteur choisi dans un premier temps est composé de deux trains d'engrenages (R1-R2 et R3-R4). Ce réducteur est entraîné par un moteur électrique triphasé asynchrone et est chargé par un frein à poudre.



Le cepstre d'énergie du signal vibratoire issu du motoréducteur, obtenu après échantillonnage angulaire, la présence des peignes associés aux périodicités des trois axes de rotations : Tr_1 est la période de rotation de l'arbre moteur, Tr_2 est la période de rotation de l'arbre intermédiaire, Tr_3 est la période de rotation de l'arbre de sortie.



La somme des premiers pics Tr_1 , Tr_2 et Tr_3 est égale à 0.43. Après un léger défaut de type choc sur l'arbre de sortie, et on calcule le cepstre d'énergie des signaux émis par le

réducteur. On peut constater l'augmentation de l'amplitude du pic Tr3 caractéristiques de la période de rotation de l'arbre de sortie au détriment des autres pics.

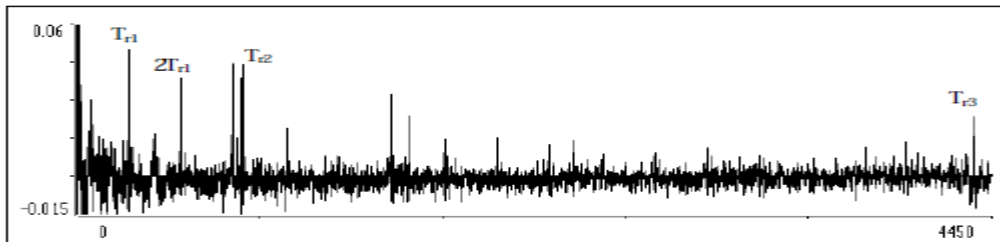


Figure II.12.c : Cepstre d'énergie avec défaut moyen

La somme des premiers pics Tr1, Tr2 et Tr3 est égale à 0.52. Avec une augmentation de l'intensité du défaut en sortie de l'arbre réducteur, et on recalcule le cepstre d'énergie des signaux associés. On constate que l'amplitude du pic Tr3 augmente dans les mêmes proportions au détriment des autres.

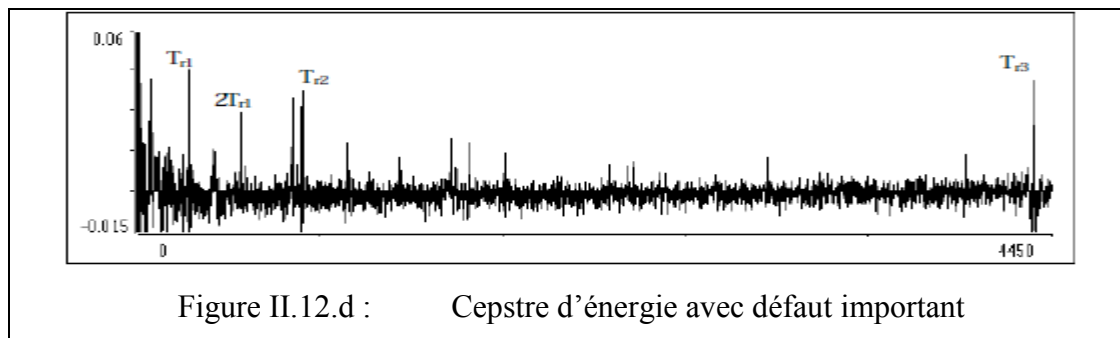
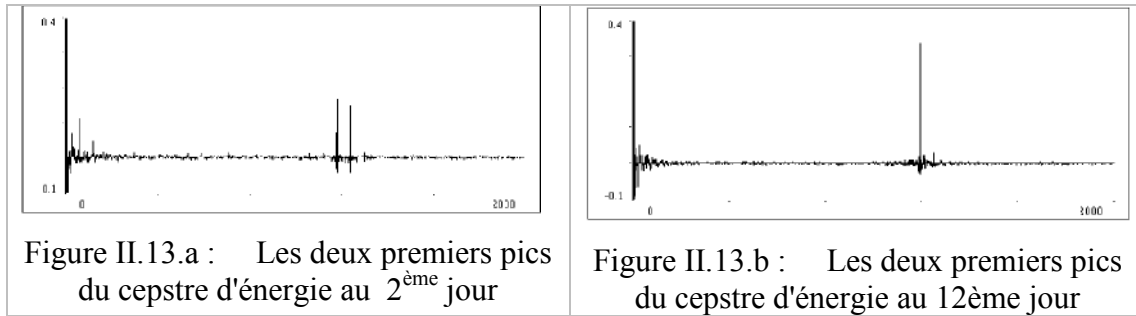


Figure II.12.d : Cepstre d'énergie avec défaut important

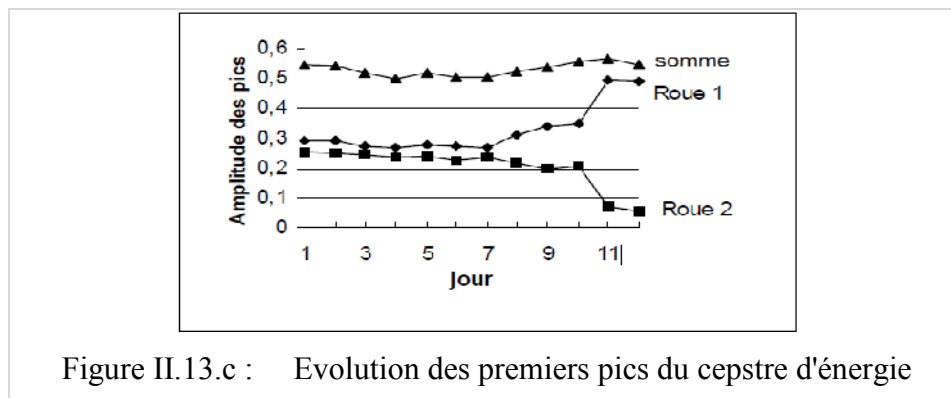
Une augmentation de l'intensité du défaut en sortie de l'arbre réducteur, et on recalcule le cepstre d'énergie des signaux associés. On constate (figure II.12.d) que l'amplitude du pic Tr3 augmente dans les mêmes proportions au détriment des autres. La somme des premiers pics Tr1, Tr2 et Tr3 est égale à 0.45.

Le deuxième réducteur choisi est un banc d'essais d'engrenage de grandeur industrielle du CETIM fonctionnant 24h/24h. Le réducteur étudié est composé de deux roues comportant respectivement 20 et 21 dents, L'arbre d'entraînement du réducteur sous test tourne à la vitesse de 1 000 tr/min, soit 16,67 Hz, L'essai a duré 12 jours, Les figures suivantes montrent l'évolution des premiers pics du cepstre d'énergie entre le 2ème jour et le 12ème jour.



Les premiers pics du cepstre d'énergie caractérisent les périodes de rotations des roues. Au 12^{ème}, jour on note un défaut sur une des dents de la roue 1 (écaillage de la dent); le pic correspondant a fortement augmenté au détriment de l'autre.

L'évolution des premiers pics du cepstre d'énergie et de la somme des premiers pics sur une durée de 12 jours. Une dégradation de la roue 1 qui accentue l'amplitude du pic cepstral dû à sa période de rotation. En contre partie, le pic cepstral de l'autre roue diminue. Globalement, la somme des premiers reste constante. En pratique la somme des premiers pics est comprise entre 0.43 et 0.52.



En 2004 **O. Cousinard et al**, ont présenté une application de l'analyse cepstrale réalisée en milieu industriel, elle concerne un diagnostic par comparaison de 4 multiplicateurs de vitesse de forte puissance dans une usine agroalimentaire, ils testent l'efficacité du cepstre pour la détection de défauts sur des systèmes à engrenages tournant à grande vitesse, Les multiplicateurs entraînent des compresseurs centrifuges à roues, fonctionnant en continu 350 jours par an, destinés à faire de la re-compression de vapeur. Chacun d'eux est composé d'un seul étage d'engrenages à denture hélicoïdale guidé par des paliers fluides. Ils sont entraînés par des moteurs de 860 KW à 3000 tr/min (50 Hz).

– Vitesse de rotation de l'arbre d'entrée du multiplicateur : 3000 tr/min (50 Hz)

– Vitesse de rotation de l'arbre de sortie : 11 214 tr/min (187 Hz)

- Nombre de dents du pignon menant : 157 dents
- Nombre de dents du pignon mené : 42 dents
- Fréquence d'engrènement : 7850 Hz.

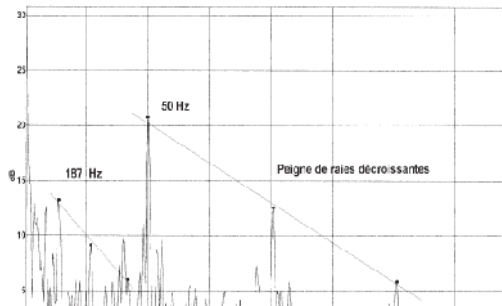


Figure II.14.a Multiplicateur n° 2 – Cepstre



Figure II.14.b Photographie de la dent détériorée par écaillage

Un choc à la fréquence de 50 Hz (quefrencence = 0.02) caractéristique d'un défaut de type écaillage sur une dent du pignon menant du multiplicateur.

Le réducteur a été arrêté et ouvert à la suite de ce diagnostic afin de vérifier l'état du pignon. Cette intervention a permis de confirmer l'écaillage de la dent du pignon menant et de prévoir une opération de maintenance.

II.3.5.3. Analyse temps-fréquence :

Les méthodes d'analyse temps fréquence ont été développées pour l'étude des signaux non-stationnaires [Ville], [Fland] et [Choy]. Cette notion de non stationnarité peut s'appliquer aussi bien à des signaux aléatoires qu'à des signaux déterministes. Plus généralement, elles s'appliquent à des signaux dont le contenu fréquentiel ou les propriétés statistiques évoluent au cours du temps.

La distribution de Wigner-Ville :

L'analyse temps-fréquence traditionnelle utilise des distributions qui représentent l'énergie ou puissance des signaux en deux dimensions de temps et de fréquence pour révéler les meilleurs modèles de diagnostic. La transformée de Fourier à court terme (STFT) [Andr] et la distribution Wigner-Ville (DWV), sont les distributions temps-fréquence les plus utilisées.

La transformation de Wigner-Ville est définie par :

$$W_s(t, \nu) = \int_{-\infty}^{+\infty} S\left(t + \frac{\tau}{2}\right) S^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-2\pi j \nu \tau} d\tau \quad (\text{II. 18})$$

Avec : $s(t)$ signal complexe quelconque.

La figure II.15 représente une distribution Wigner –Ville (DWV) pour deux niveaux de défauts d'engrenage (écaillage) et la distribution de l'énergie instantanée en fonction du temps

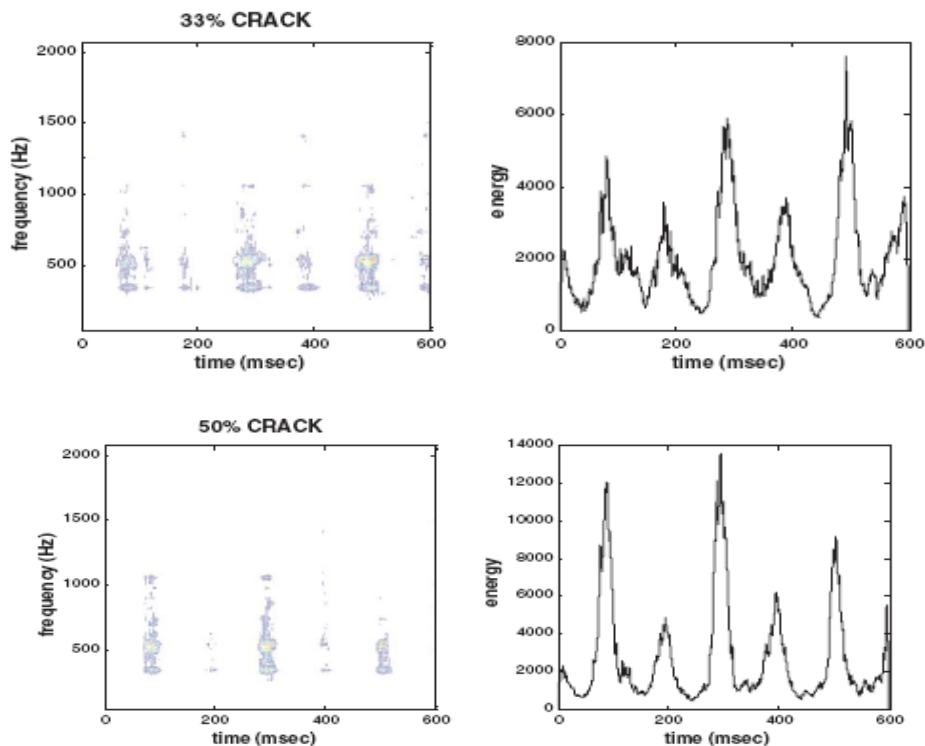


Figure II.15 : Une représentation temps fréquence (DWV) et l'énergie instantanée pour un pair d'engrenage a)30%, b) 50% écaillage de dent [El badaoui]

Exemple d'analyse temps fréquence :

La figure II.16 représente la distribution d'énergie de type Wigner-Ville calculé sur un signal accélérométrique issu d'une boîte de vitesse comportant un défaut avancé de type écaillage [Oehlm]. On retrouve les fréquences caractéristiques de l'engrènement, notamment la fréquence d'engrènement à 906 Hz, et ses harmoniques. De plus on observe une forte énergie au alentour de 2500 Hz qui correspond à l'instant d'engrènement au point de charge maximale de la dent comportant l'écaillage. La fréquence liée au phénomène d'écaillage (certainement une fréquence propre du système mécanique) décroît approximativement de façon linéaire avec le temps, et l'amplitude diminue également. Ces variations caractérisent la manière dont l'énergie est absorbée par le système mécanique.

La représentation temps-fréquence a permis ainsi de mettre évidence la modulation de fréquence linéaire en fonction du temps, due en partie au défaut d'écaillage, le tout en ayant une très bonne résolution temporelle et fréquentielle, ce que la transformation de Fourier classique ne permet pas. [Elbadaoui]

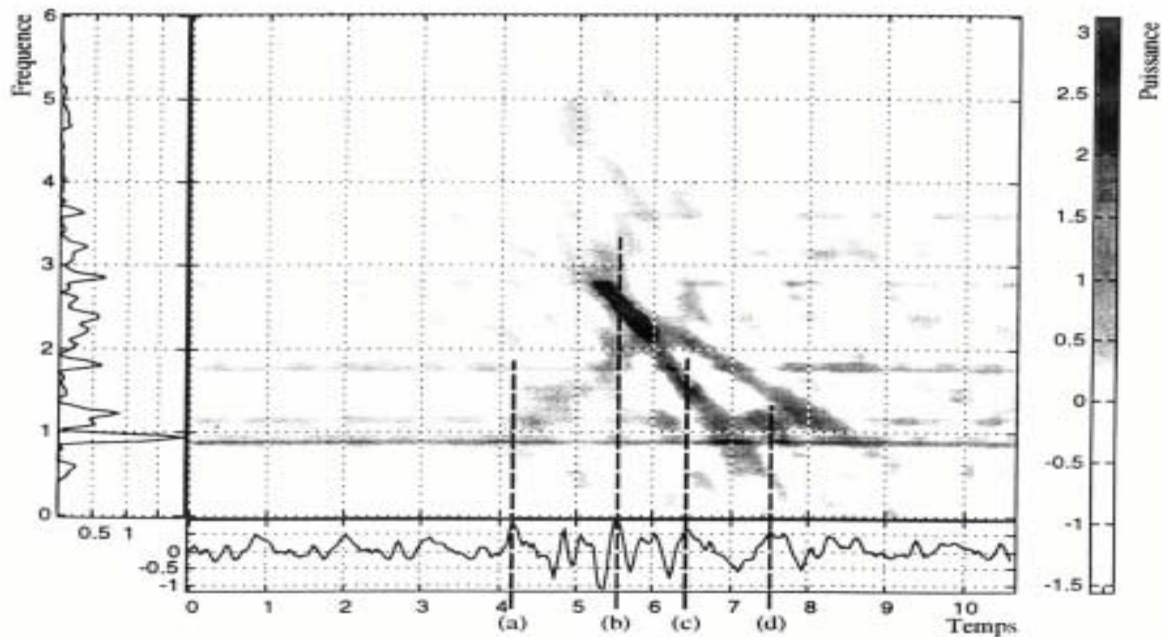


Figure II.16: représentation temps-fréquence du signal vibratoire [Oehlm].

Cependant, le temps de calcul d'une représentation temps fréquence peut être prohibitif, et de plus l'interprétation d'une image est souvent difficile. En pratique la représentation temps-fréquence est souvent une étape utilisée pour faire une analyse événementielle du signal vibratoire, et pour mesurer aussi, les fréquences et les résonances éventuelles associées à chaque source d'excitation contenue dans le signal vibratoire. De plus l'automatisation de telles méthodes pour la détection de défaut est encore complexe [Astra].

II.4. conclusion :

Dans ce chapitre nous avons vu que le choix des méthodes d'analyse des signaux accélérométriques issus de machines tournantes est normalement conditionné par la nature de la machine, mais aussi par la nature du défaut à déceler dans le signal. Pour les réducteurs à engrenages, parmi toutes les méthodes qui ont été présentées, on aura pu constater que l'analyse cepstrale présente un très bon rapport performance sur complexité. C'est l'une des raisons qui a motivé l'étude que nous avons menée sur le cepstre d'énergie. [Elba]. Et Pour les défauts de roulements, parmi toutes les méthodes qui ont été présentées, on aura pu constater que le kurtosis spectrale indiquer la meilleure bande de démodulation pour l'analyse d'enveloppe. [J. Antoni]

Dans le prochain chapitre, nous présenterons des applications de ces méthodes sur des signaux réelles.

III.1. Introduction :

Les objectifs principaux de la maintenance prévisionnelle sont la détection d'une anomalie sur une machine avant qu'elle entraîne une grave défaillance, et le suivi de l'état d'usure ou de détérioration des machines composant un système de production, grâce à des indicateurs significatifs, de manière à planifier d'éventuelles interventions.

