

République Algérienne Démocratique Et Populaire
Ministère De L'enseignement Supérieur Et De La Recherche Scientifique
Université Mouloud Mammeri De Tizi-Ouzou
Faculté De Génie De La Construction
Département De Génie Mécanique



Mémoire de fin de cycle en vue de l'obtention du diplôme de master
Filière électromécanique
Spécialité maintenance industrielle

THEME

**Diagnostic vibratoire des défauts de type choc par la méthode
temps-fréquence**

Réalisé par :

BELGACEM Ghiles

M'SAID Makhoulf

Devant le jury composé de :

M. HOUCINI.H

Président

M. BOUMRAR.A

Examineur

M. BELAID.K

Promoteur

Année 2019/2020

Remerciements

Nous tenons à exprimer nos remerciements à monsieur Kamel. Belaid pour avoir proposé ce sujet et pour sa disponibilité dans le suivi de ce travail et pour ses précieux conseils et orientations.

Que monsieur le président et les membres du jury trouvent ici l'expression de notre gratitude et de notre respect pour nous avoir fait l'honneur d'examiner ce travail.

Nos remerciements vont également à tous nos enseignants, les responsables et personnel du département de génie mécanique. Nous tenons aussi à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Dédicaces

Je dédie ce travail A mes très chers parents et mon frère, sans lesquels rien ne serait possible. Pour tout le mal qu'ils se sont donnés, toutes les phrases du monde ne suffiront pas pour exprimer ma reconnaissance envers eux.

M'säid Makhlouf

Je dédie ce travail A mes très chers parents et mon frère, sans lesquels rien ne serait possible. Pour tout le mal qu'ils se sont donnés, toutes les phrases du monde ne suffiront pas pour exprimer ma reconnaissance envers eux.

Belqacem Ghiles

Sommaire

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Notions sur la maintenance

I.1 Introduction.....	3
I.2 Définition de la maintenance	3
I.2.1 Objectifs de la maintenance	4
I.2.2 Politiques de maintenance	4
I.2.2.1 Maintenance corrective.....	5
I.2.2.2 Maintenance préventive.....	6
I.3 Les défaillances et leurs enjeux stratégiques	7
I.4 Techniques de surveillance	8
I.4.1 Introduction à l'analyse vibratoire	8
I.4.2 Activités de l'analyse vibratoire.....	9
I.4.2.1 La surveillance.....	9
I.4.2.2 Le diagnostic.....	10
I.4.3 Chaîne d'acquisition et de traitement du signal vibratoire.....	10
I.4.3.1 Le capteur	10
I.4.3.2 Conditionneurs.....	13
I.4.3.2.1 Préamplificateurs	13
I.4.3.2.2 Les intégrateurs	14
I.4.3.2.3 Filtres	14
I.4.3.2.4 Amplificateurs.....	15
I.4.3.3 Appareil de visualisation et d'analyse	15
I.4.3.3.1 Appareil pour le suivi en mode global des indicateurs	15
I.4.3.3.2 Collecteurs de données informatisés.....	15
I.4.3.3.3 Analyseur de spectre	16
I.4.3.3 Enregistreurs	17

Chapitre II : Images vibratoires des principaux défauts

II.1 Introduction	18
II.2 Un signal.....	18
II.2.1 Le bruit.....	18
II.2.2 Rapport signal sur bruit [4]	18
II.2.3 Classification des signaux.....	18

II.2.3.1 Les signaux déterministes	18
II.2.3.1.1 Périodiques	19
II.2.3.1.2 Non périodique	19
II.2.3.2 Les signaux aléatoires	19
II.2.3.2.1 Les signaux stationnaires.....	20
II.2.3.2.2 Les signaux non stationnaires.....	20
II.2.4 Déférents types de représentations des signaux.....	20
II.2.4.1 Représentation temporelle.....	21
II.2.4.2 Représentation spectrale.....	21
II.3 Analyse temporelle	21
II.2.1 La mesure du niveau global (indicateurs statiques).....	22
II.2.1.1 L'amplitude crête AC.....	22
II.2.1.2 L'amplitude crête à crête ACC.....	22
II.2.1.3 L'amplitude efficace (RMS)	22
II.2.1.4 Le facteur de crête	23
II.2.1.5 Kurtosis	24
II.2.2 L'inconvénient de l'analyse temporelle.....	25
II.2.2.1 Sensibilité différenciée	25
II.2.2.2 Effet de masque	25
II.4 Analyse spectrale	25
II.4.1 La transformée de Fourier.....	25
II.4.1.1 Cas des signaux périodiques.....	25
II.4.1.2 Cas des signaux non périodiques.....	26
II.4.2 La transformée de Fourier discrète	26
II.4.2.1 Étapes de calcul du spectre par la TFD	27
II.4.2.1.1 Effet d'échantillonnage [7].....	27
II.4.2.1.2 Effet de fenêtrage.....	30
II.4.2.1.3 Effet de périodisation.....	30
II.4.2.2 Exemple d'application de la TFD	30
II.4.2.2.1 Cas d'n signale stationnaire	30
II.4.2.2.2 Cas d'un signal instationnaire.....	31
II.4.2 Limitation de l'analyse spectrale	32
II.4.3 Analyse cepstrale	33
II.4.3.1 Le cepstre [7].....	33
II.4.3.1.1 Développement mathématique	33

II.4.4	Analyse d'enveloppe.....	34
II.4.4.1	La modulation d'amplitude	35
II.4.4.2	Les étapes de la méthode d'enveloppe	35
II.5	Analyse temps-fréquence	36
II.5.1	Introduction.....	36
II.5.2	La transformée de Fourier à fenêtre glissante ou à court terme (TFCT)	37
II.5.2.1	Exemple d'application.....	38

Chapitre III : Traitement du signal

III.1	Généralités sur quelques défauts	40
III.1.1	Les défauts d'engrenages.....	40
III.1.1.1	Fréquence d'engrènement.....	40
III.1.1.2	Signatures vibratoires des défauts d'engrenage	41
III.1.1.2.1	Cas de détérioration d'une dent.....	41
III.1.1.2.2	Cas de détérioration de l'ensemble de dentures	41
III.1.1.3	Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages.....	42
III.1.1.3.1	Défauts répartis sur toutes les dents	42
III.1.1.3.2	Défauts localisés sur certaines dents	43
III.1.2	Déséquilibre (défaut de balourd)	45
III.1.2.1	Conséquences pratiques	45
III.1.2.2	Distinction entre balourds statique et dynamique	46
III.1.2.2.1	Balourd statique.....	46
III.1.2.2.2	Balourd dynamique	46
III.1.3	Défauts de roulements [80] [1].....	47
III.1.3.1	Fréquence des défaillances des éléments de roulement	47
III.1.3.2	Principaux défauts affectant les roulements.....	49
III.1.3.2.1	Défaut de type écaillage affectant la bague externe	49
III.1.3.2.2	Défaut de type écaillage affectant la bague interne.....	49
III.1.3.2.3	Défaut de type écaillage sur un élément roulant	50
III.1.3.2.4	Défaut de type déversement de bague	50

Chapitre IV : Partie expérimentale

IV.1	Introduction.....	52
IV.2	Première partie : défauts d'engrenage et de balourd.....	52
IV.2.1	Description du matériel	52
III.2.2	Test I : Défaut d'engrenage sur la roue R1	54
III.2.2.1	Analyse temps-fréquence	56
IV.2.3	Test II : défaut d'engrenage sur chacune des deux roues R1 et R2.....	60
III.2.3.1	Analyse temps-fréquence.....	61

IV.2.4 Test III : défaut de balourd avec un défaut d'engrenage sur chacune des deux roues.	65
IV.2.4.1 Premier cas : traitement du signal EB_2400_P3	65
IV.2.4.2 Deuxième cas : traitement du signal EB_2700_P3.....	70
IV.3 Deuxième partie : défauts de roulements	75
IV.3.1 Introduction :	75
IV.3.2 Description du matériel	76
IV.3.2 Test I : simulation d'un défaut sur la bague externe côté droit (poulie) sans courroie	78
IV.3.3 Test II : simulation d'un défaut sur la bague interne côté droit (poulie) sans courroie	82
IV.3.4 Test III : simulation d'un défaut sur la bague externe côté droit (poulie) avec courroie plus un défaut de balourd.....	85

Liste des figures

Chapitre I :

Figure I.1 : Schématisation des objectifs de la maintenance.....	4
Figure I.2 : Les différentes politiques de maintenance.....	5
Figure I.3 : Schématisation de la maintenance préventive conditionnelle.....	7
Figure I.4 : Différents techniques de la maintenance conditionnelle.....	8
Figure I.5 : Principales activités de l'analyse vibratoire.....	9
Figure I.6 : Principe du capteur inductif à courants de Foucault.....	12
Figure I.7 : Schéma de principe d'un vélocimètres.....	12
Figure I.8 : Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.....	13
Figure I.9 : Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des trois types de capteurs.....	13
Figure (I.10) : Réponse en fréquence des principaux types de filtres (f_c = fréquence de coupure)	15
Figure (I.11) : Exemple type d'une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre.....	17

Chapitre II :

Figure II.1 : signal sinusoïdal.....	19
Figure II.2 : signal transitoire.....	19
Figure II.3 : Signal stationnaire.....	20
Figure II.4 : Signal non stationnaire.....	20
Figure II.5 : représentation spectrale des différentes composantes d'un signal complexe.....	21
Figure II.6 : Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (a), complexe (b), impulsionnel périodique (c).....	23
Figure II.7 : courbe théorique de la densité de probabilité.....	24
Figure II.8 : effet de repliement dans le domaine spectral.....	28
Figure II.9 : effet de repliement dans le domaine spectral.....	29
Figure II.10 : allure temporelle d'un signal instationnaire sans bruit.....	31
Figure II.11 : spectre d'un signal instationnaire de type choc.....	31
Figure II.12 : effet de cepstre sur le spectre.....	33
Figure II.13 : Schéma de fonctionnement de la méthode d'enveloppe.....	34
Figure II.14 : Enveloppe d'un signal impulsionnel périodique.....	35
Figure II.15 : Principe de la transformée de Fourier sur une fenêtre glissante.....	37
Figure II.16 : Représentation temporelle d'une somme d'une sinusoïde et un signal de type choc.....	37
Figure II.17 : représentation temps-fréquence.....	38

Chapitre III :

Figure III.1 : Différents types d'engrenage.....	39
Figure III.2 : Spectre d'un engrenage sain.....	40
Figure III.3 : Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	40
Figure III.4 : défaut d'engrènement dû a l'ensemble de dentures détériorées.....	41
Figure III.5 : L'usure.....	42
Figure III.6 : Les piqures.....	42
Figure III.7 : L'écaillage.....	43
Figure III.8 : Le grippage.....	43
Figure III.9 : La fissuration.....	44
Figure III.10 : image vibratoire théorique d'un balourd.....	44
Figure III.11 : Balourd statique (le déphasage est sensiblement nul entre les points (A et B)....	45
Figure III.12 : Balourd dynamique (le déphasage est proche de 180° entre les points (A et B)....	45
Figure III.13 : Eléments composant un roulement à bille.....	46
Figure III.14 : Image vibratoire typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague fixe d'un roulement.....	48
Figure III.16 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur un élément ou une bague interne d'un roulement (charge radiale).....	49
Figure III.17 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague externe...50	
Figure III.18 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague interne...50	
Figure III.19 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement simultané de bague interne et de bague externe.....	50

Chapitre IV :

Figure IV.1 : banc d'essai.....	52
Figure IV.2 : Vue d'ensemble du banc d'essai.....	53
Photo IV.3 : Le boîtier d'acquisition.....	54
Photo IV. 4 : L'analyseur de signal.....	54
Figure IV.5 : image du signal temporel E_2700_P1.....	55
Figure IV.6 : Spectre du signal E_2700_P1.	55
Figure IV.7 : Zoom dans les basses fréquences.....	56
Figure IV.8 : image de la TFCT avec 20 points et 19 points de recouvrement.....	57
Figure IV.9 : kurtosis spectral correspondent à la TFCT avec une fenêtre de 20 points.....	57
Figure IV.10 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1984 Hz.....	58

Figure IV.11 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1984 Hz.....	58
Figure V.12 : spectre des coefficients élargi aux basses fréquences.....	59
Figure IV.13 : spectre d'enveloppe de la TFCT à la fréquence 1984 Hz élargi aux basses fréquences.....	69
Figure IV.14 : signal temporel E2_2400_P1.....	60
Figure IV.15 : spectre du signal E_2400_P1.....	60
Figure IV.16 : spectre élargi aux basses fréquences.....	61
Figure IV.17 : TFCT du signal E2_2400_P1 avec une fenêtre de 20 points et 19 points de recouvrement.....	62
Figure IV.18 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal E2_2400_P1 avec une fenêtre de 20 points.....	62
Figure IV.19 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz.....	63
Figure IV.20 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz.....	63
Figure IV.21 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz élargi aux basses fréquences.....	64
Figure IV.22 : spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz élargi aux basses fréquences.....	64
Figure IV.23 : représentation temporelle du signal EB2400P3.....	65
Figure IV.24 : représentation spectrale du signal EB2400P3.....	66
Figure IV.25 : zoom du spectre aux basses fréquences.....	66
Figure IV.26 : image de la TFCT du signal EB_2400_P3.....	67
Figure IV.27 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal EB_2400_P3 avec une fenêtre de 10 points.....	67
Figure IV.28 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	68
Figure IV.29 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	68
Figure IV.30 : spectre des coefficients de la TFCT aux alentours 1900 Hz.....	69
Figure IV.31 : Spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	69
Figure IV.32 : représentation temporelle du signal EB2400P3.....	70
Figure IV.33 : représentation spectrale du signal EB2700P3.....	70
Figure IV.34 : zoom du spectre aux basses fréquences.....	71
Figure IV.35 : image de la TFCT du signal EB2700P3.....	71
Figure IV.36 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal EB_2400_P3 avec une fenêtre de 10 points.....	72
Figure IV.37 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	72

Figure IV.38 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	73
Figure IV.39 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 45 Hz.....	73
Figure IV.40 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 45 Hz.....	74
Figure IV.41 : Spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.....	74
Figure IV.42 : Simulateur de défaut de machines (MFS).....	76
Figure IV.43 : signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.....	78
Figure IV.44 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.....	79
Figure IV.45 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.....	79
Figure IV.46 : kurtosis correspondent à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.....	79
Figure IV.47 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1400 Hz.....	80
Figure IV.48 : spectre des coefficients à la fréquence 1400 Hz.....	80
Figure IV.49 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 1400 Hz.....	81
Figure IV.50 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 315 Hz.....	81
Figure IV.51 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 2020 Hz.....	82
Figure IV.52 : signal temporel à la fréquence de rotation 45 Hz.....	82
Figure IV.53 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 45 Hz.....	83
Figure IV.54 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.....	83
Figure IV.55 : kurtosis correspondent à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.....	83
Figure IV.56 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1700 Hz.....	84
Figure IV.57 : spectre des coefficients à la fréquence 1700 Hz.....	84
Figure IV.58 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 1700 Hz.....	85
Figure IV.59 : signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.....	85
Figure IV.60 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.....	86
Figure IV.61 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.....	86
Figure IV.62 : kurtosis correspondent à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.....	87
Figure IV.63 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1400 Hz.....	87
Figure IV.64: spectre des coefficients à la fréquence 1400 Hz.....	88
Figure IV.65 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 2000 Hz.....	88
Figure IV.66 : image de la TFCT avec une fenêtre de 2000 points.....	89
Figure IV.67 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1400 Hz.....	89

Liste des tableaux

Tableau IV.1 : caractéristiques techniques du banc d'essai.....	53
Tableau IV.2: les différentes fréquences caractéristiques de banc d'essai.....	53
Tableau IV.3 : caractéristiques des Organes électriques du banc d'essai.....	76
Tableau IV.4 : caractéristiques des Organes Mécaniques du banc d'essai.....	77
Tableau IV.5 : caractéristiques Physiques du banc d'essai.....	77

Nomenclature

CHAPITRE II

A : l'amplitude du signal	(mm)
f : la fréquence du signal	(Hz)
t, T_0 : la période du signal	(s)
A_C : Amplitude crête	(mm)
A_{CC} : Amplitude crête à crête	(mm)
A_{eff} : Amplitude efficace	(mm)
f_C : Le facteur de crête	—
K : Kurtosis	—
$S(f), X(f)$: Signal en fonction de la fréquence	—
$X(t), S(t)$: Signal temporel	—
$a_0 a_n b_n$: Coefficient de la série de Fourier	—
N : Le nombre d'échantillons	—
$\Delta t, taq$: Le temps d'acquisition du signale échantillonnée	(s)
f_e : Fréquence d'échantillonnage	(Hz)
t_e : Pas d'échantillonnage du signal temporel	(s)
n : Le numéro de l'échantillon	—
k : Le nombre de la ligne fréquentielle	—
$C(\tau)$: Cepstre du signal	(s)
$e(t)$: Le produit de convolution d'une force d'excitation	—
$h(t)$: La réponse impulsionnelle de la structure	—
$C[h(t)]$: Cepstre de la réponse impulsionnelle de la structure	—
$C[e(t)]$: Cepstre de la force d'excitation	—
$Gx(f, t)$: Transformation de Fourier à court terme	—
$Sx(f, t)$: La densité d'énergie du spectrogramme	—
$g(\tau)$: Fenêtre glissante	—

Chapitre III

f_C : Fréquence de coïncidence	(Hz)
f_e : Fréquence d'engrènement	(Hz)
F_{be} : La fréquence de passage des billes sur la bague externe	(Hz)
F_{bi} : La fréquence de passage des billes sur la bague interne	(Hz)

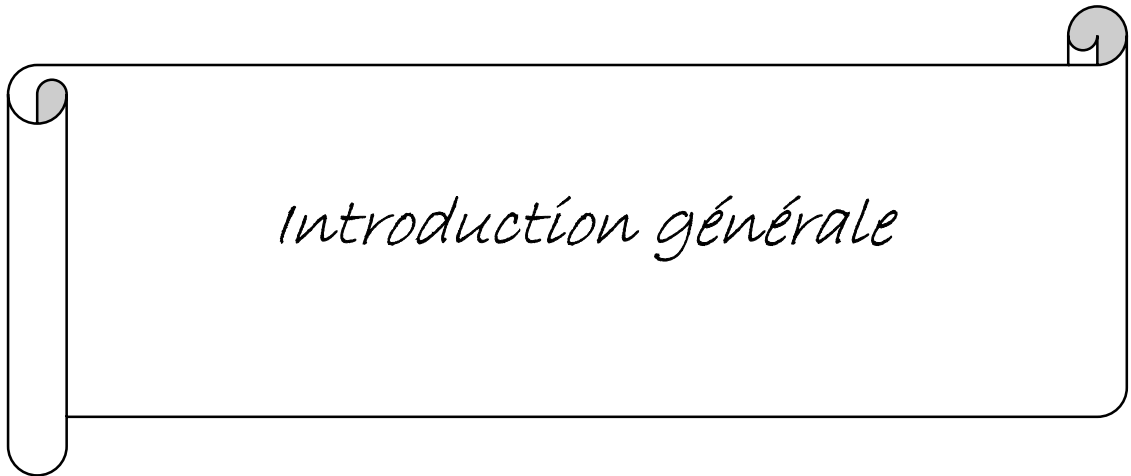
F_e : La fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes	(Hz)
F_{cage} : La fréquence de passage d'un défaut de cage	(Hz)
D_p : Le diamètre primitif	(mm)
d : Le diamètre des éléments roulants	(mm)
ϕ : L'angle de contact	(mm)
F_{rot} : La fréquence de rotation de la bague interne	(Hz)

Chapitre IV

Ω_M : Vitesse de rotation	(tr/min)
F_M : Fréquence de moteur	(Hz)
F_R : Fréquence de récepteur	(Hz)
F_{eng} : Fréquence d'engrènement	(Hz)
F_C : Fréquence de coïncidence	(Hz)
PPCM, N_c : Le plus petit commun multiple	—

Abréviation :

TFCT : Transformée de fourrier à court terme
TF : Transformée de fourrier
TFD : Transformée de fourrier discret
HFRT : Analyse d'enveloppe



Introduction générale

Introduction générale

La nécessité de l'utilisation des machines tournantes, grandes et petites, dans les systèmes industriels depuis le début du siècle passé, impose la surveillance, la maintenance et la réparation.

Depuis une dizaine d'années la maintenance industrielle a pris une place prépondérante dans le domaine de l'industrie. Par ailleurs, la mise en place d'un plan de maintenance préventive permet d'optimiser les opérations de maintenance et surtout de les effectuer au bon moment, l'objectif final étant d'assurer la qualité du produit et d'améliorer le taux de disponibilité des équipements pour augmenter la productivité. Pour cela l'industrie moderne requiert de plus en plus une maintenance fiable et efficace des machines tournantes. La surveillance de ces machines est aujourd'hui un point essentiel de la fiabilité et de la sûreté de fonctionnement.

Les techniques de surveillance et du diagnostic sont nombreuses, on citera l'analyse des particules d'huile, l'analyse par les ultrasons, la surveillance thermique et la surveillance vibratoire. Ces techniques sont utilisées dans le cadre d'un projet de maintenance conditionnelle. La méthode étudiée dans ce travail est l'analyse vibratoire, elle est très utile dans les milieux industriels car toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations. Ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibration. Une machine se compose principalement d'un ensemble de mécanismes et d'organes combinés, destinés à transformer une énergie ou à transmettre un mouvement. Ces mécanismes, mobiles entre eux, ne peuvent fonctionner sans jeux, contraintes, efforts dynamiques et chocs, dont les effets se manifestent principalement sous forme de vibrations et de bruits. La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations. En observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine. Cette information, est recueilli sous forme d'un signal grâce à une chaîne de mesure qui se compose essentiellement d'un capteur, des conditionneurs, et des appareils de visualisation et d'analyse.

La chaîne de mesure se base essentiellement sur les méthodes et les techniques de traitement du signal pour représenter et traiter l'information, telle que l'analyse de Fourier, cette dernière permet entre autres de décomposer un signal complexe en des composantes fondamentales qui seront représentées dans un diagramme amplitude-fréquence. Mais, cette représentation demeure limitée puisqu'elle néglige l'aspect temporel des événements. L'analyse temps-fréquence, en l'occurrence, la transformée de Fourier à court terme (TFCT) prévoit cette propriété dans son algorithme, ce qui permettra d'ouvrir une autre dimension (temporelle) qui complétera notre

Introduction générale

vision du spectre et ainsi nous permettre d'observer l'instant du début et de la fin des composantes fréquentielle.

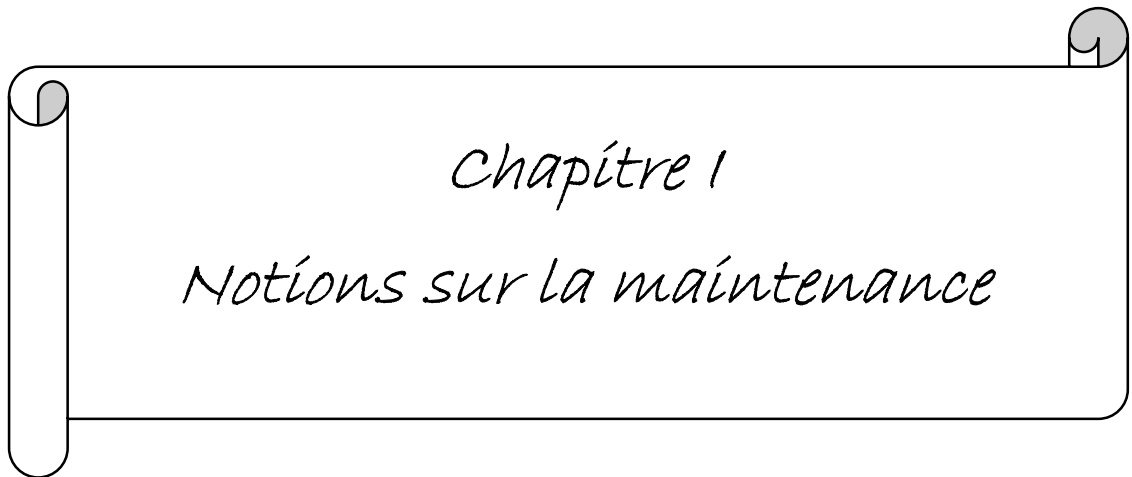
L'objectif principal de ce travail est pour remédier aux problèmes liés aux limites de la transformé de fourrier et ses dérivées, rencontrées dans la pratique, surtout concernant les signaux instationnaires

Le premier chapitre, est une nomenclature pour les différents types de maintenances qui existes, ainsi qu'une petite introduction aux techniques de surveillance dans laquelle on s'est intéressé à l'analyse vibratoire, en expliquant les différents composants constituant une chaine de mesure destinée à l'analyse et au traitement du signal vibratoire.

Le deuxième chapitre est consacré aux différentes méthodes du traitement de signal au quelle L'analyse vibratoire se base principalement, notamment l'analyse temporelle qui se base sur surveillance les indicateurs globaux (facteur de crête, kurtosis, l'amplitude efficace ...), l'analyse spectral qui se base principalement sur la transformée de fourrier discret, l, en illustrant toute les fonctions basic de la numérisation d'un signal analogique (échantillonnage, périodisation,), ainsi que l'analyse cepstrale et l'analyse d'enveloppe , et en termine avec l'analyse temps-fréquence (TFCT).

Le troisième chapitre s'intéresse à l'explication des défauts et leurs signatures vibratoires, notamment le défaut de balourd, défaut de roulement et le défaut d'engrenage.

Dans le dernier chapitre de ce travail on s'est intéressé à l'étude expérimental des signaux recueillies sur deux bancs d'essai. Dans le premier nous avons simulé les défauts d'engrenages et du balourd et dans le deuxième nous avons simulé les défauts de roulement, avec les méthodes présentées dans le deuxième chapitre.



Chapitre 1

Notions sur la maintenance

I.1 Introduction

Au fil du développement de la concurrence, qui entraîne la recherche de la qualité totale pour un coût le plus réduit possible, la maintenance est devenue une des fonctions stratégiques de l'entreprise. Les tâches de maintenance, en garantissant le bon fonctionnement des outils de production, ont ainsi pris une importance non négligeable dans la « bonne marche » des entreprises. La maintenance est devenue un des facteurs majeurs de la maîtrise des outils de production et elle a désormais un rôle préventif dans le maintien de l'état de bon fonctionnement des systèmes de production. Pour assurer cette fonction, il est évident que l'on doit disposer d'informations sur les différentes stratégies de maintenance.[16]

Concevoir, produire et commercialiser sont des fonctions « naturelles » facilement identifiables et rarement négligées, à juste titre. Par contre, la maintenance n'est qu'un soutien à la production, son principal client. C'est donc une fonction « masquée », agissant comme prestataire de service interne et, de plus, fortement évolutive. Bien organisée, elle est un facteur important de qualité, de sécurité, de respect des délais et de productivité, donc de compétitivité d'une entreprise évoluée.[17]

I.2 Définition de la maintenance

La maintenance est l'ensemble des moyens nécessaires pour maintenir et remettre les facteurs d'opérations en bon état de fonctionnement. [18]. Elle comprend l'ensemble des moyens d'entretien et leur mise en œuvre. La différence entre la maintenance et l'entretien est que ce dernier consiste à maintenir les facteurs d'opérations en état de fonctionnement adéquat

La maintenance est définie dans la norme NF EN 13306 comme étant : « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de gestion, durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise » [19].

D'après la définition CEN projet WI 319-003 (1997), la maintenance est « l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de gestion durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise » [20].

La fonction requise est ainsi définie : « fonction, ou ensemble de fonctions d'un bien considérées comme nécessaires pour fournir un service donné ».

I.2.1 Objectifs de la maintenance

Les objectifs de la maintenance, schématisés dans la figure (I.1), sont nombreux :

- Assurer la qualité et la quantité des produits fabriqués, tout en respectant les délais.
- Optimiser les actions de maintenance (exemple : réduire la fréquence des pannes).
- Contribuer à la création et au maintien de la sécurité au travail.
- Consolider la compétitivité de l'entreprise (exemple : améliorer la productivité) [16].

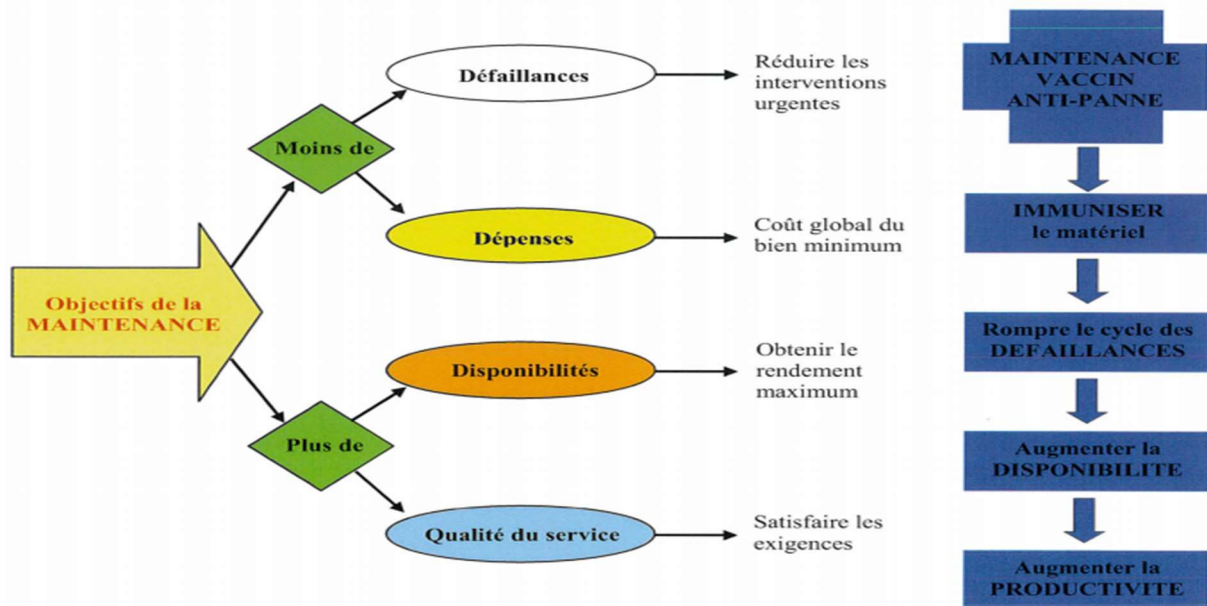


Figure I.1 : Schématisation des objectifs de la maintenance.

I.2.2 Politiques de maintenance

La politique de maintenance peut être répertoriée en deux grandes catégories la maintenance corrective et la maintenance préventive.

La maintenance corrective est la maintenance qui intervient suite à la défaillance du système alors que la maintenance préventive est réalisée lorsque le système est encore en fonctionnement. Le recours à l'une ou à l'autre de ces politiques diffère suivant l'élément considéré mais aussi le type de structure, la politique d'exploitation et de suivi, les coûts, la disponibilité de l'information, etc.

Dans la figure 1, nous présentons les différentes politiques suivant le type de maintenance étudiée. Alors que la mise en place d'opérations correctives ne dépend que de l'occurrence d'une panne, les maintenances préventives peuvent être programmées en fonction de différents paramètres.[23]

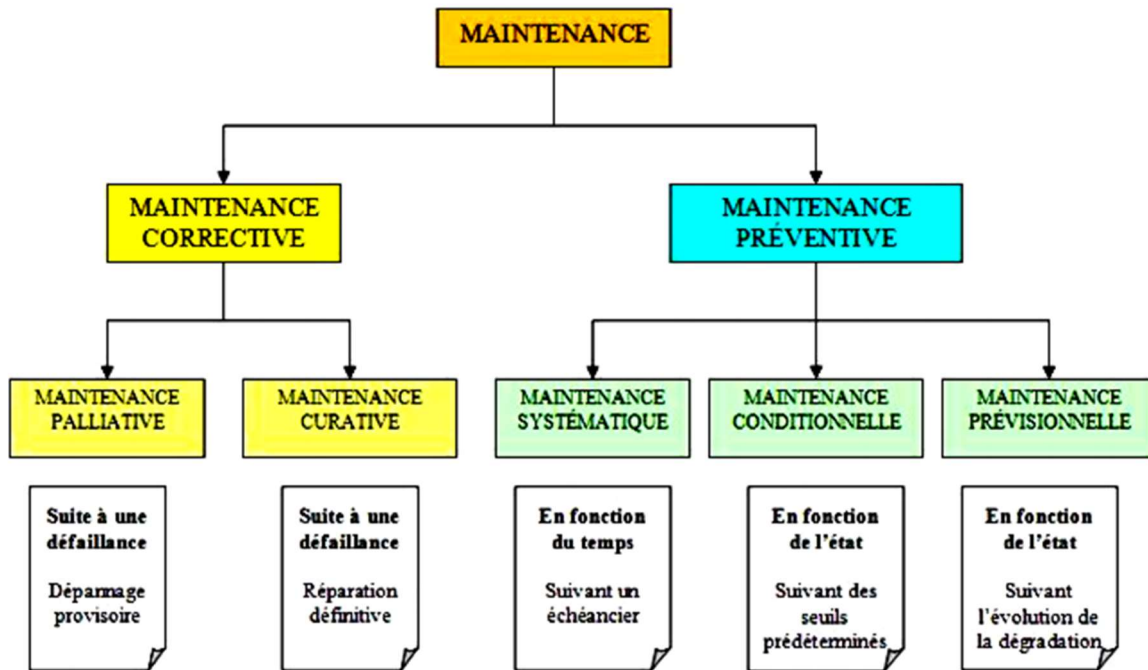


Figure I.2 : Les différentes politiques de maintenance.

I.2.2.1 Maintenance corrective

La maintenance corrective (ou accidentelle) a pour objectif de rétablir le système après une défaillance (perte de la fonction requise) de manière à ce qu'il soit capable de fournir à nouveau ses fonctions.

On peut distinguer deux types de maintenance corrective la maintenance curative et la maintenance palliative :

➤ Maintenance curative

Ce type de maintenance permet de remettre définitivement en état le système après l'apparition d'une défaillance. Cette remise en état du système est une réparation durable. Les équipements réparés doivent assurer les fonctions pour lesquelles ils ont été conçus. Une réparation est une opération définitive de la maintenance curative qui peut être décidée soit immédiatement à la suite d'une défaillance, soit après un dépannage, ce type de maintenance, provoque donc une indisponibilité du système [22].

➤ Maintenance palliative

La maintenance palliative revêt un caractère temporaire, provisoire. Elle est principalement constituée d'opérations qui devront toutefois être suivies d'opérations curatives (réparations). Le dépannage est une opération de maintenance palliative qui est destinée à remettre le système

en état provisoire de fonctionnement de manière à ce qu'il puisse assurer une partie des fonctions requises. Les opérations de dépannage sont souvent de courte durée [21,22].

I.2.2.2 Maintenance préventive

Maintenance préventive : « Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinés à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien [17], elle est subdivisée en :

➤ **Maintenance préventive systématique**

Les dates de révisions sont déterminées à partir des durées de vie statistique des différentes pièces, indépendamment de l'état réel de la machine [7].

➤ **Maintenance préventive prévisionnelle**

La décision d'intervention et son degré d'urgence repose sur l'identification préalable du ou des défauts et sur l'estimation de leur gravité [7].

➤ **Maintenance préventive conditionnelle**

En réalité, les surcharges d'utilisation des matériels peuvent entraîner des défaillances précoces bien avant la date optimale prévue par l'échéancier. Ceci constitue une sérieuse limite de la maintenance préventive systématique. C'est pourquoi pour les systèmes mécaniques où la sécurité est de grande importance, la maintenance conditionnelle est appliquée.

La maintenance préventive conditionnelle, schématisé par la figure (I.3), se traduit par des visites préventives qui consistent à suivre les paramètres significatifs de la dégradation du bien. Lorsque le paramètre suivi dépasse le seuil d'alarme il faut prévoir une intervention pour remettre en condition normale l'équipement. En effet, la détection d'un dépassement d'un seuil d'alerte affecté à l'évolution du paramètre étudié déclenche le diagnostic des causes de la défaillance. Les conclusions de ce diagnostic permettent de définir l'intervention de maintenance.

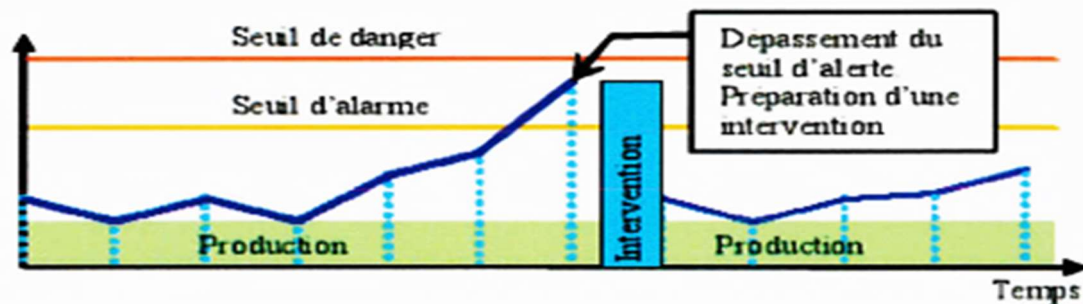
DETECTION ⇒ DIAGNOSTIC ⇒ INTERVENTION

Figure I.3 : Schématisation de la maintenance préventive conditionnelle.