La surveillance par analyse des vibrations est un outil indispensable pour une maintenance moderne, puisqu'elle permet un diagnostic approprié des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmés de la production.

La surveillance vibratoire et le diagnostic de défauts dans les machines tournantes fait l'objet de nombreux travaux, les engrenages et les roulements ont fait et font encore l'objet de nombreuses études. Ces sont des éléments très sollicités et susceptibles de présenter des défauts qui évoluent rapidement vers la rupture.

Le diagnostic dans la majorité des cas est établi en interprétant les signaux vibratoires émis par les machines en fonctionnement. Plusieurs techniques de traitement de ces signaux se sont développées dont l'analyse spectrale apparaît dans la majorité des cas, comme la plus efficace. Néanmoins, elle présente des limites et des techniques complémentaires telles que les analyses du signal d'enveloppe, temps-fréquence, kurtosis spectral ou cepstrale prennent alors le relais afin d'affiner ou de sécuriser le diagnostic.

Le premier ensemble des signaux sont des signaux de roulements "*the Case Western Reserve University- Bearing Data Center*" Cleveland USA, base de données des essais de roulements à billes normaux ou défectueux, recueillis sur un banc d'essai très simple, composé d'un moteur, un accouplement et une génératrice. De simples défauts sous forme de points « de différents diamètres et profondeurs » ont été créés sur les différents organes composant les roulements d'essais.

Le deuxième ensemble des signaux étudiés proviennent de l'instrumentation d'une boîte de vitesse d'un hélicoptère de la NAVY -Université de Pennsylvanie, qui souhaite comparer différentes méthodes de diagnostic.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats obtenus de l'application des techniques de l'enveloppe et le kurtosis spectral pour les signaux vibratoires du roulement, et l'application des techniques de l'analyse spectrale et de l'analyse cepstrale pour des signaux vibratoires d'engrenage.

III.2. Etude du système de roulement :

III. 2.1. Banc d'essai des roulements "Bearing Data Center" :

Ce site Web "www.eecs.cwru.edu/laboratory/bearing/welcome_overview.htm", permet d'accéder à la base de données des essais de roulements à billes, soit les roulements normaux ou défectueux.

De nombreuses études ont été réalisées sur ces signaux ; les méthodes temps fréquences, temps échelle, l'analyse spectrale, l'approche de classification et l'analyse vibro-acoustique dans le but d'établir également un diagnostic précoce et automatique des défauts.

Au niveau de notre laboratoire (LMPA), plusieurs études ont été réalisées sur ces signaux; les méthodes d'analyse temporelle, d'analyse fréquentielle, temps échelle, etc. [Felk], [Feda], [Zian].

Comme il est représenté sur la figure (III.2.1) ci-dessous, le banc d'essai se compose principalement d'un moteur (à gauche), d'un accouplement transducteur/encoder (centre), d'un dynamomètre (droit) et des circuits de commande (non montrés).

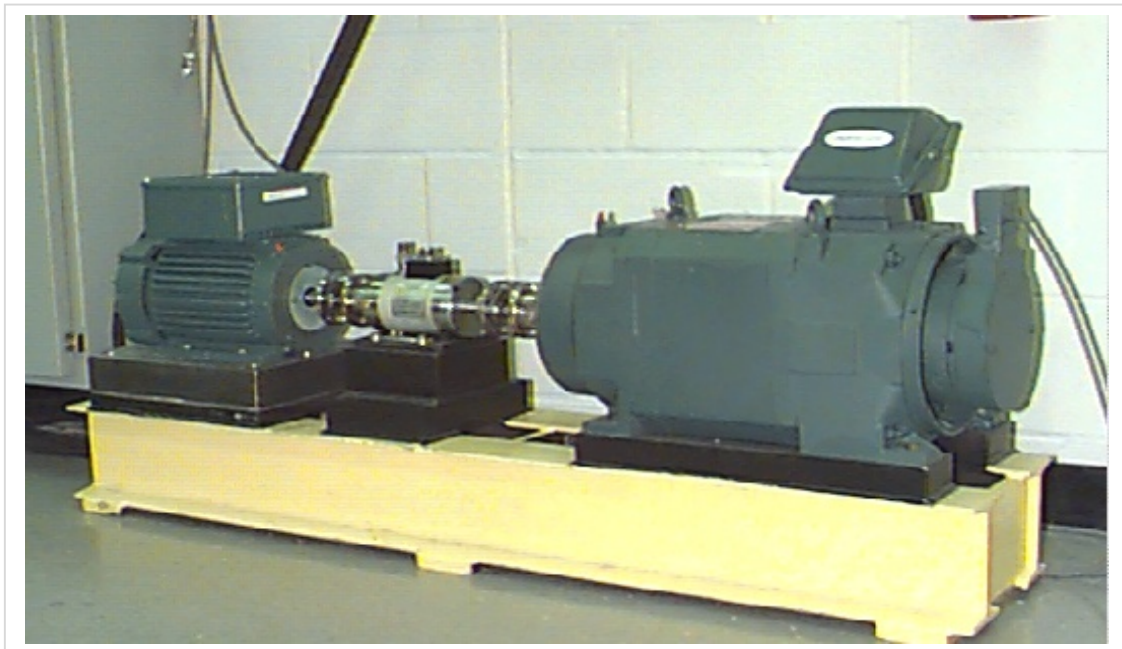


Figure III.2.1 Banc d'essai de roulements.

Les roulements testés soutiennent l'arbre du moteur des deux cotés (coté entraînement et coté ventilateur). De simples défauts sous forme de points ont été créés sur les roulements d'essai, en utilisant l'usinage électro décharge, le tableau (III.2.1) présente les diamètres des défauts, leurs profondeurs et les marques de roulement utilisés.

Position du roulement	Emplacement du défaut	Diamètre [inches]	profondeur [inches]	Marque du roulement
coté entraînement	bague Intérieure	0.007	0.011	SKF
coté entraînement	bague Intérieure	0.014	0.011	SKF
coté entraînement	bague Intérieure	0.021	0.011	SKF
coté entraînement	bague Intérieure	0.028	0.050	NTN
coté entraînement	bague extérieure	0.007	0.011	SKF
coté entraînement	bague extérieure	0.014	0.011	SKF
coté entraînement	bague extérieure	0.021	0.011	SKF
coté entraînement	bague extérieure	0.040	0.050	NTN
coté entraînement	Bille	0.007	0.011	SKF
coté entraînement	Bille	0.014	0.011	SKF
coté entraînement	Bille	0.021	0.011	SKF
coté entraînement	Bille	0.028	0.150	NTN
Coté ventilateur	bague Intérieure	0.007	0.011	SKF
Coté ventilateur	bague Intérieure	0.014	0.011	SKF
Coté ventilateur	bague Intérieure	0.021	0.011	SKF
Coté ventilateur	bague extérieure	0.007	0.011	SKF
Coté ventilateur	bague extérieure	0.014	0.011	SKF
Coté ventilateur	bague extérieure	0.021	0.011	SKF
Coté ventilateur	Bille	0.007	0.011	SKF
Coté ventilateur	Bille	0.014	0.011	SKF
Coté ventilateur	Bille	0.021	0.011	SKF

Tableau III.2.1 Caractéristiques des défauts des roulements (Inches = pouces = 25.4 mm).

Des roulements *SKF* ont été utilisés pour les défauts de différents diamètres 0.007, 0.021, 0.014 [inches] et profondeur de 0.011 [inches], et des roulements équivalents *NTN* ont été utilisés pour les défauts de diamètre 0.028 [inches] et profondeur de 0.050 [inches].

Les caractéristiques des roulements des deux cotés (accouplement et ventilateur), y compris les fréquences du défaut et la géométrie du roulement sont énumérées ci-dessous: (Tableau III.2.2)

Caractéristique du roulement coté accouplement: 6205-2RS JEM SKF, roulement à Billes de cannelure profonde.				
Taille: (inches)				
Diamètre Intérieur	Diamètre Extérieur	Épaisseur	Diamètre de Bille	Diamètre primitive
0.9843	2.0472	0.5906	0.3126	1.537
Fréquences du défaut : (ce coefficient multiplié par la fréquence de rotation en Hz)				
Bague Intérieur	Bague Externe	Cage	Élément Roulant	
5.4152	3.5848	0.39828	4.7135	

Caractéristique du roulement coté ventilateur:6203-2RS JEM SKF, roulement à billes de cannelure profonde.				
Taille: (inches)				
Diamètre Intérieur	Diamètre Extérieur	Épaisseur	Diamètre de bille	Diamètre primitive
0.6693	1.5748	0.4724	0.2656	1.122
Fréquences du défaut : (multiple de vitesse courante en Hz)				
Bague Intérieur	Bague extérieur	Cage	Élément Roulant	
4.9469	3.0530	0.3817	3.9874	

Tableau III.2.2 Caractéristiques des roulements et des fréquences des défauts.

Les signaux ont été enregistrés à l'aide des accéléromètres, qui ont été fixés à la cage du moteur par aimant. Ces capteurs ont été placés à la position 12 heures "vertical", des deux cotés "accouplement et ventilateur" de la cage du moteur.

Les défauts de la bague externes sont des défauts stationnaires, donc le placement du défaut relativement à la zone de charge du roulement a un impact direct sur la réponse vibratoire du système "moteur / roulements". Afin de mesurer cet effet, des essais ont été effectué pour les deux cotés "accouplement et ventilateur". Avec des défauts de bague situés à 3 heures (directement dans la zone de charge), à 6 heures (orthogonales à la zone de charge), et à 12 heures, les données ont été enregistrées pour :

- Les roulements sans défaut.
- Les défauts uniques du cotés accouplement (12.000 et 48.000 points/second).
- Les défauts uniques du cotés ventilateur (12.000 points/second.)

III.2.2 Présentation des signaux étudiés:

Nous proposons dans ce qui suit d'étudier les signaux temporels enregistrés pour les défauts de la *bague intérieure (BI)* pour le couple moteur de puissance de 2 HP.

On a cinq classes de fonctionnement en fonction de la taille du défaut, nous avons donc 5 signaux échantillonnés à 12 KHz, ils sont représentés sur le tableau suivant :

Etiquette	Mode de fonctionnement	Puissance [HP]
1	Sans défaut	2
2	Défaut bague intérieure $\varnothing=0.007$ [inches]	2
3	Défaut bague intérieure $\varnothing=0.014$ [inches]	2
4	Défaut bague intérieure $\varnothing=0.021$ [inches]	2
5	Défaut bague intérieure $\varnothing=0.028$ [inches]	?

La figure (III.2.2) montre les signaux temporels pour différents diamètres de défaut, réalisés sur la *bague intérieure*, pour le même couple moteur de puissance de 2 HP donc la vitesse de rotation l'arbre est de $f_r = 29.16 \text{ Hz}$ ($V = 1750 \text{ tr/min}$), Il faut tenir compte que ces signaux sont ceux recueillis du côté de l'accouplement.

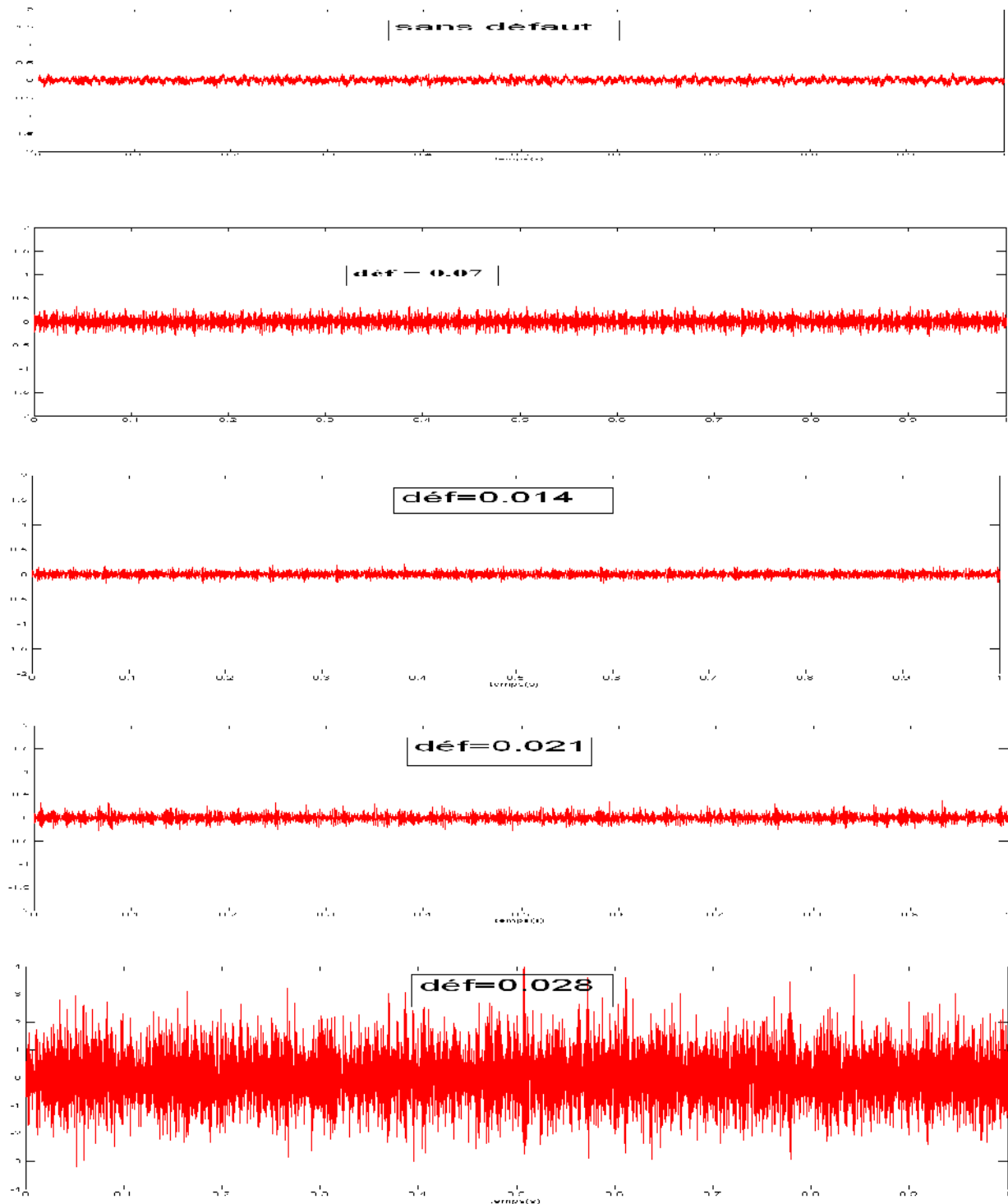


Figure III.2.2 Signaux temporels, différents diamètres du défaut sur la bague intérieure en inches -puissance 2Hp-

L'analyse des ces signaux temporels pour les différents diamètres de défauts nous permet de remarquer la différence des amplitudes des cinq signaux, on remarque que la sévérité du défaut influence directement l'amplitude du signal.

III.2.3. Extraction des indicateurs :

III.2.3.1. Indicateurs temporels :

Les indicateurs temporels (Tableau III.2.3) sont calculés dans 5 bandes fréquentielles issues de la décomposition de la bande d'analyse "6 kHz" en 4 sous bandes adjacentes [1-1500 Hz], [1500-3000 Hz], [3000-4500] et [4500-6000 Hz]. Dans chaque bande on a choisi de calculer les indicateurs suivants : la valeur efficace, le facteur de crête, la valeur crête à crête et le kurtosis.

	Charge [HP]	Bande 0 - 1,5 KHz				Bande 1,5 - 3 KHz				Bande 3 - 4,5 KHz				Bande totale 0 - 6 KHz			
		Ve1	Fc1	Vcr1	K1	Ve2	Fc2	Vcr2	K2	Ve3	Fc3	Vcr3	K3	Ve4	Fc4	Vcr4	K4
Sans défaut	0	0.07	4.30	0.59	2.81	0.02	2.47	0.09	1.91	0.00	4.48	0.02	3.10	0.07	4.16	0.60	2.78
	2	0.06	5.55	0.61	2.99	0.03	2.32	0.13	1.68	0.00	5.52	0.02	3.40	0.06	5.49	0.69	2.94
Défaut B. I Ø=0.007	0	0.11	4.14	0.86	3.57	0.17	4.10	1.37	4.40	0.18	5.46	1.91	5.02	0.29	5.81	3.00	5.39
	2	0.11	4.27	0.93	3.65	0.17	4.26	1.44	4.37	0.19	5.41	2.13	5.89	0.30	5.47	3.03	5.58
Défaut B. I Ø=0.014	0	0.04	4.83	0.42	3.27	0.12	9.05	2.16	24.4	0.14	7.62	2.05	12.4	0.20	9.67	3.95	21.8
	2	0.04	4.87	0.37	3.22	0.09	10.1	1.74	22.4	0.13	9.20	2.23	15.9	0.16	11.3	3.63	21.5
Défaut B. I Ø=0.021	0	0.13	3.57	0.96	3.19	0.32	6.07	4.00	6.37	0.29	5.68	3.36	5.81	0.53	7.1	7.12	7.78
	2	0.09	4.27	0.81	3.17	0.34	5.32	3.71	6.17	0.22	5.96	2.61	6.74	0.48	6.96	6.19	7.89
Défaut B. I Ø=0.028	0	0.41	3.89	3.06	3.18	0.60	4.56	5.50	3.44	0.21	4.66	2.05	3.41	0.84	5.27	7.82	3.37
	2	0.51	3.98	4.01	3.00	0.53	4.60	5.03	3.25	0.21	4.64	1.97	3.23	0.84	5.40	8.73	3.28

Tableau III.2.3 : Les indicateurs temporels

La figure (III.2.3) représente l'évolution des indicateurs dans chaque bande fréquentielle pour les différents états du défaut.