La maintenance préventive conditionnelle est donc subordonnée à des mesures et à des diagnostics précis de l'état de dégradation de la machine. La nature de ces mesures dépend de la machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des thermographies infrarouges...etc. Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé [16].

I.3 Les défaillances et leurs enjeux stratégiques

Le maintien en condition opérationnelle aux meilleurs coûts d'un outil de production, la réduction des coûts de maintenance et l'augmentation des taux de disponibilité des équipements représentent un levier de productivité, voire de compétitivité. C'est l'enjeu vital pour toute entreprise. Les pannes et les incidents des systèmes de production sont l'un des fléaux majeurs de l'industrie. Une panne est souvent très difficile à prévoir. Certains mécanismes sont parfois inutilement compliqués, ce qui les rend très fragiles. Il convient de noter aussi que les insuffisances des machines existantes nécessitent rarement leur remplacement par des matériels plus récents et le problème d'accessibilité des éléments des machines peut aussi être une cause dans la longueur de réparation de certaines pannes. De plus l'impact que peut laisser une fonction cachée dont la défaillance n'est pas évidente à l'équipage aux cours des rondes normales des opérateurs. En plus, les techniques d'entretien préventif et d'intervention régulière et systématique bien que coûteuses, ne garantissent pas l'absence de défaillance. Il faut signaler

aussi qu'un manque de pièce de rechange à un moment critique peut induire des frais directs et indirects importants.

I.4 Techniques de surveillance

Pour faire face à ces enjeux, la maintenance doit faire appel à des techniques d'investigation modernes très spécifiques, éloigné de la culture de la maintenance traditionnelle. En effet, la surveillance était destinée à assurer la protection d'une machine en déclenchant automatiquement son arrêt avant que ne surviennent des dégradations graves. Elle doit permettre de détecter à un stade précoce l'existence d'un défaut, d'en identifier la nature, d'en déterminer la gravité et d'en suivre l'évolution. Ainsi, les informations fournies doivent permettre la planification des arrêts préventifs pour remise en état au meilleur moment. La surveillance devient ainsi la technique d'investigation sur laquelle repose les maintenances conditionnelle et prévisionnelle. C'est pourquoi la mise en place d'un programme de maintenance efficace, qui permet de répondre à un tel défi, doit réellement être une volonté de toute entreprise. Cette gestion s'oriente vers la participation de tous les intervenants et à tous les niveaux [18]. Elle prône également l'amélioration continue et suggère des outils et des méthodes de plus en plus évolués. Ces techniques sont nombreuses. Les principales sont les contrôles non destructifs (l'analyse vibratoire, l'analyse thermographique et l'analyse des lubrifiants, l'analyse des huiles... etc.).

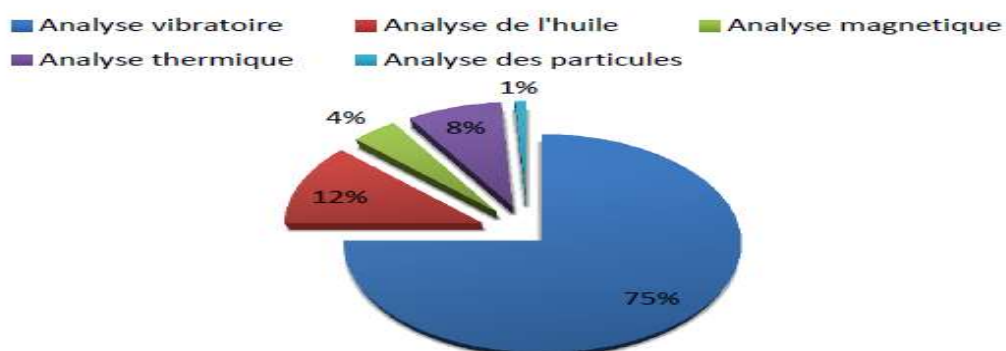


Figure I.4 : Différents techniques de la maintenance conditionnelle [30].

I.4.1 Introduction à l'analyse vibratoire

Parmi les méthodes utilisées en maintenance conditionnelle l'analyse vibratoire est une des plus utilisées pour le suivi des systèmes mécaniques. Le principe général consiste à utiliser l'information vibratoire émanant soit d'un équipement mécanique dynamique (machines

tournantes) soit d'un matériel statique (structure, tuyauterie, ...) afin d'en déterminer l'état. En effet, un ensemble de pièces en mouvement, quel que soit la forme de la structure porteuse, génère des vibrations, et ce, même si les machines analysées sont en bon état de fonctionnement. Les vibrations dans les bâtis de machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des roulements à billes, des engrenages ou des courroies en parfait état de marche qui viennent exciter ces bâtis. Les signaux vibratoires relevés permettent d'identifier une dégradation de l'outil de production avant qu'un incident ne se produise. Selon la qualité des relevés vibratoires et de la pertinence de l'analyse elle permet de spécifier le ou les composant(s) qui commence(nt) à se détériorer. Toutefois les coûts de l'instrumentation nécessaire au recueil des données mais aussi à leur analyse sont assez élevés, ce qui a pour effet de limiter la généralisation de ces techniques. [16]

I.4.2 Activités de l'analyse vibratoire

Le schéma de la figure (I.4) Présente, de façon simplifiée, la principale activité de l'analyse vibratoire réalisée à partir de mesures effectuées sur les parties fixes des machines surveillées.

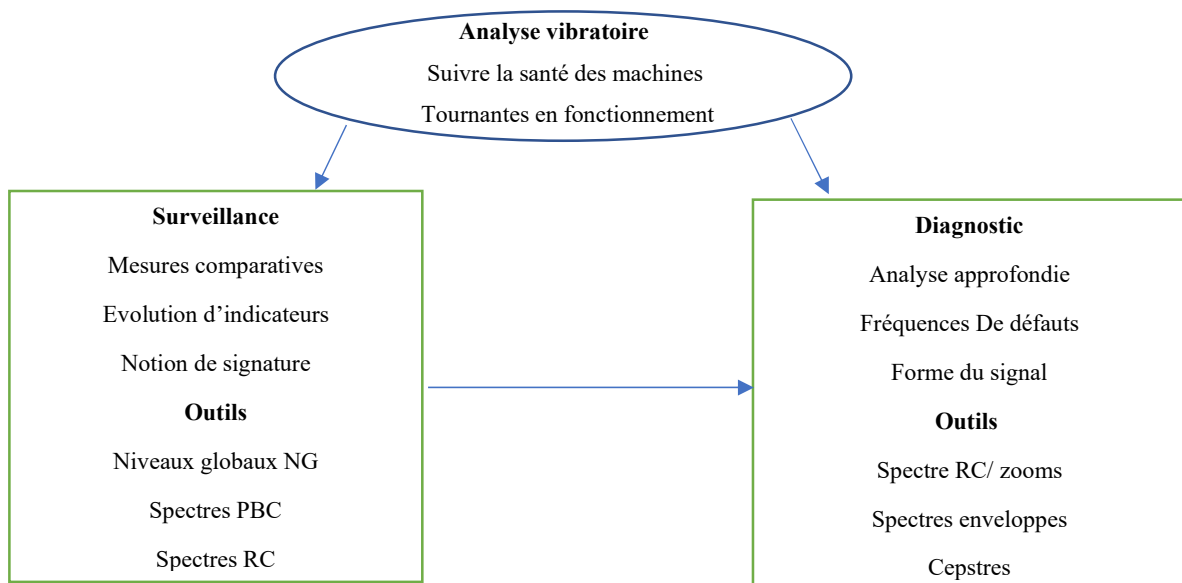


Figure I.5 : Principales activités de l'analyse vibratoire.

I.4.2.1 La surveillance

Le but est de suivre l'évolution d'une machine par comparaison des relevés successifs de ses vibrations. Une tendance à la hausse de certains indicateurs par rapport à des valeurs de référence constituant la signature alerte généralement le technicien sur un dysfonctionnement

probable. Idéalement, la signature est établie à partir d'une première campagne de mesures sur la machine neuve ou révisée [31].

I.4.2.2 Le diagnostic

Il met en œuvre des outils mathématiquement plus élaborés. Il permet de désigner l'élément de la machine défectueux suite à une évolution anormale des vibrations constatée lors de la surveillance. Le diagnostic n'est réalisé que lorsque la surveillance a permis de détecter une anomalie ou une évolution dangereuse du signal vibratoire. La surveillance peut être confiée à du personnel peu qualifié. Le diagnostic demande de solides connaissances mécaniques et une formation plus pointue en analyse du signal [31].

I.4.3 Chaîne d'acquisition et de traitement du signal vibratoire

Une chaîne de mesure des vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

- Transformer la vibration mécanique en un signal électrique.
- Amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable par un préamplificateur.
- Intégrer le signal.
- Limiter la plage de fréquence du signal par le filtre passe-haut ou passe bas à fréquence de coupure ajustable ou non, c'est de concentrer l'étude sur une plage de fréquence définie.
- Amplifier de nouveau le signal obtenu pour le transmettre soit :
 - A un appareil de détection et d'affichage en mode global crête, crête à crête et efficace (paramètres spécifiques au suivi des roulements).
 - A un convertisseur analogique/numérique pour un traitement numérique des données (collecteur de données informatisés).
 - A un analyseur de spectres.
 - A une unité de stockage (enregistreur magnétique ou numérique) pour un traitement différé des signaux

I.4.3.1 Le capteur

Le capteur, quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique. Un capteur se caractérise principalement par :

- **Sa bande passante** : La bande passante est la plage de fréquences (par exemple

[3-8 000 Hz]) à l'intérieur de laquelle la constitution du capteur permet une mesure de l'amplitude en rapport direct avec les forces génératrices du mouvement vibratoire à mesurer, C'est en fait la plage dite de linéarité du capteur ou bande passante en dehors de laquelle la réponse du capteur n'est plus directement proportionnelle à l'amplitude du mouvement vibratoire qui la génère.

- **Sa dynamique :** C'est le rapport entre la plus petite et la plus grande valeur d'amplitude mesurable du capteur sans distorsion du signal ni bruit de fond.
- **Sa sensibilité :** C'est la relation qui lie la grandeur électrique délivrée par le capteur à l'amplitude du mouvement mécanique qui lui donne naissance.
- **Sa tenue en température :** Elle est précisée par le constructeur. Au-delà d'un certain point qui est fonction du type de capteur et des matériaux le constituant, la température peut sensiblement modifier la sensibilité du capteur et même dans le cas d'un capteur piézoélectrique le détruire lorsqu'elle atteint le point de Curie du matériau sensible le constituant.
- **Ses grandeurs d'influence.** Le capteur, selon ses conditions d'utilisation, peut être sensible non seulement à la grandeur physique pour laquelle il a été conçu mais aussi à d'autres grandeurs physiques, appelées « grandeurs d'influence », susceptibles d'avoir une action non négligeable sur la justesse des mesures.
- **Sa masse et ses dimensions.** Pour certaines applications sur des petites pièces, plaques ou carters de faible épaisseur, le poids et les dimensions du capteur peuvent être des contraintes importantes à ne pas négliger. Les dimensions peuvent créer des difficultés de mise en place et le poids peut fausser la mesure en modifiant la raideur du support.

➤ **Le proximètre**

Aujourd'hui, le proximètre le plus utilisé pour la surveillance de machines est le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté dans la figure (I.6), est relié à un émetteur-démodulateur-conditionneur. Il est constitué d'une bobine parcourue par un courant électrique « hautes fréquences ». Le champ magnétique ainsi créé induit, à la surface de l'arbre, des courants appelés courants de Foucault qui modifient l'impédance de la bobine.

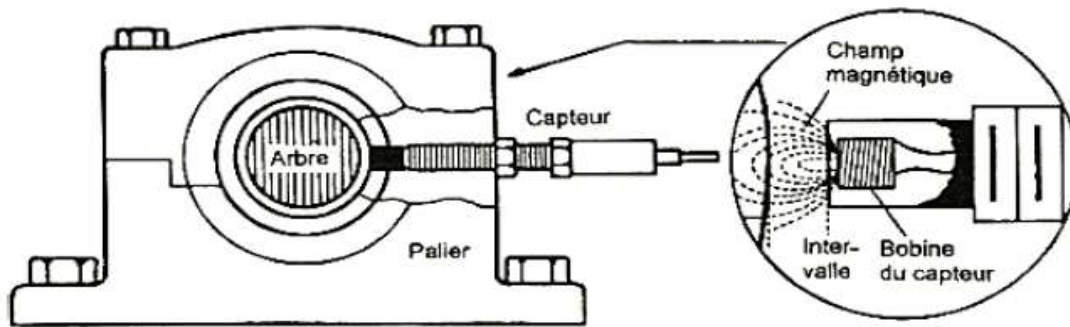


Figure I.6 : Principe du capteur inductif à courants de Foucault.

➤ Les capteurs de vitesse ou vélocimètres

Sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté figure (I.7). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine.

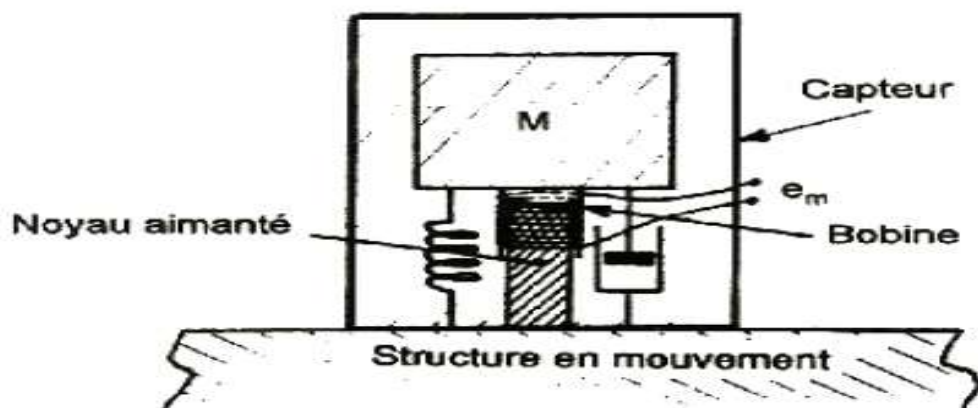


Figure I.7 : Schéma de principe d'un vélocimètre.

➤ Les accéléromètres

Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. Schématiquement figure (I.8), un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace

sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

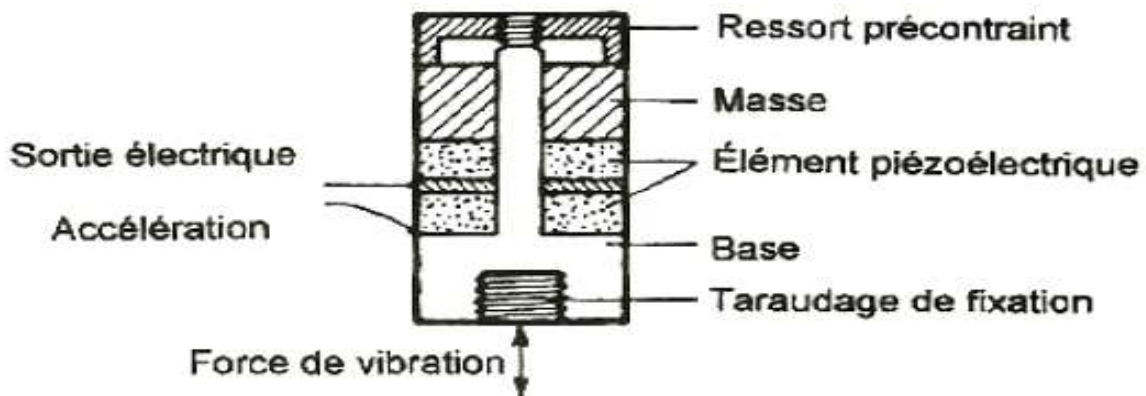


Figure I.8 : Principe de fonctionnement d'un accéléromètre.

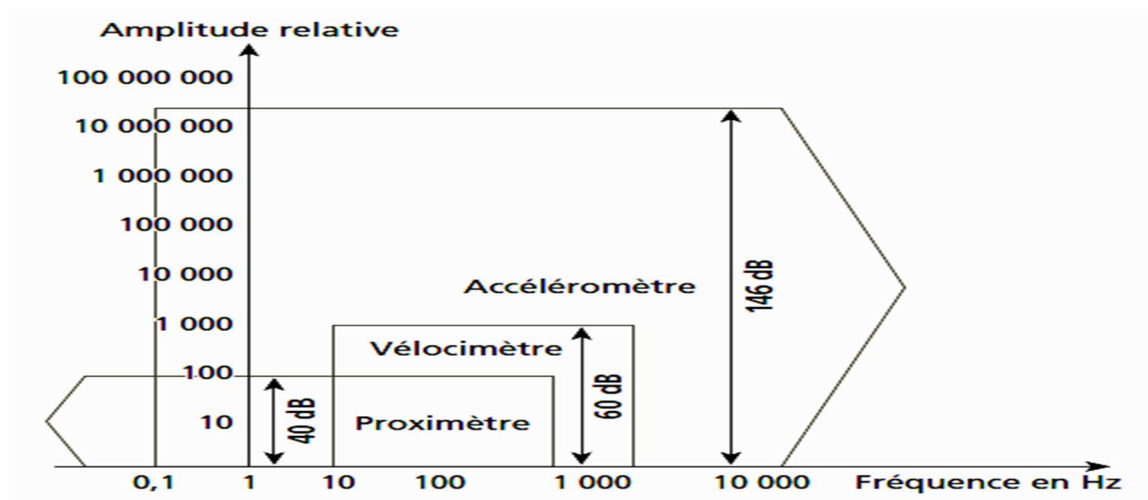


Figure I.9 : Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des trois types de capteurs.

I.4.3.2 Conditionneurs

Il s'agit des préamplificateurs, des intégrateurs, des amplificateurs et des convertisseurs.

I.4.3.2.1 Préamplificateurs

Son rôle est d'amplifier le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable.

On peut utiliser trois types d'amplificateur, avec un accéléromètre piézoélectrique :

- **Les convertisseurs charge-tension**

Convertie la charge d'entrée en une tension de sortie d'une manière proportionnelle.

Avec ce type la sensibilité globale du système est indépendante de la longueur du câble de liaison accéléromètre-préamplificateur.

- **Les préamplificateurs de tension**

Détectent les vibrations de tension dues aux vibrations de charge induites pas l'accélération, et délivre une tension de sortie proportionnelle à celle d'entrée.

Avec ce type, la sensibilité globale du système dépend de l'impédance du câble de liaison, et donc sa longueur.

- **Les préamplificateurs de capteur à électronique intégrée**

Permettent d'utiliser des câbles simples, peu coûteux et de grandes longueurs.

Leur avantage par rapport aux autres est la réduction sensible du niveau de bruit.

Leur inconvénient est :

- une utilisation limitée à la température à 100C.
- une moindre résistance au choc.

I.4.3.2.2 Les intégrateurs

Les intégrateurs permettent, à partir d'un signal délivré par un accéléromètre ou un vélocimètre, d'obtenir les signaux représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire. L'intégration directe du signal analogique par intégrateur électronique est le plus souvent abandonnée au profit des techniques numériques d'intégration « post-traitement », techniquement beaucoup plus performantes et moins contraignantes en ce qui concerne l'intégration des signaux très basses fréquences et considérablement moins coûteuses. L'intérêt de l'intégration temporelle d'un signal délivré par un accéléromètre est d'accéder aux amplitudes crête ou crête à crête de la vitesse vibratoire ou du déplacement et à la forme de ces signaux alors que l'intégration spectrale ne permet d'accéder qu'aux amplitudes efficaces de ces derniers.

I.4.3.2.3 Filtres

Les filtres sont utiles pour effectuer des mesures dans une plage de fréquence bien définie, ou d'éliminer des composants de fréquence indésirable qui peuvent masquer certains phénomènes vibratoires que l'on veut surveiller.

- **Filtre passe-bande**

Il ne laisse passer que les composants dont les fréquences se situent dans une plage bien définie.

- **Filtre passe-bas**

Il ne laisse passer que les composantes dont les fréquences sont inférieures à une valeur donnée (fréquence de coupure).

- **Filtre passe-haut**

Il ne laisse passer que les composantes dont les fréquences sont supérieures à la fréquence de coupure.

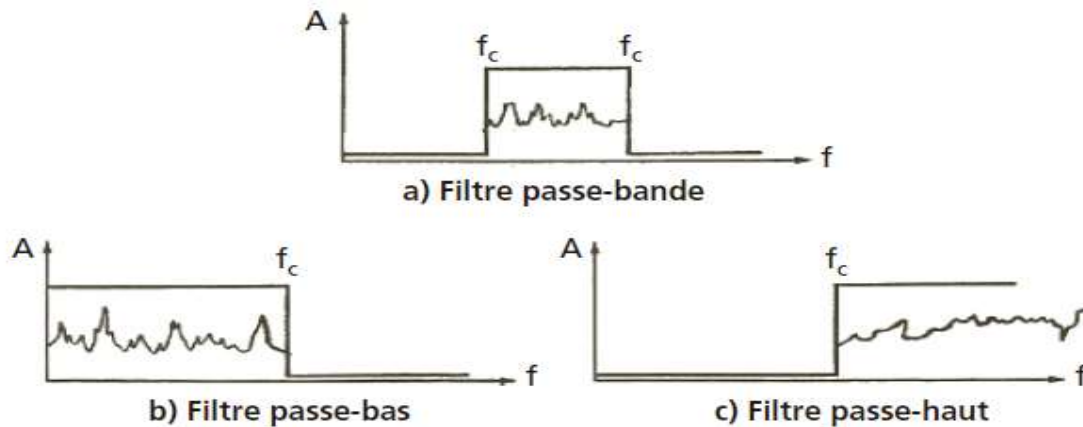


Figure I.10 : Réponse en fréquence des principaux types de filtres (f_c = fréquence de coupure).

I.4.3.2.4 Amplificateurs

Leur rôle est d'amplifier le signal après filtrage, pour le rendre exploitable.

I.4.3.3 Appareil de visualisation et d'analyse

I.4.3.3.1 Appareil pour le suivi en mode global des indicateurs

Ces appareils mesurent l'amplitude crête ou l'amplitude efficace du signal, et donnent une indication plus ou moins précise de l'état vibratoire de l'élément surveillé.

Ils peuvent être intéressants dans le cadre d'une stratégie de maintenance conditionnelle d'installation secondaire effectuée par un graisseur ou un visiteur, qui procède à des mesures selon une méthodologie simple et note les installations pour lesquelles la valeur de l'indicateur dépasse un seuil d'alarme.

Cette stratégie de surveillance présente une fiabilité médiocre, mais un faible coût.

I.4.3.3.2 Collecteurs de données informatisés

Ces appareils sont les plus utilisés, grâce à l'adjonction d'un convertisseur analogique/numérique, d'une unité de stockage et d'une interface de communication avec un micro-ordinateur, ils permettent une gestion informatisée direct des données, et la surveillance périodique d'un nombre important de machine à un coût acceptable.

I.4.3.3 Analyseur de spectre

Dans les analyseurs de spectre le signal est observé sans programmation préalable, ils sont dédiés au diagnostic et la détection de défauts à un stade précoce, ils traitent des performances et des fonctionnalités qui apparaissent comme essentielles, ses caractéristiques sont :

➤ **Bande passante et la résolution fréquentielle**

La bande passante des analyseurs s'étend de [0 – 10000] à [0 – 100000 Hz], le choix de la bande passante est en fonction de la fréquence maximale ou minimale à observer.

Cette bande passante doit être harmonisée avec celle du signal et celle du capteur.

L'analyseur possède un nombre de ligne spectrale important qui va déterminer la résolution fréquentielle.

➤ **Gamme dynamique**

La gamme dynamique d'un analyseur correspond entre l'amplitude maximale et le bruit de fond générés par l'appareil, c'est la plage d'amplitude utile de l'analyseur.

Elle est comprise entre 70dB et 90dB, le bruit du fond de l'analyseur ne dépasse pas 1/3160 de la valeur pleine échelle de l'amplitude pour 70dB, et 1/31600 pour 90dB.

➤ **Types de curseur**

La fonctionnalité « curseur » est une des fonctionnalités clés de tout analyseur et constitue une aide indispensable à l'interprétation des signaux et de leurs images spectrales. Il existe plusieurs types de curseurs.

- **Le curseur normal** : détermine les coordonnées (amplitude, fréquence), et permet une correction de l'effet de fenêtrage.
- **Le curseur Delta** : mesure l'écart fréquentiel ou temporel entre des pics à observer, cet écart peut correspondre à une fréquence de modulation, à une fréquence d'apparition des chocs ou à une fréquence de battement.
- **Le curseur d'harmonique** : permet de visualiser toute une famille de composante, la composante de base est appelée « fondamentale ».
- **Le curseur de bande latéral** : permet de matérialiser des harmoniques espacées autour d'un central (porteuse) et d'en déterminer l'espacement qui correspond à la fréquence de modulation.

I.4.3.3 Enregistreurs

Généralement pour la surveillance des machines tournantes, le diagnostic ne se fait pas sur place en direct, les mesures doivent être enregistrées pour être traitées en différé, en un lieu plus calme, à un moment choisi.

Les qualités essentielles de l'enregistreur sont :

Sa plage de fréquences (bande passantes) qui doit s'étendre de 0 à plus de 20 kHz.

Sa dynamique qui doit dépasser 80 dB.

La figure (I.11) représente une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre.

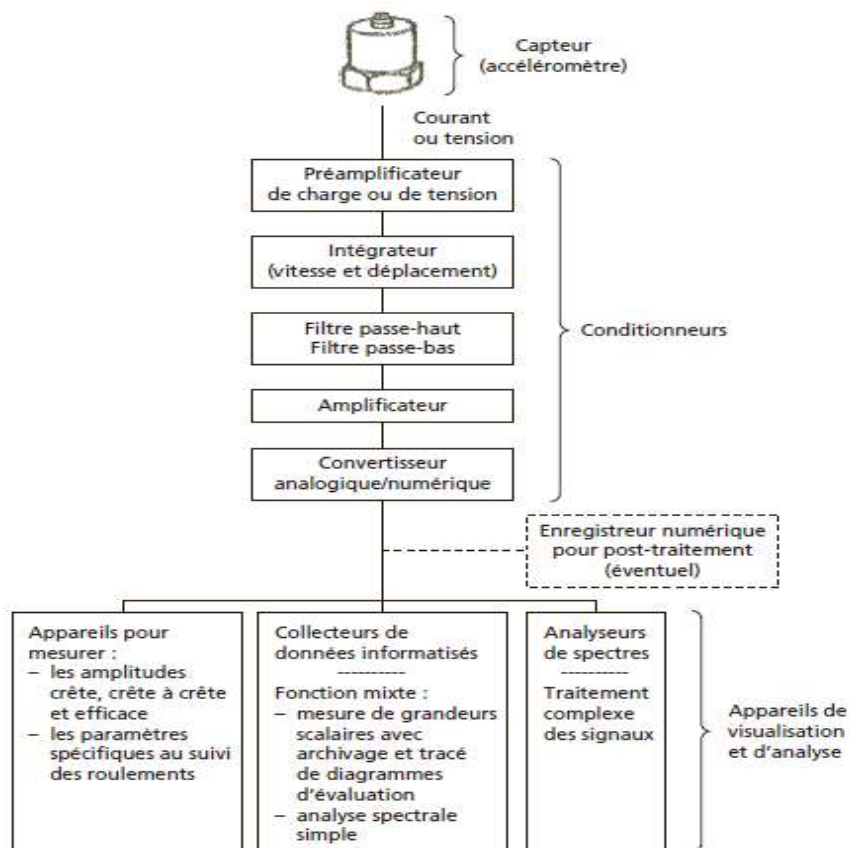


Figure I.11 : Exemple type d'une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre.



Chapitre II

TRAITEMENT DU SIGNAL

II.1 Introduction

Le traitement de signal est une science qui traite et interprète les informations contenues dans un signal qui peut provenir de différentes sources, le signal est électrique ou devenu électrique à l'aide de capteurs.

Dans le cas de la surveillance vibratoire le traitement de signal est utilisé pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement pour l'étude, par exemple, du comportement vibratoire d'un compresseur à pistons sur un cycle de compression. Elle sert aussi, et de façon très pertinente, à l'élaboration d'un diagnostic pointu lorsque, après dépistage d'une anomalie, il sera possible, grâce à des analyseurs de signaux haut de gamme, de suivre le signal temporel filtré autour de la fréquence générée par le défaut.

II.2 Un signal

Est la représentation physique de l'information qu'il transporte de sa source à son destinataire. Il sert de vecteur à une information. Il constitue la manifestation physique d'une grandeur mesurable (courant, tension, force, température, pression, etc.) [3]

II.2.1 Le bruit

Est défini comme tout phénomène perturbateur gênant la perception ou l'interprétation d'un signal, par analogie avec les nuisances acoustiques (interférence, bruit de fond, etc.). La différenciation entre le signal et le bruit est artificielle et dépend de l'intérêt de l'utilisateur [3].

II.2.2 Rapport signal sur bruit [4]

Le rapport signal sur le bruit (SNR) qui signifie en anglais (signal to noise ratio), c'est le rapport des puissances entre :

- Le signal d'amplitude maximale.
- Le bruit de fond.

II.2.3 Classification des signaux

II.2.3.1 Les signaux déterministes

Ou signaux certains, leur 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 [3]. Dans les signaux déterministes on trouve des signaux périodiques, les signaux non périodiques.

II.2.3.1.1 Périodiques

Un signal $x(t)$ est périodique (figure II.1) de période T si il satisfait à la relation : $x(t) = x(t + T)$ pour tout $t \in \mathbb{R}$. On distingue les signaux sinusoïdaux qui sont la répétition à l'infini d'un motif.

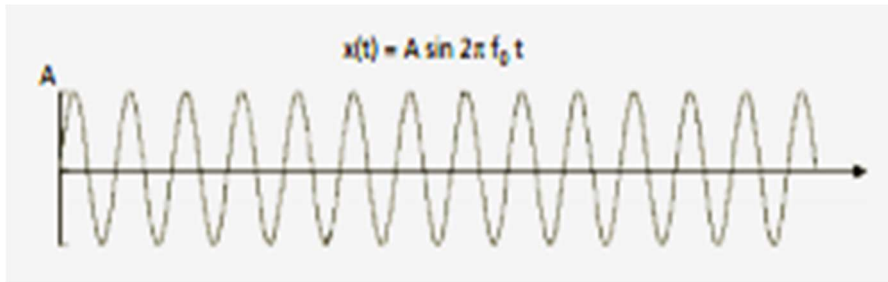


Figure II.1 : signal sinusoïdal.

Avec :

A : l'amplitude du signal

f : la fréquence du signal

t : la période du signal

II.2.3.1.2 Non périodique

Un signal $x(t)$ non périodique s'il satisfait à la relation $x(t) \neq x(t + T)$ pour tout $t \in \mathbb{R}$. On sépare les signaux quasi-périodiques qui résultent de la somme de signaux sinusoïdaux et les signaux transitoires (figure II.2) qui ont une existence éphémère ou qui sont observés sur une durée finie

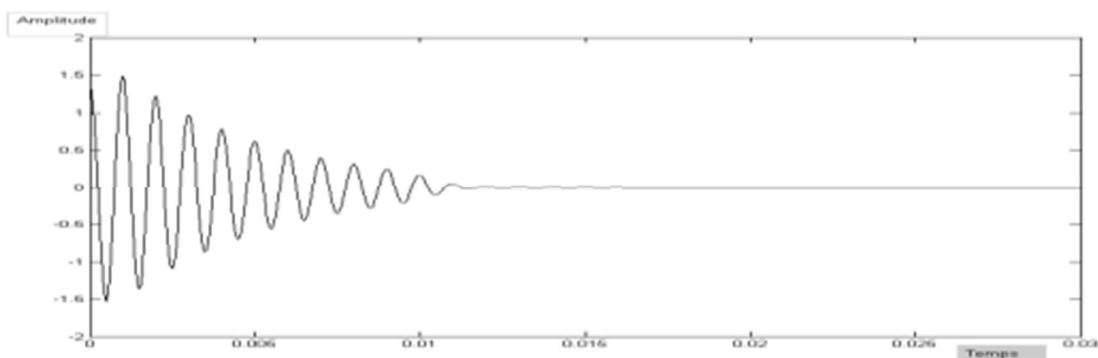


Figure II.2 : signal transitoire.

II.2.3.2 Les signaux aléatoires

Est un signal complexe, leur l'évolution en fonction du temps ne peut pas être décrite par un modèle mathématique. Inexploitable dans le domaine temporel, on se contente uniquement de

l'observation statistique, cette observation est caractérisée par des grandeurs statistique ou fréquentielles. On peut distinguer deux types de signaux aléatoires :

II.2.3.2.1 Les signaux stationnaires

Dont les caractéristiques statistiques sont invariantes dans le temps (figure II.3).

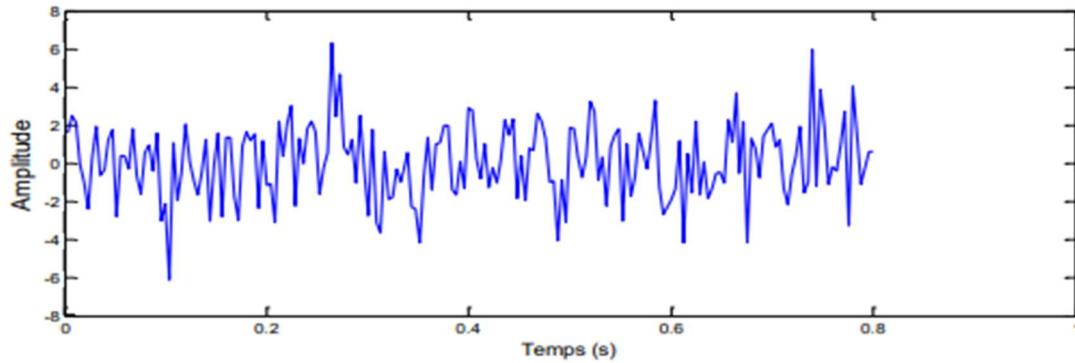


Figure II.3 : Signal stationnaire.

II.2.3.2.2 Les signaux non stationnaires

Dont les caractéristiques statistiques varient dans le temps (figure II.04)

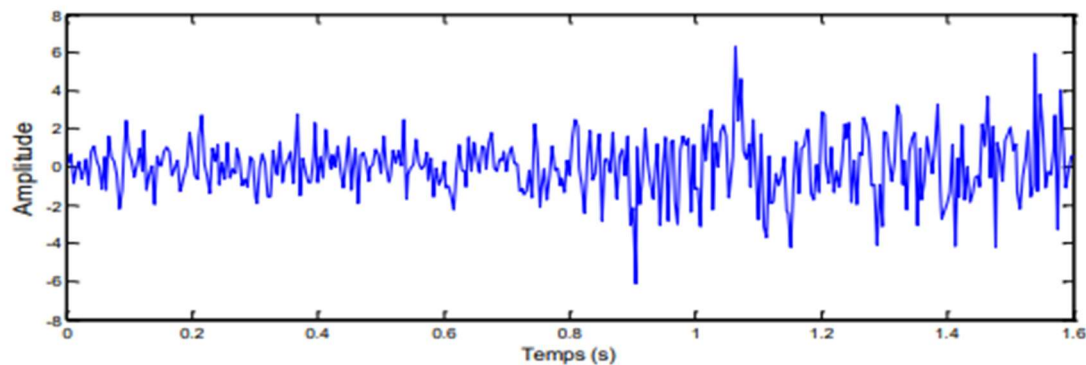


Figure II.4 : Signal non stationnaire.

II.2.4 Différents types de représentations des signaux

Il existe plusieurs types de représentations de signaux :

- Représentation temporelle.
- Représentation spectrale.

II.2.4.1 Représentation temporelle

La représentation temporelle est basée sur l'évolution du signal en fonction du temps, utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres en fonctionnement

II.2.4.2 Représentation spectrale

Faute de pouvoir représenter le signal vibratoire en fonction du temps sous une forme facilement exploitable, on a recherché à le représenter dans un diagramme amplitudes/fréquences appelé spectre. Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires constituant le signal est parfaitement définie par son amplitude et sa fréquence [1].