Il semble assez facile d'affirmer que :

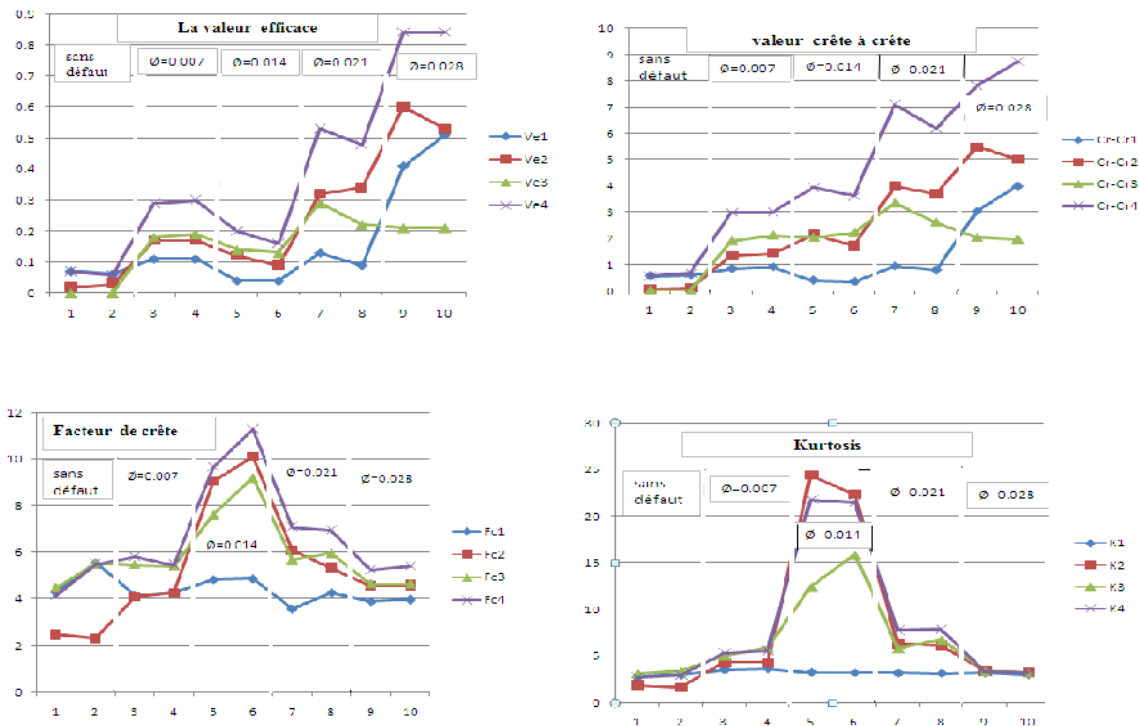
- la valeur des indicateurs varie d'une bande fréquentielle à une autre.
- ces indicateurs sont sensibles aux variations du diamètre de défaut créé sur la bague intérieure du roulement et non pas sur la variation de la charge.

1) Pour le roulement sans défaut le kurtosis est $K_4=2.94 \approx 3$, ce qui implique le signal vibratoire à une distribution d'amplitude est gaussienne donc un roulement en bon état

- 2) Pour le roulement avec défaut $\varnothing=0.007$ inches le kurtosis $K_4=5.58 \geq 4$, le signal vibratoire est impulsive due au choc (défaut localisé).
- 3) Pour le roulement avec défaut $\varnothing=0.014$ inches le kurtosis $K_4=21.5 \geq 4$, le signal vibratoire est très impulsive due au choc (défaut localisé).
- 4) Pour le roulement avec défaut $\varnothing=0.021$ inches le kurtosis $K_4=7.89 \geq 4$, le signal vibratoire est moins impulsive que le défaut $\varnothing=0.014$ (recouvrement).
- 5) Pour le roulement avec défaut $\varnothing=0.028$ inches le kurtosis $K_4=3.28 \approx 3$, le kurtosis redevient gaussien mais il ya une augmentation considérable de la valeur efficace de $Ve_4=0.06$ à $Ve_4=0.84$.

Le kurtosis apparaît comme étant l'indicateur le plus approprié à la détection des défauts de type chocs, notamment ceux du roulement. Il est sensible à la bande de fréquence du signal et la taille du défaut. Le facteur de crête est moins sensible que le kurtosis, pas autant que l'énergie est le RMS qui se montrent d'autant plus sensibles aux amplitudes du signal et pas à sa forme.

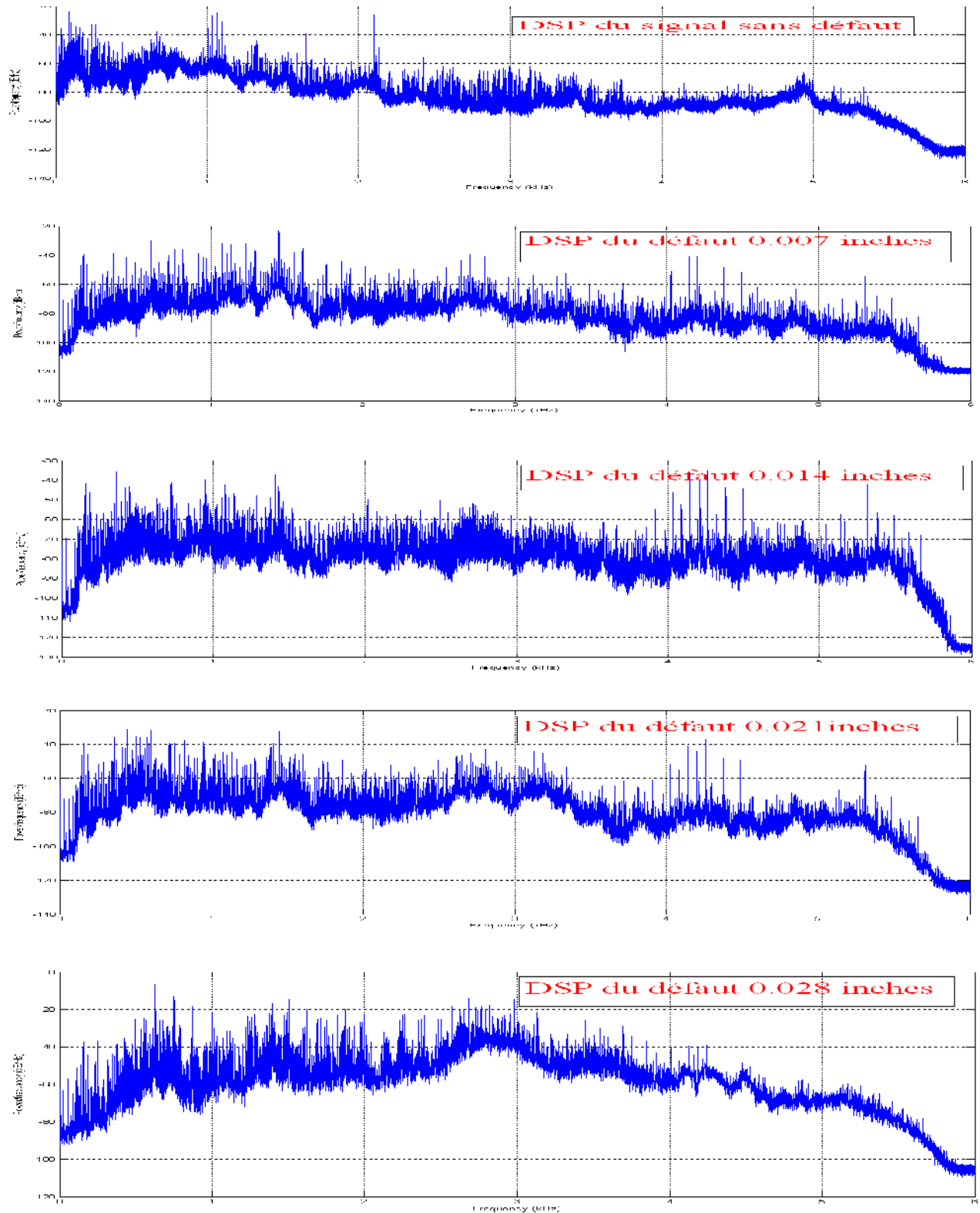
Alors pour les roulements il faut suivre l'évolution des deux critères : Kurtosis et la valeur efficace.



(III.2.3) : l'évolution des indicateurs dans chaque bande fréquentielle

III.2.3.2.Indicateurs fréquentielles :

La figure (III.2.4) montre la densité spectrale de puissance (DSP) pour 5 signaux de défaut de la bague intérieure (puissance = 2Hp).



La figure (III.2.4) la densité spectrale de puissance (DSP) des signaux de défaut de la bague intérieure (puissance = 2Hp)

On constate bien une augmentation d'énergie des signaux. ; Lorsque le diamètre de défaut augmente l'énergie du signal vibratoire augmente, mais il est difficile de tirer des conclusions sur la sévérité du défaut.

Pour extraire les indicateurs fréquentiels, nous avons choisi de calculer les énergies du spectre dans les quatre bandes adjacentes de 1000 Hz chacune, plus la bande d'analyse totale.

Ø [inches]	Charge [HP]	Bande 0 - 1KHz	Bande 1 -2 KHz	Bande 2 -3 KHz	Bande 3 -4 KHz	Bande 0-6 KHz
Sans défaut	0	-17364	-20004	-22515	-22895	-135580
	2	-17740	-19320	-22468	-23450	-135580
B.I Ø=0.007	0	-12535	-13404	-13683	-15857	-98959
	2	-12429	-13522	-13427	-15858	-98376
B.I Ø=0.014	0	-12102	-13999	-14678	-16863	-103620
	2	-11898	-14544	-15120	-17445	-105430
B.I Ø=0.021	0	-9543.8	-12181	-10968	-15596	-87455
	2	-9598	-12709	-11804	-16654	-90297
B.I Ø=0.028	0	-7177.1	-7934.9	-9236.6	-13315	-75800
	2	-7403.3	-7942.2	-8885.6	-12299	-74211

Tableau III.2.4 : les énergies du spectre.

La figure (III.2.5) montre l'évolution des énergies du spectre, pour la puissance 2HP calculées dans les différentes bandes fréquentielles.

On remarque que l'influence du diamètre du défaut est très bien détectée pour les différentes bandes utilisées.

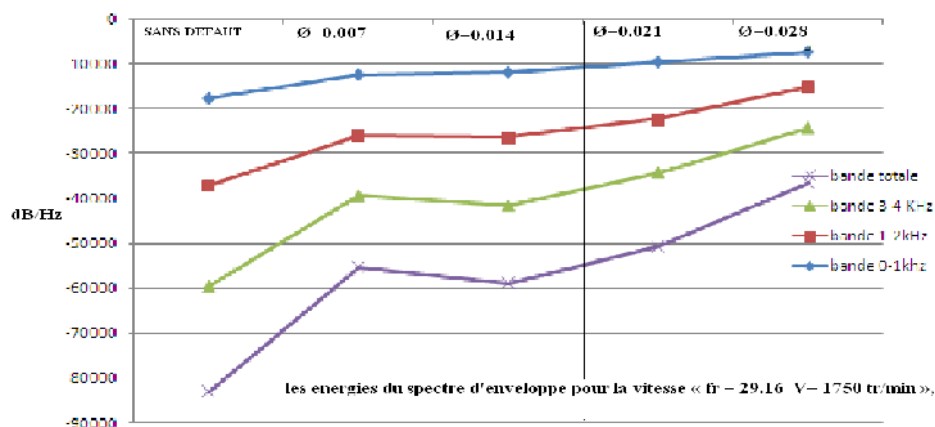


Figure (III.2.5) l'évolution des énergies du spectre

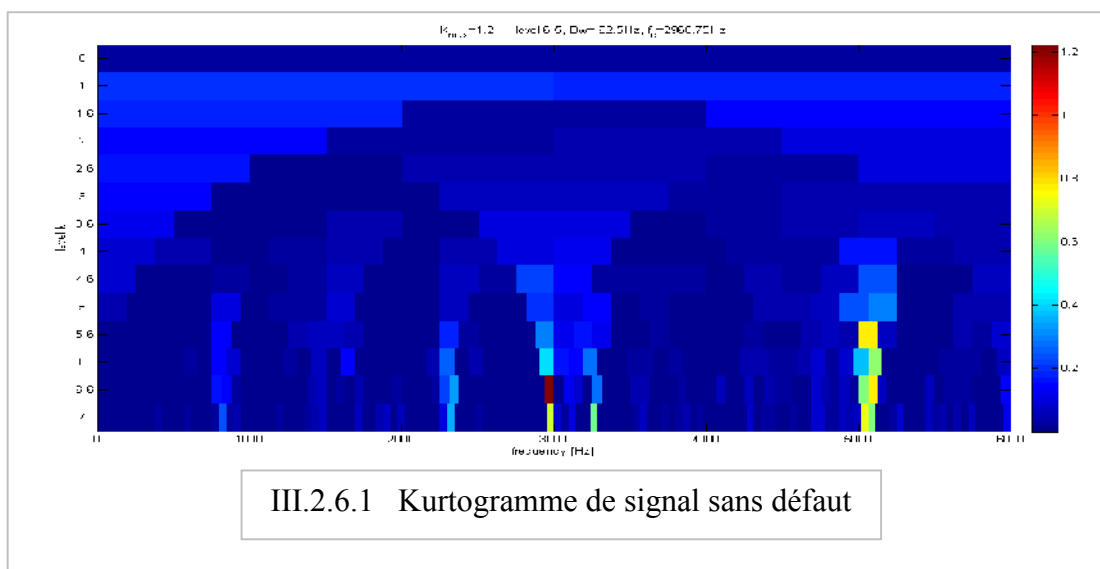
III.2.3.3. Kurtosis spectrale :

Dans cette section le kurtogramme est utilisé pour le diagnostic des paliers à roulements dans les systèmes mécaniques. Un défaut de roulement se manifeste sur les mesures vibratoires par une série d'impulsions généralement de faibles amplitudes par rapport au bruit de fond environnant. Afin de les détecter, il est d'usage de démoduler le signal dans des différentes bandes de fréquences et trouver celle qui maximise le rapport signal-à-bruit [J. Antoni]. Le kurtogramme permet de substituer à cette procédure empirique une méthodologie rigoureuse pour rapidement trouver la bande de démodulation optimale et appliquer ensuite l'analyse d'enveloppe.

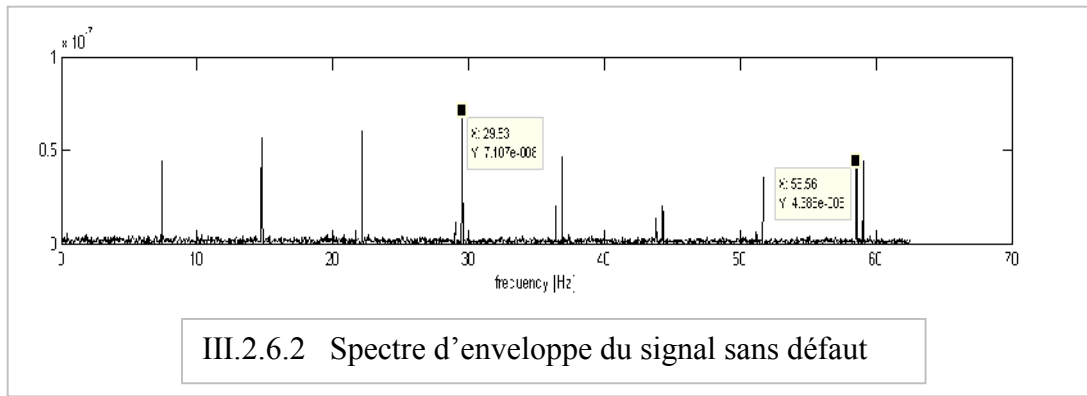
III. 2.4. Application :

La méthode d'enveloppe est appliquée sur cinq signaux du défaut de la bague intérieure (sans défaut, $\varnothing = 0.007''$, $\varnothing = 0.014''$, $\varnothing = 0.021''$, $\varnothing = 0.028''$) avec une vitesse de rotation « $f_r = 29.16$ $V = 1750$ tr/min ». Nous avons, pour nos travaux, appliqué le programme du kurtogramme du professeur Antoni Jérôme disponible sur le site

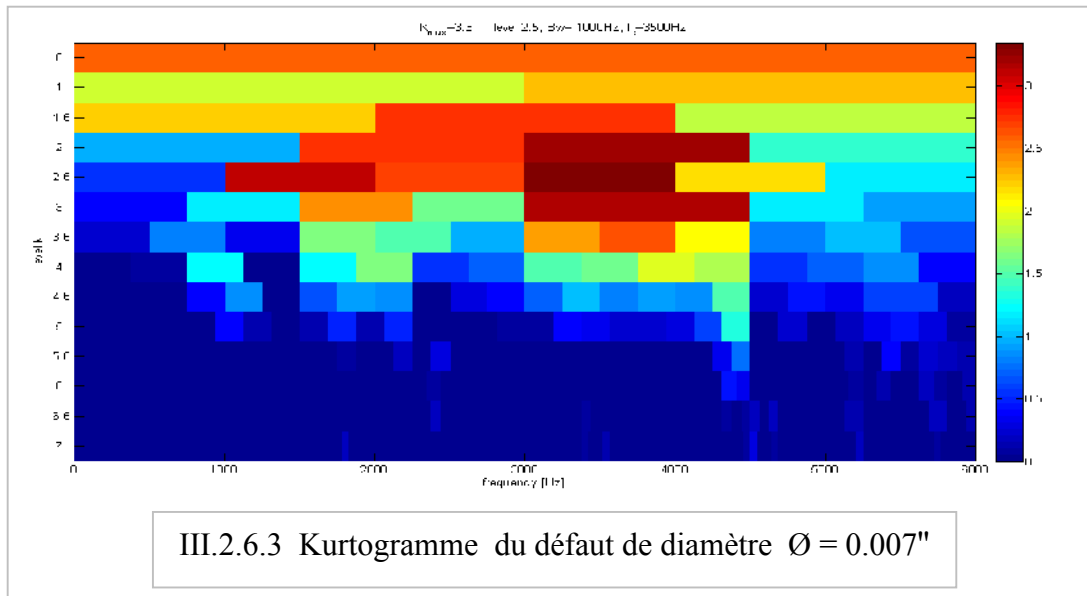
III. 2.4.1. Sans défaut :



Pour le signal du roulement sans défaut le kurtogramme (figure III.2.6.1) indique un kurtosis spectral maximal ($K_{\max} = 1.2$) sur la dyade $\{f_c = 2968\text{Hz}, \Delta f = 62,5\text{Hz}\}$ le spectre de l'enveloppe dans la bande de fréquence correspondante est représenté sur la figure suivante (figure III.2.6.2). Sur le spectre on ne remarque aucun pic important (l'amplitude maximal est de l'ordre de $0.5 \cdot 10^{-7}$ et de la fréquence est égale à fréquence de rotation de l'arbre), en quelque sorte ce spectre est considéré comme spectre de référence du roulement.