Le domaine des fréquences occupé par le spectre est aussi appelé la largeur de bande spectrale du signal [3].

$$DF = F_{max} - F_{min} \quad (1)$$

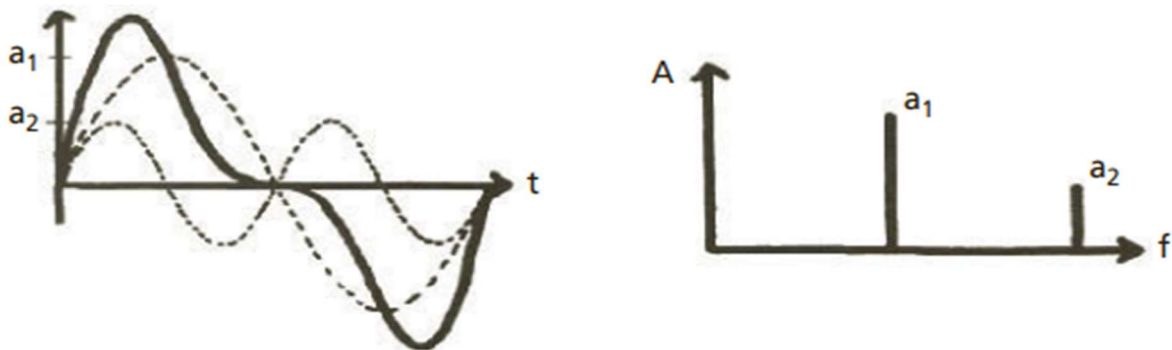


Figure II.5 : représentation spectrale des différentes composantes d'un signal complexe.

II.3 Analyse temporelle

L'analyse des signaux vibratoires dans le domaine temporel est l'une des techniques les plus faciles et les moins coûteuses. L'information contenue dans le signal vibratoire engendre des variations d'amplitude et de temps lors d'apparition d'un défaut. Par exemple la périodicité d'un pique d'amplitude peut indiquer une certaine anomalie du système. Ainsi, l'approche temporelle est appropriée pour des vibrations périodiques engendrées par un défaut produisant des impulsions périodiques. Cependant, l'analyse des courbes de deux signaux vibratoires : l'un sain et l'autre en défaut peut révéler une différence des deux formes, mais cela n'indique pas la

cause exacte du défaut, sa nature et sa gravité. D'ailleurs, certaines machines génèrent de fortes vibrations lors de son opération. Lorsque ces machines développent un défaut progressif, son évolution s'accroît constamment dans le temps tandis que l'augmentation du niveau des vibrations est difficile à percevoir. Si le niveau de gravité de ce défaut est bas, il est difficile à détecter les symptômes de ce défaut par les variations enregistrées sur la courbe du signal vibratoire.

Les systèmes mécaniques comme les roulements et les engrenages avec défauts localisés révèlent des caractéristiques qui ne peuvent pas être estimées dans le domaine temporel. Les caractéristiques de ces systèmes, définies comme aléatoires et non-déterministes, ne sont pas facilement cernées mais elles peuvent être estimées par des indicateurs statistiques qui offrent la possibilité de suivre l'aggravation du défaut [2].

II.2.1 La mesure du niveau global (indicateurs statiques)

L'analyse temporelle des signaux vibratoire consiste à étudier et suivre l'évolution des indicateurs statiques, entre autres, le kurtosis, la valeur efficace, la valeur crête, la valeur crête à crête, facteur de crête, afin de les comparer à des seuils de jugements et donner un avis sur l'état de la machine

Cet outil est fiable pour quantifier la gravité de défauts dans le suivi vibratoire mais pas leurs localisations.

Sur une machine dont le niveau vibratoire normal est relativement haut, le développement d'un défaut mécanique peut être masqué par le « bruit ». Le niveau global mesuré ne réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de son développement [5].

II.2.1.1 L'amplitude crête A_c

L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre.

II.2.1.2 L'amplitude crête à crête A_{cc}

Appelée aussi amplitude double. La mesure de l'amplitude crête ou crête à crête pour le déplacement de la vibration permet de mieux voir l'ampleur du mouvement vibratoire.

II.2.1.3 L'amplitude efficace (RMS)

Pour une vibration de type sinusoïdale, la valeur de l'amplitude efficace s'exprime de la façon suivante :

$$A_{eff} = A_c \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (2)$$

Pour une vibration complexe, la valeur de l'amplitude efficace se définit mathématiquement par la relation :

$$A_{eff} = A_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \times \sum_{n=1}^N [x(n)]^2} \quad (3)$$

Avec :

$x(n)$: le signal temporel mesuré.

N : représente le nombre d'échantillons prélevés sur le signal.

La RMC est la méthode la plus intéressante pour la mesure des amplitudes de vibrations. En plus de prendre en compte l'évolution du signal dans le temps, elle est liée à l'énergie de vibration et donc au "potentiel de détérioration" de la vibration. Dans la pratique, le détecteur de la RMC égalise les valeurs positives et négatives instantanées dès leur apparition. Il effectue ensuite la moyenne sur une certaine période de temps, puis extrait la racine carrée du résultat.

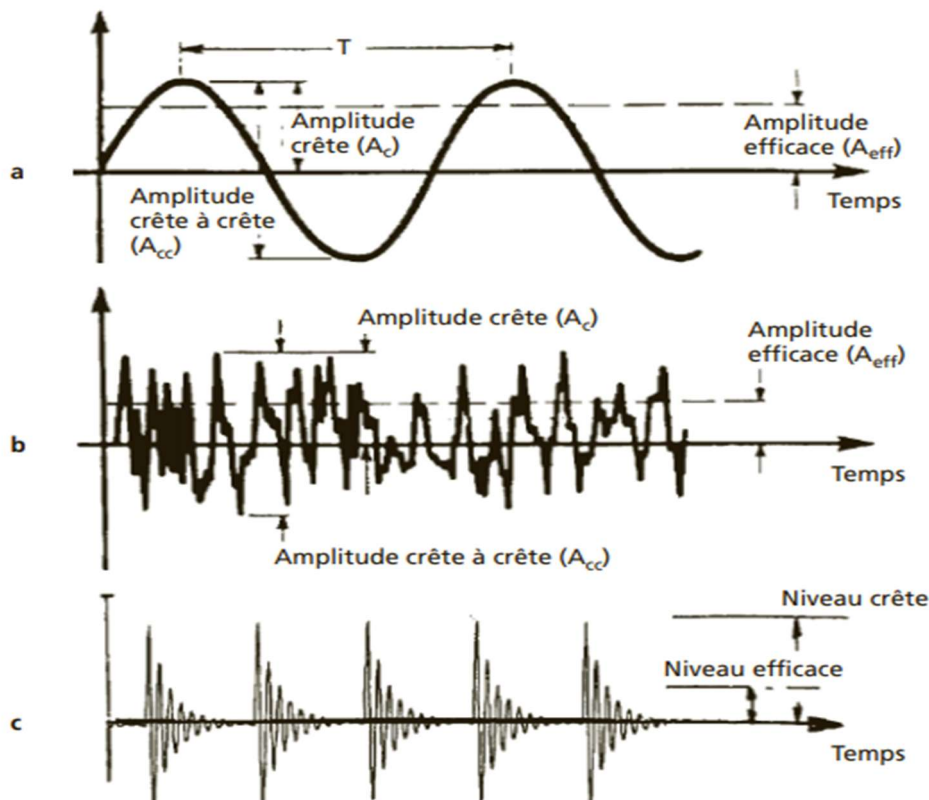


Figure II.6 : Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (a), complexe (b), impulsionnel périodique (c).

II.2.1.4 Le facteur de crête :

Qui se définit comme le rapport de la valeur de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace :

$$FC = \frac{\max(|s(t)|)}{A_{eff}(s(t))} \quad (4)$$

Une vibration de type sinusoïdal (balourd, désalignement...) aura un facteur de crête voisin de 1.5, alors qu'une vibration de type impulsionnel (chocs) aura un facteur de crête beaucoup plus important

L'inconvénient de ce type d'indicateur est sa sensibilité aux autres sources de vibrations du système [6].

II.2.1.5 Kurtosis

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace comme nous l'avons déjà vu avec le facteur de crête, mais aussi des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif.

Il est donné par la formule suivante :

$$K = \frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n) - \bar{x}]^4 \quad (5)$$

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace :

- K voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal
- K voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire
- $K \gg 3$ pour une vibration de type impulsionnel périodique

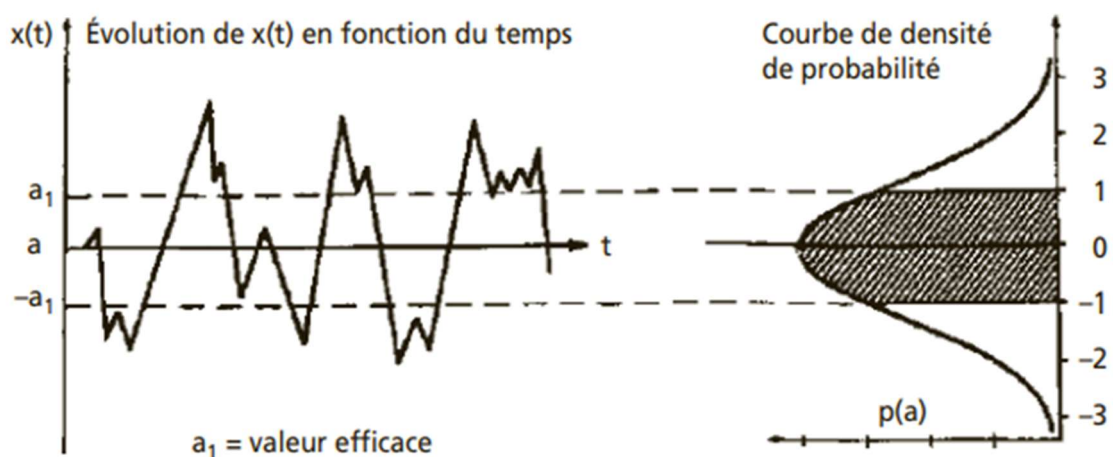


Figure II.7 : courbe théorique de la densité de probabilité.

II.2.2 L'inconvénient de l'analyse temporelle

II.2.2.1 Sensibilité différenciée

Chaque défaut est caractérisé par sa fréquence, c'est pour cette raison qu'un indicateur n'a pas la même sensibilité pour tous les défauts qu'il est apte à détecter.

II.2.2.2 Effet de masque

Le signal induit par le défaut recherché peut-être noyé par des composantes sinusoïdales d'amplitudes plus élevées induites par le fonctionnement normal ou anormal des autres organes de la machine.

L'effet de masque est le danger le plus sérieux de ce type de suivi généralement, ce sont les amplitudes efficaces des indicateurs qui sont mesurées.

Les défauts d'amplitude moindre, mais pas de gravité moindre, risque d'être complètement masquées.

II.4 Analyse spectrale

Le second type d'analyse est l'analyse dans le domaine de fréquence (fréquence, amplitude). Le signal temporel complexe $F(t)$ qui est difficile à interpréter dans le domaine temporel, est décomposé en une série de composants élémentaires définis par leurs fréquences et leurs amplitudes.

L'outil mathématique utilisé dans ce cas est la décomposition du signal à l'aide de la transformée de Fourier :

$$S(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (6)$$

Il consiste à représenter le signal dans un diagramme appelé spectre (fréquence, l'amplitude).

La représentation spectrale devient plus nette et réalisable. Le spectre final contient toutes les fréquences sinusoïdales (lignes discrètes) formant le signal d'origine. A noter que le spectre d'un choc périodique comporte un peigne de lignes à la fréquence de choc.

II.4.1 La transformée de Fourier

II.4.1.1 Cas des signaux périodiques

Toute fonction périodique $x(t)$ de période ($T_0 = 1/F_0$), elle peut s'écrire sous la forme d'une somme de fonctions sinusoïdales et cosinusoïdales de fréquences f multiple de la fréquence F_0 , dite fréquence fondamentale (décomposition en séries de Fourier). Soit :

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos 2\pi n f_0 t + b_n \sin 2\pi n f_0 t \quad (7)$$

Où a_n et b_n sont les coefficients de la série de Fourier calculés à partir des relations suivantes :

a_0 : Appelé valeur moyenne ou composante continue

$$a_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^T x(t) dt = \overline{s(t)} \quad (8)$$

Pour $n \geq 1$:

$$a_n = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt \quad (9)$$

$$b_n = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \sin(2\pi n f_0 t) dt \quad (10)$$

II.4.1.2 Cas des signaux non périodiques

L'intégrale de Fourier permet d'obtenir une représentation d'un signal $x(t)$ dans le domaine fréquentiel en associant à ce dernier sa transformée de Fourier $X(f)$ appelée spectre. On peut considérer la transformée de Fourier des fonctions non-périodiques comme une extension de la transformation précédente pour laquelle la période est infinie, L'intervalle de fréquence F_0 tend alors vers zéro et le spectre devient alors une fonction continue. [7]

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (11)$$

➤ La transformer de Fourier inverse (TF) :

$$X(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{j2\pi f t} df \quad (12)$$

II.4.2 La transformée de Fourier discrète

Pour le calcul du spectre d'un signal analogique qui n'a pas de représentation mathématique définit, on utilise la transformer de Fourier discrète (TFD).

Et pour cela le signal doit être numérisé et échantillonné en des points discrets avec un nombre fini d'échantillons N .

Si le nombre d'échantillons (N) a été prélevés avec une fréquence d'échantillonnage f_e ($f_e = 1/t_e$), le temps d'acquisition du signale échantillonnée, sur lequel a été calculée la TFD, est donc :

$$\Delta t = N t_e = N / f_e \quad (13)$$

Avec : t_e : le pas d'échantillonnage.

Soit un signal à temps continu $s(t)$ tel que :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \quad (14)$$

Donc on remplace t par nt_e , et l'intégrale par la somme alors l'expression devient :

$$X(f) = \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e) \cdot e^{-j2\pi fnt_e} dt \quad (15)$$

En conséquence le spectre du signal échantillonné composé de N points, est calculé sur une plage fréquentielle $[0, f_e]$ avec une distance fréquentielle égale à :

$$\Delta f = 1/\Delta t = 1/Nt_e = f_e/N$$

Donc la variable f devient une variable discret $k\Delta f$, alors l'expression de la transformée de Fourier discrète est :

$$S(k\Delta f) = \sum_{n=0}^{N-1} s(nt_e) \cdot e^{-j2\pi nk/N} dt \quad (16)$$

Avec :

n : le numéros de l'échantillon

k : le nombre de la ligne fréquentielle

II.4.2.1 Étapes de calcul du spectre par la TFD

Le spectre d'un signal est le résultat de calcul de la TFD, l'utilisation de cette outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opérations (échantillonnage, fenêtrage, périodisation) qui entraîne quelque modification entre le spectre calculé et le spectre réel. Ces dernières sont notablement atténuées par des filtre anti repliement et la correction des effets de fenêtrage

II.4.2.1.1 Effet d'échantillonnage [7]

Echantillonner un signal à la fréquence $f_e = 1/t_e$ équivaut à le multiplier par un peigne de Dirac de pas t_e et de poids 1. Dans le domaine fréquentiel, la convolution du spectre $s(f)$ par un peigne de Dirac de pas f_e a pour effet de périodiser la fonction qui le représente. La fréquence de répétition correspond à la fréquence d'échantillonnage f_e voire la figure (II.8). Si l'étendue fréquentielle f_{max} est supérieure à la demi fréquences d'échantillonnage, les supports des fonctions $s(f)$, $s(f-f_e)$ et $s(f+f_e)$ se recouvrent et les fonctions s'additionnent dans les zones de recouvrement (figure 8). Le spectre du signal est donc altéré.

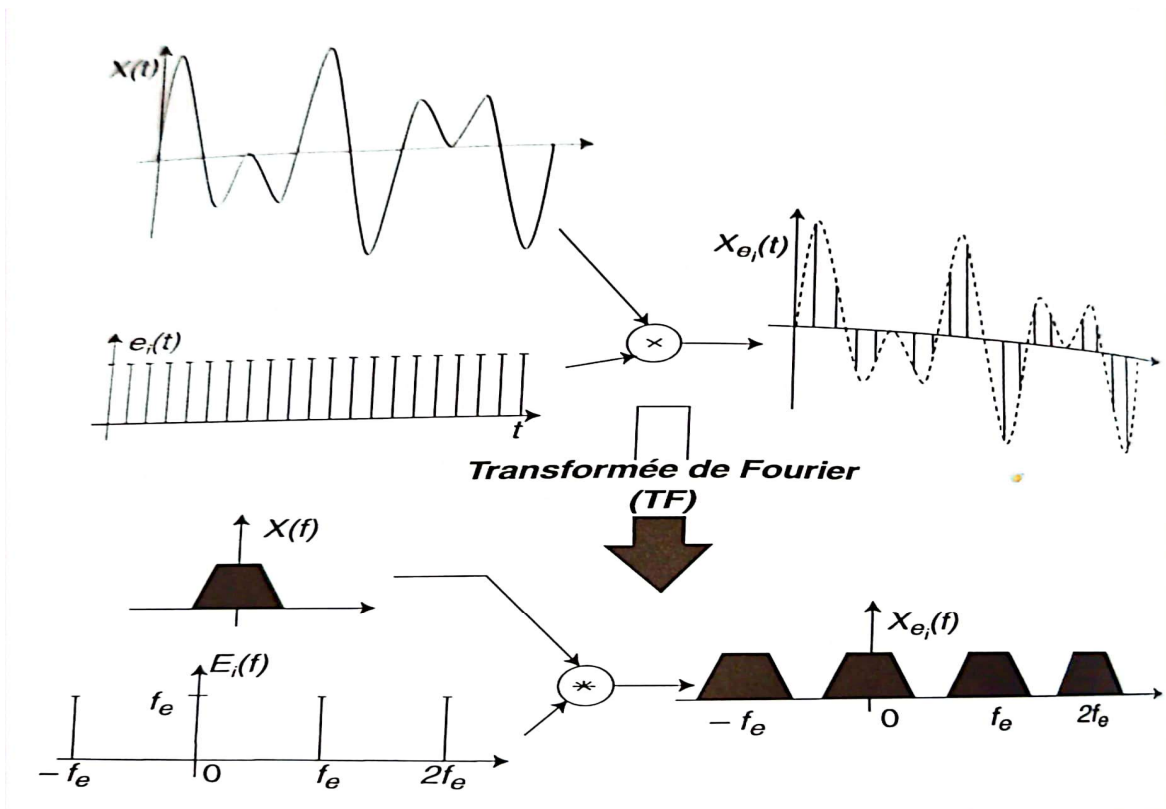


Figure II.8 : Effet de repliement dans le domaine spectral.

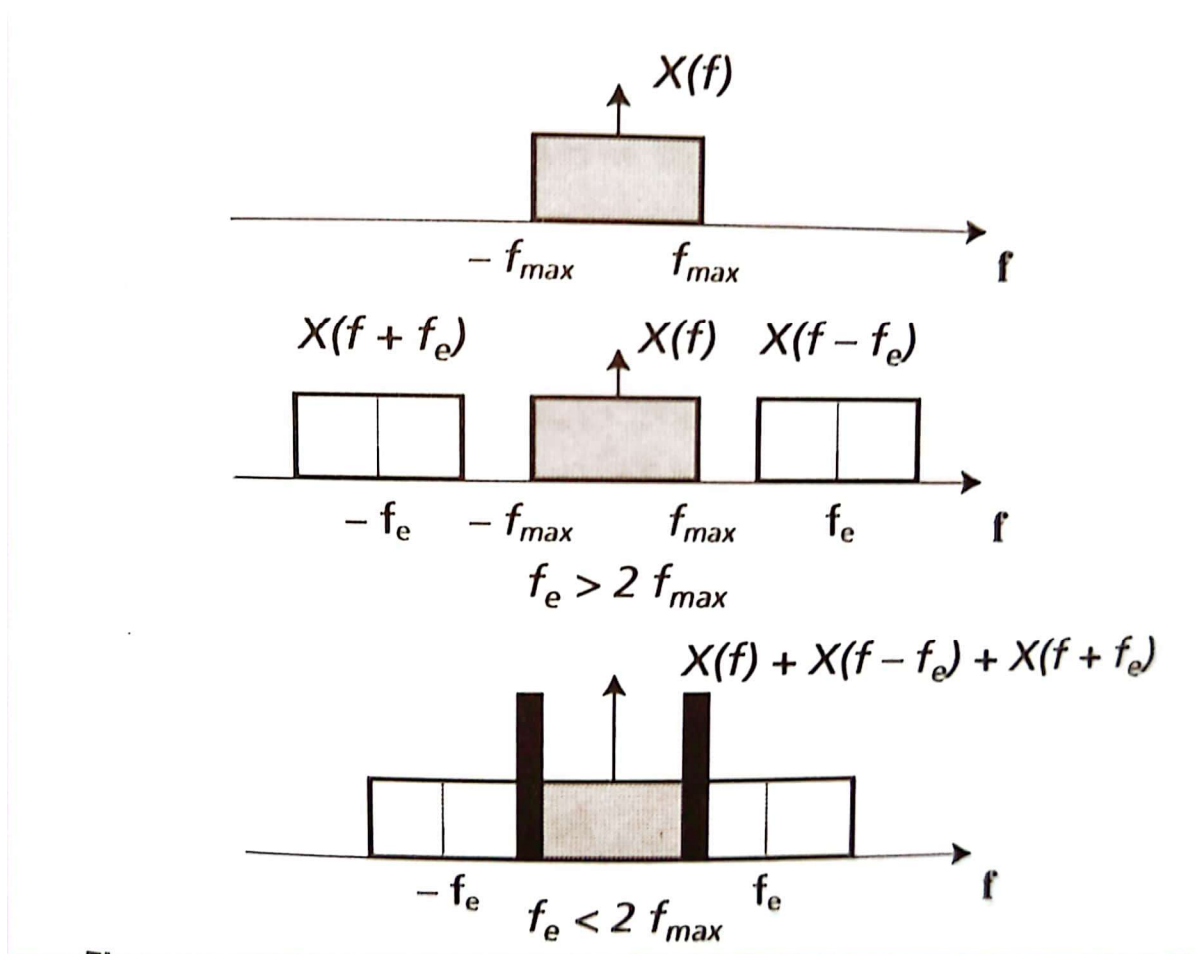


Figure II.9 : effet de repliement dans le domaine spectral.

Afin d'éliminer ces effets préjudiciables à une bonne intelligibilité du spectre du signal, la fréquence d'échantillonnage doit être au moins égale au double de la fréquences maximale du signal à analyser (théorèmes de Shannon).

En pratique, la fréquence maximale est inconnue, le signal est filtré avec un filtre passe bas très sélectif appelé (filtre anti-repliement), de fréquences de coupure $f_e/2$. Le choix de la fréquence maximale d'analyse est déterminé par la connaissance des fréquences cinématiques de la machine, et les images vibratoire dont lesquelles se manifestent les différents défauts, par conséquence

L'analyseur de spectre impose la fréquence d'échantillonnage f_e qui est égale à :

$$f_e = 2.56f_{max}$$

II.4.2.1.2 Effet de fenêtrage

Définir un signal motif d'une durée $\Delta t = N/f_e$ à partir de N échantillons consécutifs revient à multiplier le signal échantillonné par une fonction dont la valeur est nulle en dehors d'un intervalle de largeur $\Delta t = N/f_e$. Une telle fonction est couramment appelée « fenêtre ».

Cette multiplication se traduit par une convolution de la transformée de fourrier du signal par la transformée de fourrier de la fenêtre. Dans le cas où le signal est constitué de composantes discrètes ce produit de convolution a pour effet de centrer la transformée de fourrier de la fenêtre sur chaque composante spectrale du signal à analyser.

La convolution de TF d'un signal par la TF d'une fenêtre peut faire apparaître des composantes spectrales qui n'existent pas dans le signal (bruit), si la largeur de fenêtre Δt ne correspond pas à un multiple entier de la période de chaque composante élémentaire constituant le signal. Ce bruit doit être minimiser par le choix judicieux de la fenêtre.

La fenêtre de Hanning qui présente un compromis acceptable des exigences contradictoire est la fenêtre la plus utiliser pour analyser les signaux vibratoires des machines tournantes.

II.4.2.1.3 Effet de périodisation

Pour périodiser un signal motif consiste à le convoluer par un peigne de Dirac de pas Δt , ce produit de convolution revient dans le domaine fréquentiel par une multiplication du spectre du signal motif par un peigne de Dirac d'amplitude et de pas Δf . Ce produit de convolution a pour effet de discrétiser le spectre du signal motif.

II.4.2.2 Exemple d'application de la TFD

Pour comprendre cette limitation, on calcule le spectre d'un signal stationnaire (une sinusoïde), et celui d'un signal instationnaire (signal de type choc) cas d'un défaut de roulement.

II.4.2.2.1 Cas d'un signale stationnaire

Les figures suivantes montrent une sinusoïde à la fréquence 45Hz et son spectre.

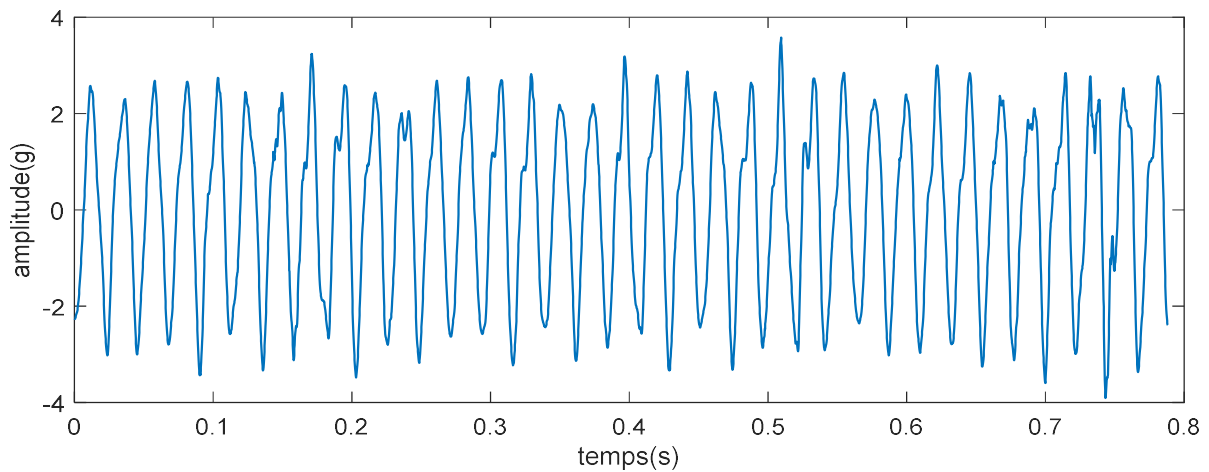


Figure II.10 : une sinusoïde à la fréquence 45 Hz.

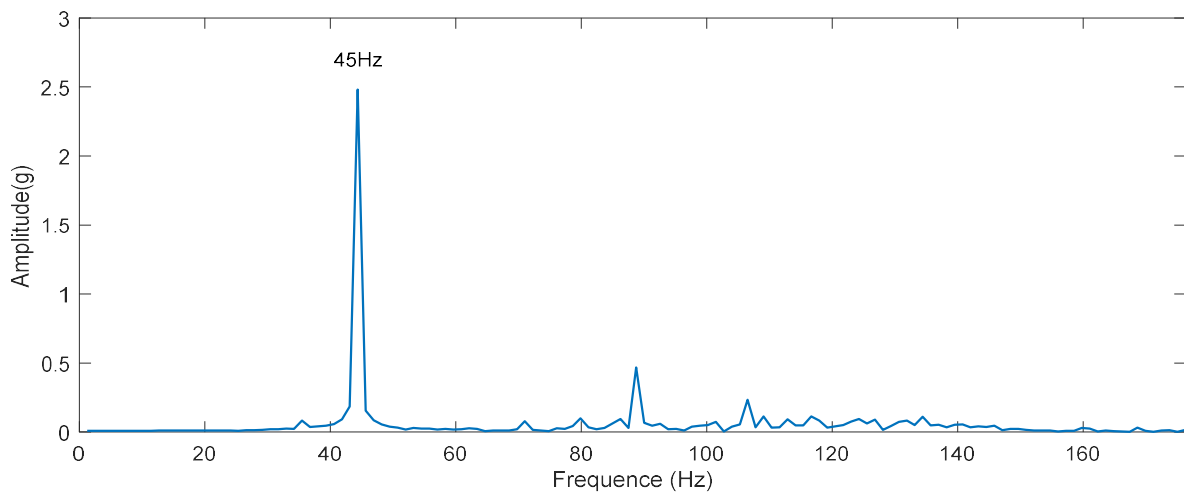


Figure II.10 : spectre d'une sinusoïde à la fréquence 45 Hz.

II.4.2.2.2 Cas d'un signal instationnaire

Les figures suivantes montrent un signal de type choc (signale instationnaire) de fréquence (1500Hz) et son spectre, simulés avec MATLAB, Pour la simulation de ce défaut, on a le paramétrage suivant :

- Le temps d'acquisition ($t_{aq} = 2 s$)
- La fréquence d'échantillonnage ($F_e = 5120 \text{ Hz}$)
- La fréquence de résonance ($f_0 = 1500 \text{ Hz}$)

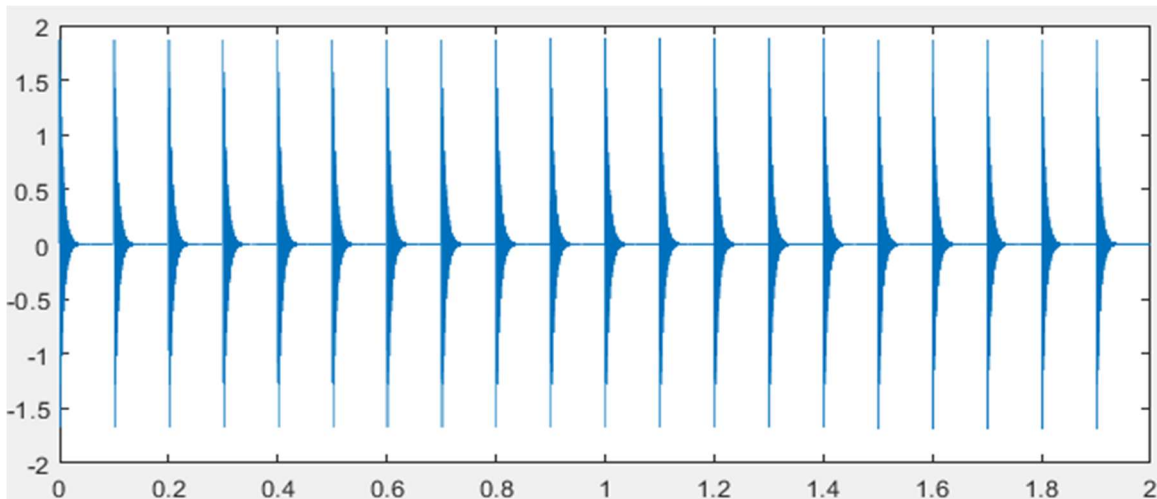


Figure II.12 : allure temporelle d'un signal instationnaire sans bruit.

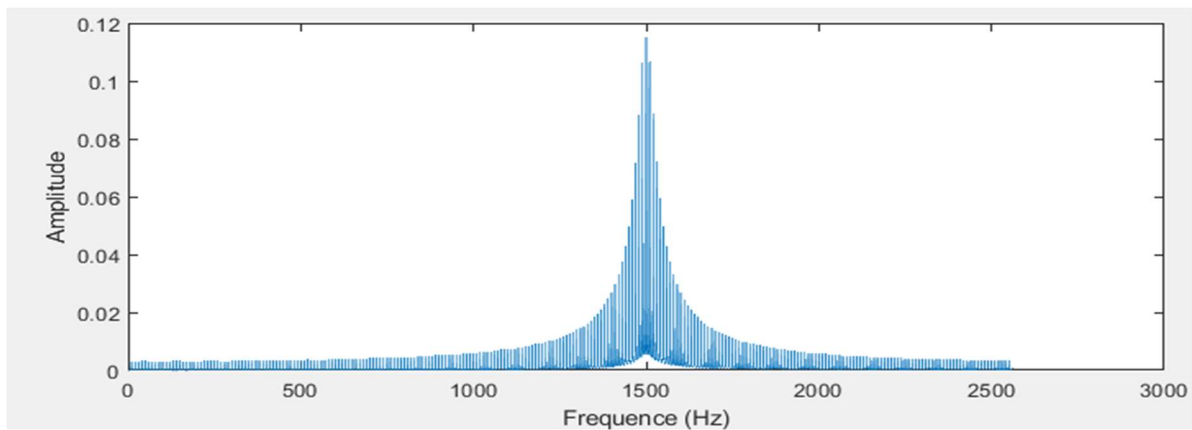


Figure II.13 : spectre d'un signal instationnaire de type choc.

Le spectre montre un pic à la fréquence de résonance (1500Hz), donc la présence d'un défaut à cette fréquence, mais il ne permet pas de distinguer les composantes du défaut. On dira donc que l'analyse de Fourier n'est pas l'outil adapté à l'étude des signaux non stationnaires dont les fréquences varient dans le temps. Il serait donc approprié de mettre en place d'autres stratégies d'analyse qui conviennent pour les signaux instationnaires afin de couvrir les carences engendrées par le spectre

II.4.2 Limitation de l'analyse spectrale

L'analyse spectrale classique, fondée sur la T.F, implique implicitement que les propriétés spectrales du signal sont stationnaires. La transformation de Fourier TF est une transformation réversible, ce qui signifie qu'elle permet le passage du signal brut (temporel) au signal traité

(fréquentiel) et inversement. Cette transformation ne permet d'avoir les deux informations, à savoir temporelle et fréquentielle, en même temps. La TF nous renseigne sur les périodicités qui existent dans le signal, sans donner le moment où elles apparaissent.

II.4.3 Analyse cepstrale

L'analyse cepstrale consiste à associer un cepstre à un spectre, cela permet d'identifier et de quantifier immédiatement toutes les structures périodiques (peignes de raies ou famille de bandes latérales) contenues dans ce dernier.

II.4.3.1 Le cepstre [7]

Le cepstre est défini comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de sa transformée de Fourier directe

$$C[x(t)] = C(\tau) = TF^{-1}[\log TF[x(t)]] \quad (17)$$

La variable τ du cepstre a la dimension d'un temps et est appelée « quéfrencence », anagramme du mot « fréquence ». Elle représente les périodes d'oscillations des réponses impulsionnelles et les périodes de répétitions ou de modulation des forces d'excitation.

Une vibration peut être considérée comme le produit de convolution d'une force d'excitation $e(t)$ par la réponse impulsionnelle de la structure $h(t)$ au point de fixation de capteur.

$$X(t) = h(t) * e(t) \quad (18)$$

En théorie le cepstre a pour effet de déconvoluer, en pratique, de séparer la réponse impulsionnelle de la structure sur laquelle le capteur est fixé des forces d'excitation, les amplitudes des composantes cepstrales liées aux forces d'excitation sont indépendantes de la position du capteur sur la structure. Elles ne dépendent que de la position du capteur vis-à-vis de la direction de ces dernières.

II.4.3.1.1 Développement mathématique

Le cepstre d'un signal vibratoire peut s'écrire :

$$C[x(t)] = TF^{-1}[\log TF[h(t) * e(t)]] \quad (19)$$

Donc :

$$TF[h(t) * e(t)] = TF[h(t)].TF[e(t)] \quad (20)$$

$$\log [TF[h(t)].TF[e(t)]] = \log [TF[h(t)]] + \log [TF[e(t)]] \quad (21)$$

Donc la relation $C[x(t)]$ peut s'écrire :

$$C[x(t)] = TF^{-1}[\log [TF[x(t)]]] = TF^{-1}[\log [TF[h(t)]] + \log [TF[e(t)]]]$$

$$C[x(t)] = C[h(t)] + C[e(t)] \quad (23)$$

Avec :

$C[h(t)]$: cepstre de la réponse impulsionnelle de la structure

$C[e(t)]$: cepstre de la force d'excitation

La figure suivante montre l'effet du cepstre sur le spectre [8].