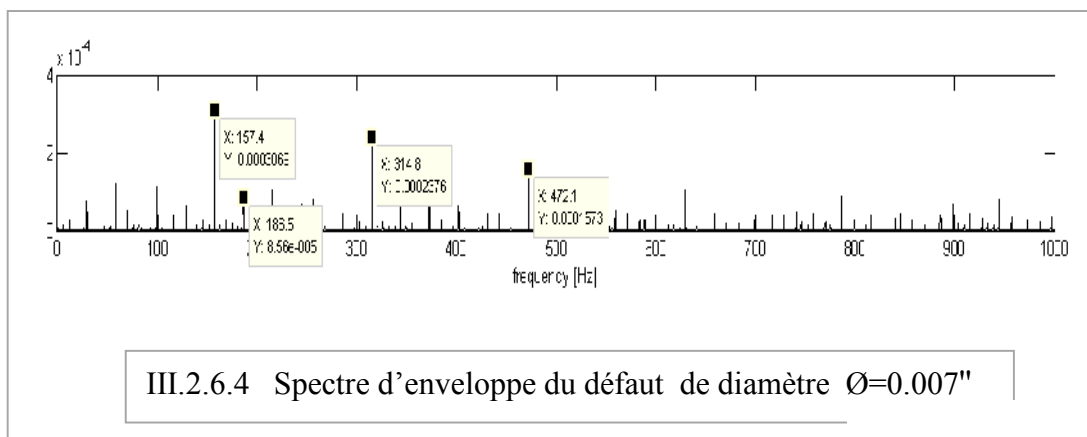


III. 2.4.2. Avec défaut $\varnothing = 0.007''$:



Le kurtogramme du défaut $\varnothing = 0.007''$ (figure III.2.6.3) indique un kurtosis spectral maximal ($K_{max} = 3.3$) sur la dyade $\{f_c = 350Hz, \Delta f = 100Hz\}$, il y a une augmentation du Kurtosis spectral par rapport au kurtosis spectral du signal sans défaut car le signal vibratoire contient des impulsions de courte durée.

Le spectre de l'enveloppe dans la bande de fréquence correspondante est représenté sur la figure suivante (figure III.2.6.4) :

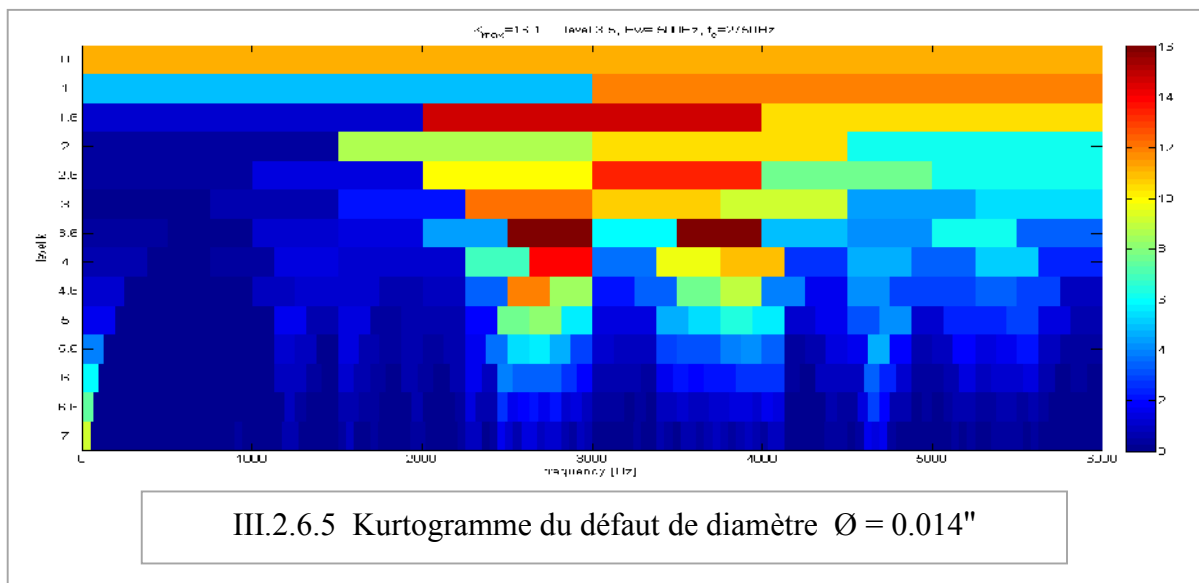


Nous avons pour le type de roulement mis en place et pour la vitesse de rotation de 29,16 tr/sec, la fréquence BPGI vaut 158 Hz.

Sur ce spectre (figure III.2.6.4), il apparaît clairement une série de pics. Ceux-ci correspondent à la présence du défaut de bague intérieure. On constate un pic à 158 Hz égal à la fréquence BPGI ; la première harmonique (316Hz) ; la deuxième harmonique (474Hz). Avec ces seules informations, la présence du défaut est détectée.

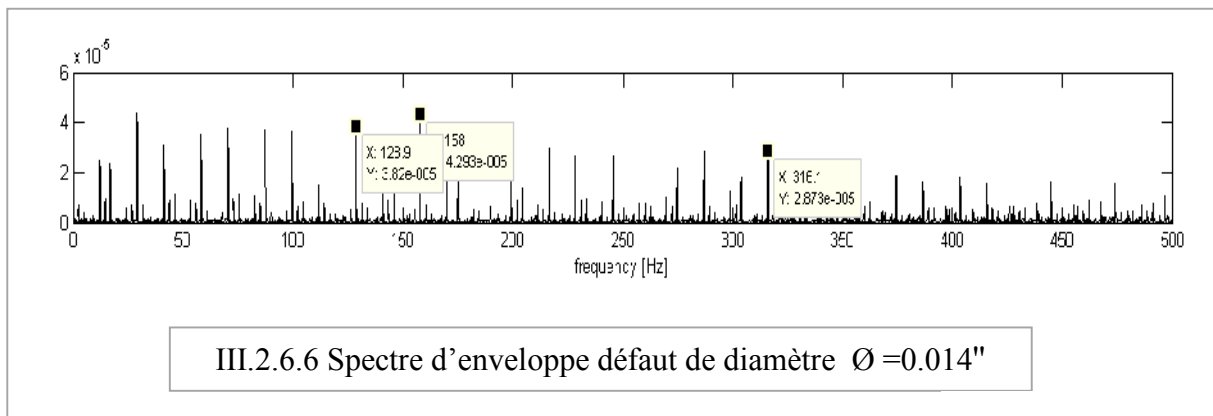
Cependant, on constate toute une série de pics entourant ces fréquences. Il s'agit en fait de la modulation de la fréquence BPGI par la fréquence de rotation « $f_r = 29.16 \text{ V} = 1750 \text{ tr/min}$ ».

III. 2.4.3. Avec défaut $\varnothing = 0.014''$



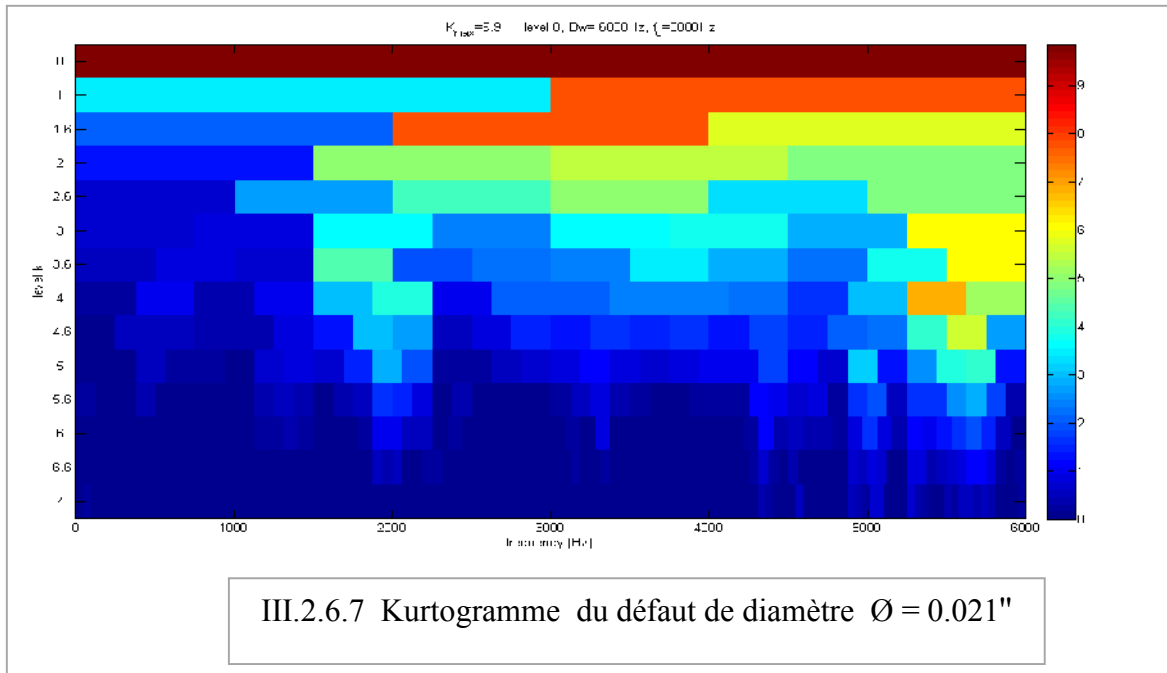
Ce kurtogramme (figure III.2.6.5) indique un kurtosis spectral maximal ($K_{max} = 16.1$) sur la dyade $\{f_c = 2750\text{Hz}, \Delta f = 500\text{Hz}\}$ nous observons une augmentation du Kurtosis spectral par rapport au kurtosis spectral du signal avec défaut $\varnothing=0.007''$,

Le spectre de l'enveloppe dans la bande de fréquence correspondante est représenté sur la figure suivante (figure III.2.6.6):



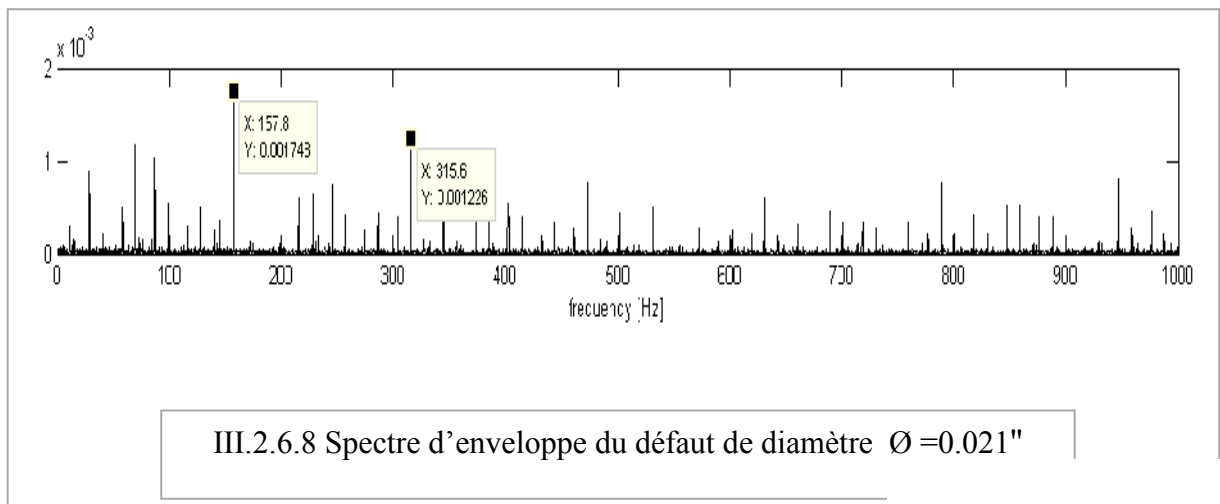
Le spectre d'enveloppe (figure III.2.6.6) montre un signal vibratoire d'un roulement atteint de défauts sur la bague intérieure. Il montre clairement la présence de la composante spectrale BPFi (158Hz) et la première harmonique (316Hz) et une série de pics entourant ces fréquences. Il s'agit en fait de la modulation de la fréquence BPFi par la fréquence de rotation de l'arbre.

III. 2.4.4. Avec défaut $\varnothing = 0.021''$:



Le kurtogramme du défaut (figure III.2.6.7) indique un kurtosis spectral maximal ($K_{max} = 9.9$) sur la dyade $\{f_c = 3000, \Delta f = 6000\text{Hz}\}$ nous observons une diminution du Kurtosis spectrale par rapport au kurtosis spectral du signal avec défaut $\varnothing=0.014''$, le défaut est répartie l'impact entre la bille et le défaut durera plus longtemps et l'impulsion devient plus large ce qui influencera sur la valeur de Kurtosis qui sera plus petite.

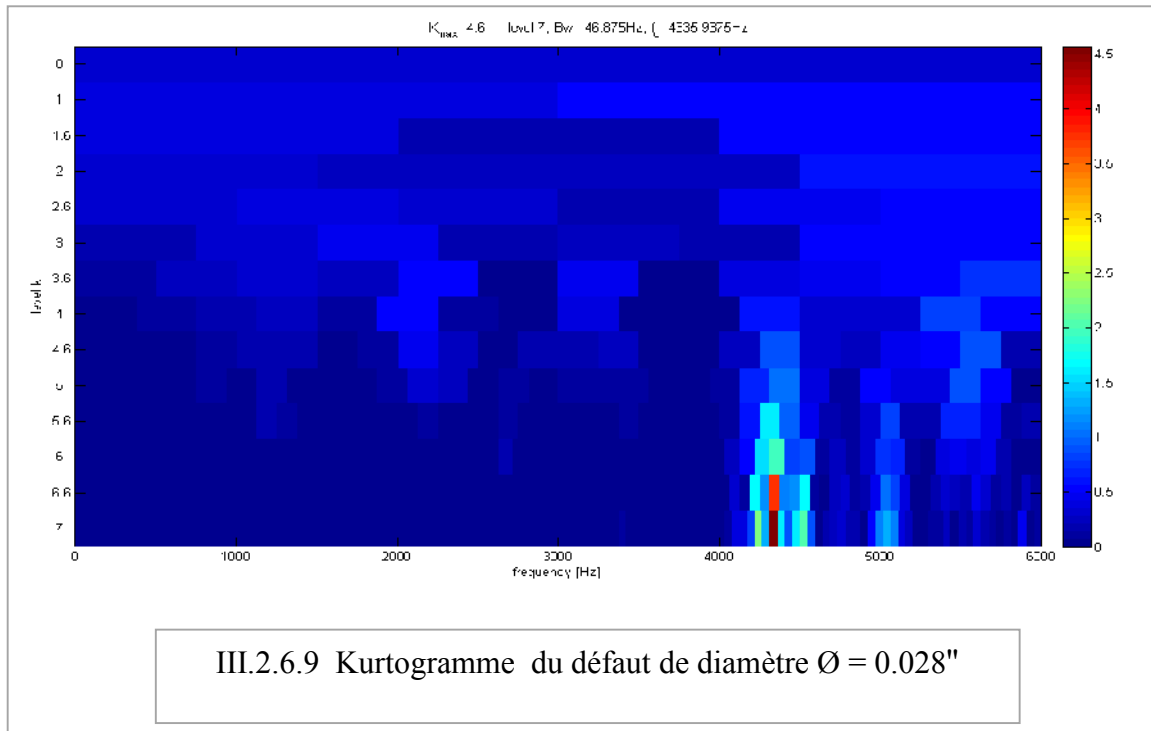
La partie réelle de l'enveloppe dans la bande de fréquence correspondante est représenté sur la figure suivante (figure III.2.6.8) :



Sur ce spectre (figure III.2.6.8), il apparaît clairement une série de pics. Ceux-ci correspondent à la présence du défaut de la piste intérieure. On constate un pic à 157,9 Hz égal à la fréquence BPFi et la première harmonique (315Hz).

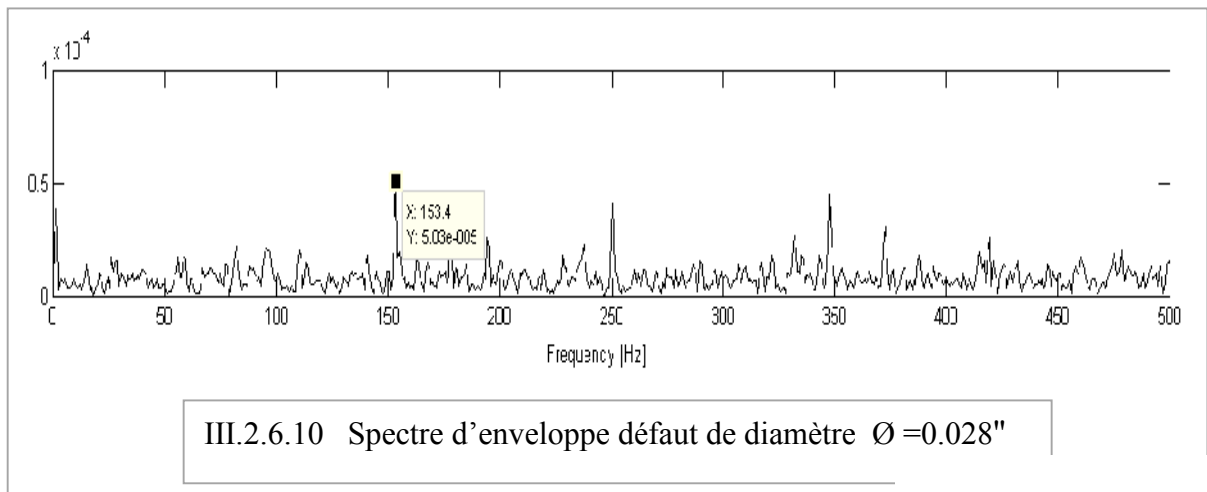
Cependant, on constate toute une série de pics entourant ces fréquences. Il s'agit en fait de la modulation de la fréquence BPFi par la fréquence de rotation.