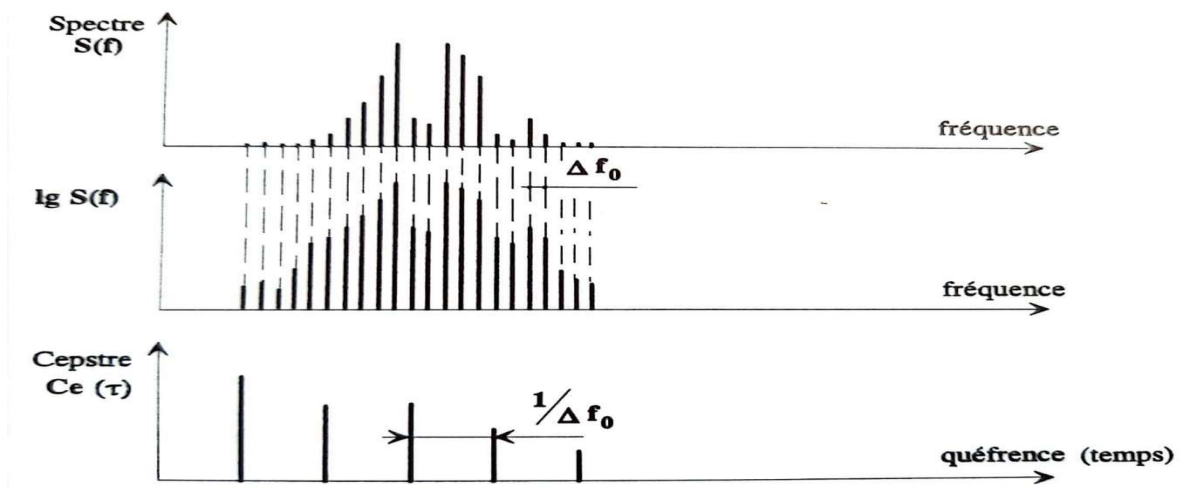


Figure II.14 : effet de cepstre sur le spectre.

Le cepstre peut apporter quelques clartés : aux faibles écarts entre les raies des spectres correspondent des espaces importants dans le cepstre [8].

II.4.4 Analyse d'enveloppe

L'analyse d'enveloppe est une opération de démodulation de phase consistant à isoler les fréquences modulantes. L'étude du signal enveloppe permet d'analyser la forme du signal, notamment lorsque le défaut recherché excite un mode de résonance de la structure. Elle consiste à filtrer le signal autour d'une fréquence de résonance identifiable sur le spectre, et à en rechercher la modulation provoquée par la répétition des forces générées par le défaut recherché. Cette technique se base sur la transformée de Hilbert (TH) [9]. La TH peut déterminer l'amplitude instantanée et la fréquence instantanée selon l'expression donnée par.

$$\tilde{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int \left(\frac{x(\tau)}{t-\tau} \right) dt \quad (24)$$

Le signal analytique $\hat{x}(t)$ du signal $x(t)$ peut être constitué à travers $x(t)$ et son HT $\tilde{x}(t)$:

$$\hat{x}(t) = x(t) + j\tilde{x}(t) \quad (25)$$

Le processus peut être suivi en prenant la valeur absolue du signal analytique pour générer l'enveloppe :

$$|\hat{x}(t)| = \sqrt{x(t)^2 + \tilde{x}(t)^2} \quad (26)$$

II.4.4.1 La modulation d'amplitude

La méthode d'enveloppe utilise la modulation d'amplitude de la fréquence de résonance du roulement par la fréquence du défaut, la fréquence de résonance est modulée par la fréquence du défaut. Le défaut produit une vibration à la fréquence de résonance, à l'instant de l'apparition de l'impact, l'amplitude des vibrations associée est maximale. Ensuite, elle diminue au cours du temps, ce qui est dû à l'amortissement de la structure. L'impact est un phénomène périodique, se produit à une fréquence caractéristique du défaut. À chaque fois que le phénomène se produit, il génère une vibration à la fréquence de résonance. Alors, l'amplitude de la vibration à la fréquence de résonance varie avec une période égale à la période de répétition de l'impact, caractéristique du défaut. L'amplitude est modulée, donc il suffit d'interpréter le spectre fréquentiel (FFT) de cette enveloppe afin d'en retirer la fréquence des impacts, propres au défaut.

II.4.4.2 Les étapes de la méthode d'enveloppe

En pratique, la méthode d'enveloppe demande une série de traitement du signal temporel brut avant d'obtenir le résultat, se sont trois étapes essentielles qui peuvent être résumées comme indiquer par la figure ci-dessous.

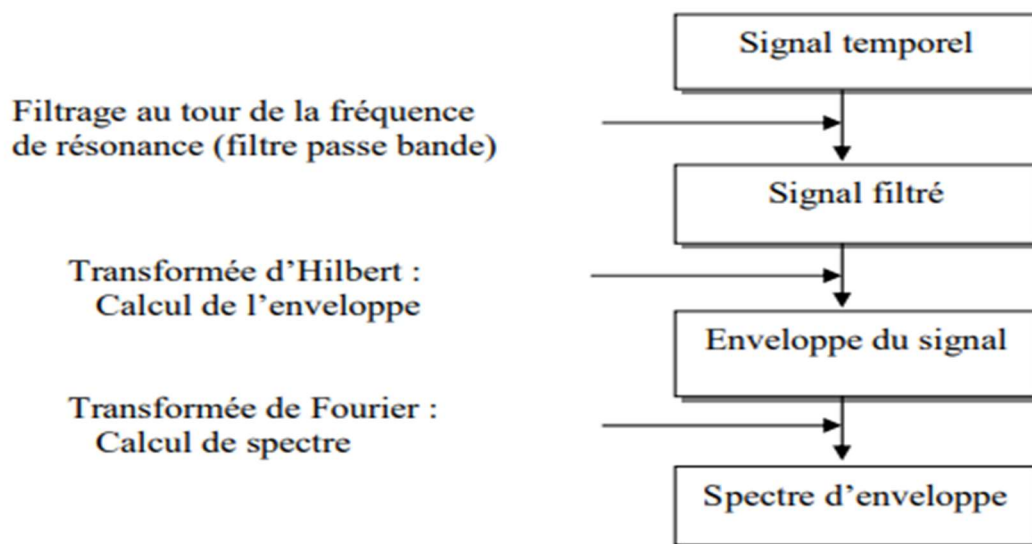


Figure II.15 : Schéma de fonctionnement de la méthode d'enveloppe.

La figure (II.16) montre l'enveloppe d'un signal impulsionnel périodique.

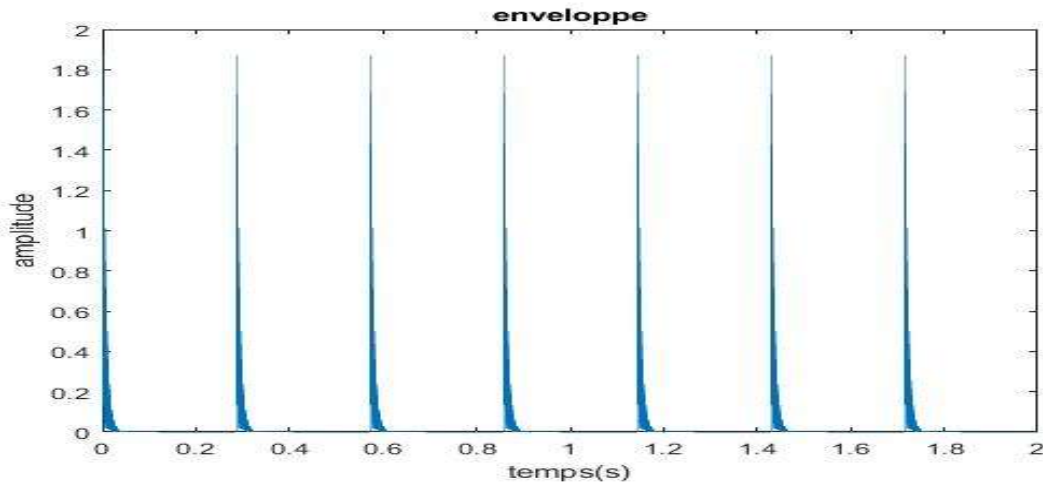


Figure II.16 : Enveloppe d'un signal impulsionnel périodique.

II.5 Analyse temps-fréquence

II.5.1 Introduction

L'analyse d'un signal peut se faire par des méthodes fondées soit sur la représentation temporelle, $x(t)$, soit sur la représentation spectrale $X(f)$, qui est la transformée de Fourier (TF) de $x(t)$. Le signal temporel donne une information sur la présence d'un signal, son énergie et son évolution temporelle. La T.F nous renseigne sur les fréquences présentes dans le signal et sur la répartition de l'énergie sur ces fréquences. Pour les signaux déterministes, les représentations couramment utilisées pour l'analyse des signaux sont l'énergie instantanée $|x(t)|^2$ et le spectre d'énergie $|X(f)|^2$. Cependant, leurs limitations sont immédiates quand on les applique aux signaux non stationnaires, aux signaux avec un spectre qui varie avec le temps. En particulier, ils ne donnent pas d'information sur la manière dont la fréquence varie avec le temps. Par exemple, les signaux tels que les vocalisations humaines, les vocalisations des oiseaux etc ..., ont la particularité de présenter des modulations de fréquence. Ces signaux sont donc non stationnaires. L'analyse spectrale classique, fondée sur la T.F, implique implicitement que les propriétés spectrales du signal sont stationnaires. En fait, le module de la T.F d'un signal fournit seulement une moyenne temporelle du contenu spectral du signal sans donner de précision sur d'éventuelles changements de fréquences au cours du temps [14].

Plusieurs méthodes ont été proposées pour remédier à ce problème. La transformée de Fourier à fenêtre glissante (TFFG) ou spectrogramme, et la distribution Wigner–Ville (DWV), sont les distributions temps-fréquence les plus utilisées.

II.5.2 La transformée de Fourier à fenêtre glissante ou à court terme (TFCT)

L'idée de base de la transformation de Fourier à court terme (TFCT) est de décomposer le signal en petits segments supposés stationnaires et d'appliquer, sur chacune des sections, la transformée de Fourier permettant ainsi une détermination pas à pas des propriétés fréquentielles du signal en obtenant ainsi le spectre local. La totalité des spectres locaux indique alors comment le spectre varie au cours de temps [13]. Ce concept est présenté sur la figure (11).

La Transformation de Fourier à Fenêtre Glissante (TFFG), dite de « Gabor », consiste à multiplier le signal $x(t)$ par une fenêtre glissante $g(\tau)$ centré autour de $t = 0$, et calculer la transformée de Fourier du produit $x(t)*g(\tau)$. Cette transformée de Fourier fournit une information fréquentielle du signal au voisinage de $t = 0$. Dans cette méthode le signal est supposé quasi stationnaire à l'intérieure de la fenêtre $g(\tau)$. La TFFG a pour expression [9] :

$$Gx(f, t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \cdot g(\tau - t) \cdot e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (27)$$

Où $x(\tau)$ est le signal, t représente le paramètre de localisation de la fenêtre $g(\tau)$. $Gx(f, t)$ correspond au spectre du signal $x(\tau)$ autour de t . Pour obtenir la représentation spectrale autour de t , il suffit de déplacer par translation la fenêtre g et d'effectuer une transformation de Fourier sur le signal ainsi fenêtré. En pratique, on utilise le spectrogramme qui est le module au carré de $Gx(f, t)$. Lorsque les valeurs de la TFCT sont, en général, complexes, le module au carré nous assure que la valeur du spectrogramme sera toujours une valeur réelle. Le spectrogramme est alors défini comme une densité d'énergie soit [11] :

$$Sx(f, t) = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) \cdot g(\tau - t) \cdot e^{-j2\pi f\tau} d\tau \right|^2 \quad (28)$$

La figure suivante montre le principe de la transformée de Fourier sur une fenêtre glissante.

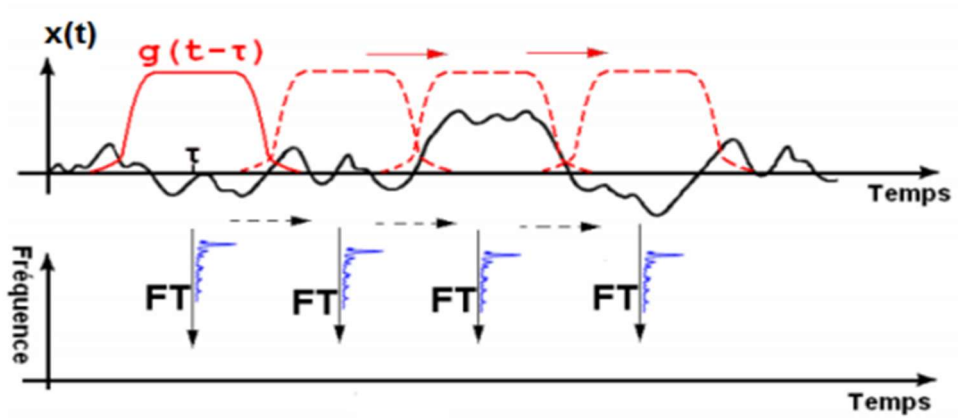


Figure II.17 : Principe de la transformée de Fourier sur une fenêtre glissante.

II.5.2.1 Exemple d'application

Les figures présentent un signal non-stationnaire qui est une somme d'une sinusoïde de fréquence (500Hz) et un signal de type choc de fréquence de résonance (1500Hz) et la fréquence de choc (10Hz), et sa représentation temps-fréquence. Simulés avec MATLAB, Pour la simulation de ce défaut, avec :

- La fréquence d'échantillonnage ($F_e = 5120$ Hz)

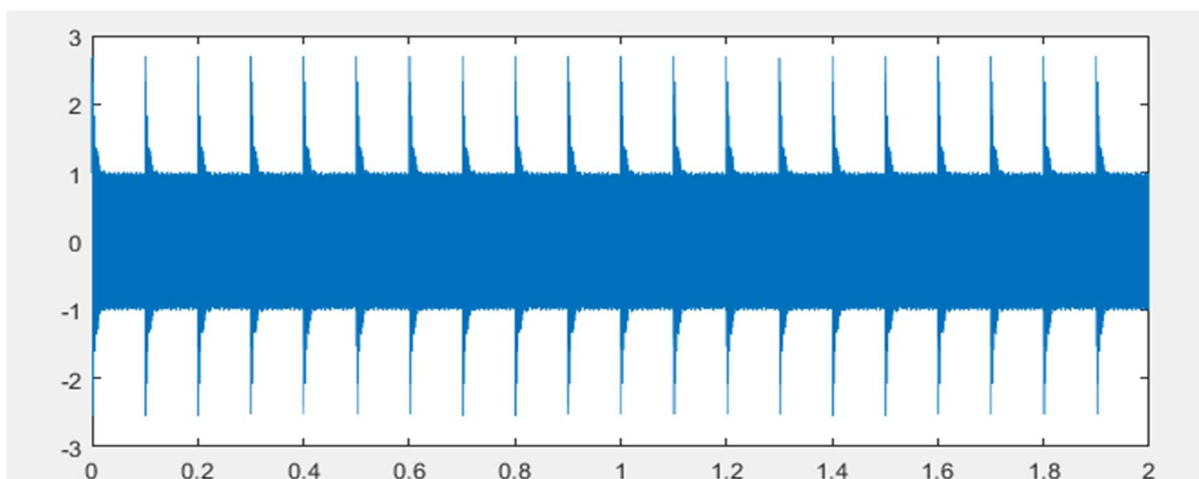


Figure II.18 : Représentation temporelle d'une somme d'une sinusoïde et un signal de type choc.

L'analyse temps-fréquence a été effectuée avec une fenêtre de 120 points, et 100 points de recouvrement.

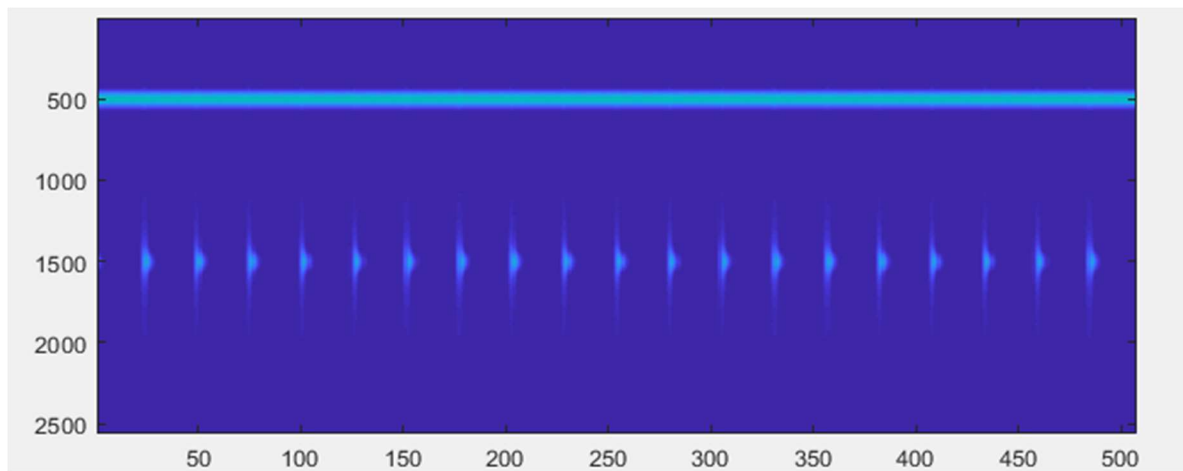


Figure II.19 : représentation temps-fréquence.

Le spectrogramme ci-dessus montre bien les deux fréquences constituant le signal et leurs évolutions dans le temps.

La limitation de cette méthode réside dans la résolution de l'analyse dans le temps et la fréquence. Une bonne résolution dans le temps (localisation) implique l'utilisation d'une petite fenêtre temporelle ce qui résulte une mauvaise résolution fréquentielle et vice versa [10].

A hand-drawn scroll with a black outline and rounded corners. The scroll is partially unrolled, with the top and bottom edges showing a slight curve. The text is written in a cursive, handwritten style. The scroll is positioned horizontally in the center of the page.

Chapitre III

*Images vibratoires des principaux
défauts*

III.1 Généralités sur quelques défauts

III.1.1 Les défauts d'engrenages

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre, permettant de transmettre de la puissance entre deux arbres rapprochés avec un rapport de vitesse constant. Selon la position relative des deux arbres, on distingue trois classes d'engrenages [28].



Figure III.1 : Différents types d'engrenage [28].

III.1.1.1 Fréquence d'engrènement

Un engrenage est composé de l'ensemble de deux roues dentées $Z1$ et $Z2$ tournant avec des vitesses $n1$, $n2$ correspondant aux fréquences de rotation $F1$ et $F2$. Les deux roues dentées s'engrènent à une fréquence dite la fréquence d'engrènement F_e [1], elle est donnée par la formule suivante :

$$F_e = F1 \cdot Z1 = F2 \cdot Z2$$

Avec :

F_e : Fréquence d'engrènement

$F1$ et $F2$: fréquences de rotations des roues 1 et 2

$Z1$ et $Z2$: Nombre des dents des roues 1 et 2.

Si la denture est correcte, le spectre est constitué de composante dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques.[28]

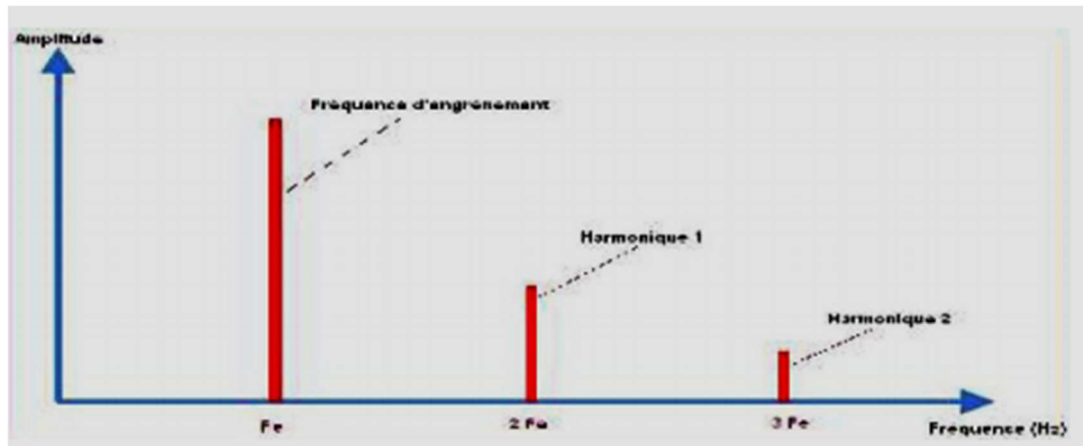


Figure III.2 : Spectre d'un engrenage sain.

III.1.1.2 Signatures vibratoires des défauts d'engrenage

III.1.1.2.1 Cas de détérioration d'une dent

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour de pignon. Le spectre correspondant Figure 1 montre un peigne de raies dont le pas correspond la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences. [28]

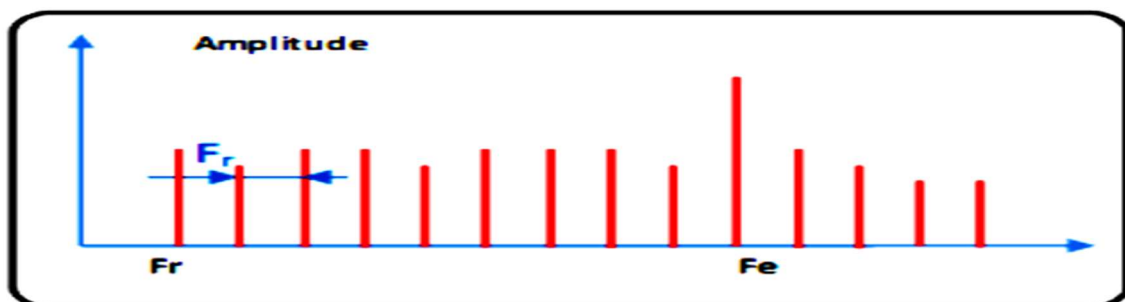


Figure III.3 : Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.

III.1.1.2.2 Cas de détérioration de l'ensemble de dentures

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent au passage de chacune des dents. Le spectre est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée (figure III.15) [28].

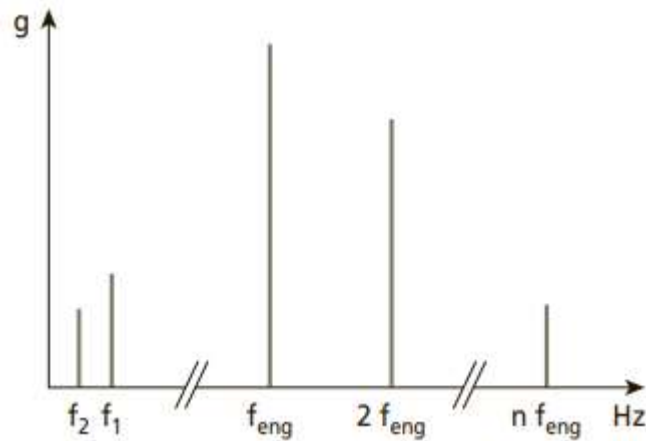


Figure III.4 : défaut d'engrènement dû à l'ensemble de dentures détériorées.

III.1.1.3 Les différents types de détérioration des dentures d'engrenages

On distingue principalement deux catégories de défauts. Les défauts affectant toutes les dents, usure, piqûres, et ceux localisés sur des dents particulières, fissuration, écaillage. Les défauts localisés sur des dents particulières conduisent rapidement à la rupture de celles-ci, contrairement aux défauts tels que l'usure normale. [29]

III.1.1.3.1 Défauts répartis sur toutes les dents

➤ L'usure [29]

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.



Figure III.5 : L'usure.

➤ **Les piqûres : [29]**

Il s'agit de trous peu profonds, qui affectent toutes les dents. Le pitting (piqûres) 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.



Figure III.6 : Les piqûres.

III.1.1.3.2 Défauts localisés sur certaines dents

➤ **L'écaillage [29]**

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. Ce type d'engrenage ne présente pratiquement pas de phénomène d'usure, l'écaillage, qui est le principal défaut, évolue rapidement vers la rupture. La cause est connue : la pression superficielle est trop importante



Figure III.7 : L'écaillage.

➤ **Le grippage [29]**

Il est la conséquence directe de la destruction brutale du film d'huile, sous l'effet de la température résultant d'un frottement sous charge. Le grippage est favorisé essentiellement par des vitesses élevées, de gros modules, un faible nombre de dents en contact. La probabilité de grippage est influencée par l'état physico-chimique du lubrifiant et par les conditions de mise en service.



Figure III.8 : Le grippage.

➤ **La fissuration [29]**

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. 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.



Figure III.9 : La fissuration.

III.1.2 Déséquilibre (défaut de balourd)

Un balourd est une dissymétrie de masse par rapport à l'axe de rotation. Car en pratique, il est impossible d'obtenir un centrage parfait de tous les éléments d'un rotor. Il existe toujours un déséquilibre provenant de défaut d'usinage, défaut d'assemblage, altérations mécaniques : perte d'un bout d'ailette, érosion, encrassement.

III.1.2.1 Conséquences pratiques

Un déséquilibre induit un effort circulaire qui se confond avec la rotation. L'image vibratoire sera donc constituée d'une composante d'amplitude prépondérante à la fréquence de rotation du rotor et cette vibration ne contient que peu d'harmoniques.

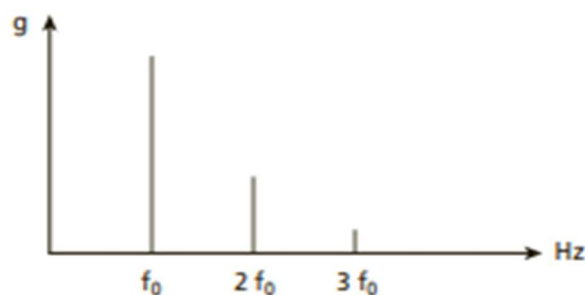


Figure III.10 : image vibratoire théorique d'un balourd.

Le balourd engendre en une vibration radiale, donc la raie à cette fréquence se voit sur un spectre issu d'une mesure prise radialement (souvent dans la direction radiale horizontale), excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également, dans la direction axiale, la prépondérance de l'amplitude de cette composante [1].

III.1.2.2 Distinction entre balourds statique et dynamique

Le balourd sera qualifié de « statique » ou de « dynamique » selon que les paliers à l'ordre 1 de la fréquence de rotation vibreront pour une direction radiale donnée en phases ou en opposition de phases.

III.1.2.2.1 Balourd statique

Les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, les efforts de la force centrifuge due au déséquilibre. Il n'y aura donc théoriquement aucun déphasage entre les mesures prises sur les deux paliers pour une direction radiale donnée.

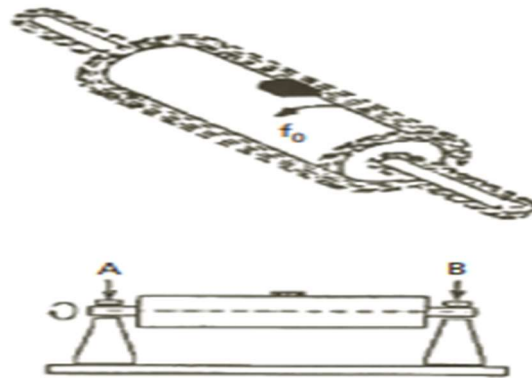


Figure III.11 : Balourd statique (le déphasage est sensiblement nul entre les points (A et B)).

III.1.2.2.2 Balourd dynamique

Les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts tournants de façon alternée. Le déphasage (voisin 180°) entre les mesures effectuées au même point sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dynamique

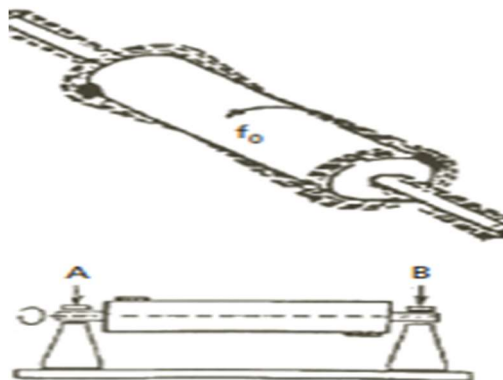


Figure III.12 : Balourd dynamique (le déphasage est proche de 180° entre les points (A et B)).

III.1.3 Défauts de roulements [80] [1]

Les roulements sont les éléments mécaniques les plus importantes des machines tournantes. Ils sont employés pour guider et soutenir les arbres de machines tournantes. Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage).

De manière générale, les roulements sont constitués de quatre composants essentiels : Une bague extérieure, une bague intérieure, des organes roulants (billes), et un organe de lubrification (cage), comme les montre la figure (III.13).



Figure III.13 : Eléments composant un roulement à bille.

III.1.3.1 Fréquence des défaillances des éléments de roulement

Pour chaque type de roulement et en fonction des cotes de fabrication de chacun de ses éléments, on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement (F_{be}).
- La fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement (F_{bi}).
- La fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes (F_e).
- La fréquence de passage d'un défaut de cage (F_{cage}).

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous.

avec :

N : le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),

D_p : le diamètre primitif,

d : le diamètre des éléments roulants,

ϕ : l'angle de contact

F_{rot} : la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

- La fréquence de passage d'un élément roulant (bille) sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe) est (F_{be}), donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{f_{rot} * N_b}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos\alpha\right) \quad (29)$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant (bille) sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant) est (F_{bi}), donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{f_{rot} * N_b}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos\alpha\right) \quad (30)$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage est (F_{cage}), donnée par l'équation suivante :

$$F_c = \frac{f_{rot}}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos\alpha\right) \quad (31)$$

- La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même (sur la bague externe ou sur la bague interne) est (F_e), donnée par l'équation suivante :

$$F_e = \frac{f_{rot}}{2} * \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos\alpha\right)^2\right] \quad (32)$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au double de leur fréquence de rotation sur eux-mêmes.

$$2f_e = f_{rot} \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d \cos\alpha}{D}\right)^2\right] \quad (33)$$

III.1.3.2 Principaux défauts affectant les roulements [7]

III.1.3.2.1 Défaut de type écaillage affectant la bague externe

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence F_{be} et dont l'amplitude dépendra essentiellement des réponses impulsionnelles du roulement et de son palier, l'amplitude des forces d'excitation étant constante (figure I.14).

En présence d'une charge dynamique importante due, par exemple, à un déséquilibre conséquent, à chaque composante de ce peigne peut être associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.

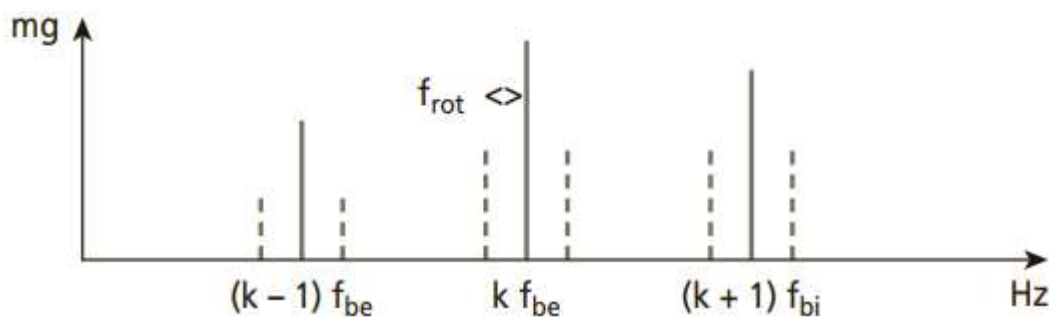


Figure III.14 : Image vibratoire typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague fixe d'un roulement.

III.1.3.2.2 Défaut de type écaillage affectant la bague interne

Un défaut de type écaillage affectant la bague interne de roulement a pour image vibratoire un peigne de raies. A chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (figure III.15).

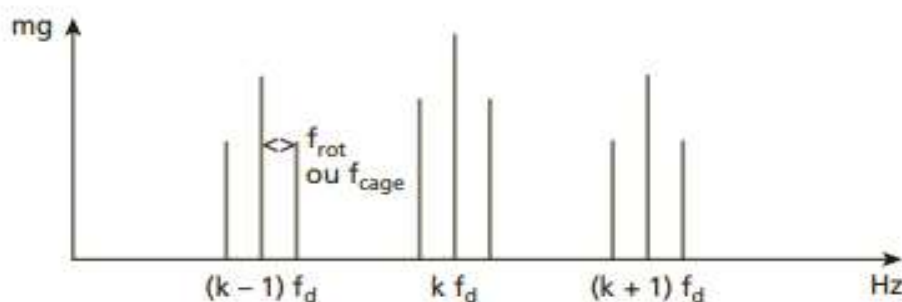


Figure III.15 : Image vibratoire théorique d'un défaut de type écaillage sur bague interne d'un roulement (charge axial)

La fréquence du défaut F_d est égale à F_{bi} ou F_e selon la localisation de l'écailage

III.1.3.2.3 Défaut de type écailage sur un élément roulant

Un défaut de type écailage sur un élément roulant (bille, rouleau ou aiguille) a pour image vibratoire un peigne de raies, à chaque composante de ce peigne, sont associées plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation (figure III.16).

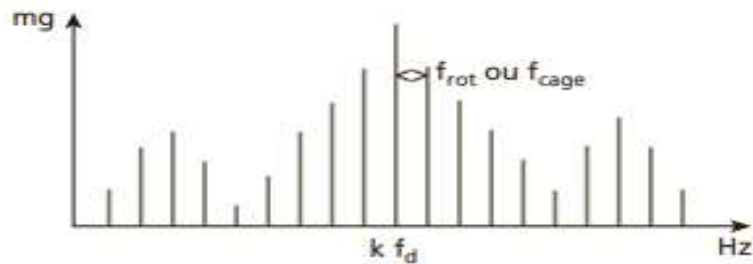


Figure III.16 : image vibratoire théorique d'un défaut de type écailage sur un élément ou une bague interne d'un roulement (charge radiale).

III.1.3.2.4 Défaut de type déversement de bague

Le défaut de type déversement de bague externe a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence du défaut de cette bague, qui est généralement prépondérante par rapport à ses premières harmoniques (figure III.17).

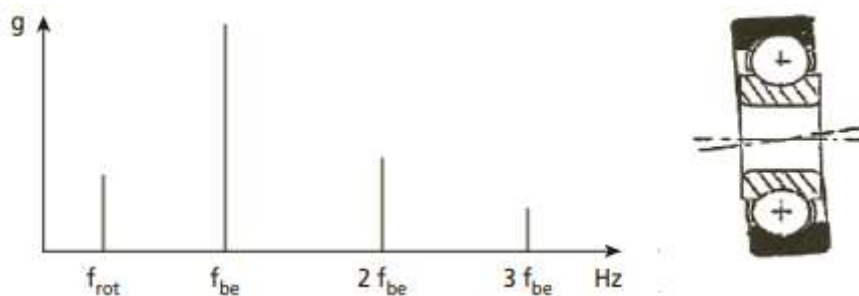


Figure III.17 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague externe.

Le déversement de bague interne a pour image vibratoire une raie importante à la fréquence du défaut de cette bague, qui est généralement modulée par la fréquence de rotation (figure III.18).

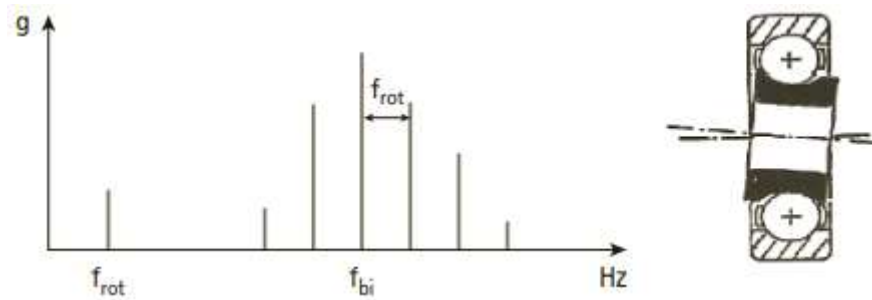


Figure III.18 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement de bague interne.

Le déversement simultané des deux bagues a évidemment une image vibratoire conjuguant les images des deux types de défauts, figure (III.19).

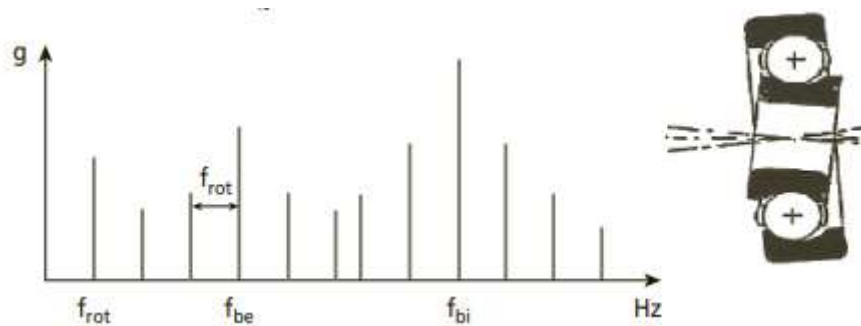
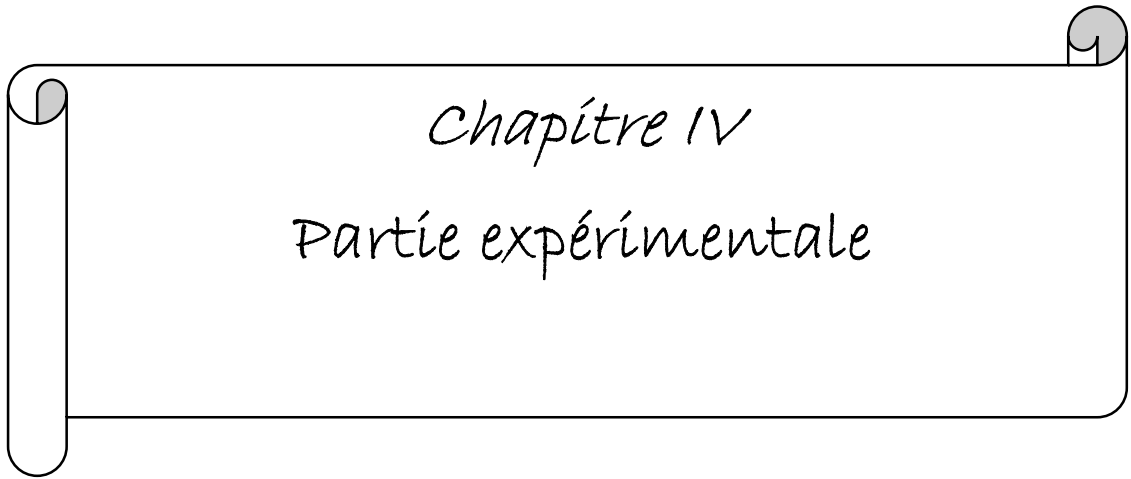


Figure III.19 : image vibratoire théorique d'un défaut de type déversement simultané de bague interne et de bague externe.



Chapitre IV
Partie expérimentale

IV.1 Introduction

La simulation numérique est basée sur une approche mathématique des phénomènes physique. Mais cela ne peut remplacer à aucun moment la réalité des choses, ni de prévoir ou de présager tous phénomènes agissant sur le processus réel. C'est pour cela que nous avons jugé indispensable de recourir à l'expérimentation où nous allons simuler des défauts sur des bancs d'essais dans le but de voir l'aptitude des méthodes vu dans le chapitre précédent à détecter des défauts simulés.

IV.2 Première partie : défauts d'engrenage et de balourd

IV.2.1 Description du matériel

Ce banc d'essai est réalisé au centre d'étude et de recherche en soudage à Cheraga, Alger. Présenter dans la figure (IV.1), ses caractéristiques sont données dans la figure (IV.2), dont nous allons simuler trois défauts :

- Un défaut d'engrenage sur la roue R1.
- Un défaut d'engrenage sur chacune des roues R1 et R2.
- Un défaut d'engrenage sur chacune des roues R1 et R2 plus un balourd massique au niveau de l'arbre A1.



Figure IV.1 : banc d'essai.

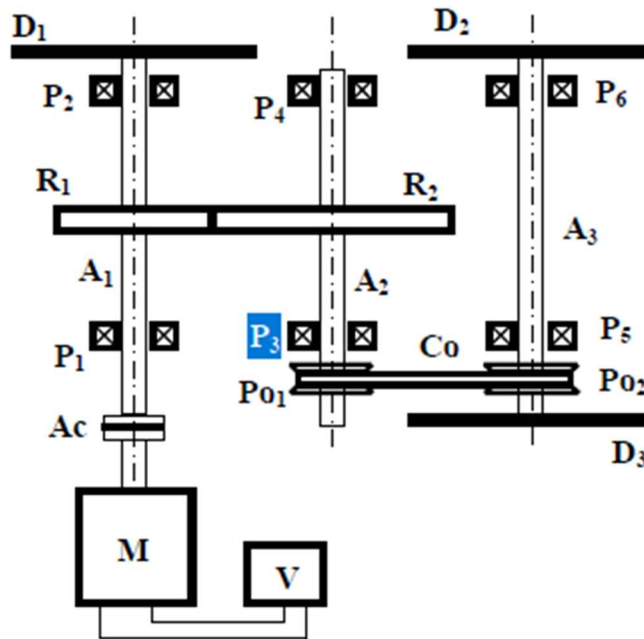


Figure IV.2 : Vue d'ensemble du banc d'essai.

Tableau IV.1 : caractéristiques techniques du banc d'essai.

N°	Désignation	Dimensions	Caractéristiques techniques
1	Moteur électrique		
2	Variateur de fréquence		$0 < f < 50$ Hz
3	Arbre moteur A_1		
4	Arbre récepteur A_2		
5	Disques d'inertie (02) identiques D_i		
6	Roue dentée R_1	80 dents	
7	Roue dentée R_2	100 dents	
8	Paliers (04) identiques P_i		
9	Accouplement Ac		

Tableau IV.2: les différentes fréquences caractéristiques de banc d'essai.

ΩM (tr/min)	F_M (Hz)	F_R (Hz)	F_{eng} (Hz)	F_C (Hz)
300	5	4	400	1
600	10	8	800	2
900	15	12	1200	3
1200	20	16	1600	4
1500	25	20	2000	5
1800	30	24	2400	6
2100	35	28	2800	7
2400	40	32	3200	8
2700	45	36	3600	9
3000	50	40	4000	10

Avec :

Ω_M : vitesse de rotation de moteur.

F_M : Fréquence de moteur (A1).

F_R : Fréquence de récepteur (A2).

F_{eng} : Fréquence d'engrènement.

F_C : Fréquence de coïncidence.

$$\text{Avec : } F_C = \frac{F_{eng}}{N_c}$$

N_c : Est le plus petit commun multiple des deux nombres de dents des roues menantes et menées Z_1 et Z_2 (PPCM).

Les capteurs sont des accéléromètres de type piézoélectrique, avec une sensibilité de 9.82 mV/g et une réponse fréquentielle de 1 Hz à 4 kHz. Ces capteurs seront reliés au boîtier donné dans la photo 3 de modèle 4-2 voies, ce dernier est relié à l'analyseur de signal, donné dans la photo 4 qui est directement connecté à un ordinateur où est installé un logiciel de traitement de type **OROS 25**.



Photo IV.3 : Le boîtier d'acquisition.



Photo IV. 4 : L'analyseur de signal.

III.2.2 Test I : Défaut d'engrenage sur la roue R1

Le premier signal analysé est recueilli par le capteur placé au palier P1 donné dans la figure (IV.5), avec une vitesse de rotation 2700 tr/min (45 Hz) qui correspond à la vitesse de rotation

de la roue denté R1. Le défaut est réalisé sur le flanc de l'une des dents de la roue R1. Cette représentation temporelle ne permet pas de distinguer les composantes du signal, pour cela on procède à l'analyse fréquentielle.

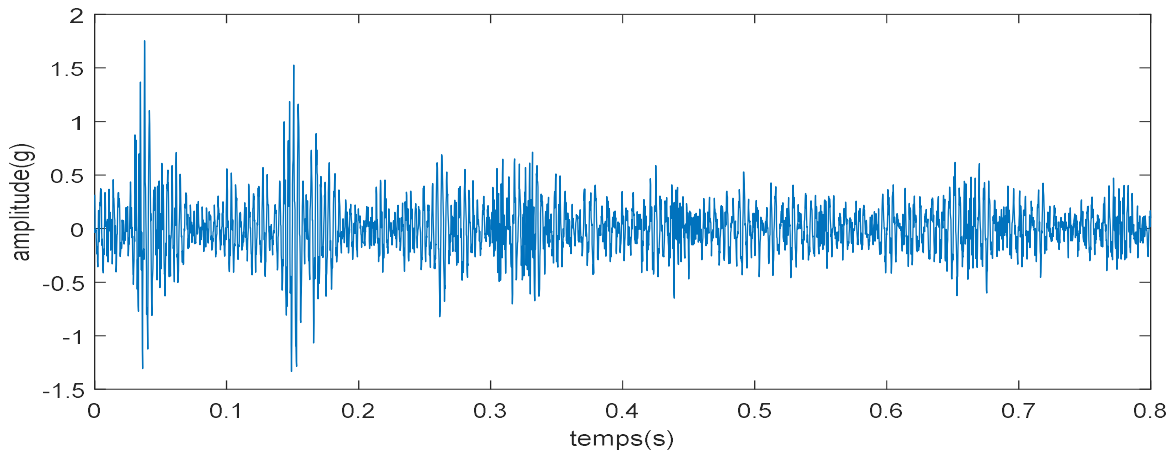


Figure IV.5 : image du signal temporel E_2700_P1.

Le spectre de ce signal est donné dans la figure (IV.6), en visualisant le spectre dans les basses fréquences (figure IV.7), on constate bien la présence d'un pic à la fréquence de rotation de l'arbre A1 (45 Hz), et ces deux harmoniques (90Hz) et (135Hz), avec des amplitudes plus importantes que la fréquence de rotation. Cette image est commune à plusieurs défauts, notamment le défaut de balourd, le délignage ou un défaut sur le pignon de l'arbre d'entrée. Dans cette situation, l'analyse spectrale est incapable de distinguer le défaut. Mais cette image nous amène à prévoir la présence d'un choc à la fréquence de l'arbre A1.

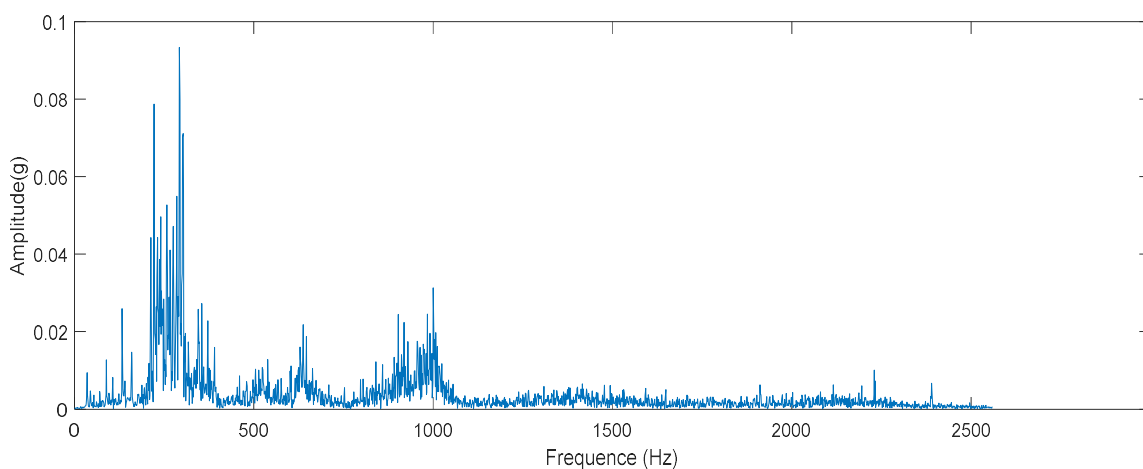


Figure IV.6 : Spectre du signal E_2700_P1.

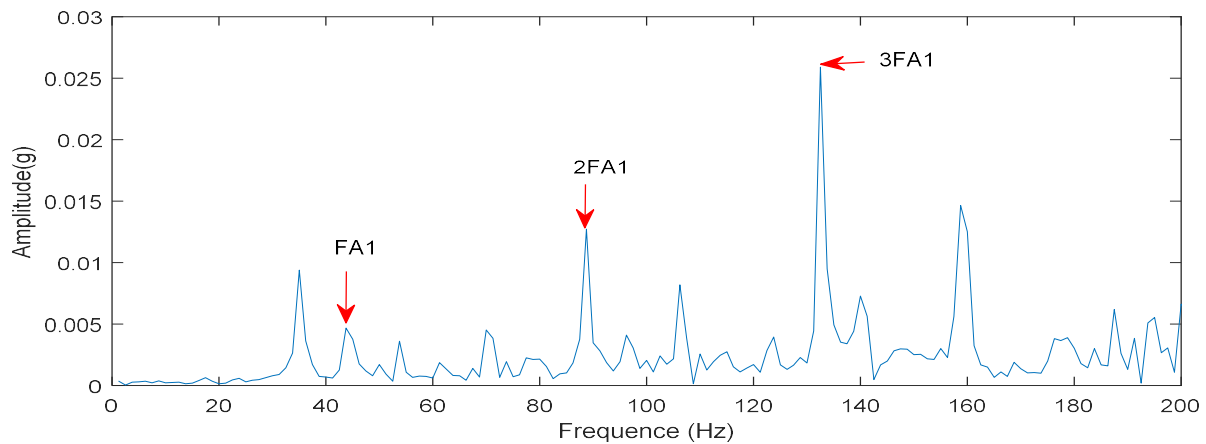


Figure IV.7 : Spectre élargi au niveau des basses fréquences.

III.2.2.1 Analyse temps-fréquence

L'analyse spectrale peut être considérée comme préliminaire dans toute procédure de diagnostic. Cette analyse demeure insuffisante car elle ne contient pas l'information temporelle et elle ne confirme pas la présence de choc, ce qui exige d'explorer d'autres méthodes qui utilisent plus de paramètres. On utilise l'analyse temps-fréquence qui peut ouvrir un autre angle de vision. Concernant le paramétrage de cette dernière, on utilise une fenêtre avec une longueur bien choisie.

Pour que le défaut soit bien détecté, il faut choisir une longueur de fenêtre égale ou inférieure au temps des résonances. Sachant qu'on ne connaît pas le temps des résonances, mais néanmoins, on peut calculer le nombre de chocs qui peuvent parvenir pendant le temps d'acquisition en sachant la fréquence de rotation de l'arbre.

On a :

Temps d'acquisition = 0.8s.

La fréquence de rotation de l'arbre A1 = 45 Hz.

La période : $T = \frac{1}{F} = 0.02\text{s}$, donc on a un choc chaque 0,02s.

Donc le nombre de chocs qui peuvent parvenir à 0,8s est :

$$\frac{0.8}{0.02} = 40 \text{ chocs et le temps entre chaque choc est de } 0.02\text{s}.$$

Dans notre cas, le temps d'acquisition 0.8s correspond à 4096 points d'échantillonnage, donc le nombre de points qui correspond au temps d'un seul choc est :

$$\frac{4096}{0.8} * 0.02 \approx 102 \text{ points}.$$

La longueur de la fenêtre ne doit pas dépasser 102 points, pour ne pas analyser deux chocs avec une seule fenêtre.

Après l'essai de cette fenêtre, le résultat du calcul du kurtosis spectral n'était pas interprétable, pour cela on a procédé à réduire la longueur de la fenêtre. La longueur avec laquelle les résultats étaient acceptables est 20 points avec 19 points de recouvrement.

Pour la recherche d'éventuelles résonances excitées, on a procédé au calcul de la TFCT (figure IV.8). On constate bien que l'image de la TFCT n'est pas interprétable à cause de la présence du bruit et des composantes relatives aux autres organes en mouvement.

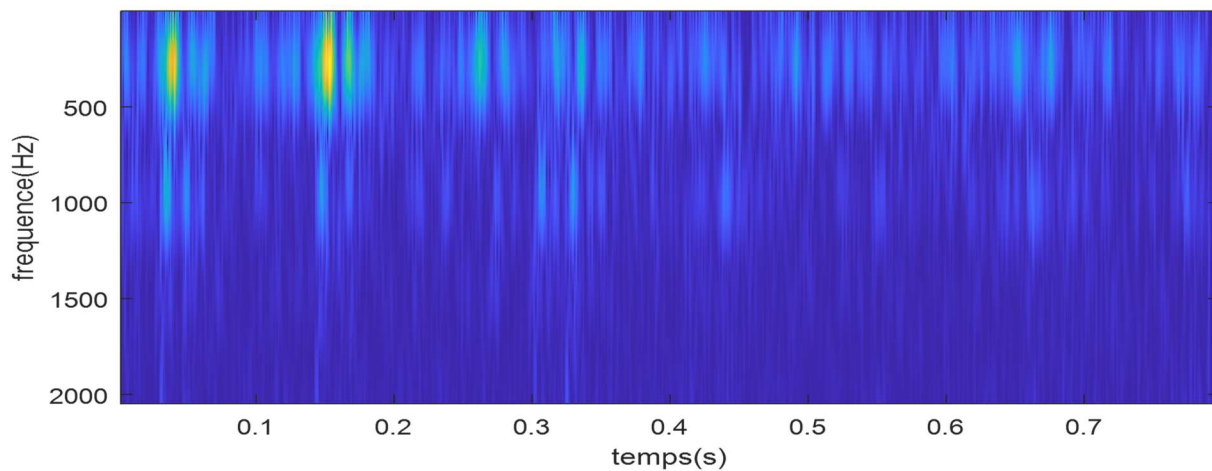


Figure IV.8 : image de la TFCT avec 20 points et 19 points de recouvrement.

Pour la recherche des coefficients relatifs aux éventuelles résonances excitées, nous avons calculé le kurtosis spectral (figure IV.9). Le kurtosis de cette résonance est important ce qui permettra de les repérer.

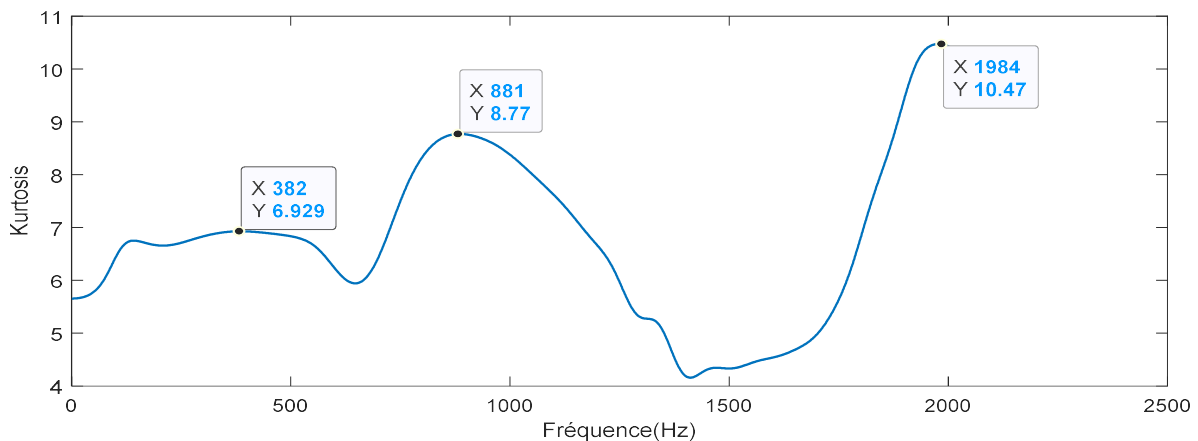


Figure IV.9 : kurtosis spectral correspondant à la TFCT avec une fenêtre de 20 points.

La figure (IV.9) donne trois pics pour lesquelles le kurtosis est important, elles se situent au niveau des fréquences (382 Hz), (881 Hz), (1984Hz). Le kurtosis à la fréquence (1984Hz) est plus importants, donc on a procédé à l'extraction des coefficients de cette dernière.

Les coefficients de la TFCT à la fréquence (1984 Hz) ainsi leur spectre sont donnés respectivement à la figure (IV.10) et (IV.11).

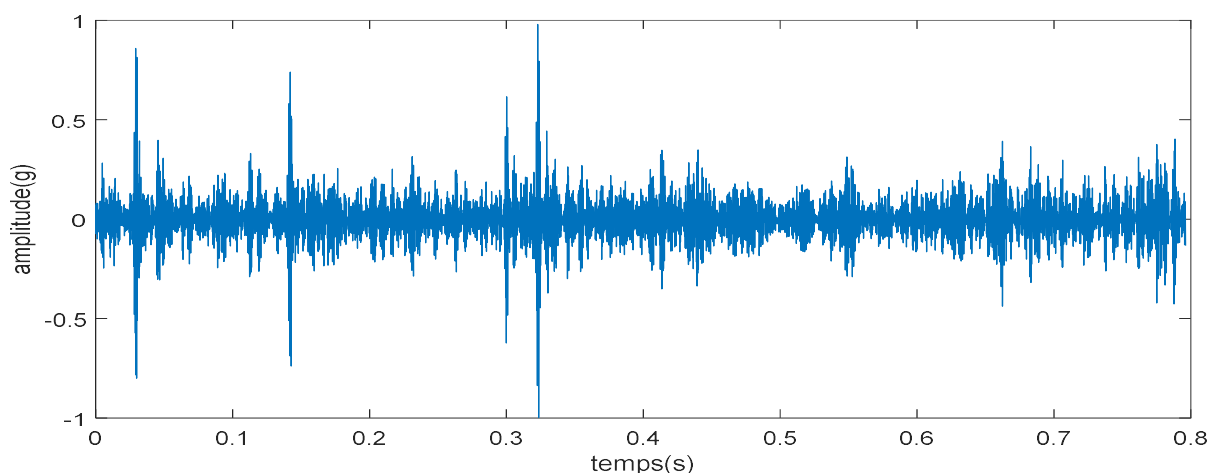


Figure IV.10 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1984 Hz.

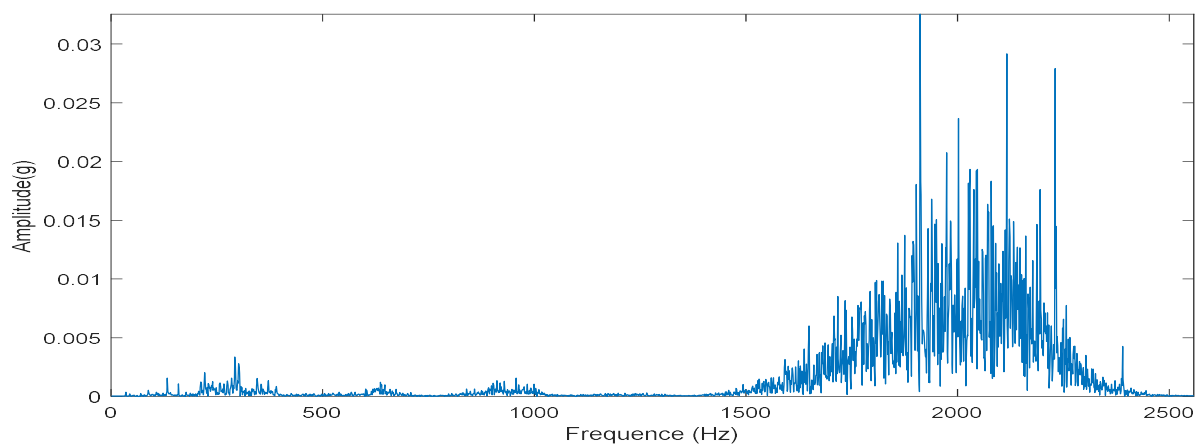


Figure IV.11 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1984 Hz.

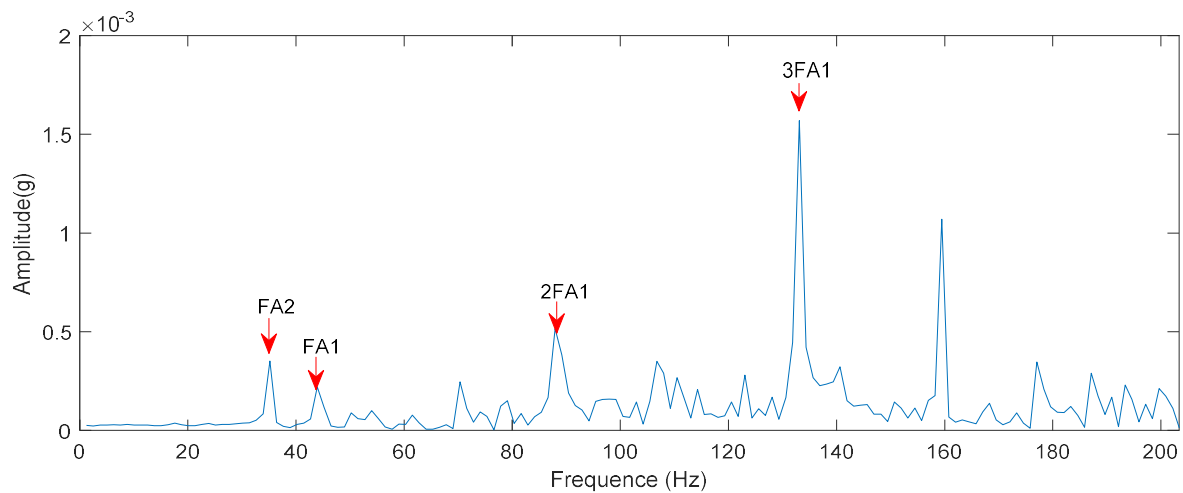


Figure IV.12 : spectre des coefficients élargi aux basses fréquences.

Le spectre des coefficients élargi aux basses fréquences montre la présence d'une composante à la fréquence de l'arbre A1, et ses deux harmoniques espacées de 45Hz dont leurs amplitudes sont plus importantes, ce qui signifie la présence d'un défaut de type choc.

Pour confirmer la présence du choc, on a procédé à l'application du spectre d'enveloppe sur les coefficients de la TFCT à la fréquence (1984 Hz), son image est donnée dans la figure (IV.13). Ces images révèlent la présence d'une composante à la fréquence de rotation de l'arbre A1 et ses deux harmoniques espacées de la même fréquence avec des amplitudes plus importantes. Ce qui confirme la présence d'un défaut de type choc au niveau du pignon R1.

La présence d'une seule composante à la fréquence de l'arbre A1 et ses deux harmoniques nous amène à constater la défaillance d'une seule denture au niveau de la roue R1.

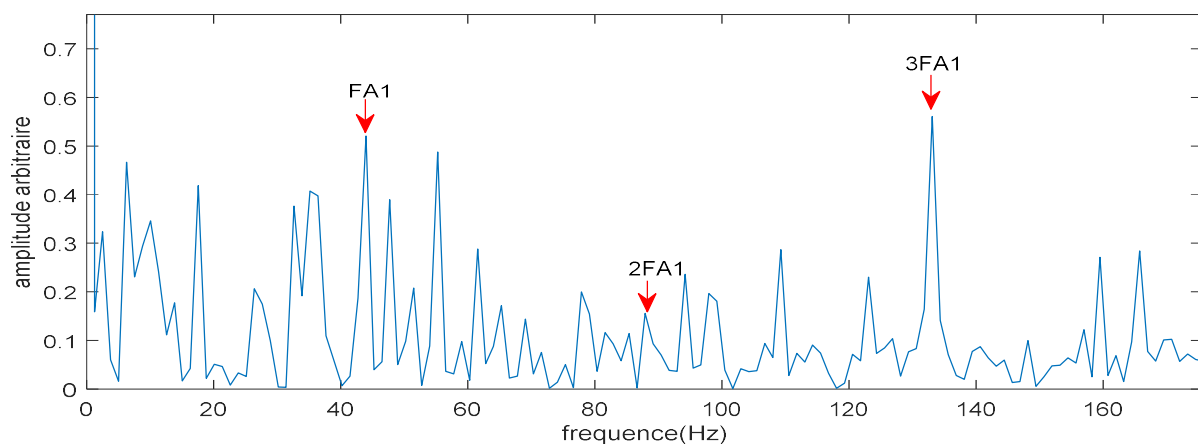


Figure IV.13 : spectre d'enveloppe de la TFCT à la fréquence 1984 Hz élargi aux basses fréquences.

Nous tenons à signaler que les l'analyse des deux autres résonances donne les mêmes résultats aux basses fréquences.

IV.2.3 Test II : défaut d'engrenage sur chacune des deux roues R1 et R2

Le défaut est réalisé sur une dent de chacune des roues R1 et R2, le Capteur est placer sur le palier P1. Dans ce type de situation, nous aurons 3 chocs dus au contact de ces derniers, les deux premiers concernent la participation au contact de chaque défaut (f1 et f2) et le troisième se fait lorsque les défauts se rencontrent ce qu'on appelle communément fréquence de coïncidence.

Le signal temporel recueilli par le capteur et son spectre, ainsi que son spectre élargi aux basses fréquences sont représentés respectivement dans les figures (IV.14), (IV.15), (IV.16).

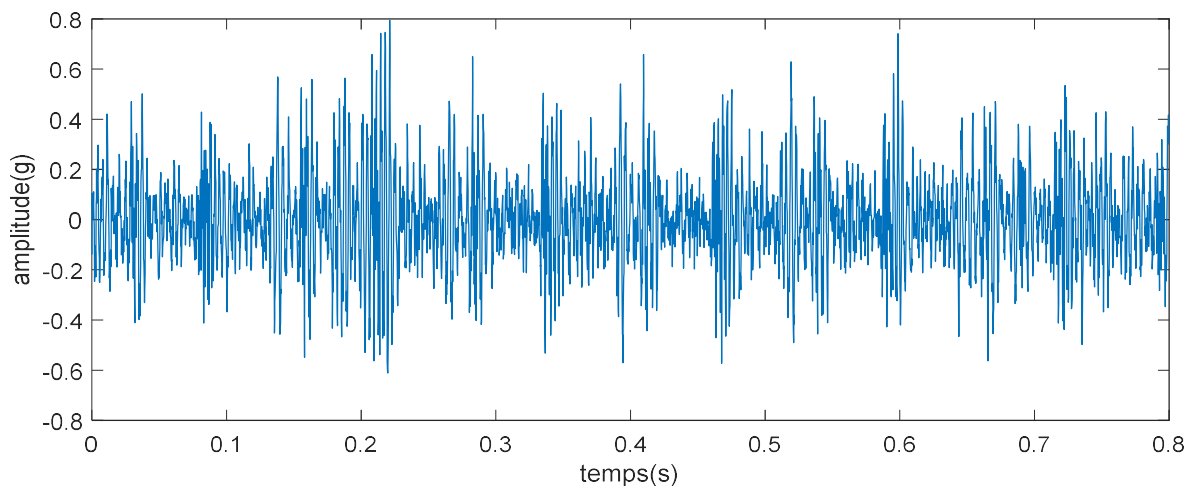


Figure IV.14 : signal temporel E2_2400_P1.

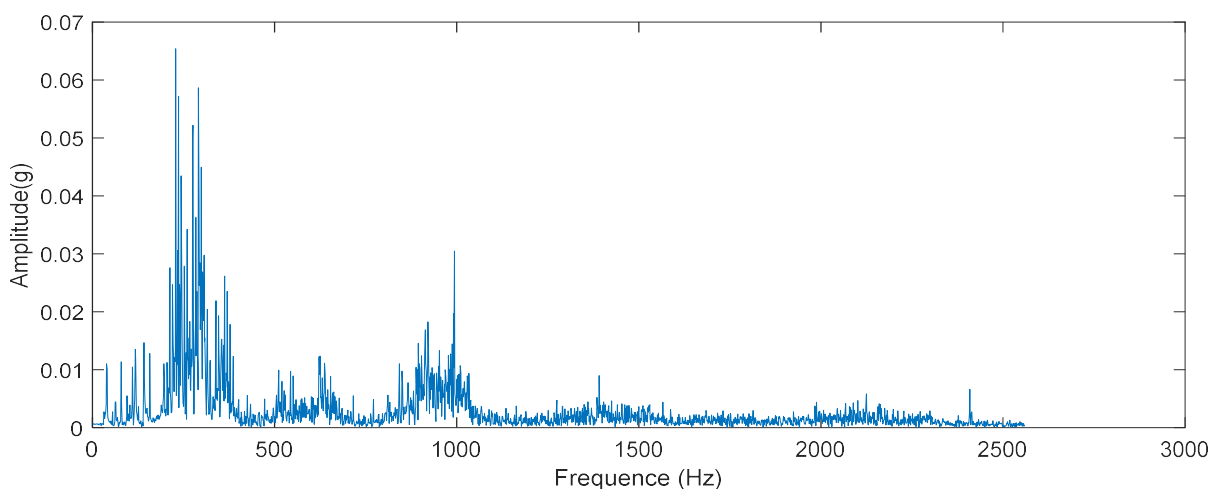


Figure IV.15 : spectre du signal E_2400_P1.

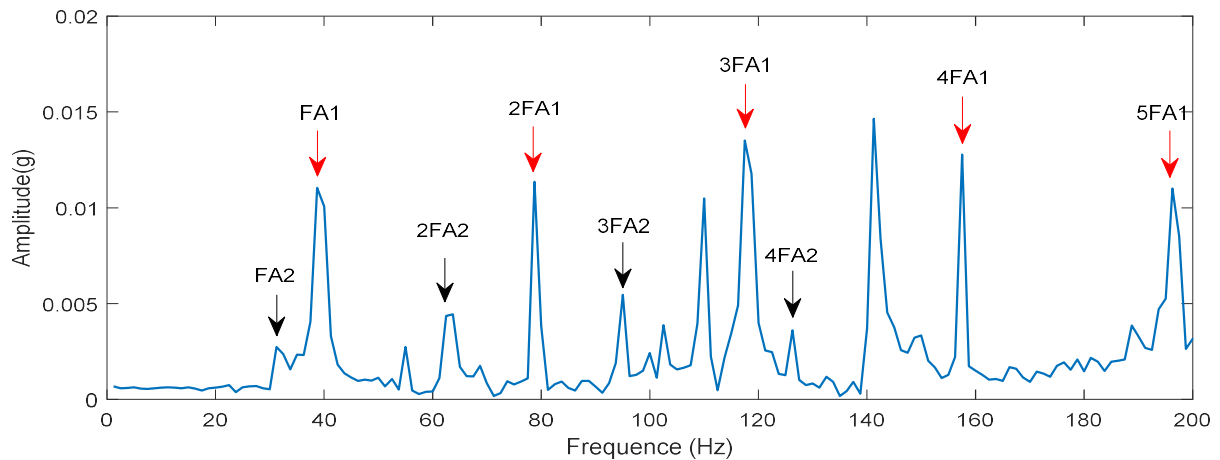


Figure IV.16 : spectre élargi aux basses fréquences.

En visualisant le spectre du signal dans les basses fréquences, on remarque la présence d'une composante à la fréquence de l'arbre récepteur ($F_r = 32\text{Hz}$) et ses harmoniques, et une composante à la fréquence de l'arbre moteur ($F_m = 40\text{Hz}$) ainsi que ses harmoniques, ce qui peut correspondre à la présence d'un choc sur chacune des roues R1 et R2.

On remarque aussi une concentration d'énergie aux alentours des fréquences (300Hz) et (1000Hz), qui correspondes probablement à des résonances excitées par le défaut d'engrenage.

III.2.3.1 Analyse temps-fréquence

Pour la recherche d'éventuelles résonances excitées aux hautes fréquences par un choc, on procède à l'analyse temps-fréquence. Concernant le choix de la longueur de la fenêtre, sachant que dans ce test on a un défaut de type choc sur chacune des roues, on calcule le nombre de chocs qui peuvent parvenir pendant le temps d'acquisition sur R1 et R2, et on calcule la longueur de la fenêtre correspondante au temps d'un seul choc sur chacune des roues.

Après le calcul de la longueur par la méthode expliquée dans le premier test on a trouvé les résultats suivants :

$$NP(R1) = 128 \text{ points.}$$

$$NP(R2) = 160 \text{ points.}$$

Dans ce cas on ne doit pas dépasser une longueur de de 128 points, car si on choisit une longueur supérieure à cette dernière on risque d'analyser deux chocs provoqués dans la roue R1. Après

plusieurs essais, nous avons opté pour une fenêtre de 20 points et 19 points de recouvrements pour mieux appréhender le défaut de type choc.

L'image de la TFCT appliquée au signal à la vitesse de rotation 2400 tr/min est représenté dans la figure (IV.17). Pour la recherche des coefficients relatifs aux éventuelles résonances excitées, nous allons calculer le kurtosis spectral correspondant à la TFCT (figure IV.18).

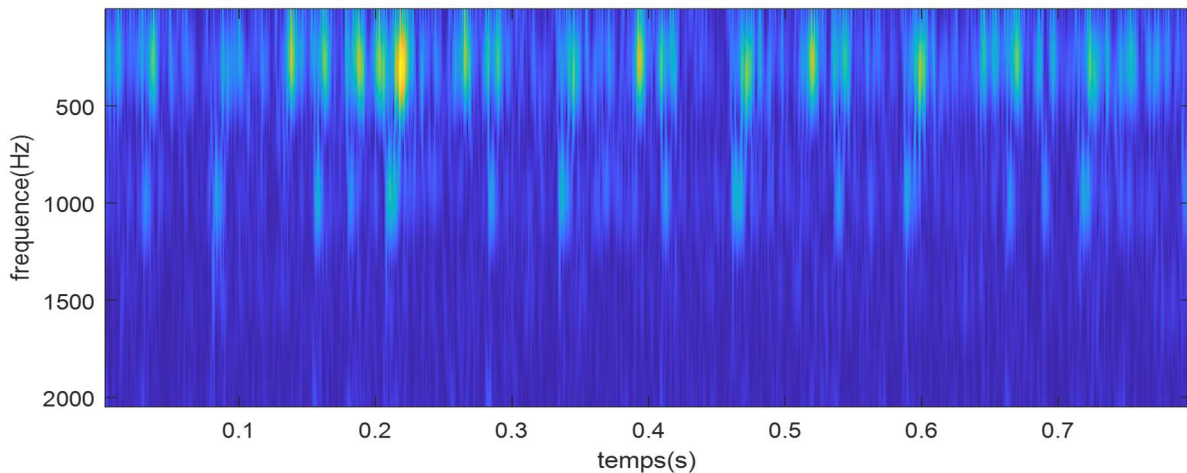


Figure IV.17 : TFCT du signal E2_2400_P1 avec une fenêtre de 20 points et 19 points de recouvrement.