III. 2.4.5. Avec défaut $\varnothing = 0.028''$:



III.2.6.9 Kurtogramme du défaut de diamètre $\varnothing = 0.028''$

Pour le défaut $\varnothing = 0.028''$ le kurtogramme (figure III.2.6.9) indique un kurtosis spectral maximal ($K_{\text{max}} = 4.6$) sur la dyade $\{f_c = 4335\text{Hz}, \Delta f = 46.87\text{Hz}\}$, il y a une diminution du Kurtosis spectral par rapport au kurtosis spectral du signal avec défaut $\varnothing = 0.021''$, le spectre de l'enveloppe dans la bande de fréquence correspondante est représenté sur la figure :



III.2.6.10 Spectre d'enveloppe défaut de diamètre $\varnothing = 0.028''$

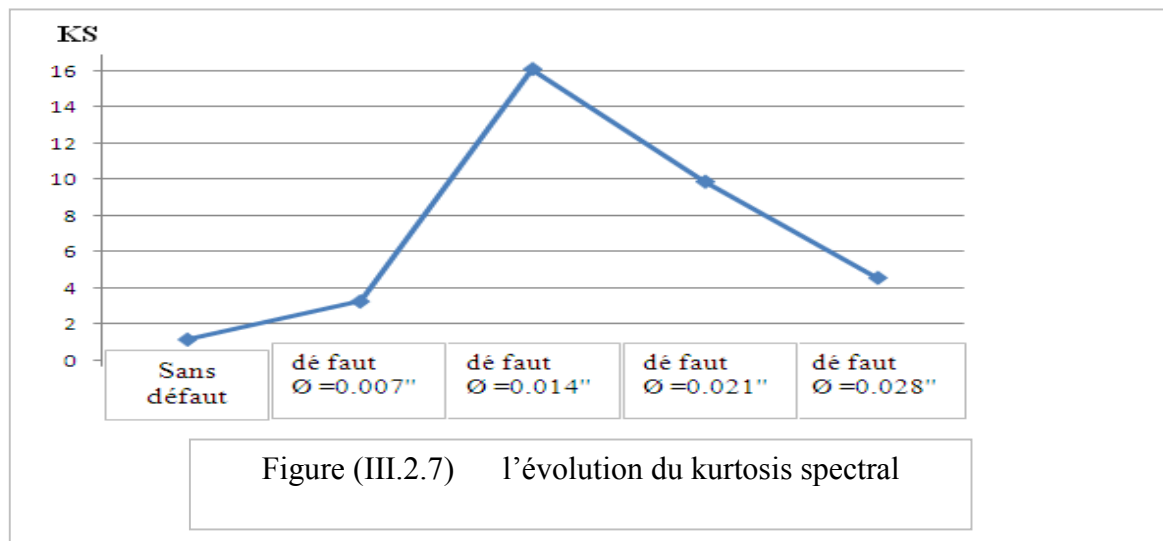
Le spectre d'enveloppe (figure III.2.6.10) montre une série des peignes de raies avec des fréquences difficilement identifiés car le défaut provoque plusieurs impulsions.

Le tableau suivant (III.2.5) présente l'évolution du kurtosis spectral maximum par rapport au diamètre du défaut de la bague intérieur.

Défaut (inches)	<i>Sans défaut</i>	<i>0.007</i>	<i>0.014</i>	<i>0.021</i>	<i>0.028</i>
Kmax	1.2	3.3	16.1	9.9	4.6

Tableau III.2.5 : Evolution du Kmax

La figure (III.2.7) montre l'évolution du kurtosis spectrale pour les différents diamètres des défauts.



Pour les signaux des défauts des roulements, nous avons constaté ce phénomène c'est à dire une augmentation du kurtosis spectrale ensuite une diminution, d'après les figures des signaux temporels on voit clairement que l'ampleur ou la grandeur des chocs est très nettes (impulsions) pour les défauts de diamètre 0.007 et 0.014 inches car c'est un défaut localisé, pour les autres défauts de diamètre 0.021 et 0.028 inches qui sont plus important la sensibilité du K s diminue considérablement car il y a un recouvrement entre les différentes réponses aux impulsions causés par le passage des billes successives sur le défauts, c'est-à-dire avant que l'effet d'impulsion ne s'éteint, l'effet du passage de la prochaine impulsion commence.

Les résultats obtenus montrent clairement que le Kurtosis spectrale est très sensible aux différents diamètres de défaut.

III.3. Etude de système d’engrenage:

III. 3.1 Boite de vitesse d’un hélicoptère « NAVY Westland data »

Nous disposons de signaux caractérisant le système pour sept défauts différents et d’un ensemble de données provenant du système sain. Pour chaque défaut, huit accéléromètres enregistrent, en différents endroits de la boite de vitesse, les vibrations engendrées par le système. Les mesures sont effectuées à vitesse constante mais pour neuf couples différents.

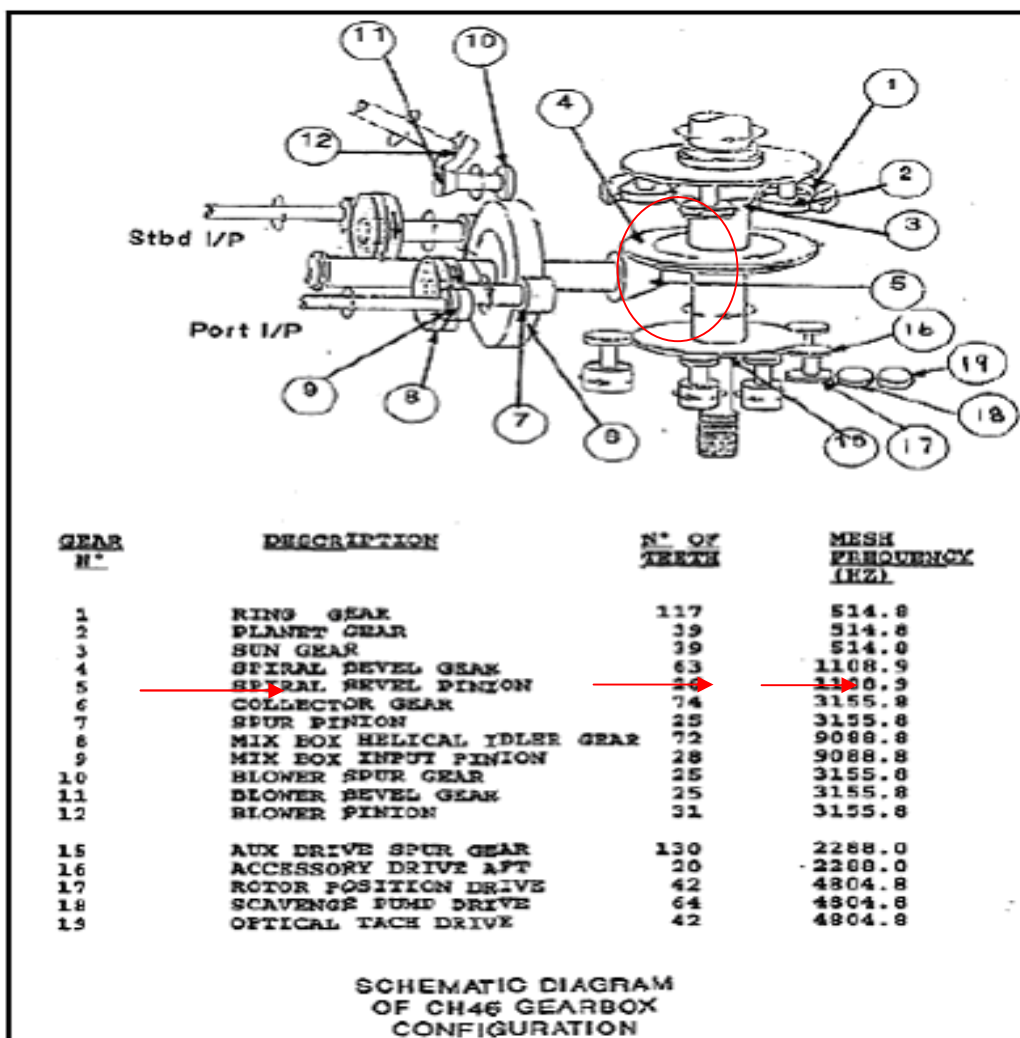


Figure III.3.1 Schéma simplifié de la boite de vitesse de l’hélicoptère CH46. Numérotation des éléments et caractéristiques

Le tableau III.3.1 récapitule les sept défauts disponibles ainsi que leur nature (écaillage, fissure...) et les pièces concernées.

Numéro de défaut	Pièces concernées par le défaut	Description du défaut
2	2	Ecaillage de l'Epicyclic Planet Gear
3	5	Pitting de l'Input Pinion
4	5	Ecaillage de l'engrenage conique
5	9	Ecaillage de l'Helical Input Pinion
6	8	Fissure de l'Helical Idler Gear
7	6	Fissure du Collector Gear
8	5 et 6	Fissure du Quill Shaft

Tableau III.3.1 Description et position des défauts.

Pour chaque défaut, huit accéléromètres enregistrent, en différents endroits de la boîte de vitesse, les vibrations engendrées par le système. Les mesures sont effectuées à vitesse constante, pour neuf couples différents. Le tableau III.3.2 ci dessous présente les données disponibles en fonction du couple et du défaut considéré. Le défaut numéro 9 correspond en fait au système sain.

Couple / Défaut #	2	3	4	5	6	7	8	9
100%	X	X	X	X	X	X	X	X
80%		X	X	X	X	X	X	X
75%		X	X	X	X	X	X	X
70%		X	X	X	X	X	X	X
60%		X	X			X	X	X
50%		X	X			X	X	X
45%		X	X				X	X
40%		X	X			X	X	X
27%		X	X			X	X	X

Tableau III.3.2 Ensemble des données disponibles en fonction du couple et du défaut.

Chaque signal comporte 412464 points, échantillonnés à 103116Hz. Il est à noter que pour chaque défaut, nous disposons généralement de trois signaux ; le premier provenant du système sain, le second caractérisant le défaut partiel, et le dernier dû au défaut établi.

Dans la suite de ce chapitre, nous nous limiterons à l'étude d'un seul défaut particulier : l'écaillage de l'engrenage conique (défaut #4). La figure (III.3.2) présente des photos de l'engrenage avant les tests ainsi que des vues des différents niveaux de défaut mis à notre disposition.

La figure III.3.3 présente un schéma simplifié de l'élément atteint par le défaut que nous souhaitons étudier ainsi que la position de l'élément dans le système. L'accéléromètre le

plus proche ainsi que la notation des fréquences utilisées par la suite y sont également présentés.

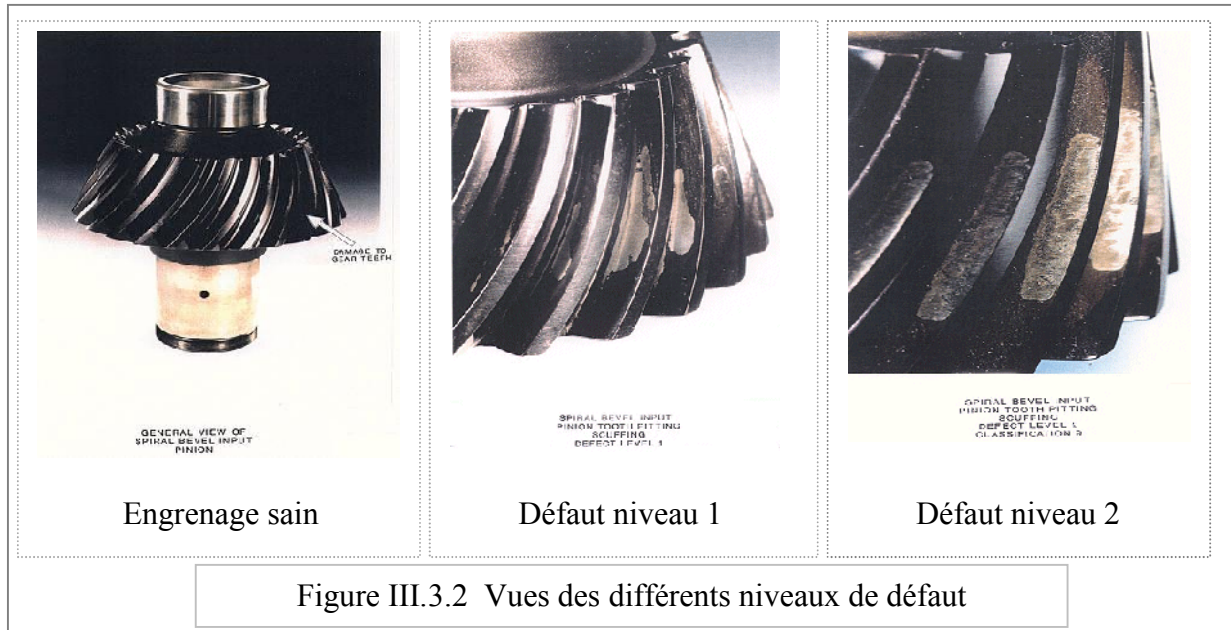


Figure III.3.2 Vues des différents niveaux de défaut

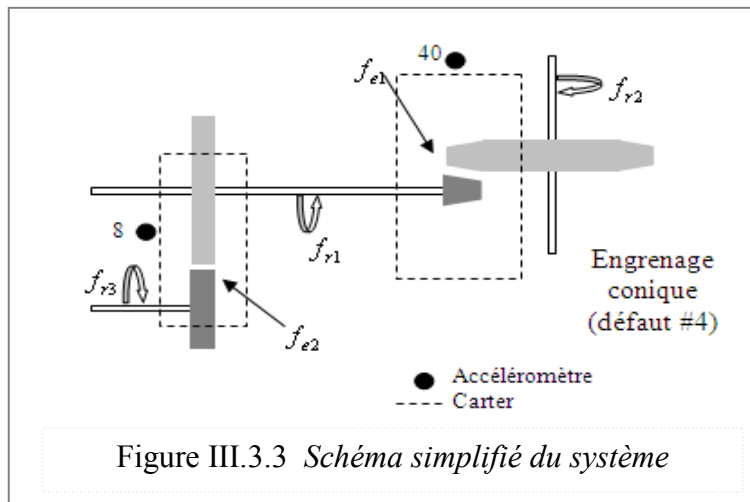


Figure III.3.3 Schéma simplifié du système

Fréquence d'échantillonnage : $f_e = 103116\text{Hz}$

Nombre de points total est : $N_T = 412464$ points

Les fréquences d'engrènement : $f_{e1} = 1108.9\text{ Hz}$. $f_{e2} = 3155.8\text{ Hz}$

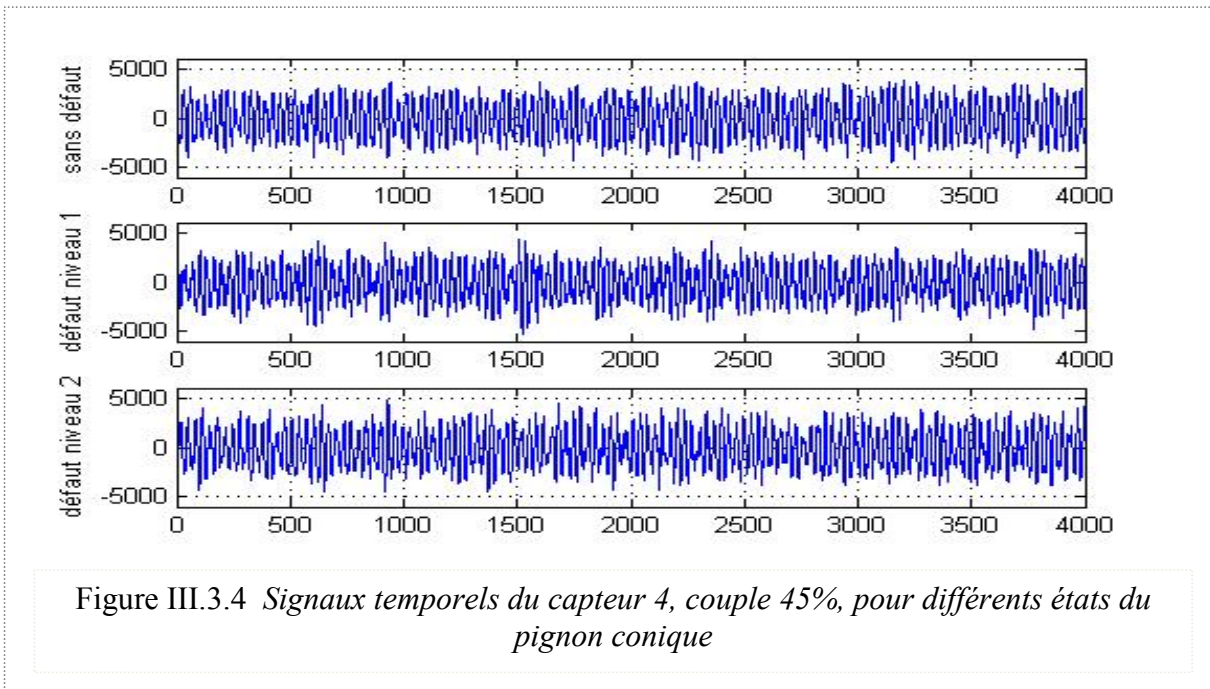
Nombre de dents du pignon conique 5 : $n_{d1} = 26$ dents

$$f_{r1} = \frac{f_{e1}}{n_{d1}} = \frac{1108.9}{26} = 42.65\text{Hz}$$

Le nombre de points par période N_p est : $N_p = \frac{f_e}{f_{r1}} = \frac{103116}{42.65} = 2417\text{ pts}$

La période T est : $T = N_p * \Delta T = N_p * \frac{1}{f_e} = 0.023\text{s}$

La figure III.3.4 représente les signaux temporels recueillis par le capteur 4 pour un couple de 45%.



III.3.2. Préparation des observations :

a. Filtrage :

Pour éviter l'effet de masque qui entache fortement la sensibilité des indicateurs "larges bandes" lorsque l'énergie vibratoire introduite par l'apparition d'un défaut n'est pas prépondérante devant celle introduite par l'ensemble des forces dynamiques générées par le fonctionnement de la machine et des défauts déjà existants, le signal de chaque jour a donc été centré puis filtré par un filtre passe-bande, les différents bandes sont montrées dans la section III.3.3. Le filtre utilisé est à réponse impulsionnel finie, généré par la procédure de Matlab *Fir1*. [Felk].

b. Décimation :

Nous disposons des signaux, échantillonnés à 103116 Hz. Par le filtrage ci-dessus, nous avons limité notre étude à une fréquence maximale de 3766Hz. Les signaux sont, donc, suréchantillonnés. Nous proposons de décimer ces signaux par un facteur 8. Nous obtenons ainsi des signaux de 51558 points échantillonnés à une fréquence $f_e = 103116/8 = 12890$ Hz. Nous pouvons remarquer que le théorème de Shannon ($f_e \geq 2 \cdot f_{\max}$) est vérifié.

III.3.3. Extraction des indicateurs

Après les prétraitements précédents, et une analyse préliminaire, nous avons choisi de calculer les indicateurs temporels (les indicateurs statistiques) et les indicateurs fréquentiels

dans différentes bandes latérales de largeur 500 Hz autour des fréquences d'engrènement, soit 10 raies latérales (dix fréquences de rotation) autour des 3 principales harmoniques ($1.f_e = 1108.9\text{Hz}$, $2.f_e = 2217.8\text{Hz}$, et $3.f_e = 3266.7\text{Hz}$). Les bandes de calcul sont alors les suivantes: [608-1608 Hz], [1717-2717 Hz] et [2766-3766 Hz].

III. 3.3.1. Indicateurs temporels :

Dans chaque bande, les indicateurs (paramètres) statistiques mesurés sont les suivants : la valeur efficace RMS, le facteur de crête et le kurtosis de l'accélération (*Tableau III.3.3*).

	Sans défaut			Défaut niveau 1			Défaut niveau 2		
	Vef1	Fc1	K 1	Vef2	Fc2	K 2	Vef3	Fc3	K 3
Bande 608-1608 Hz	902	1.61	1.55	399	1.67	1.53	950.6	1.72	1.63
Bande 1717-2717Hz	2272	1.65	1.53	1007	1.63	1.52	2375	1.71	1.56
Bande 2766-3766Hz	2666	1.88	1.55	1182	1.79	1.54	2798	1.92	1.60

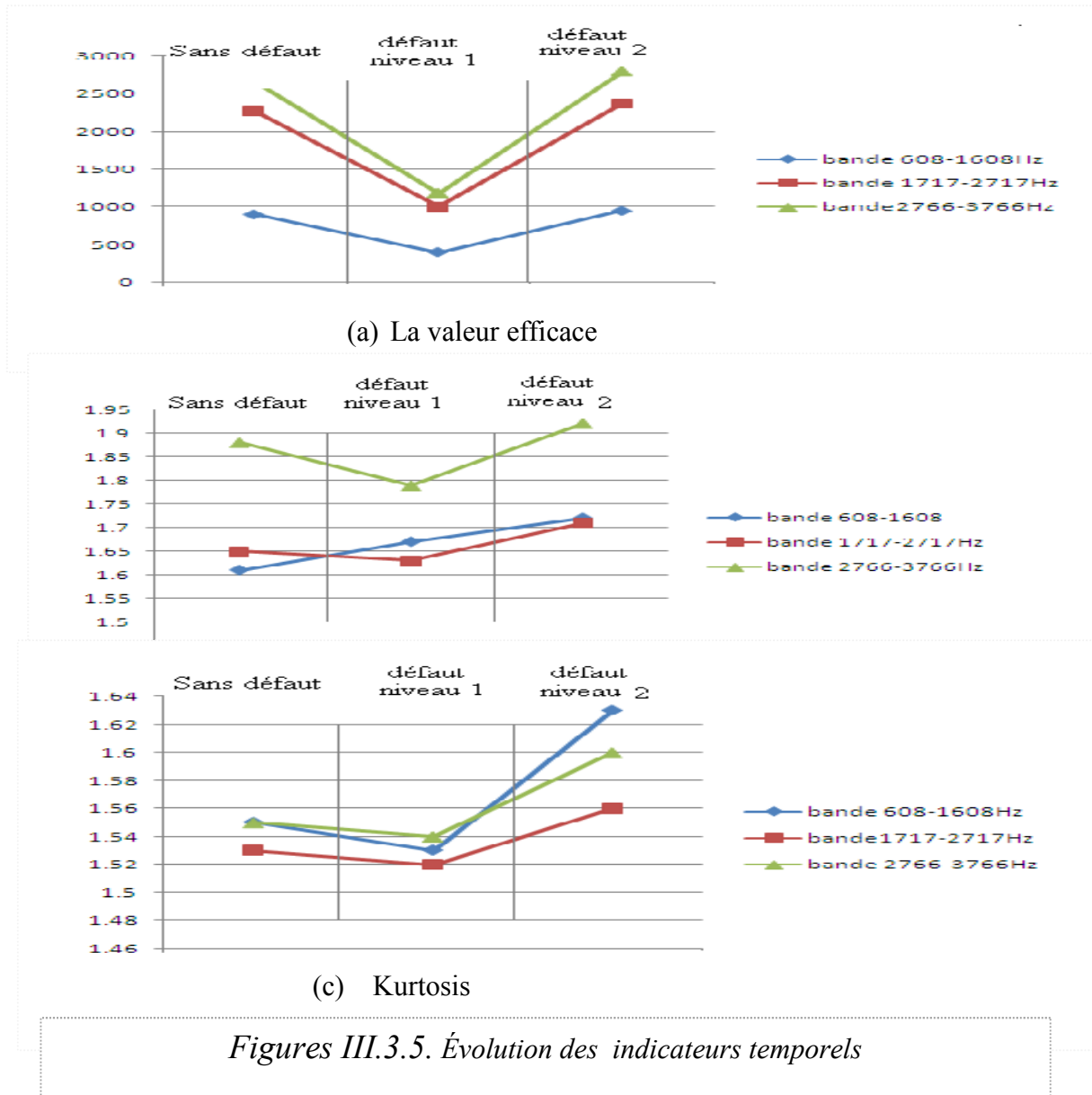
Tableau III.3.3 Indicateurs temporels des signaux d'hélicoptère avec couple 45%

Les défauts d'engrènement ont une incidence sur l'allure des signaux mesurés, la caractérisation de ces signaux nécessite de choisir des indicateurs temporels, ces indicateurs sont sensibles à la forme du signal. Ils permettent sous certaines conditions de suivre l'évolution de l'apparition du défaut. [C. Benchaabane]

La figure (III.3.5 : a,b,c) représente l'évolution des indicateurs temporels en fonction de la gravité du défaut. Pour notre cas nous avons que trois signaux (sans défaut, défaut niveau 1, défaut niveau 2), il est très difficile de faire un tel seuil de surveillance. On remarque :

- 1) Les indicateurs (RMS, K et Fc) ont des valeurs un peu élevées au cas sans défaut et peuvent être dues au défaut de fabrication et de mise en marche de la boîte de vitesse de l'hélicoptère.
- 2) Pour le défaut niveau 1 : les trois indicateurs scalaires ont des valeurs inférieures par rapport au cas sans défaut car les engrenages ont subi un rodage.

3) Pour le défaut niveau 2 : il y a une augmentation progressive du trois indicateurs avec l'augmentation de la gravité de défaut

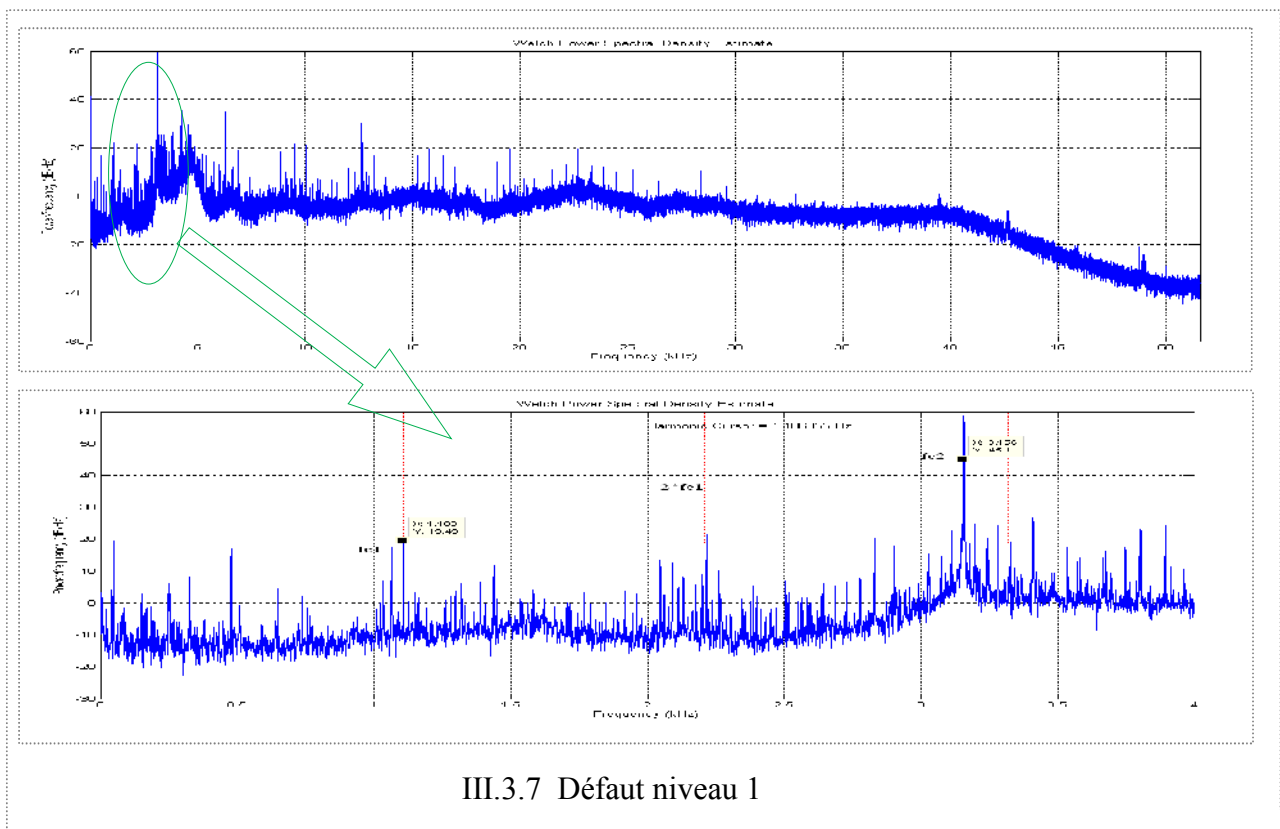
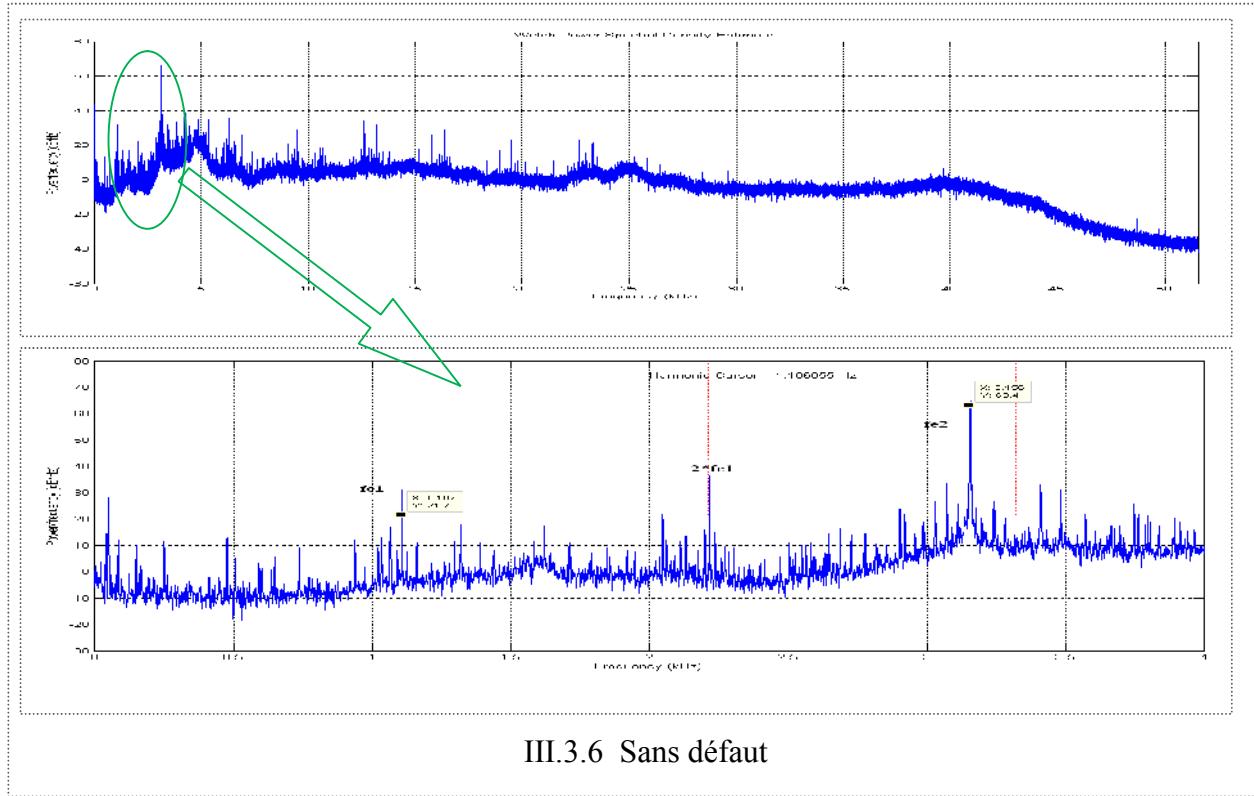


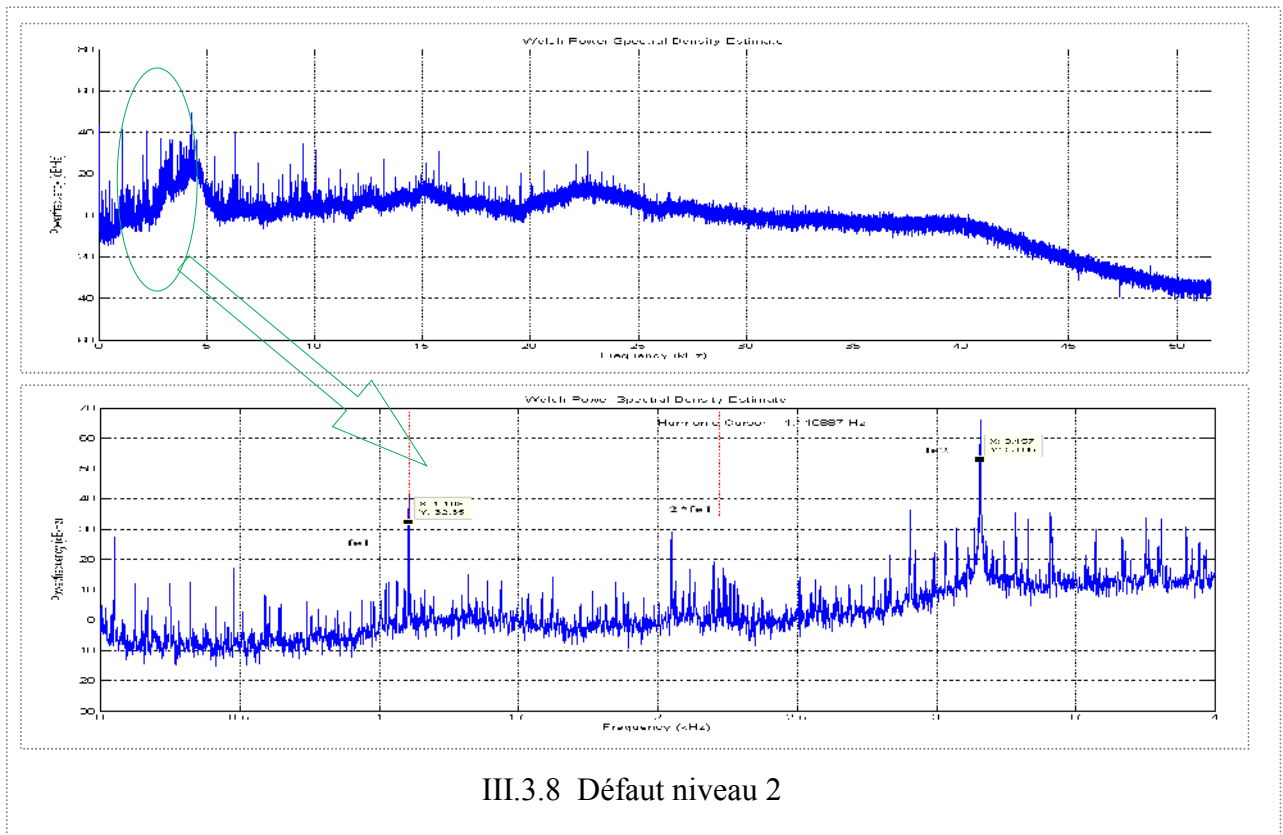
III. 3.3.2. Indicateurs fréquentielles :

Nous avons comme caractéristique du système étudié les deux fréquences d'engrènement ($f_{e1} = 1108.9 \text{ Hz}$, $f_{e2} = 3155.8 \text{ Hz}$), et les deux modulations ($f_{r1} = 42.65 \text{ Hz}$ et $f_{r2} = 17.6 \text{ Hz}$).

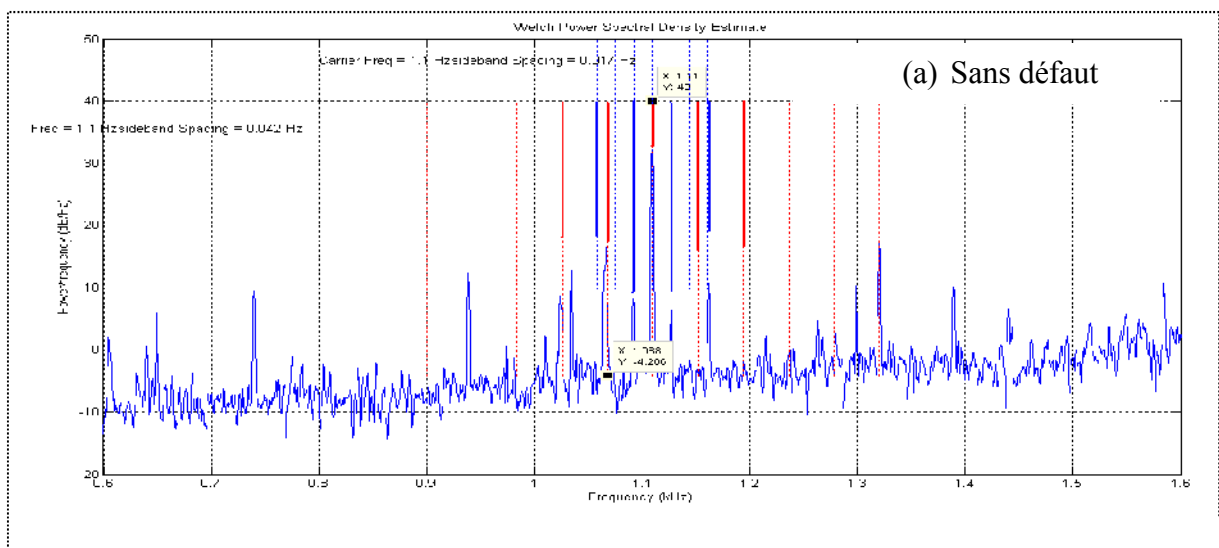
Les figures (III.3.6 ; III.3.7 ; III.3.8) montrent la densité spectrale de puissance (DSP) pour les trois signaux, et leur zoom entre 0 et 4KHz respectivement.