La figure (IV.18) donne un pic pour lequel le kurtosis est important, il se situe au niveau de fréquence (1030Hz). Donc on a procédé à l'extraction des coefficients de cette dernière.

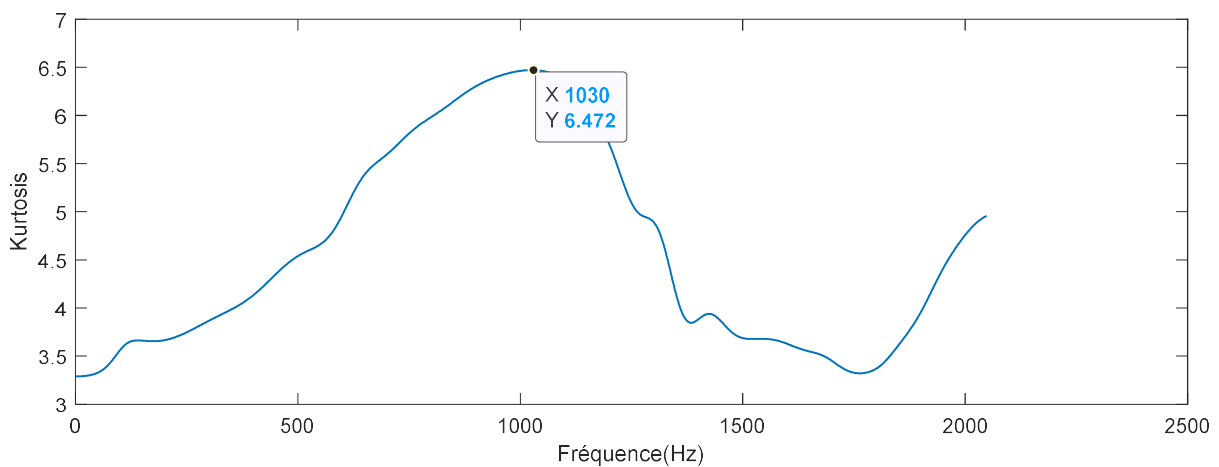


Figure IV.18 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal E2_2400_P1 avec une fenêtre de 20 points.

Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz ainsi que son spectre sont donnés respectivement à la figure (IV.19) et (IV.20).

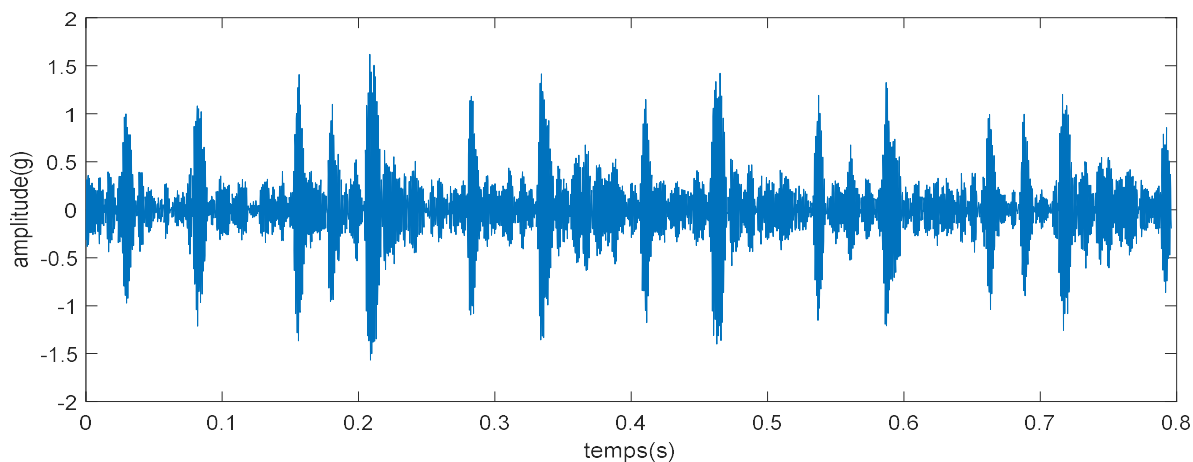


Figure IV.19 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz.

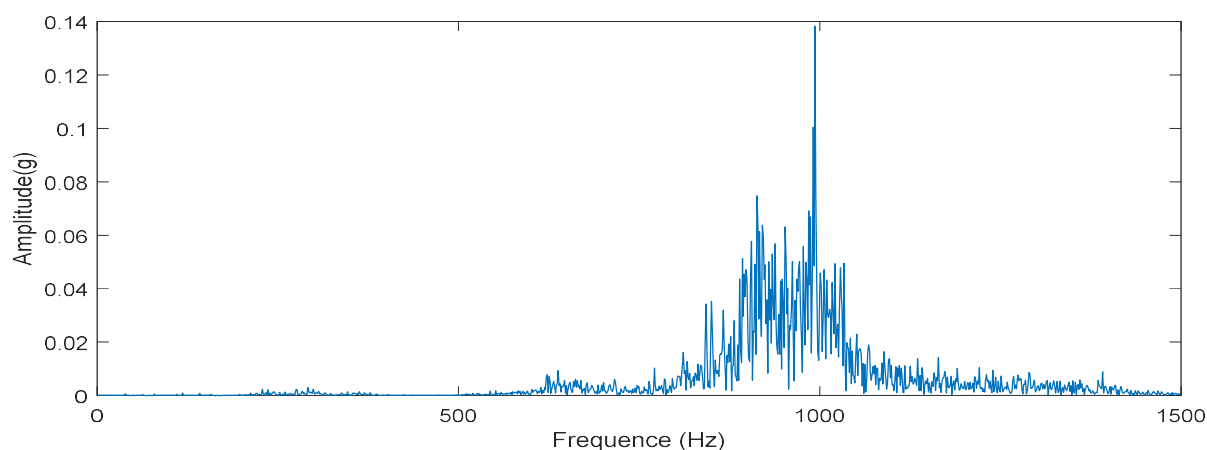


Figure IV.20 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz.

Le spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence (1030 Hz) présente une concentration d'énergie à cette dernière, ce qui correspond à une résonance excitée.

L'image du spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz élargi aux basses fréquences représenté par la figure (IV.21), confirme la présence des deux peignes de raies, l'un à la fréquence de l'arbre A1 et l'autre à la fréquence de l'arbre A2.

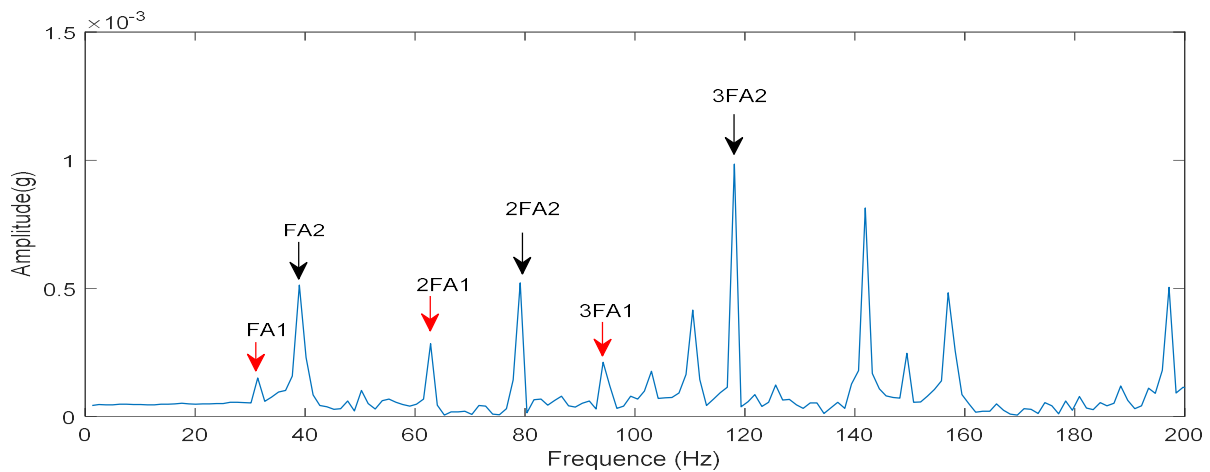


Figure IV.21 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz élargi aux basses fréquences.

Le spectre de la transformée d'Hilbert des coefficients de la TFCT à la fréquence (1030 Hz) est présenté dans la figure (IV.22), dont il révèle la présence de trois peignes de raies :

- Un peigne à la fréquence de l'arbre A1, ce qui confirme la présence d'un choc à cette fréquence.
- Un peigne à la fréquence de l'arbre A2, ce qui confirme la présence d'un choc à cette dernière.
- Un troisième peigne à la fréquence de coïncidence des défauts de dentures des roues R1 et R2.

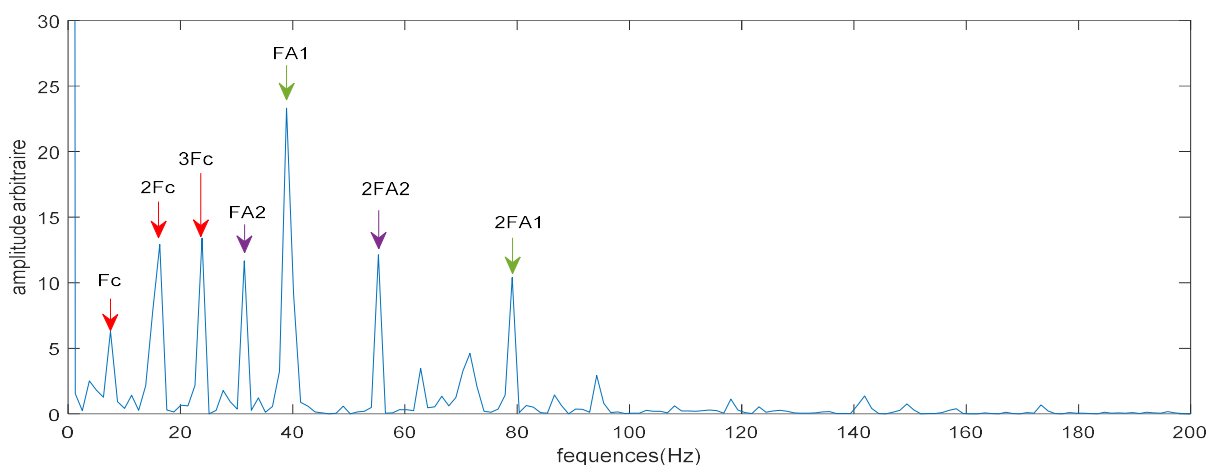


Figure IV.22 : spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1030 Hz élargi aux basses fréquences.

L'apparition de la fréquence de coïncidence de défauts des deux peignons, confirme la présence d'un défaut au niveau d'une dent sur chacune des roues R1 et R2.

IV.2.4 Test III : défaut de balourd avec un défaut d'engrenage sur chacune des deux roues.

IV.2.4.1 Premier cas : traitement du signal EB_2400_P3

Le défaut est réalisé sur une dent de chacune des roues R1 et R2 et un balourd massique au niveau de l'arbre A1, le signal est recueilli par l'accéléromètre placé sur le palier P3. Avec une vitesse de rotation de l'arbre A1 2400 tr/min.

Dans ce cas les fréquences des chocs sont ($f_{r1} = 40$ Hz) et ($f_{r2} = 32$ Hz), la fréquence de coïncidence ($f_c = 8$ Hz), la fréquence du balourd ($f_{A1} = 40$ Hz).

Le signal EB2400P3 et son spectre sont représentés respectivement dans les figures (IV.23) et (IV.24).

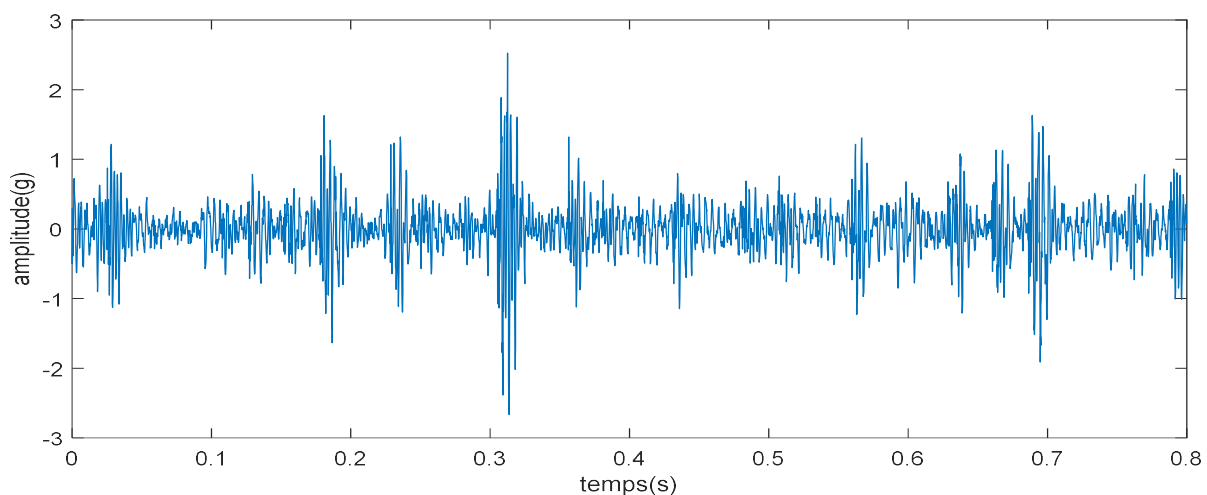


Figure IV.23 : représentation temporelle du signal EB2400P3.

Nous avons effectué un élargissement aux basses fréquences du spectre donné dans la figure (IV.24), on constate bien la présence d'une composante à la fréquence de rotation de l'arbre A1 et deux harmoniques espacées de (40 Hz), dont l'amplitude est plus importante que ses harmoniques, et une composante à la fréquence de rotation de l'arbre A2 et son harmonique, dont des amplitudes moins importantes. Cette image est commune à plusieurs défauts, notamment, le balourd massique, le défaut d'engrenage.

Nous remarquons aussi une concertation d'Énergie aux alentours de (400Hz) et (2000Hz) qui sont probablement des résonances existées par le défaut d'engrenage, donc afin de séparer ces défauts, nous devons effectuer aussi une analyse dans les hautes fréquences.

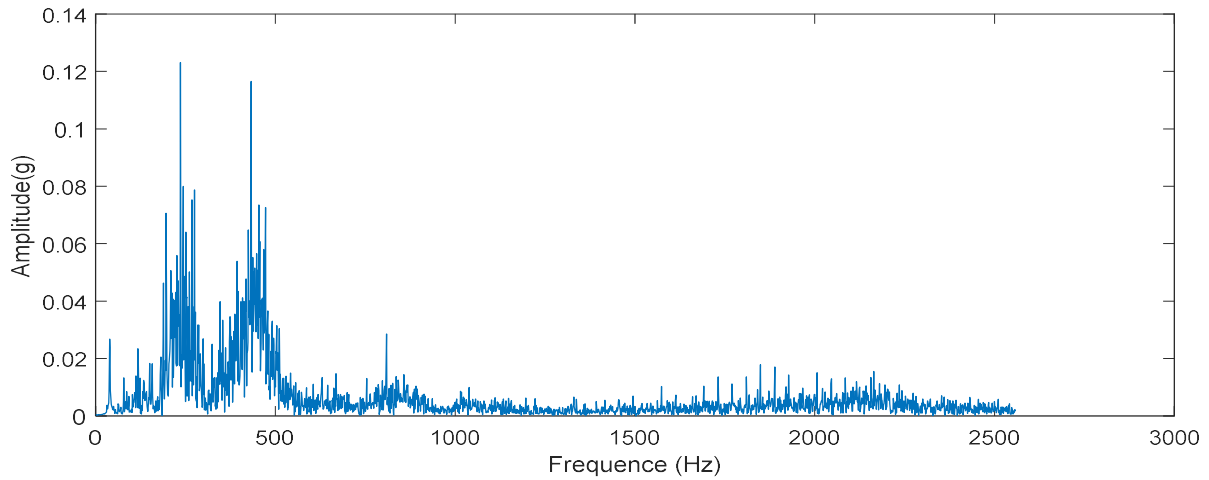


Figure IV.24 : représentation spectrale du signal EB2400P3.

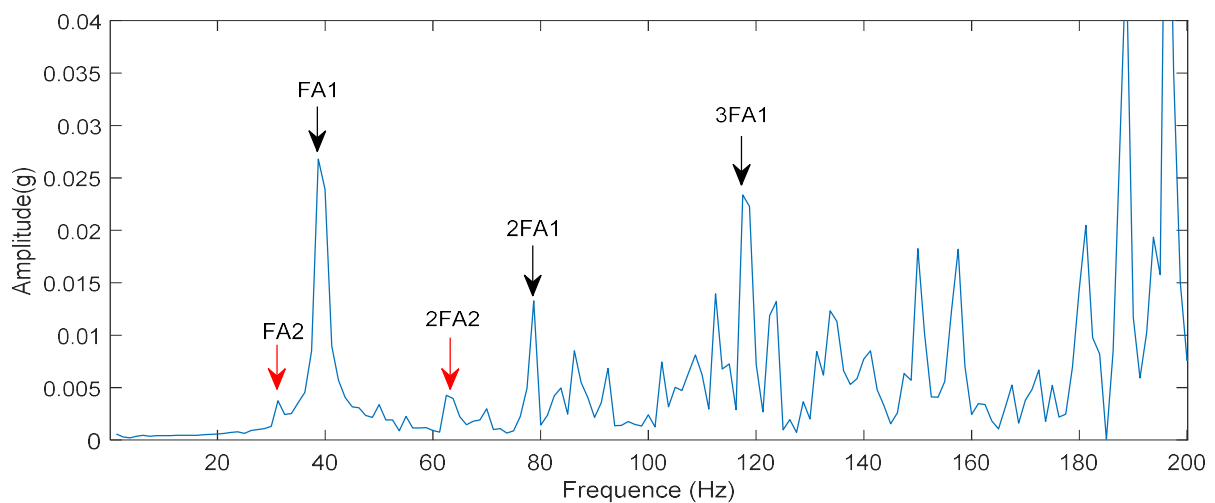


Figure IV.25 : spectre élargi aux basses fréquences.

IV.2.4.1.a Analyse temps-fréquence

Afin de rechercher d'éventuelles résonances excitées, nous allons procéder à l'analyse temps-fréquence avec une fenêtre de 10 points et 9 points de recouvrement, l'image de la TFCT est donnée dans la figure (IV.26).

L'image de la TFCT ne révèle aucune information.

Afin des coefficients relatifs aux éventuelles résonances excitées, nous allons donc calculer le kurtosis selon les fréquences correspondantes, son image est donnée dans la figure (IV.27).

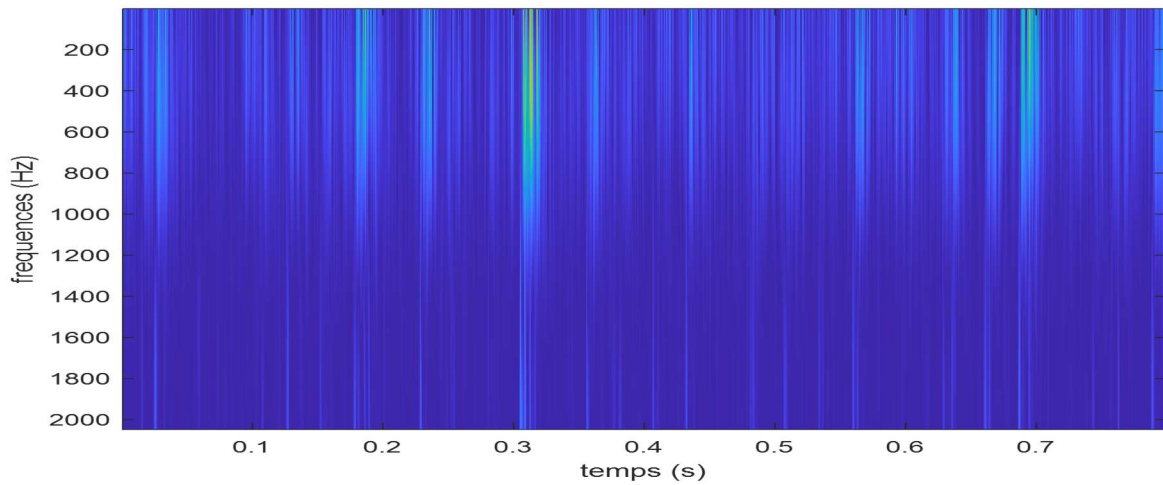


Figure IV.26 : image de la TFCT du signal EB_2400_P3.

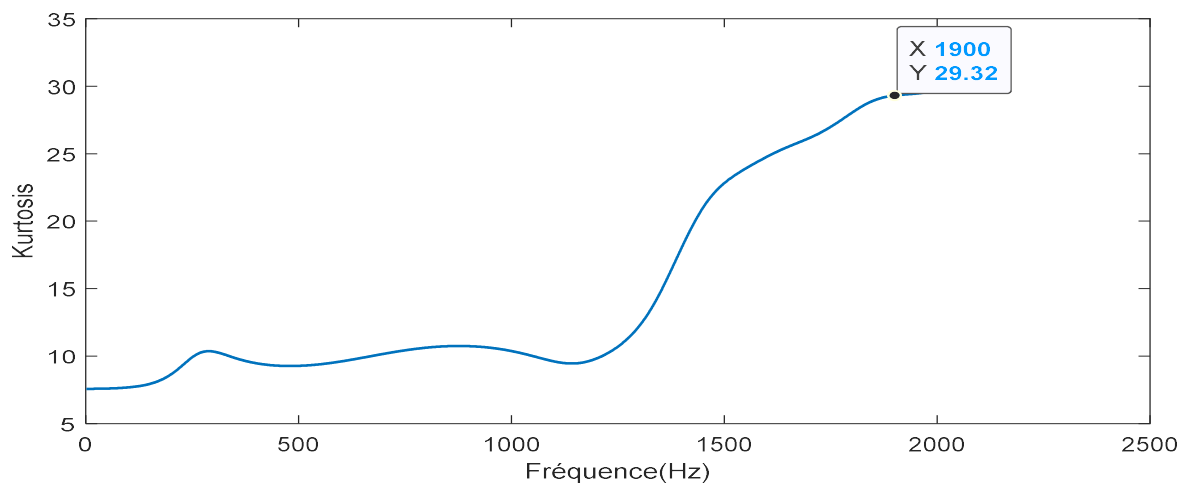


Figure IV.27 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal EB_2400_P3
avec une fenêtre de 10 points.

Le kurtosis révèle une bosse à fréquence (1900 Hz), ce qui peut correspondre à une résonance, donc nous allons extraire les coefficients à cette fréquence, les figures (IV.28) et (IV.29) représentent respectivement le signal temporel à la fréquence (1900 Hz) et son spectre.

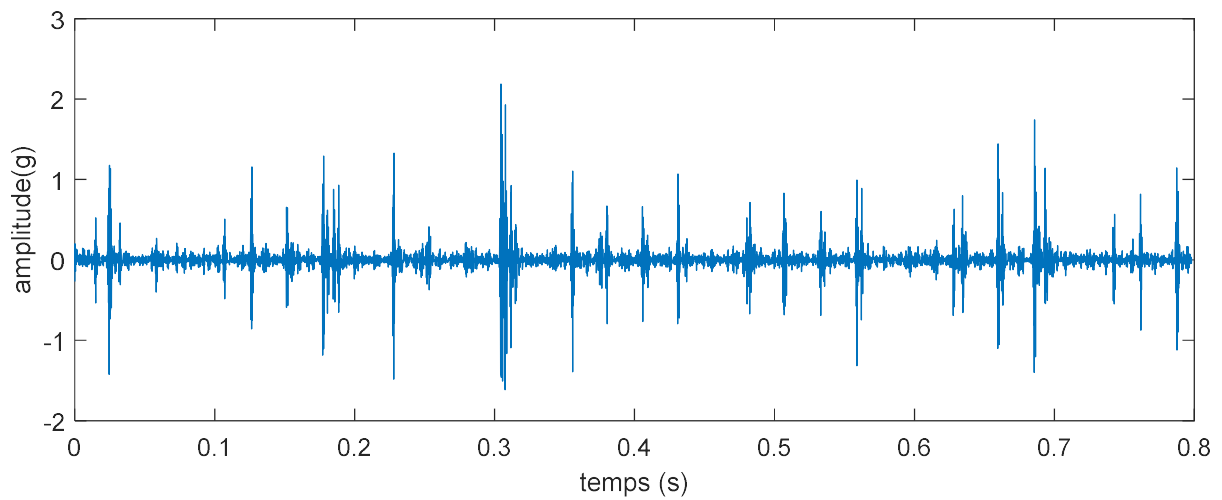


Figure IV.28 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.

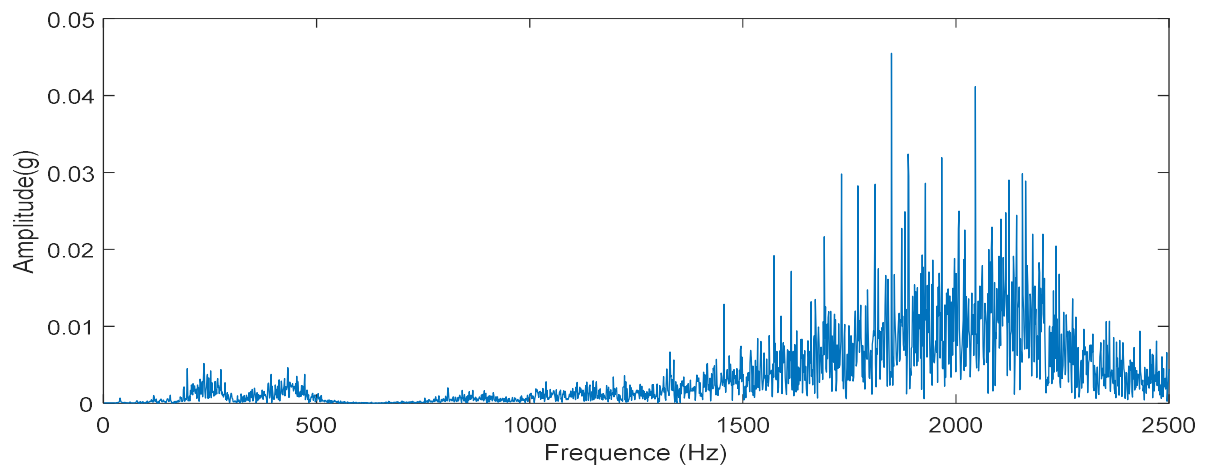


Figure IV.29 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.

Le spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence (1900 Hz) montre une forte concentration d'énergie aux alentours de cette dernière, en effectuant un élargissement à cette fréquence (figure IV.30), nous constatons la présence d'un peigne de raies espacés de la fréquence du défaut (40 Hz), mettant en évidence un défaut de type choc à la vitesse de rotation de l'arbre A1.

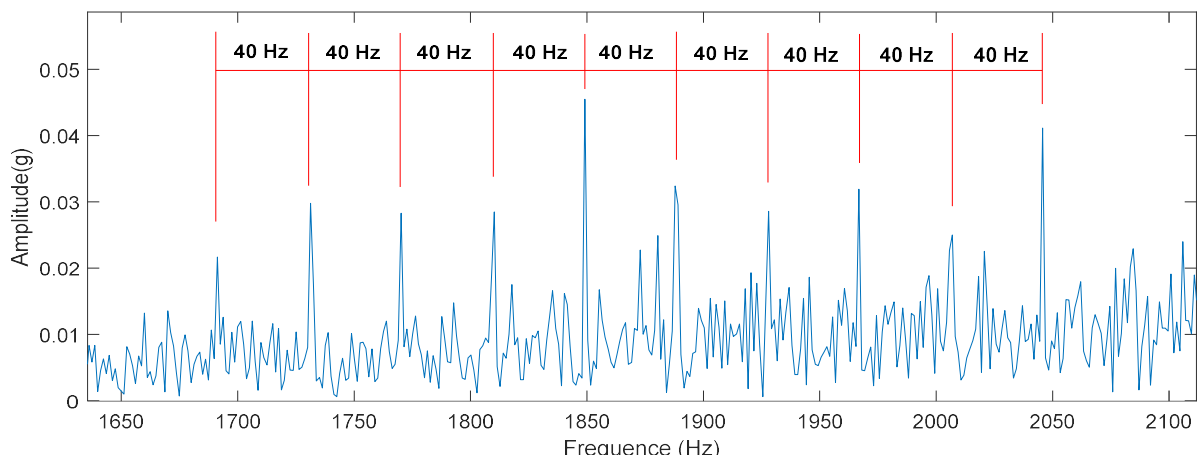


Figure IV.30 : spectre des coefficients de la TFCT aux alentours 1900 Hz.

Afin de confirmer la présence de ces défauts, nous allons procéder à l'application du spectre d'enveloppe présenté dans la figure (IV.31).

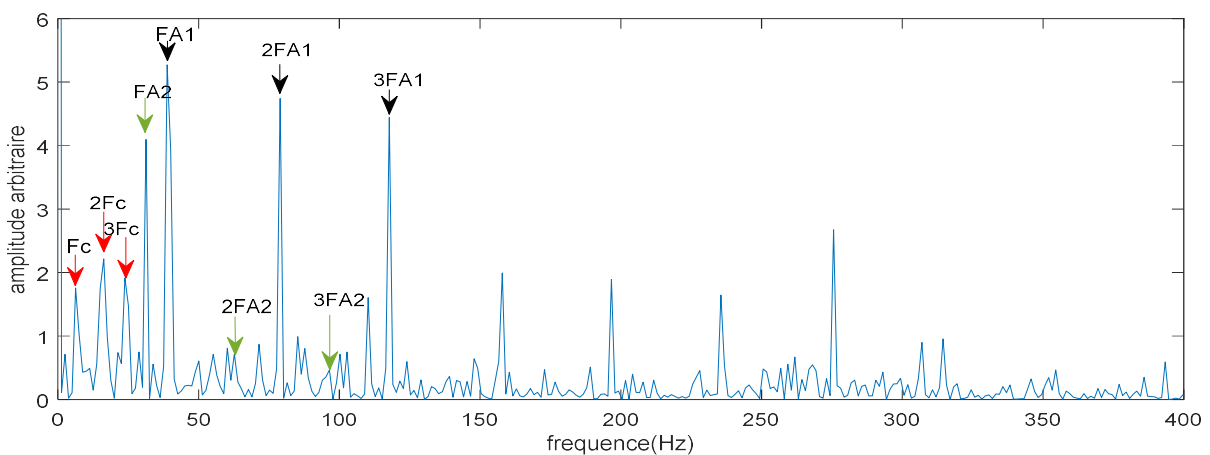


Figure IV.31 : Spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.

Le spectre d'enveloppe révèle une composante à la fréquence de coïncidence et ses harmoniques, et une composante à la fréquence de l'arbre A1 avec plusieurs harmoniques, ainsi qu'un pic à la fréquence de rotation de l'arbre A2 et ses deux harmoniques.

L'apparition de la fréquence de coïncidence et ses harmoniques affirme la présence d'un défaut de denture sur chacune des roues R1 et R2.

Nous remarquons que les amplitudes des composantes de la fréquence de rotation de l'arbre A1, dont le défaut de balourd est simulé, sont très importantes par rapport à celle de l'arbre A2. Ceci révèle la présence du défaut de balourd, pour la bonne détection de ce dernier, nous devons utiliser un autre indicateur de la forme stationnaire, en l'occurrence la valeur efficace.

IV.2.4.2 Deuxième cas : traitement du signal EB_2700_P3

Dans ce deuxième cas nous avons simulé le même défaut avec la vitesse de rotation 2700 tr/min, dans ce cas les fréquences des chocs sont ($f_{r1} = 45$ Hz) et ($f_{r2} = 36$ Hz), la fréquence de coïncidence ($f_c = 9$ Hz), la fréquence du balourd ($f_{A1} = 45$ Hz).

Le signal EB2700P3 et son spectre sont représentés respectivement dans les figures (IV.32) et (IV.33).

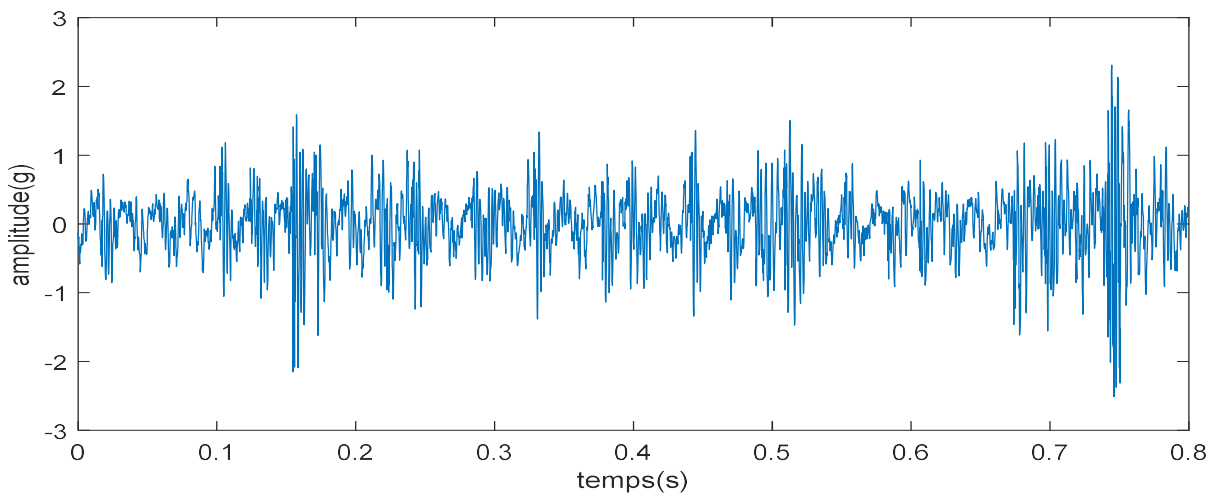


Figure IV.32 : représentation temporelle du signal EB2700P3.

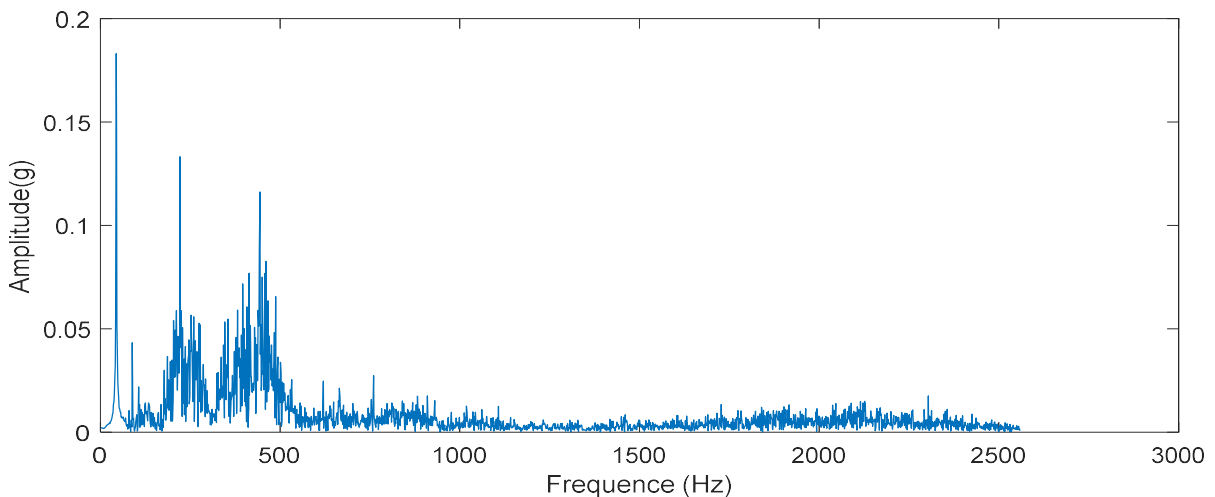


Figure IV.33 : représentation spectrale du signal EB2700P3.

En effectuant un élargissement aux basses fréquences du spectre donné dans la figure (IV.34), nous constatons bien la présence d'une composante à la fréquence de rotation de l'arbre A1

dont l'amplitude est très importante, avec son harmonique espacée de (40 Hz), ce qui met en évidence la présence du balourd.

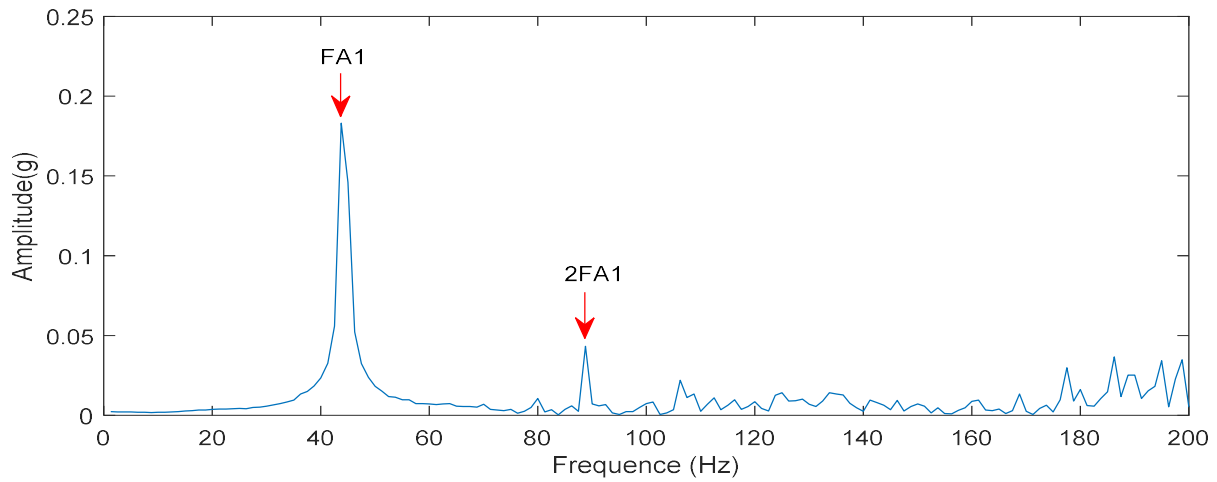


Figure IV.34 : spectre élargi aux basses fréquences.

IV.2.4.2.1 Analyse temps-fréquence

Afin de rechercher d'éventuelles résonances excitées par le défaut d'engrenage, on procède à l'analyse temps-fréquence avec une fenêtre de 10 points et 9 points de recouvrement, et au calcul du kurtosis pour la recherche des coefficients relatifs aux résonances excitées, ils sont représentés respectivement dans les figures (IV.35) et (IV.36).

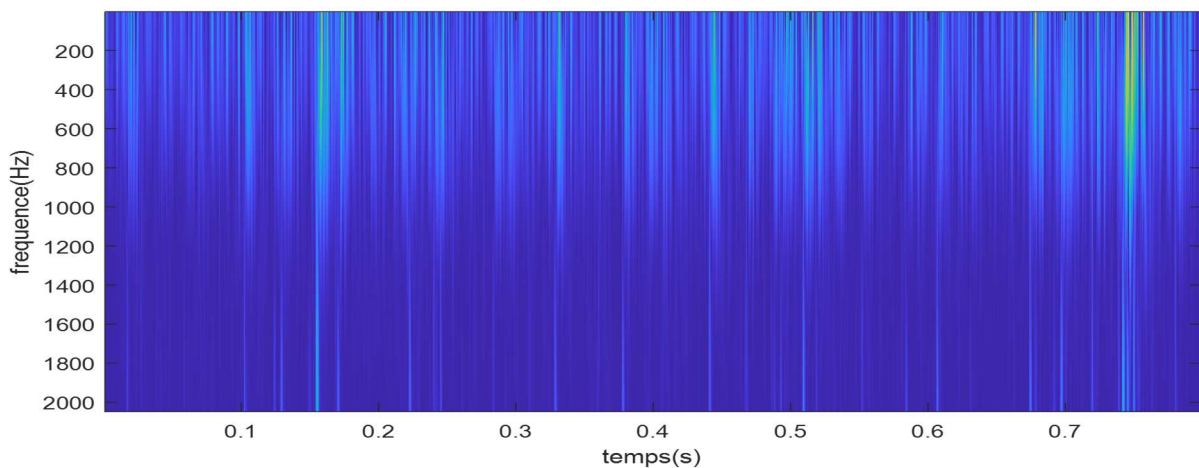


Figure IV.35 : image de la TFCT du signal EB2700P3.

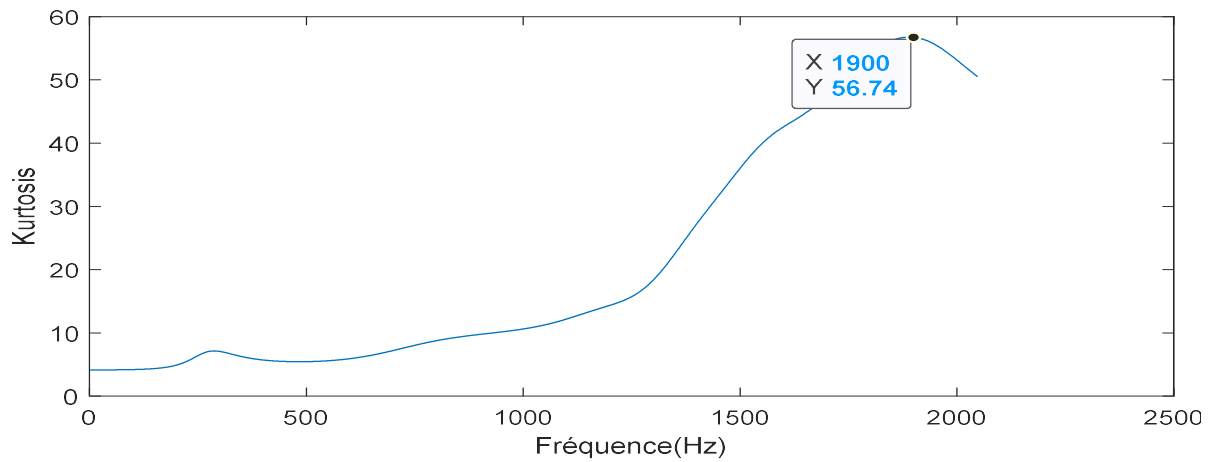


Figure IV.36 : kurtosis correspondant à la TFCT du signal EB_2400_P3 avec une fenêtre de 10 points.

Le kurtosis révèle une bosse à fréquence 1900 Hz, ce qui peut correspondre à une résonance, nous allons donc calculer le spectre des coefficients à cette fréquence, les figures (IV.37) et (IV.38) représentent respectivement les coefficients à la fréquence 1900 Hz et leur spectre.

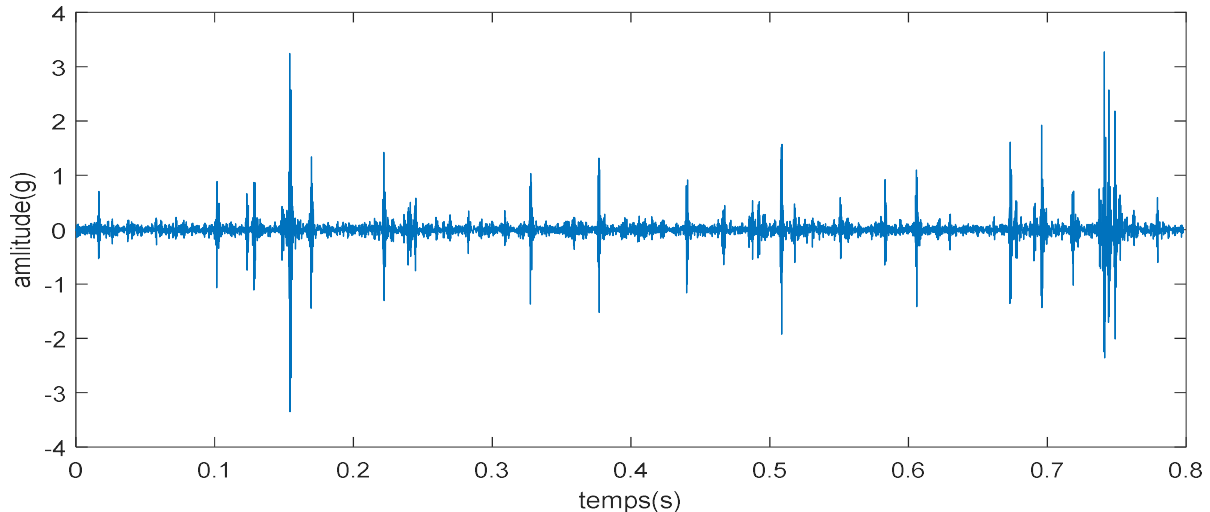


Figure IV.37 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.

On remarque que Le signale temporel révèle des chocs à intervalle régulier ce qui signifie la présence d'un choc, son spectre montre une concentration d'énergie aux alentours de la fréquence de résonance (1900 Hz), et un pic à la fréquence de rotation de l'arbre A1 et son harmonique.

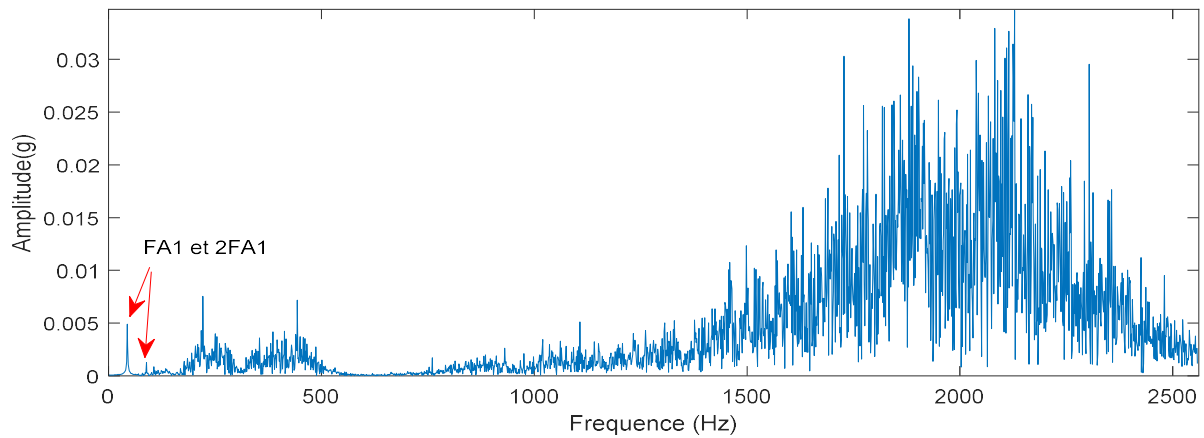


Figure IV.38 : spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz.

Afin de confirmer la présence du balourd, nous avons procédé à l'extraction des coefficients de la TFCT à la fréquence de rotation de l'arbre A1 avec fenêtre de 60 points, son image et son spectre sont donnés dans les figures (IV.39) et (IV.40).

Nous tenons à signaler qu'on a augmenté la longueur de la fenêtre pour que l'image des coefficients de la TFCT à la fréquence de rotation de l'arbre A1 soit claire.

On constate bien que l'image des coefficients à la fréquences (45 Hz) est une sinusoïde, et son spectre monter un pic à cette fréquence et une harmonique, ce qui confirme la présence du défaut de balourd massique.

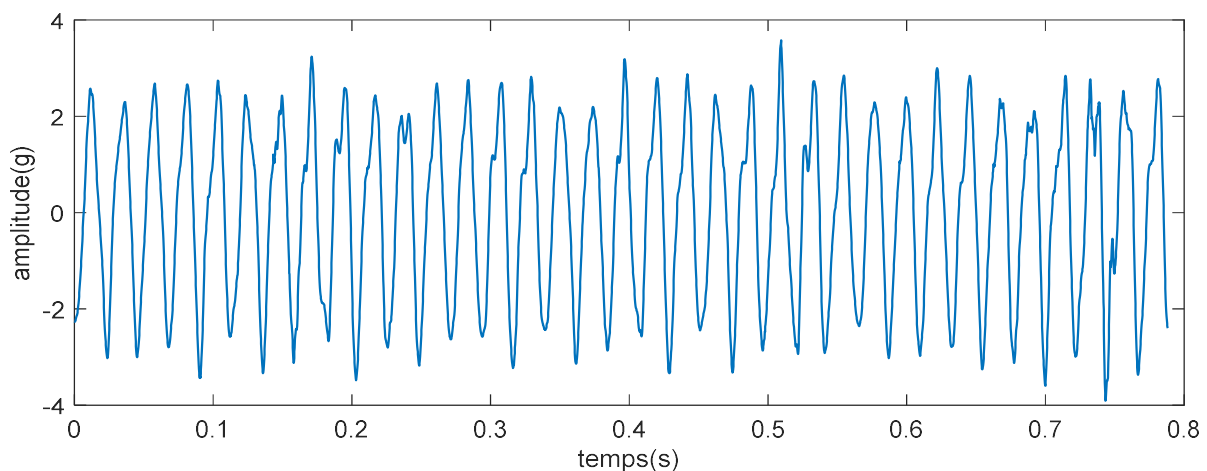
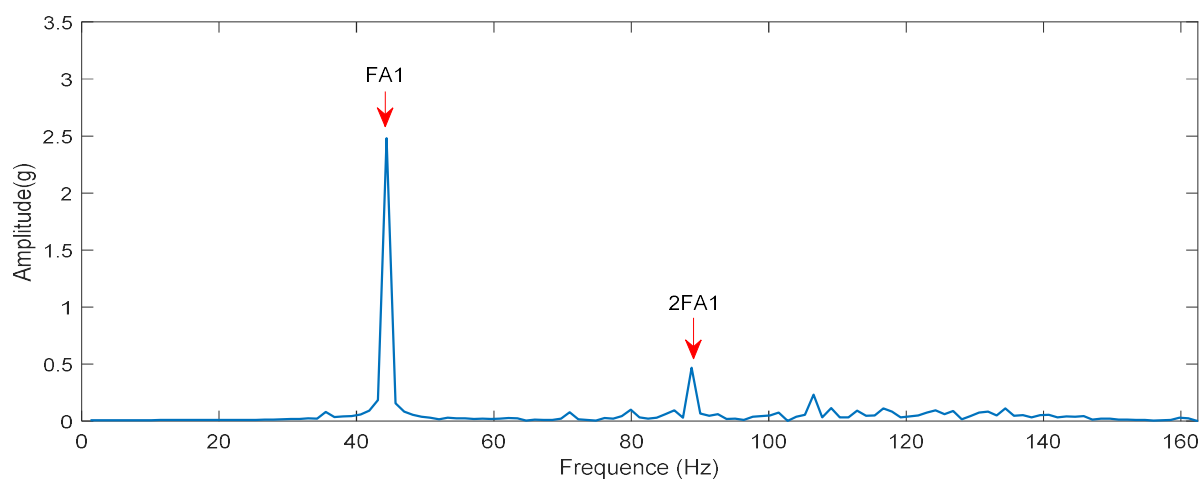
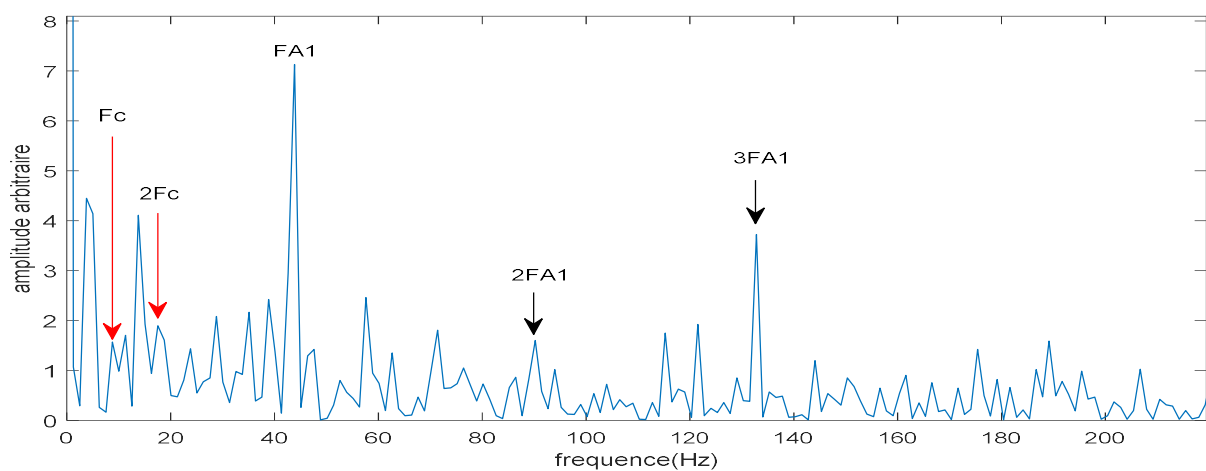


Figure IV.39 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 45 Hz.



La figure (IV.41) montre Le spectre d'enveloppe des coefficients de la TFCT à la fréquence 1900 Hz. Nous remarquons que le peigne de raie à la fréquence de considence (9 Hz) n'est pas lisible par rapport au du spectre d'enveloppe EB_2400_P3.



IV.3 Deuxième partie : défauts de roulements

IV.3.1 Introduction :

La machines Spectra Quest Fault Simulator (MFS) est un outil innovant pour étudier les signatures vibratoires des défauts communs des machines, Chaque composant est usiné selon des tolérances élevées afin qu'il puisse être utilisé sans vibrations conflictuelles. Divers défauts peuvent être introduits individuellement ou conjointement dans un environnement totalement contrôlé notamment le défaut de balourd et de roulement. Donc MFS est un outil pour l'apprentissage du diagnostic des machines, auquel nous avons simulés le défaut de roulement et de balourd.

L'expérimentation a été faite sur le banc d'essai donné dans la figure (IV.39) réalisé dans le laboratoire Vibrations Et Identification Des Structures, département aérospatiale et mécanique, université de Liège, Belgique, dont lequel les défauts de roulement sur la bague interne (BPFO) et la bague externe (BPFI) ont été simulés.

Les roulements sont de type MB 204 et les fréquences des défauts sont données par les formules suivantes calculées par le constructeur :

Fréquence d'un défaut (Fd) sur la bague externe (BPFO)= $3.025 * Fr$.

Fréquence d'un défaut (Fd) sur la bague interne (BPFI) = $4.932 * Fr$.

IV.3.2 Description du matériel

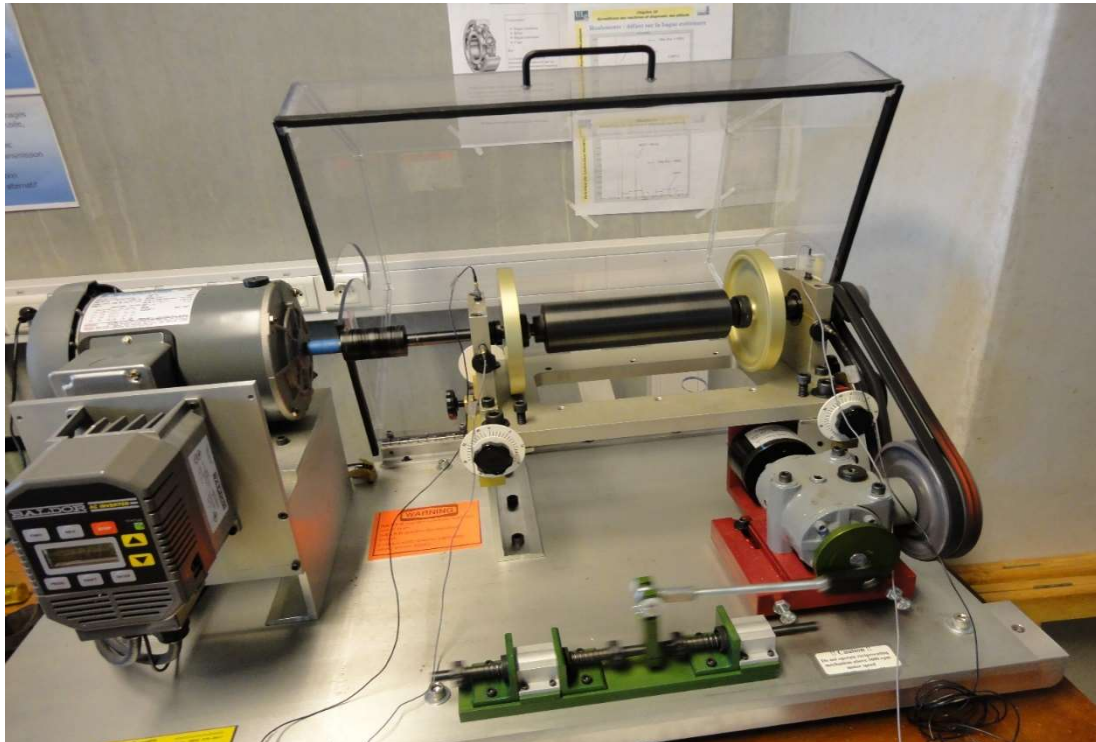


Figure IV.42 : Simulateur de défaut de machines (MFS).

Dans les tableaux suivants on trouve une liste des différents organes constituant notre banc d'essai.

Tableau IV.3 : caractéristiques des Organes électriques du banc d'essai.


Organes électriques	Caractéristiques	Image
Moteur	Moteur triphasé, 1 HP, système de montage auto-alignant précâblé pour une installation / un retrait facile	
Variateur de fréquence	De 0 à 100 Hz	

Tableau IV.4 : caractéristiques des Organes Mécaniques du banc d'essai.

Organes Mécaniques	Caractéristiques	Image
Arbre	3/4 "de diamètre ; Acier tourné, rectifié et poli (TGP)	
(Deux) Disque	36 trous filetés à des intervalles de 10 degrés pour introduire un déséquilibre	
(Deux)Palier (2)	Deux éléments roulants scellés dans un boîtier de support en aluminium divisé horizontalement pour des changements faciles, taraudés pour le montage du transducteur. Les supports de roulement peuvent être montés dans cinq positions différentes pour une portée variable du rotor	
Courroies	Double rainure	

Tableau IV.5 : caractéristiques Physiques du banc d'essai.

Caractéristique physiques	
Poids	Environ 59 Kg
Dimensions	L=100 cm l=63 cm h=53 cm

IV.3.2 Test I : simulation d'un défaut sur la bague externe côté droit (poulie) sans courroie

Le premier signal analysé est recueilli par le capteur placé au palier du côté droit de l'arbre, donné dans la figure (IV.43), avec une fréquence de rotation (50 Hz). Acquis sur (1.6 s) avec une fréquence d'échantillonnage (5120 Hz). Le défaut est réalisé sur la bague externe du roulement, son spectre est donné dans la figure (IV.44).

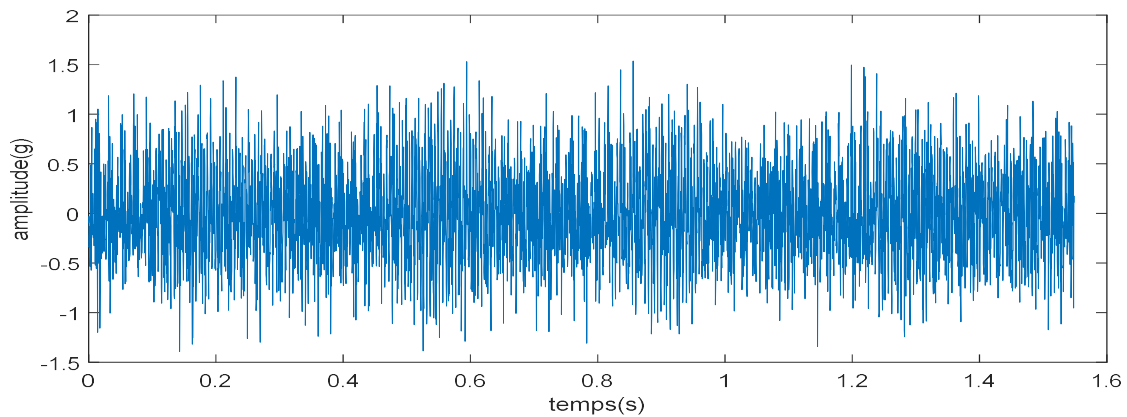


Figure IV.43 : signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.

Le spectre du signal donné dans la figure (IV.44) présente une composante à la fréquence du défaut de la bague externe et ses harmoniques, ainsi qu'une concentration d'énergie autour de la fréquence (1500 Hz). Ce qui peut correspondre à une résonance excitée par le défaut. Afin de rechercher cette dernière, on procède au calcul de la TFCT et le kurtosis correspondant.

L'image de la TFCT avec une fenêtre de 10 points et 9 points de recouvrement et du kurtosis sont données respectivement dans les figures (IV.45) et (IV.46).

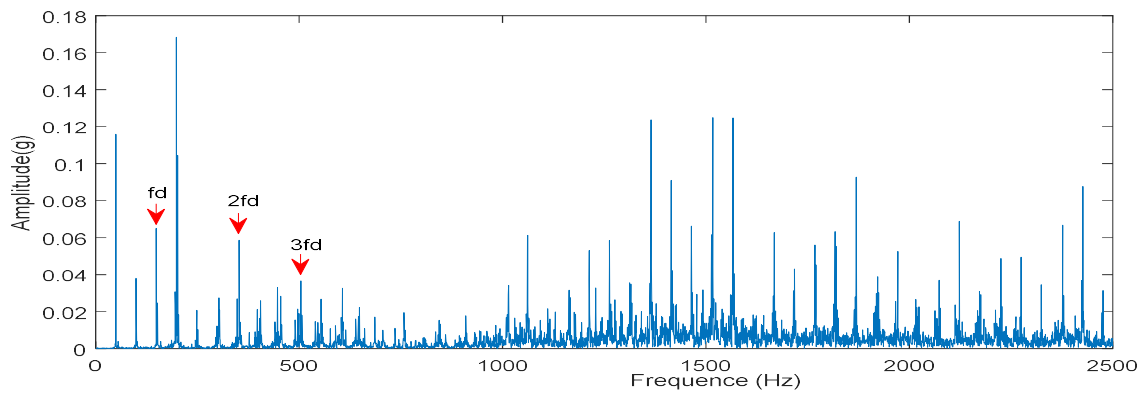


Figure IV.44 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.

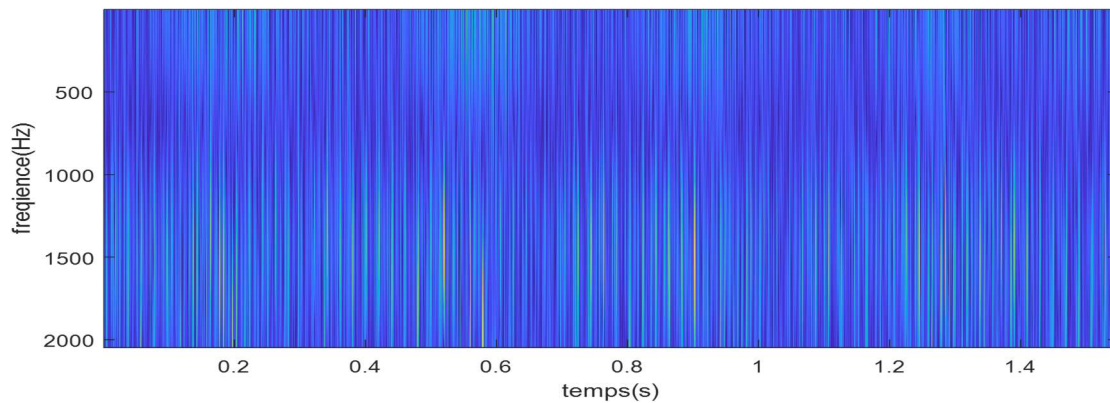


Figure IV.45 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.

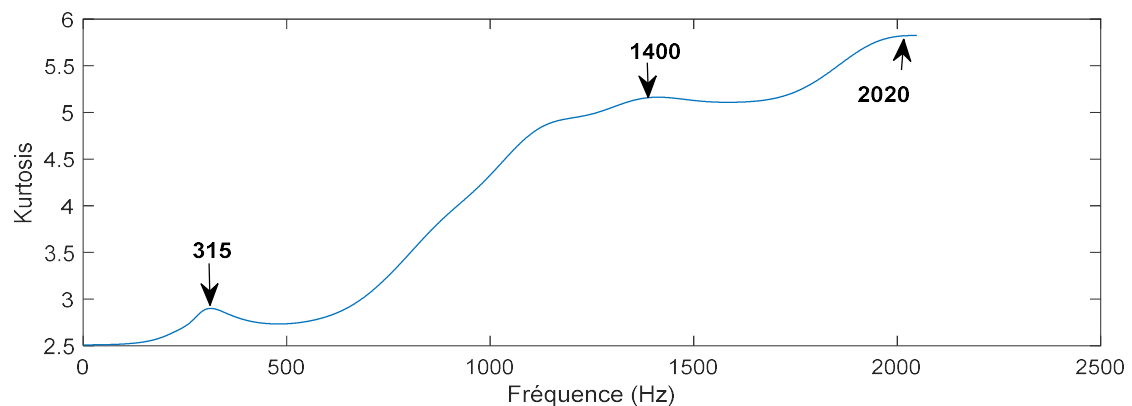


Figure IV.46 : kurtosis correspondant à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.

Le kurtosis correspondant à la TFCT révèle trois bosses aux fréquences 315 Hz, 1400 Hz et 2020 Hz, ce qui peut correspondre à des éventuelles résonances, donc nous allons calculer le spectre des coefficients de chacune d'elles ainsi que leurs spectres d'enveloppe.

Les figures (IV.47) et (IV.48), et (IV.48) représentent respectivement les coefficients à la fréquences 1400 Hz, son spectre et son spectre d'enveloppe.

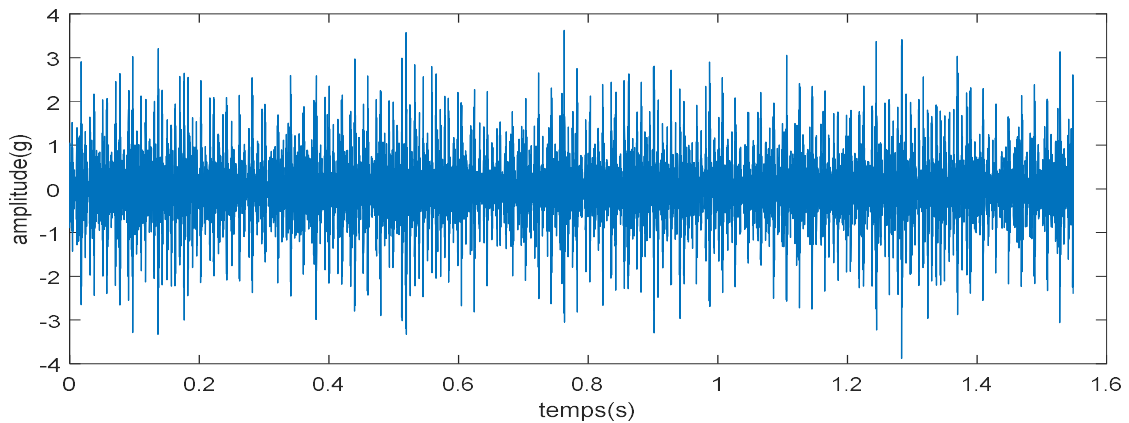


Figure IV.47 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1400 Hz.

Le spectre des coefficients à la fréquences 1400 Hz montre bien plusieurs composantes espacées de la fréquence de rotation 50 Hz.

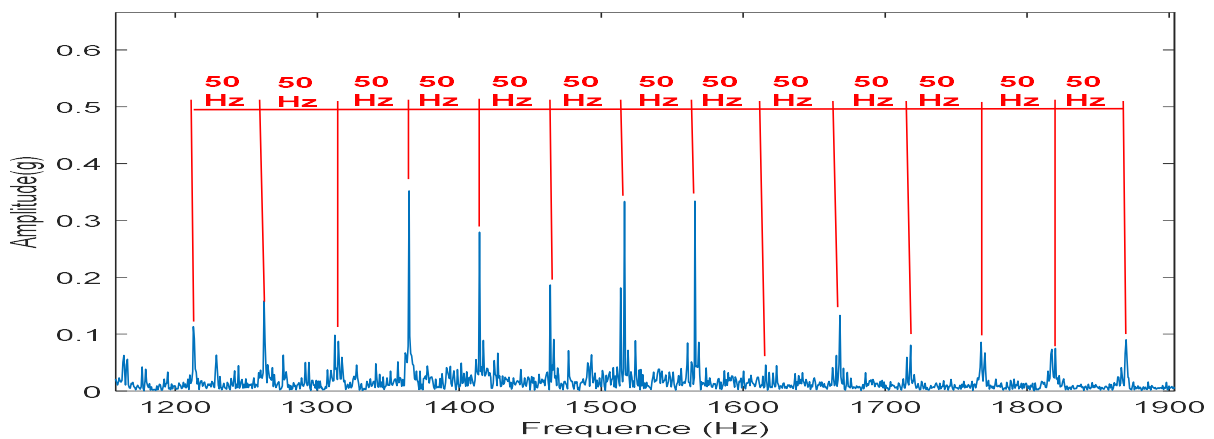


Figure IV.48 : spectre des coefficients à la fréquence 1400 Hz.

Le spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 1400 Hz révèle une famille de bands latérales autour de la fréquence du défaut de la bague externe espacées de la fréquence de rotation, ce qui met en évidence la présence de ce défaut de roulement.

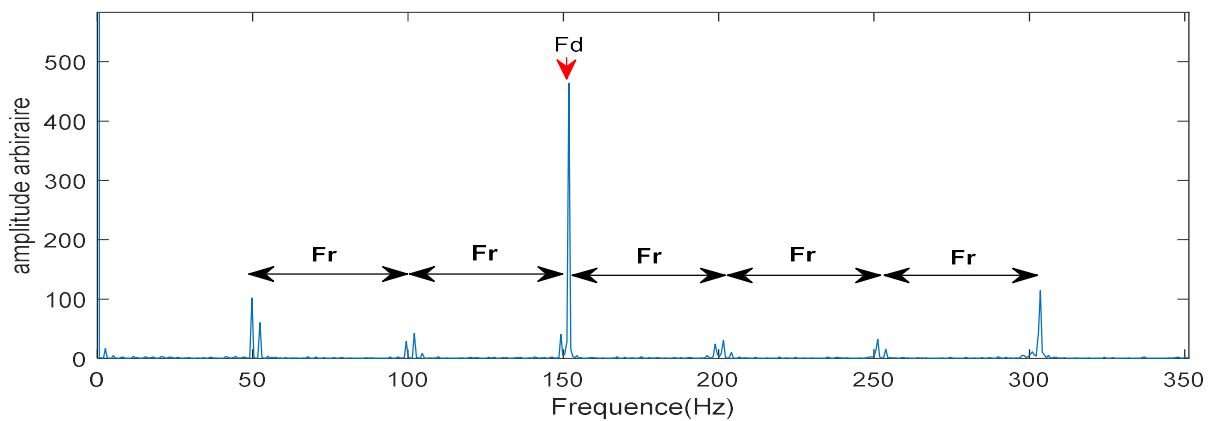


Figure IV.49 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 1400 Hz.

Nous tenons à signaler que les spectres des coefficients aux deux autres bosses montrent aussi une concentration d'énergie autour de ces dernières, ce qui confirme la présence des résonnances excitées par le défaut.

Les spectres d'enveloppe des coefficients aux fréquences 315 Hz et 2020 Hz sont donnés respectivement dans les figures (IV.50) et (IV.51).

On constate que les deux spectres d'enveloppe montrent une famille de bands latérales autour de la fréquence du défaut de la bague externe espacées de la fréquence de rotation

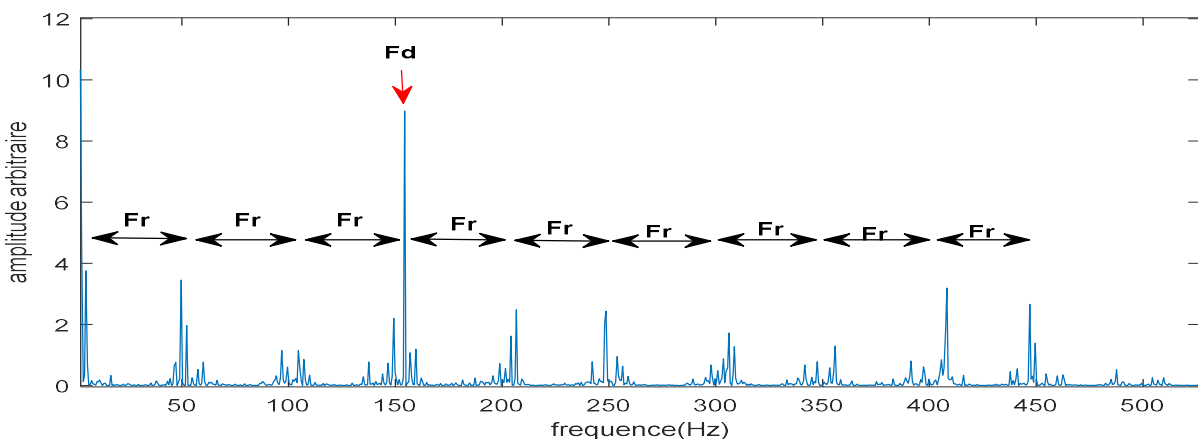


Figure IV.50 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 315 Hz.