La remarque qu'on peut faire après l'analyse spectrale c'est l'apparition des fréquences d'engrènement f_{e1} , $2f_{e1}$ et f_{e2} , et des raies latérales autour des fréquences d'engrènement sont difficilement identifiables.





Nous avons choisi de filtrer les signaux par un filtre passe bande à réponse impulsionnelle finie, généré par la procédure **FIR1** du Matlab, Autour de la première fréquence d’engrènement ($f_e = 1108.9\text{Hz}$), la figure (III.3.9) présente la densité spectrale de puissance (DSP) après décimation et filtrage, on remarque bien la première fréquence d’engrènement, mais la complexité de ce spectre rend difficile l’identification des amplitudes des deux fréquences de modulation de la roue et du pignon. Il y’a une augmentation de l’énergie pour le défaut niveau 2 comparer au défaut niveau 1 et sans défaut.



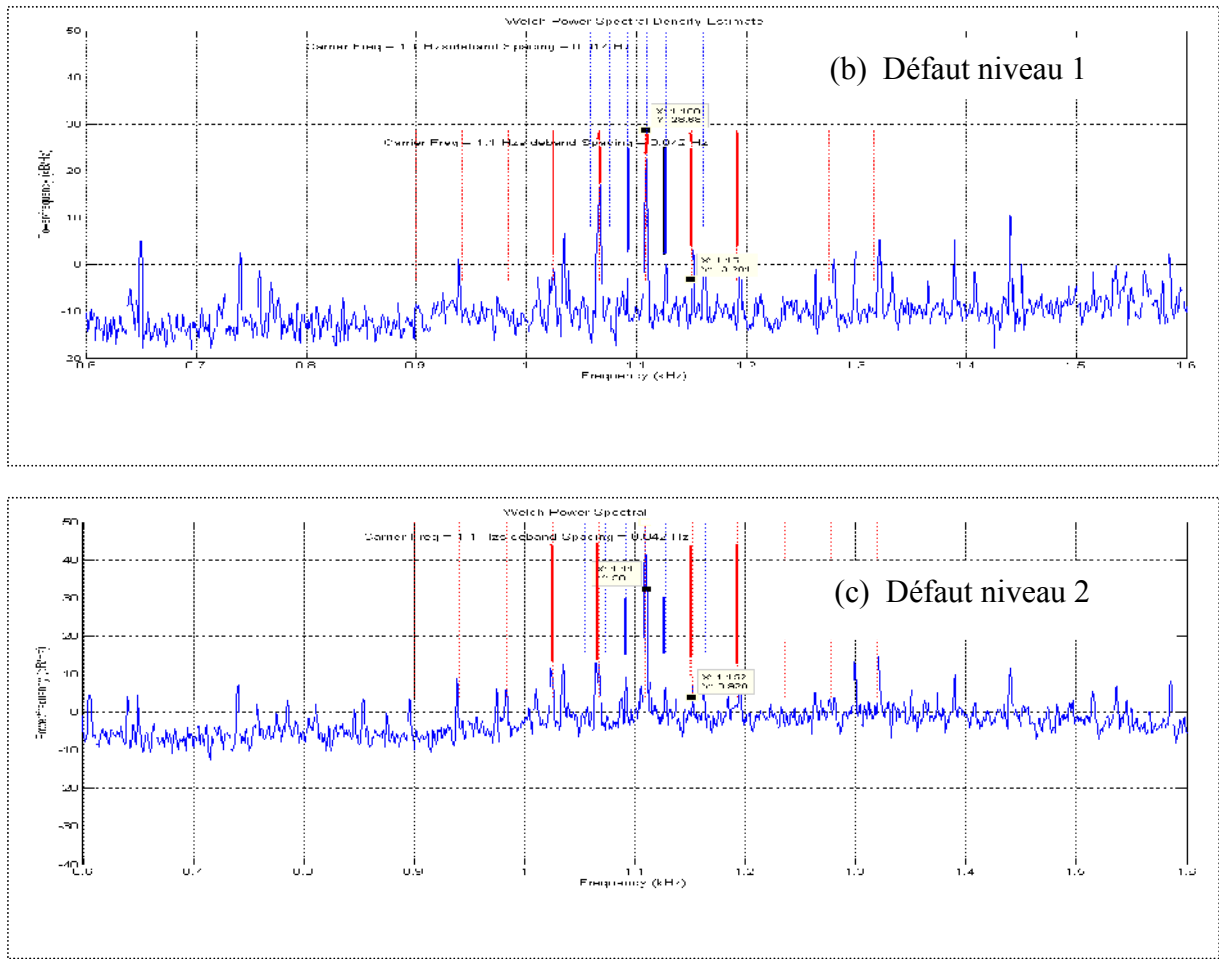
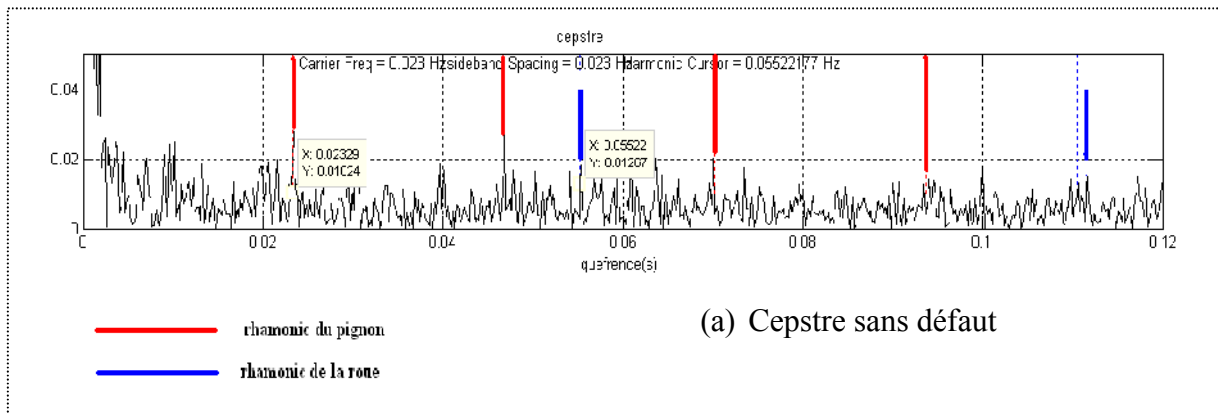


Figure III.3.9 (DSP) après décimation et filtrage

III. 3.3.3. Analyse cepstral :

Les signaux étudiés présentent deux modulations dont les fréquences sont ($f_{r1} = 42.65\text{Hz}$ et $f_{r2} = 17.6\text{Hz}$), Dans le spectre, la différence entre les deux fréquences est difficilement visualiser. L'analyse par le cepstre permet de mettre en évidence la présence de deux modulations et de connaître leur quéfrence ($Q_{r1} = 0.023\text{s}$ et $Q_{r2} = 0.055\text{s}$) avec une bonne précision, et d'avoir sur leur amplitude des renseignements précieux pour le diagnostic de l'engrenage .La figure (III.3.10) présente le cepstre pour ces signaux.



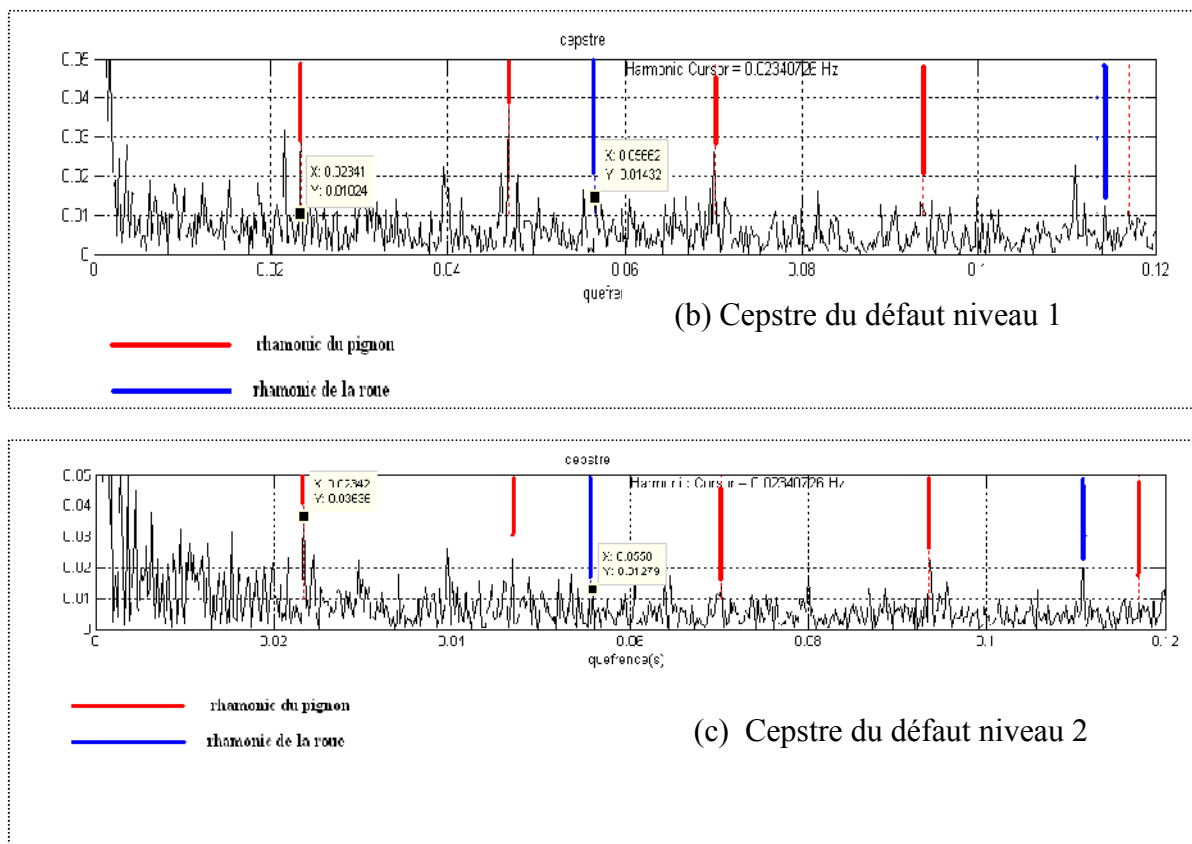


Figure III.3.10 : Cepstre des signaux d’engrenage

Le cepstre de la figure fait clairement apparaitre deux peignes de raies significatif associée à deux quefrences de 0.0234s du pignon et de 0.056s de la roue avec leur rahmoniques. L’évolution de l’amplitude de deux raies de modulation est trop rapide sur le cepstre à partir de la détection de l’anomalie.

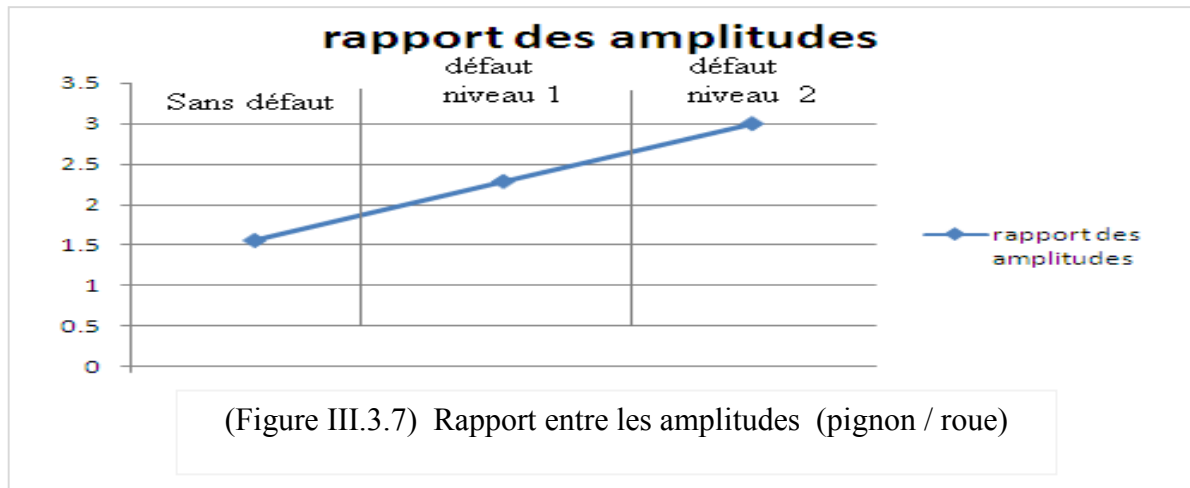
Le tableau ci-dessous présente pour chaque défaut les amplitudes des deux raies et leur position, la valeur du rapport entre les amplitudes respectives de deux raies de modulation sont accumulée dans le tableau (III.3.4).

	Pic 1 (pignon : 26dents)		Pic 2 (roue : 63dents)		Rapport entre les amplitudes (pignon / roue)
	Quefrenc (ms)	amplitude	Quefrenc (ms)	amplitude	
Sans défaut	0.0232	0.028	0.0553	0.018	1.555
Défaut niveau 1	0.0234	0.032	0.0562	0.014	2.286
Défaut niveau 2	0.0234	0.036	0.0558	0.012	3

Le tableau (III.3.4) Amplitudes et positons des deux raies da

1. Pour le rapport entre les amplitudes des deux pics, il y a une augmentation de l'amplitude de la raie de pignon (26 dents) et une diminution de l'amplitude de la roue (63 dents) .
2. On peut diagnostiquer un défaut sur le pignon.

L'analyse du cepstre permet donc dans ce cas de détecter *la présence d'un défaut et de déterminer quelle est la roue abîmée.*



III.4. Conclusion :

Le kurtosis spectral est une nouvelle technique d'analyse pour le diagnostic des défauts de roulement. Le KS employé pour indiquer la meilleure bande de démodulation pour l'analyse d'enveloppe. il peut également être employée pour déterminer la largeur de bande optimale pour maximiser le kurtosis.

Le kurtosis spectral peut également être employé pour produire des filtres pour séparer la partie la plus impulsive d'un signal pour extraire le signal de défaut de roulement du bruit de fond.

L'analyse de cepstre s'avère être un complément important du spectre dans l'étude des vibrations d'engrenage. En effet, l'état d'usure d'un réducteur est fortement lié aux phénomènes de modulation que présentent les vibrations de l'engrenage. Or, ces modulations 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 durée 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.

L'analyse de cepstre permet donc dans ce cas de détecter la présence d'un défaut et de déterminer quelle est la roue abîmée.

CONCLUSION GENERALE

Nous avons présenté dans cette étude plusieurs méthodes de traitement du signal utilisables pour la surveillance et le diagnostic de systèmes à l'aide de mesures vibratoires. Ces méthodes ont été classées en : analyse temporelle, analyse de Fourier, analyse cepstrale, analyse d'enveloppe, analyse temps-fréquence et le kurtosis spectral. Ces méthodes sont d'intérêt et suffisante pour appréhender la plupart des problèmes de diagnostic; elles sont cependant limitées lorsqu'on souhaite analyser des systèmes et des signaux complexes et demande des méthodes de prétraitement.

Pour aborder l'étude, nous avons présenté les différents types de la maintenance industrielle.

Dans la deuxième partie nous avons présenté un état de l'art des méthodes d'analyse vibratoires, nous avons limité notre étude aux méthodes de l'analyse spectrale et cepstrale pour les défauts d'engrenages et les méthodes d'analyse d'enveloppe et le kurtosis spectral pour les défauts de roulement.

Dans cette étude, nous avons évalué l'analyse **cepstrale** qui permet d'améliorer les performances de l'analyse **spectrale** dans la détection des défauts de type (*choc*) sur les réducteurs à engrenages. L'analyse de cepstre permet dans ce cas de détecter la présence d'un défaut et de déterminer quelle est la roue abîmée.

Le **kurtosis spectral** (KS) est une nouvelle technique dans le diagnostic des défauts de roulement. Le KS est également employé pour indiquer la meilleure bande de démodulation pour **l'analyse d'enveloppe**. Également le Kurtosis spectral est très sensible aux différents diamètres de défaut.

Les travaux réalisés dans le cadre de ce mémoire pourraient donner lieu à des études supplémentaires sur plusieurs points :

- Utiliser d'autres méthodes de prétraitement pour améliorer la sensibilité des indicateurs.
- Calculer d'autres paramètres avec des méthodes de traitement de signal plus avancées.
- Etudier l'influence de la gravité d'un écaillage des engrenages, sur l'évolution du cepstre.

BIBLIOGRAPHIE

- [Alatt] ALATTAS Mohamed, « *Maintenance des machines tournantes : signature de défauts d'engrenages droit et hélicoïdaux* », Thèse de l'INSA de Lyon, 1994, pp.198.
- [Ali IBRAHIM] « *Contribution au diagnostic de machines électromécaniques exploitation des signaux électriques et de la vitesse instantanée* ». Thèse de Doctorat 10 Mars 2009.
- [Alain Boulenger, Christian Pachaud] « *Analyse vibratoire en maintenance* ».
- [Andr] Andrew K. Jardine .S, Daming Lin, & Dragan Banjevic « *A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance* », Mechanical Systems and Signal Processing, 22 September 2005
- [Astra] Astrade-Carencotte F., Chiollaz M., Gache N., Jourlin M., « *Détection de modulations linéaires de fréquence par traitement d'image sur la distribution de Wigner-Ville* », 16ème colloque GRETSI, 15-19 septembre 1997, pp.243-246.
- [BDIRINA] Bdirina El khansa « *Diagnostic de défauts d'engrenage par l'analyse vibratoire* » Thèse de Magistère en Génie électronique Option : Contrôle U M'sila 2006
- [Benda] Bendat S. J., Piersol A. G., « *Engineering applications of correlation and spectral analysis* », 2nd edition, a Wiley-Interscience 1993, pp.1-458.
- [Bernard]: Barnard REDORTER, Bernard LAGET « *Détection des harmoniques dans un spectre de vibrations* ». Traitement de signal volume 6 n°=4 1989
- [Bern] Christophe Bernard, « *Ondelettes et problèmes mal posés : la mesure du flot optique et l'interpolation irrégulière* », thèse doctorat de l'école polytechnique " novembre 1999
- [B.Weichbrodt] B.Weichbrodt, K.A.Smith, Signature « *analysis non-intrusive techniques for incipient failure identification* ». General Electric Technical Information Series 70-C-364 1970.
- [BM 5 145]: Technique de l'ingénieur « *Analyse vibratoire des machines tournantes* »
- [BM 5 160]: Technique de l'ingénieur « *Essais de vibrations, Mesures et exploitation des résultats* »
- [Boulenger] Boulenger A., Pachaud C., « *Surveillance des machines par analyse des vibrations. Du dépistage au diagnostic* », Afnor 1995, pp. 1-213
- [Boulenger] A. Boulenger, C. Pachaud, « *Analyse vibratoire en maintenance. Surveillance et diagnostic des machines* », 2^{ème} édition, Edition DUNOD, Paris 2003.
- [Beno] Benouaghram Ramzi, « *Contribution au diagnostic des machines tournantes complexes: Application à un laminoir* », Thèse de l'UTC de Compiègne, pp.128, 1999
- [B. RANDALL] R. B. RANDALL, « *Gearbox fault diagnosis using cepstrum analysis* » proceedings of *Fourth world Congress on Newcastle u.* Vol. 1, 169 1995.
- [Bren]: Claire BRENEUR, « *éléments de maintenance préventive des machine tournantes dans le cas de défauts combinés d'engrenages et de roulements* », thèse de l'université de l'INSA de Lyon, année 2002.
- [Caen] : Université de Caen « *signaux aléatoire* »
- [C. CAPDESSUS] C. CAPDESSUS, M. SIDAHMED and J. L. LACOUME « *Analyse des vibrations d'un engrenage: cepstre, corrélation, spectre* ». revue and traitement du Signal, Février 1992.
- [Cécile Capdessus] « *Traitement de signal pour l'analyse vibratoire* » LESI Séminaire Novembre 2005.

[CHIEMENTIN]: CHIEMENTIN Xavier thèse de doctorat en mécanique « *Localisation et quantification des sources vibratoires dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle en vue de fiabiliser le diagnostic et le suivi de l'endommagement des composants mécaniques tournants : application aux roulements à billes* » octobre 2007.

[C Benchaabane] C. BENCHAAABANE, A. DJEBALA, N. OUELAA ET S. GUENFOUD « *Diagnostic Vibratoire des Défauts d'Engrenages Basé sur les Indicateurs Scalaires* » Groupe Comportement Dynamique des Structures et Maintenance Industrielle, Laboratoire de Mécanique et Structures, Université de Guelma, B.P. 401, 24000 Algérie.

[Chiter] Amar Chiter « *Détection et diagnostic des défauts de roulement : contribution à la maintenance des machines tournantes* ». Thèse de Magistère en optique et mécanique de précision UFAS 2001

[J. Cheng] Cheng Junsheng « *Application of an impulse response wavelet to fault diagnosis of rolling bearings* » Mechanical Systems and Signal Processing 21 (2007) 920–929

[Choy] Choy F.K, Polyshchuk V., Zakrajsek J. J. et al., « *Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system* », tribology international, vol. 29 N°1 1996, pp.77.

[Djaoiada Mohamed] « *Etude des performances de la classification par couplage réseaux de neurones artificiels (RNA) – algorithmes génétiques (AG) : application au diagnostic vibratoire* ». Thèse de Magistère en mécanique de précision UFAS 2008

[Dron] Dron J. P., « *Élaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire. Application à la maintenance conditionnelle des paliers à roulements* », Thèse de l'UFR de Reims, 1995, pp.1-206.

[Droui] Drouiche K., « *Quelques techniques du traitement du signal pour la maintenance prédictive* », Thèse de l'ENST de Paris, 1993.

[Drosj] Drosjack M. J., Houser D. R., « *An experimental and theoretical study of the effects of simulated pith line pitting on the vibration of geared system* », ASME September 1977.

[D. Booulahbal] D. Booulahbal, M.F. Golnaraghi, F. Ismail, *Amplitude and phase wavelet maps for the detection of cracks in geared systems*, Mechanical Systems and Signal Processing 13 (3) (1999) 423–436

[Dubu] Dubuisson B., « *Diagnostic et reconnaissance des formes* ». Traité des nouvelles technologies. Série Diagnostic et Maintenance. Editions Hermès, Paris 1990.

[Esto] Philippe 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 de docteur de L'université de REIMS CHAMPAGNE ARDENNE, décembre 2004

[Feda] Fedala .S « *Le diagnostic vibratoire automatisé : comparaison des méthodes d'extraction et de sélection du vecteur forme* Thèse de Magister IOMP, Université Ferhat Abbas Sétif Algérie, Novembre 2006.

[Felk] Felkaoui. A, Bekka.R.E.H, Antoni. J, Ménad .S « *Etude des performances de la sélection d'indicateurs par couplage algorithmes génétiques – analyse discriminante linéaire* » Soumis au journal européen des systèmes automatisés, janvier 2007.

[A. Felk] Felkaoui. A, « *prétraitement des signaux* », janvier 2009

[Elba] El badaoui Mohamed, « *Contribution au diagnostic vibratoire des réducteurs complexes à engrenages par l'analyse cepstrale* », Thèse de l'Université Jean Monnet, pp 141, Juillet 1999.

[Fland] Flandrin P., « *Temps-fréquence* », traité des nouvelles technologies, coll. Hermes 1993.

- [Flandrin] « *Fractionnal brownian and Wavelets, in Wavelets, fractals and Fourier transforms New developments and New application* » Oxford Univ Press 1991
- [Fran] : François Lafleur « *L'organisation d'un programme de maintenance prédictive* » 2003
- [Gao] Gao Y., Randall R.B., Ford R., « *Estimation of envelope spectra using maximum entropy sepectral analysis and spectrum interpolation* », international journal of comadem, 1998, pp.15-22.
- [HAMZAOU] N.HAMZAOUI « *Surveillance et diagnostic par analyses vibratoires : applications aux roulements et engrenages* »
- [H. Balderston] H. Balderston « *The detection of incipient failure in bearings* ». Material Evaluation 27 (June) (1969) 121–128.
- [IMAC]: IMAC Conference - Feb. 3, 2010 « *revue of techniques for bearings and gearbox diagnostics* »
- [I.M. Lebal] I.M. Lebal, D. Brie, V. Begotto, M. Tomczak, « *Détection de défauts d'engrenage par démodulation simultanée d'amplitude et de phase* ». 2ème conf inter. Méthode de surveillance. Senlis France 10-12 oct. 1995.
- [Ion BRATU] Ion BRATU, Sorin PATER, Mircea VEREȘ, Gh. ABRUDAN « *Analyse de l'erreur de transmission d'un engrenage* ». Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume VI (XVI), 2007
- [Jacques] Jacques Max Jean-Louis Lacoume « *Méthodes et techniques de traitement du signal* » 5édition aout 2001.
- [Jacky] Jacky DUMAS et Bruno BENNEVAULT « *Analyse de signal et analyse des système* » 01dB-STELL Février 2001.
- [J. Antoni] “*The spectral kurtosis: application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines*” Mechanical Systems and Signal Processing, In Press. 2004
- [Jérôme Antoni] « *Calcul Rapide du Kurtogramme et Applications* »
- [j.beige] Institut de soudure - www.isgroupe.com « *Contrôle par thermographie* ».
- [J. Ling] J. Ling, L. Qu, *Feature extraction based on Morlet wavelet and its application for mechanical fault diagnosis, Journal of Sound and Vibration* 234 (1) (2000) 135–148
- [J. Lin] J. Lin, *Feature extraction of machine sound using wavelet and its application in fault diagnosis, NDT&E International* 34 (2001) 25–30
- [Jean] : Jean héng « *Pratique de la maintenance préventive* ». DUNOD 2002.
- [J. Ondroubh] J. Ondroubh, A. Chrapkova, J. Bilos, « *Research based on modal parameters changes for crack detection* ». 2ème conf Inter sur les Meth de Surv et tech de diagnostic acoustique et vibratoire. Senlis France 10-12 Oct. 1995.
- [Karacay]: Tuncay Karacay et Nizami Akru tribology international .42(2009) « *Experimental diagnostics of bal bearing using statical and spectral methods* »
- [K. Drouiche] K. Drouiche, M. Sidhamed, Y. Grenier, « *Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire* ». Traitement du signal vol 8 N° 5 p 331 (1992).
- [Landolsi] Landolsi Foued « *COURS DE TECHNIQUES DE SURVEILLANCE* »
- [Lure] Christophe LURETTE, « *développement d'une technique neuronale auto-adaptative pour la classification dynamique de données évolutives. Application à la supervision d'une presse hydraulique* », thèse docteur de L'Université des Sciences et Technologies de LILLE, 17 Septembre 2003.
- [Lawre] Lawrence S., Marple Jr., « *Digital spectral analysis with applications* », Prentice Hall, 1987, pp. 1-492.
- [V. Lenaerts] : Dr Ir V. LENAERTS Ing. X. MILISEN « *Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements* » 2006.

[Mac Fadden] P.D. Mac Fadden, J.D. Smith. « *A signal processing technique for locals defects in gear detection from the signal average of the vibration* ». Pro. Instr. Mech. Eng, Vol 199 n°4, pp. 287-292, 1985.

[Mart] H. Martin et F. Honarvar. « *Application of statistical moments to bearing failure detection* » Applied Acoustics, Vol. 44, pp. 67_77, 1995.

[McFad] McFadden P. D., « *Low frequency vibration generated by gear tooth impacts* », NDT International vol. 18 N°5, october 1985, pp.279-282

[M. Chiollaz] M. Chiollaz, P. Flandrin, N. Gache, « *Utilisation de la représentation de Wigner-Ville comme outil de diagnostic des défauts de fonctionnement des moteurs thermiques* ». 11ème Colloque GRETSI, Nice 1987, pp 579-82.

[M. El Badaoui] M. El Badaoui, F. Guillet, N. Nejjar, P. Martini et J. Danière, « *Diagnostic d'un train d'engrenages par analyse cepstrale synchrone* ». SEIZIÈME COLLOQUE GRETSI 15-19 SEPTEMBRE 1997 — GRENOBLE

[Mesures] : revue Mesure mécanique

« *MESURES 794 - AVRIL 2007 - www.mesures.com* ».

[M.S. Darlow] M.S. Darlow, R.H. Badgley, G.W. Hogg, « *Application of high frequency resonance techniques for bearing diagnostics in helicopter gearboxes* ». Technical Report, US Army Air Mobility Research and Development Laboratory, 1974, pp. 74–77

[More] Morel Jacques, « *Vibration des machines et diagnostic de leur état mécanique* », Edition EYROLLES, Paris pp.377, 1995

[N, Sawalhi] Nader Sawalhi, Robert B. Randall 2004 « *THE APPLICATION OF SPECTRAL KURTOSIS TO BEARING DIAGNOSTICS* »

[Oda] Oda S., Koide T., Yokoyama J., « *Study on dynamic behavior of WN gears* », JSME international journal, vol. 30 N°269, 1987, pp.1812-1818.

[Oehlm] Oehlmann H., Brie D., Begotto V., Tomczak M., « *Analyse temps fréquence de l'écaillage d'engrenage de boîte de vitesses* », 2ème conf. Inter. Méthode de surveillance, Senlis France 10-12 oct 1995 vol. 1, pp. 243-253.

[Q. Sun] Q. Sun, « *Singularity analysis using continuous wavelet* » Mechanical Systems and Signal Processing 16 (6) (2002) 1025–1041

[Pierre Granjon] Pierre Granjon « *Analyse spectrale aux ordres supérieurs* »

[Raad] Amani RAAD, « *Contributions aux statistiques cycliques d'ordre supérieur: application au diagnostic des défauts d'engrenage* », thèse de l'université de technologie de Compiègne, Novembre 2003

[Randa] Randall R. B., « *Advances in the application of cepstrum analysis to gearbox diagnosis* », I Mech E, 1980, pp.169-174.

[Randa. R] Randall R. B., « *A new method of modeling gear faults* », Journal of Mechanical Design, April 1982, vol. 104, pp. 259-267.

[Randall] Nader Sawalhi, Robert B. Randall 2004 « *THE APPLICATION OF SPECTRAL KURTOSIS TO BEARING DIAGNOSTICS* »

[Robert B. Randall] Robert B. Randall, Jérôme Antoni, « *Rolling element bearing diagnostics* ». A tutorial Mechanical Systems and Signal Processing 25 (2011) 485–520.

[Rasol] Rasolofondraibe L., Dron J. P., Pavan A, Couet C, « *Application des méthodes paramétriques adaptatives à la surveillance d'une presse d'emboutissage* », revue d'automatique et de productique appliquées, 1993, vol. 6, N°4, pp.365-383

[Sama.] Samanta B.and Al-Balushi K. R « *Artificial neural network based fault diagnostics of rolling element bearings using time-domain features* », Mechanical Systems and Signal Processing (2003) 17(2), 317–328.

- [Serge]: Serge Dos Santos «*COURS DE TRAITEMENT DU SIGNAL*» École Nationale d'Ingénieurs du Val de Loire Année 2008-2009
- [Sheen]: SHEEN Yuh-Tay: «*A complex filter for vibration signal demodulation in bearing defect diagnosis*». Journal of Sound and Vibration 276 (2004) 105–119.
- [Sona] : Documentation SONATRACH « Analyse du panne »
- [S.T. Lin] S.T. Lin, P.D. McFadden, *Gear vibration analysis by B-spline wavelet-based linear transform, Mechanical Systems and Signal Processing 11 (4) (1997) 603–609*
- [Tand] N. Tandon et A. Choudhury. A review of vibration and acoustic measurement «*methods for the detection of defects in rolling element bearings*» Tribology International, Vol. 32, pp. 469–480, 1999.
- [Taylor] Taylor J. I. Gardinier Inc, « Fault diagnosis of gears using spectrum analysis », I. Mech E., 1980, pp.163-168.
- [Tendance] : revue mesures 754 avril 2003 « *les roulements, des composants à surveillance de près* »
- [V.D. Vrabie] P. Granjon, C Servière, «*Spectral kurtosis: from definition to application*», IEEE-EURASIP Workshop on Nonlinear Signal and Image Processing, Grado, Italy, June 8-11, 2003
- [Ville] Ville J., « *Théorie et applications de la notion de signal analytique* », Câbles et transm., 2^{ème} A., N°1, 1948, pp. 61-74.
- [W.T. Peter] W.T. Peter, Y.H. Peng, Y. Richard, «*Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis-their effectiveness and flexibilities*» Journal of Vibration and Acoustics 123 (2000) 303–310.
- [W.J. Wang] W.J. Wang, « *Wavelets for detecting mechanical faults with high sensitivity*» Mechanical Systems and Signal Processing 15 (2001) 685–696.
- [X. MILISEN] «*Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements*» MILISEN 2007
- [Xian] Xianfeng Fan, Ming J.Zuo «*Gearbox fault detection using Hilbert and wavelet packet transform*», Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) 966–982.
- [Zemo] Mohamed Ryad Zemouri, «*Contribution à la surveillance des systèmes de production à l'aide des réseaux de neurones dynamiques : Application à la maintenance*», thèse doctorat de l'université de Franche-Comté, année 2003.
- [Zian] Ridha ZIANI, « *Etude des performances de la classification par les supports à vaste marge: application au diagnostic vibratoire*», Thèse magister de l'université de FARHAT ABBAS Sétif- ALGERIE, septembre 2007
- [Zwin] Gilles ZWINGELSTEIN, «*Diagnostic des défaillances théorie et pratique pour les systèmes industriels*», HERMES, paris, 1995.

Résumé :

L'analyse vibratoire joue un rôle important dans la maintenance des équipements dynamiques.

Dans cette étude, nous avons appliqué : l'analyse d'enveloppe et le kurtosis spectral pour le diagnostic des défauts de roulement. L'analyse spectrale et l'analyse cepstrale ont été appliquées pour le cas des défauts d'engrenage.

Le kurtogramme permet, rapidement de trouver la bande de démodulation optimale pour détecter les défauts de roulement. Par contre, l'analyse de cepstre permet de détecter la présence d'un défaut d'engrenage et de déterminer quelle est la roue abîmée.

Mots clés : vibrations mécaniques, machines tournantes, diagnostic, analyse spectrale, analyse cepstrale, analyse d'enveloppe, kurtosis spectral.

Abstract:

Vibration analysis is playing an important role in the maintenance of dynamic equipment.

In this study, we applied: analysis of spectral envelope and the kurtosis for the diagnosis of bearing defects. Spectral analysis and cepstral analysis were applied to the case of gear faults.

The kurtogram can quickly find the optimal band demodulation to detect bearing defects. Cepstrum analysis to detect the presence of a gear failure and determine the damaged wheel.

Key words: mechanical vibrations, rotating machines, diagnosis, spectrum analysis, cepstrum analysis, envelope analysis, spectral kurtosis.

ملخص:

تحليل الاهتزازات له دور كبير في صيانة الماكينات الدورانية. في هذه الدراسة طبقنا: تحليل الغلاف و KS لتشخيص الاعطاب في الدرجة و التحليل الطيفي و التحليل cepstral في تشخيص اعطاب التروس. KS يعطينا المجال الافضل لتطبيق فك التضمين في ترصد اعطاب التروس و التحليل cepstral يحدد العجلة المسننة المعطلة.

كلمات المفاتيح: الاهتزازات الميكانيكية , الآلات الدوارة , التشخيص الاهتزازي , التحليل الطيفي , التفرطح الطيفي (KS) , تحليل الغلاف , التحليل cepstral .