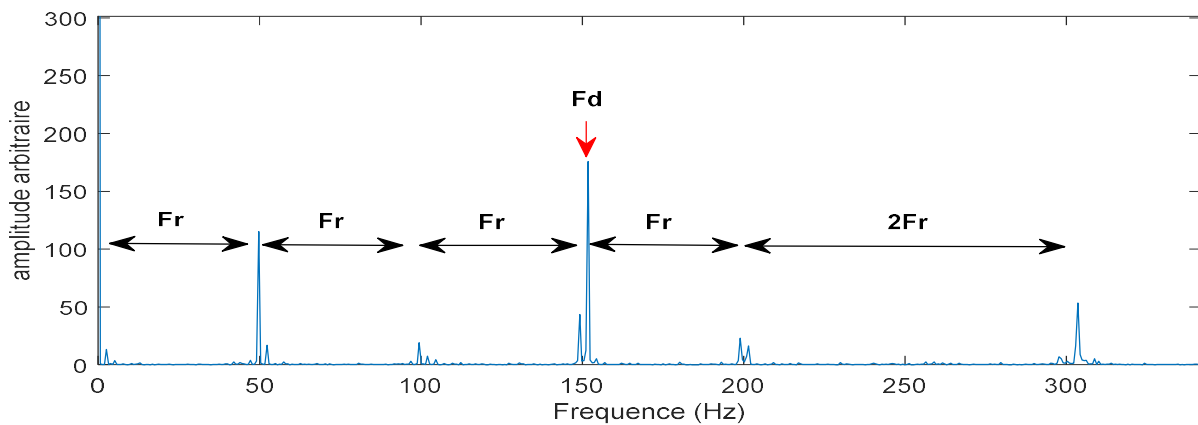


Figure IV.51 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 2020 Hz.

IV.3.3 Test II : simulation d'un défaut sur la bague interne côté droit (poulie) sans courroie

Le deuxième signal analysé est recueilli par le capteur placé au même endroit que le premier, donné dans la figure (IV.43), avec une fréquence de rotation (45 Hz). Acquis sur (1.6 s) avec une fréquence d'échantillonnage (5120 Hz). Le défaut est réalisé sur la bague interne du roulement, son spectre est donné dans la figure (IV.44).

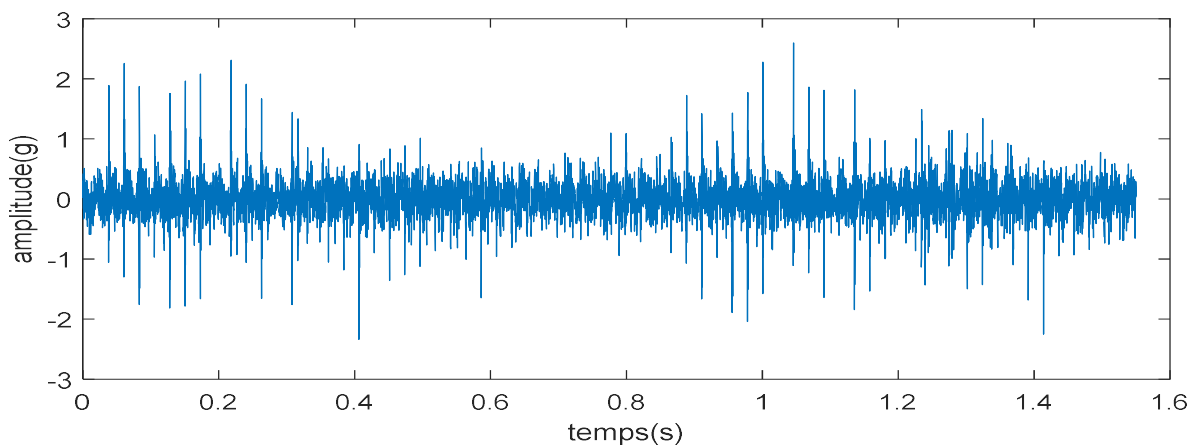


Figure IV.52 : signal temporel à la fréquence de rotation 45 Hz.

Le spectre du signal donné dans la figure (IV.53) présente une composante à la fréquence de rotation (45 Hz) et plusieurs harmoniques espacées de cette dernière, ainsi qu'une concentration d'énergie autour de la fréquence (1500 Hz). Ce qui peut correspondre à une résonance excitée par le défaut. Afin de rechercher ces dernières, on procède au calcul de la TFCT et le kurtosis correspondant.

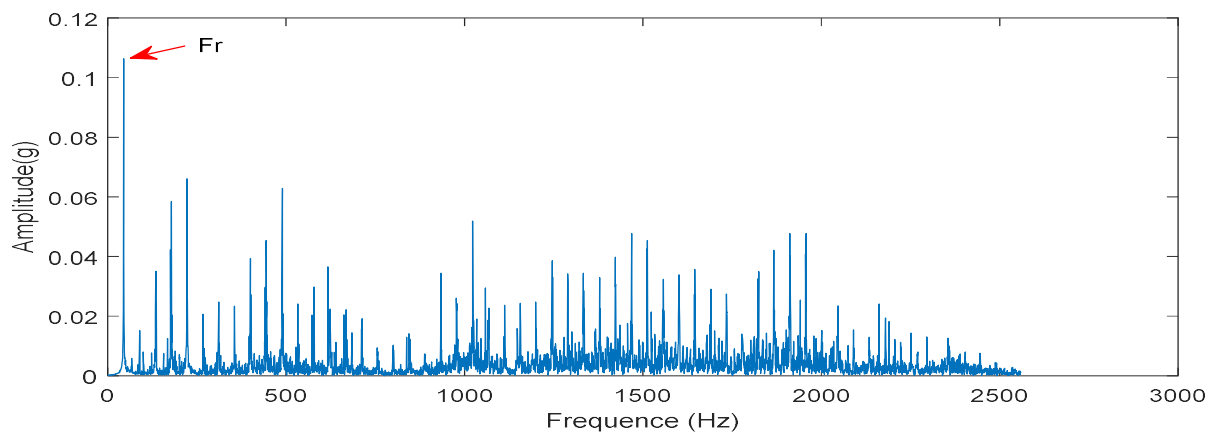


Figure IV.53 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 45 Hz.

L'image de la TFCT avec une fenêtre de 10 points et 9 points de recouvrement et du kurtosis sont données respectivement dans les figures (IV.54) et (IV.55).

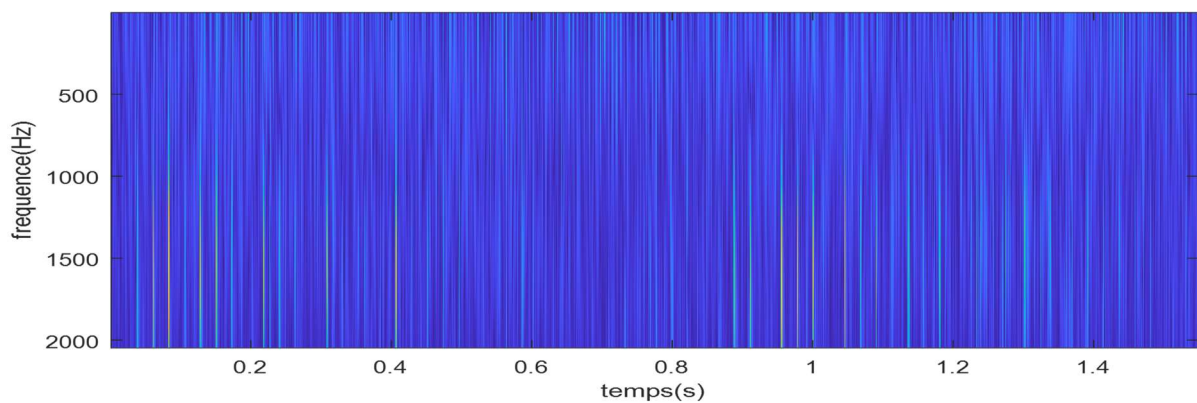


Figure IV.54 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.

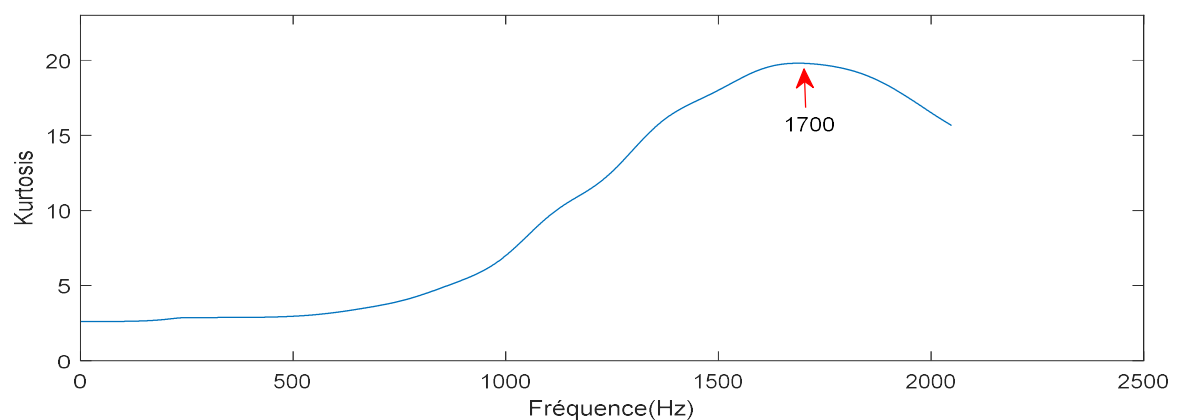


Figure IV.55 : kurtosis correspondant à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.

Le kurtosis correspondant à la TFCT révèle une bosse à la fréquence (1700 Hz) ce qui peut correspondre à une éventuelle résonance, donc nous allons calculer le spectre des coefficients à cette fréquence ainsi que leurs spectres d'enveloppe.

Les figures (IV.56), (IV.57), (IV.58) et (IV.59) représentent respectivement les coefficients à la fréquences (1700 Hz), son spectre et son spectre d'enveloppe.

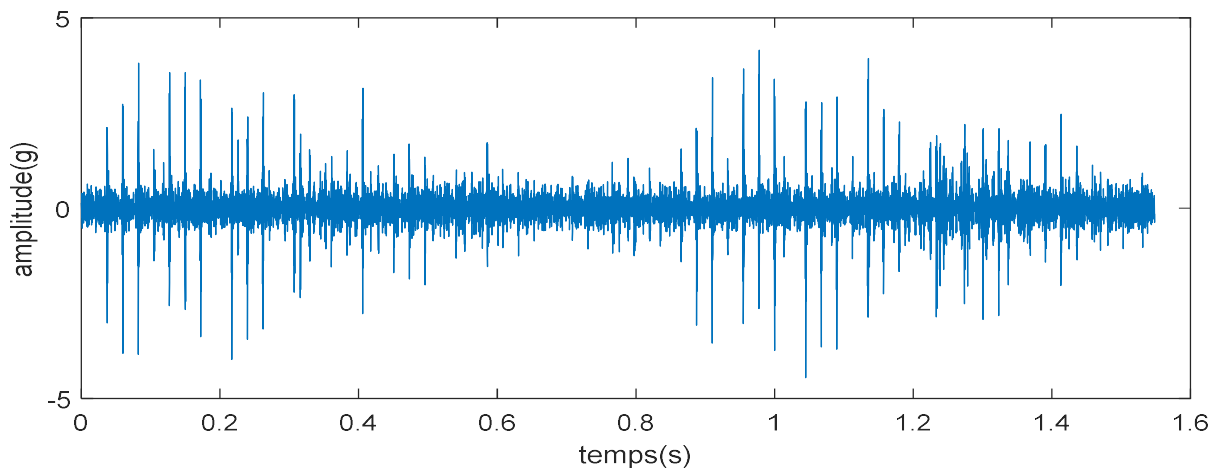


Figure IV.56 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1700 Hz.

Le spectre des coefficients de la TFCT à la fréquence (1700 Hz) montre une forte concentration d'énergie aux alentours de cette dernière (résonance), dont on constate la présence de plusieurs composantes espacées de la fréquence de rotation 45 Hz.

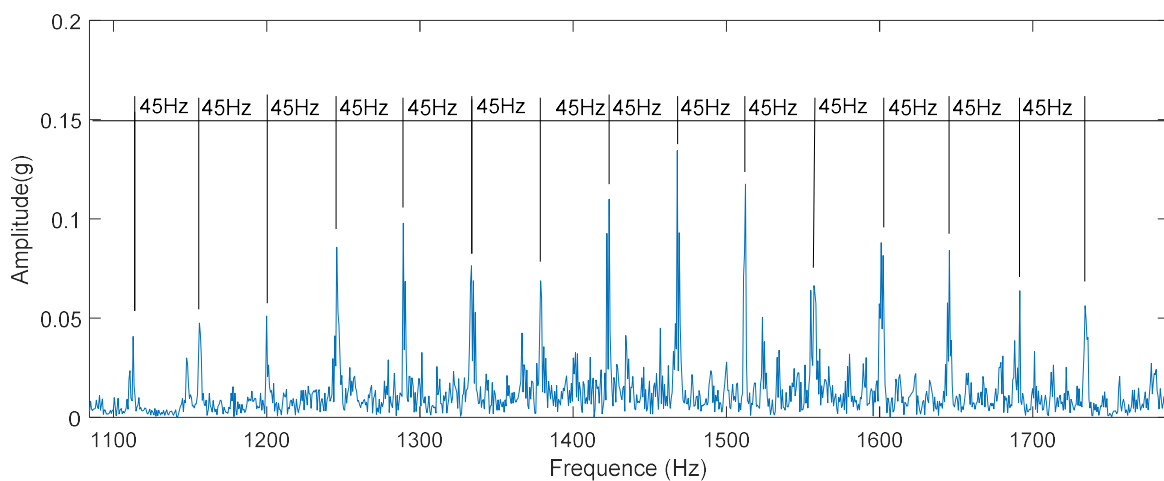


Figure IV.57 : spectre des coefficients à la fréquence 1700 Hz.

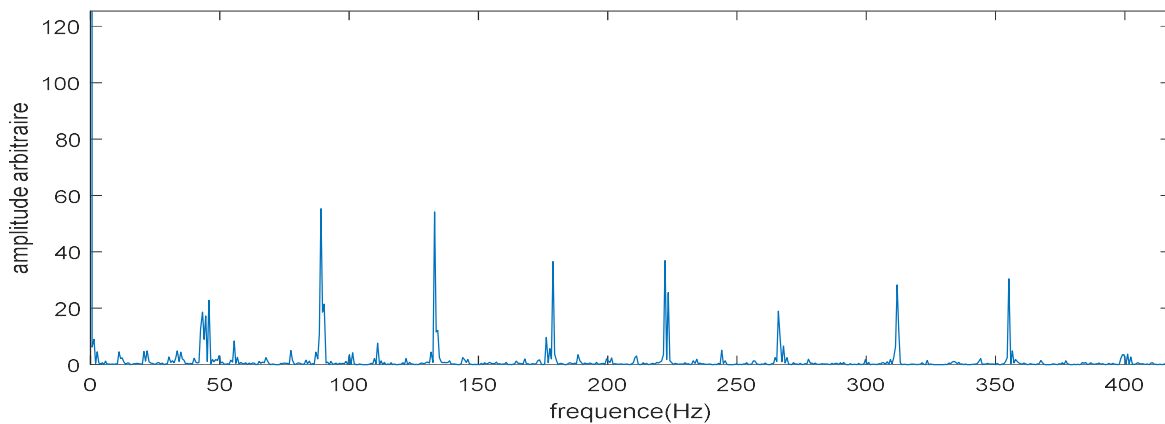


Figure IV.58 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 1700 Hz.

Le spectre d'enveloppe obtenu ne permet pas de statuer sur la présence du défaut simulé.

IV.3.4 Test III : simulation d'un défaut sur la bague externe côté droit (poulie) avec courroie plus un défaut de balourd

Le troisième signal analysé est recueilli par le capteur placé au même endroit, donné dans la figure (IV.59), avec une fréquence de rotation (40 Hz). Acquis sur (1.6 s) avec une fréquence d'échantillonnage (6400 Hz), son spectre est donné dans la figure (IV.60).

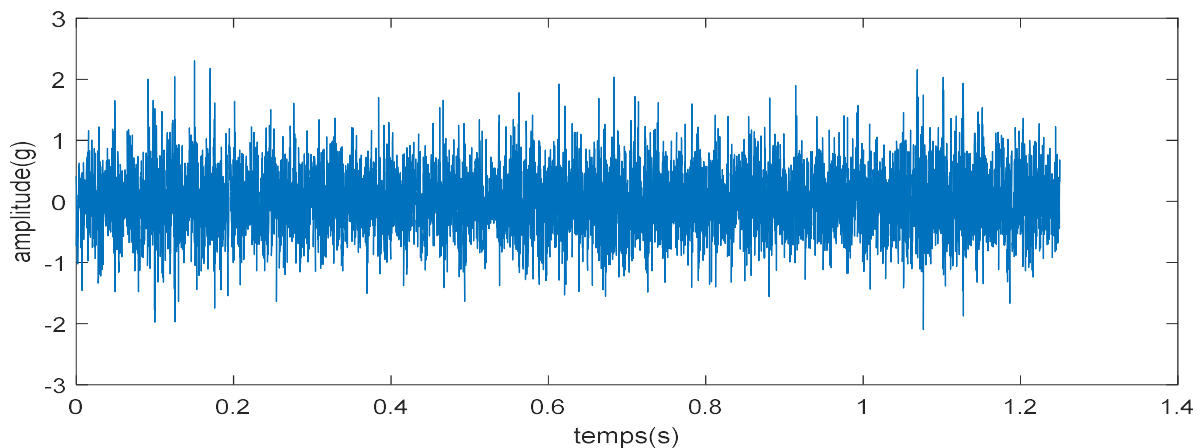


Figure IV.59 : signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.

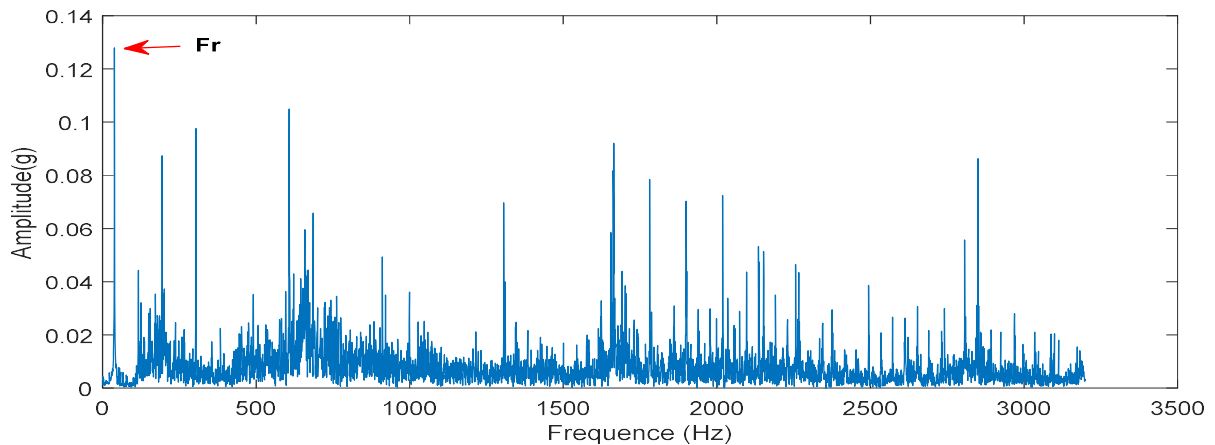


Figure IV.60 : spectre du signal temporel à la fréquence de rotation 50 Hz.

Le spectre du signal révèle une composante à la fréquence de rotation (Fr), dont l'amplitude est très importante ce qui peut correspondre au défaut de balourd, ainsi qu'une concentration d'énergie autour de la fréquence (600Hz) et (1600 Hz). Ce qui peut correspondre à des résonances excitées par le défaut de roulement. Afin de rechercher ces dernières, on procède au calcul de la TFCT et le kurtosis correspondant.

L'image de la TFCT avec une fenêtre de 10 points et 9 points de recouvrement et du kurtosis sont données respectivement dans les figures (IV.61) et (IV.62).

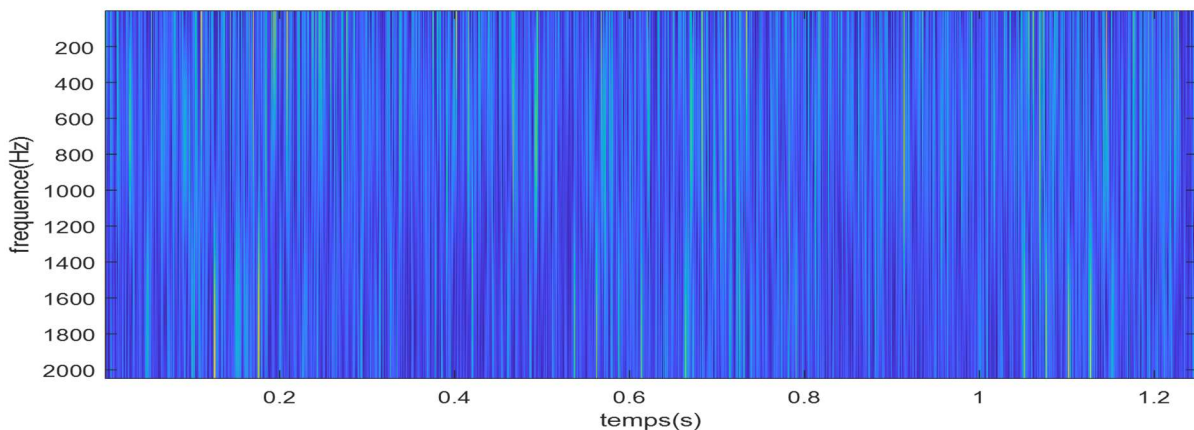


Figure IV.61 : image de la TFCT avec 10 points et 9 points de recouvrement.

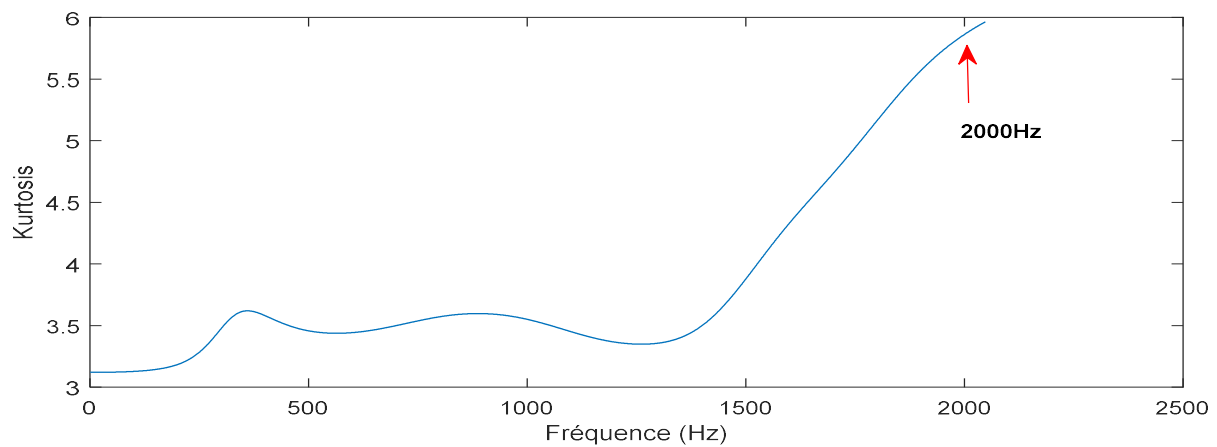


Figure IV.62 : kurtosis correspondant à la TFCT avec une fenêtre de 10 points.

Le kurtosis correspondant à la TFCT révèle une bosse à la fréquence (2000 Hz) ce qui peut correspondre à une résonance, donc nous allons calculer le spectre des coefficients à cette fréquence ainsi que leurs spectres d'enveloppe.

Les figures (IV.63) et (IV.64), et (IV.65) représentent respectivement les coefficients à la fréquences (2000 Hz) et son spectre ainsi que son spectre d'enveloppe.

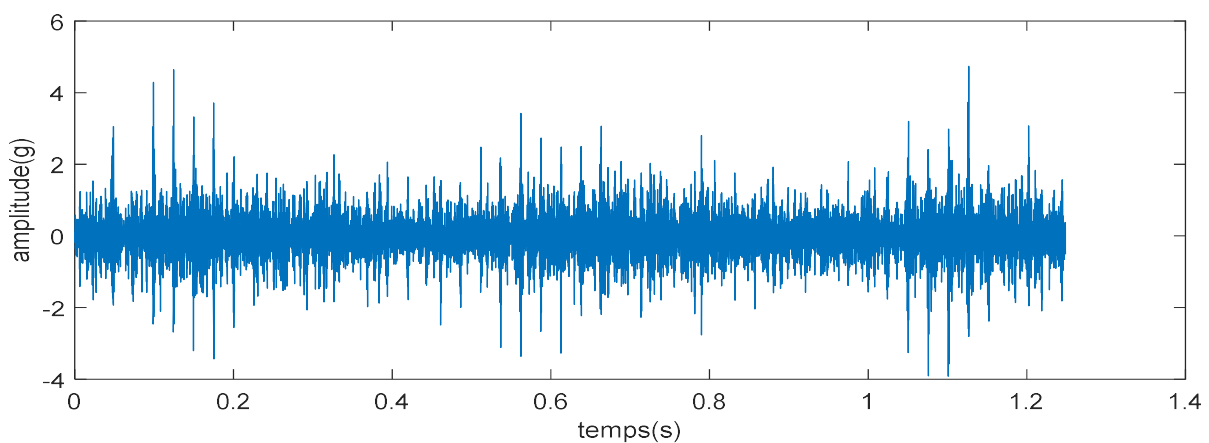


Figure IV.63 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 2000 Hz.

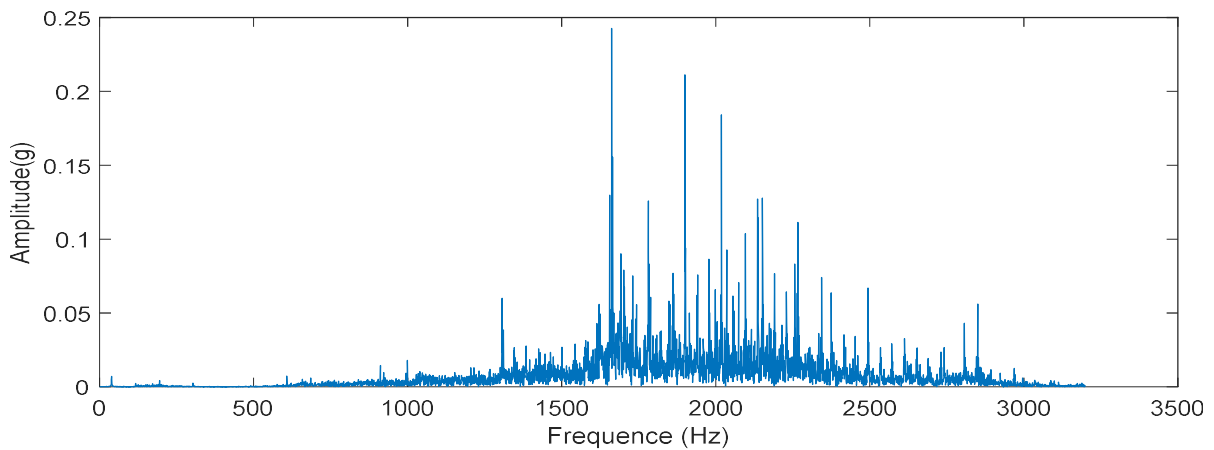


Figure IV.64: spectre des coefficients à la fréquence 1400 Hz.

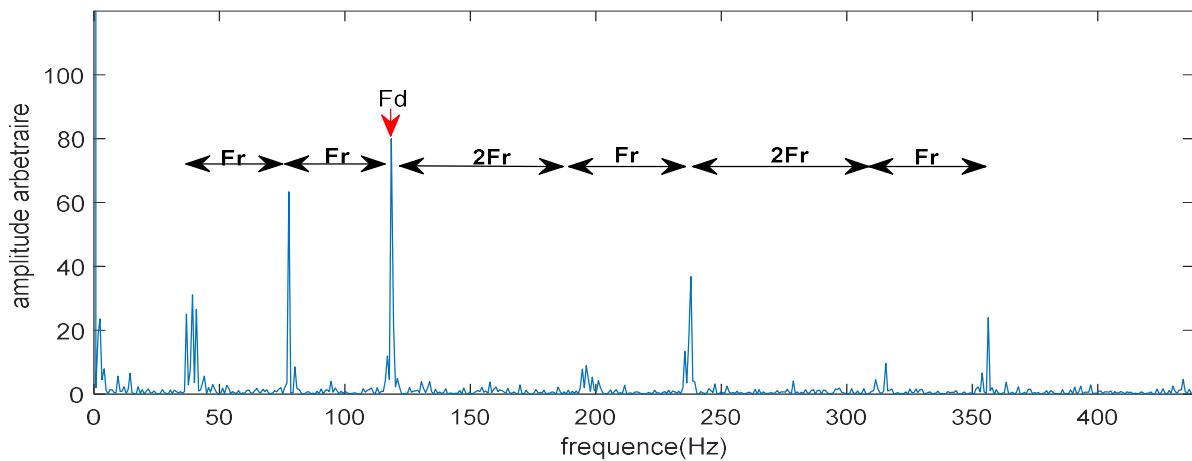


Figure IV.65 : spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence 2000 Hz.

Le spectre d'enveloppe des coefficients à la fréquence (2000 Hz) révèle une famille de bands latérales autour de la fréquence du défaut (F_d) de la bague externe espacées de la fréquence de rotation, ce qui met en évidence la présence de ce défaut de roulement.

Dans le but de rechercher le défaut de balourd par la TFCT, nous avons augmenté la longueur de la fenêtre à 2000 points. Son image est donnée dans la figure (IV.66) qui montre l'apparition de la fréquence (40 Hz) durant tout le temps d'acquisition. Après l'extraction des coefficients à cette fréquence (figure IV.67) nous remarquons bien que le signal obtenu est une sinusoïde, ce qui confirme la présence du défaut de balourd.

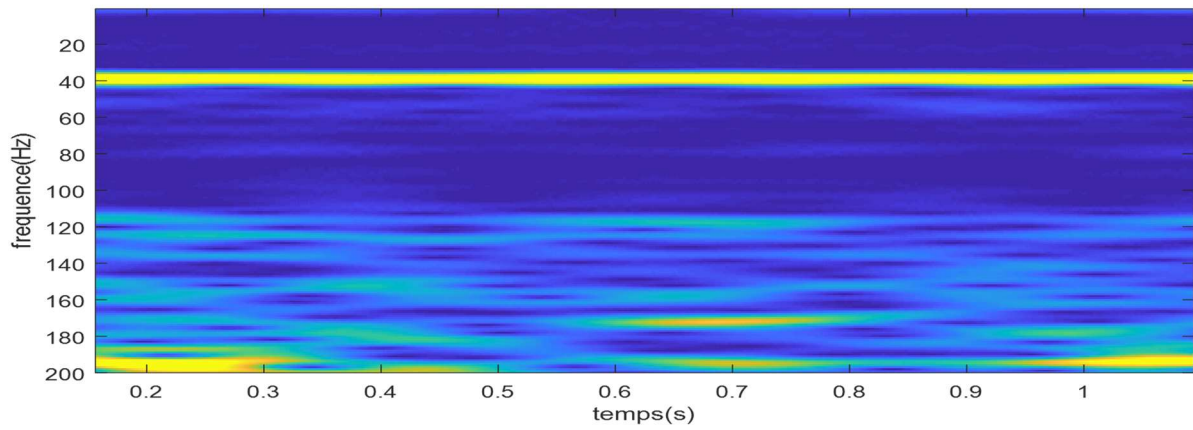


Figure IV.66 : image de la TFCT avec une fenêtre de 2000 points.

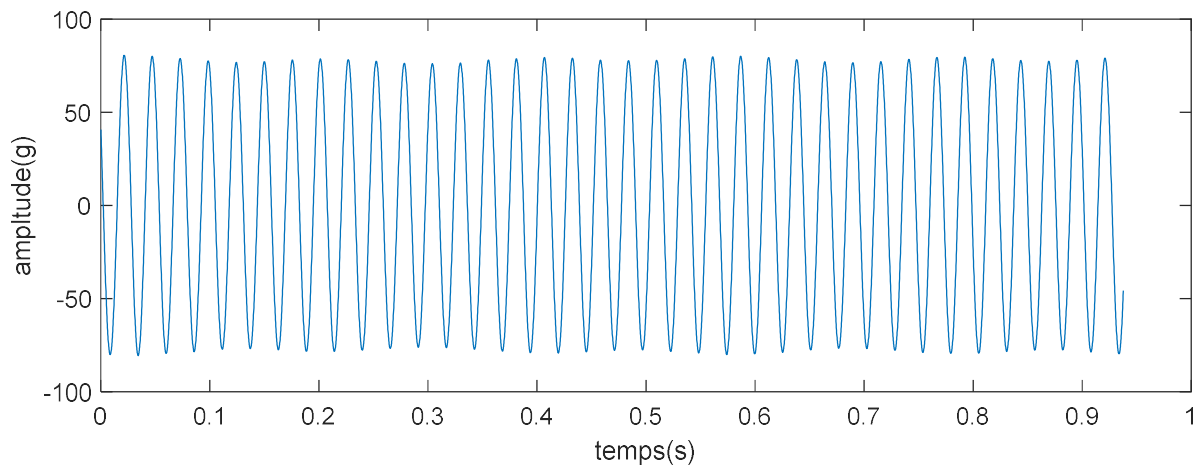


Figure IV.67 : Les coefficients de la TFCT à la fréquence 1400 Hz.

Conclusion

Dans cette partie expérimentale nous avons donc l'occasion de voir en pratique les avantages et les limites que présente la surveillance des défauts de type choc par l'analyse spectrale, qui nous pousse à faire appel à d'autres outils comme l'analyse temps-fréquence, ainsi que les méthodes associées à cette dernière, notamment, le kurtosis spectral et l'analyse d'enveloppe.

L'analyse spectrale donne des résultats très limités voire ininterprétable dans le cas de plusieurs défauts combinés. Cependant, le kurtosis spectral et l'analyse d'enveloppe associés à la méthode temps-fréquence, permettent l'analyse aux hautes fréquences des résonnances qui peuvent être excitées par le défaut d'engrenage et du roulement et la séparation des défauts combinés.

Après le calcul de la fenêtre à ne pas déplacer dans l'analyse des défauts d'engrenage et de roulement, nous avons pu voir les difficultés qu'on peut rencontrer lors du choix de la longueur de la fenêtre. Après plusieurs essais, on constate que les petites fenêtres donnent des résultats plus satisfaisants.

Conclusion générale

Les défaillances qui apparaissent dans les machines tournantes sont rarement décelables visuellement, ou alors il est déjà trop tard pour agir. De ce fait, La maintenance des machines par analyse des vibrations permet de mieux gérer les défaillances, en détectant les défauts à un stade précoce, avant qu'ils ne deviennent critiques. Cette technique permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître des organes en mouvement.

Plusieurs techniques d'analyse vibratoire des équipements industriel ont été proposées dans ce travail :

L'analyse temporelle est utilisée en premier lieu, elle permet le diagnostic des défauts par le suivi de l'évolution des indicateurs du niveau global, tel que la valeur efficace pour les défauts qui génèrent des signaux stationnaires, le kurtosis et le facteur de crête pour ceux qui génèrent des signaux instationnaires en fixant des seuils d'alerte pour ces indicateurs. Donc cette technique est fiable pour quantifier la gravité du défaut, mais elle demeure insuffisante dans la localisation du défaut suite au manque de l'information fréquentielle du signal. Dans le but de soulever cette limite on fait appel à l'analyse spectrale.

Avec l'analyse spectrale, chacune des composantes sinusoïdales élémentaire constituant le signal est parfaitement défini par son amplitude et sa fréquence ce qui met en évidence l'origine d'un défaut. Mais d'après la partie expérimentale, nous avons pu constater que cette technique néglige l'information temporelle, et demeure insuffisante dans le diagnostic de plusieurs défauts combinés, où un défaut de balourd peut cacher celui d'engrenage. Pour cela d'autres techniques sont élaborées pour remédier à ces limites telle que l'analyse temps-fréquence.

L'analyse temps-fréquence donne des résultats satisfaisants lors d'analyse des défauts qui génèrent des signaux instationnaires et les défauts combinés, c'est une technique qui ouvre un nouvel angle de vision, en l'occurrence, l'aspect temporelle et fréquentielle au même temps, ce qui permet de voir les instants où intervienne les chocs. Le kurtosis spectral des coefficients permet d'identifier les résonances excitées par les défauts de type choc, ainsi, le calcul du spectre d'enveloppe de ces résonances a permis de séparer les défauts combinés. Son inconvénient réside dans le choix et la constance de la fenêtre d'analyse, vu que les phénomènes vibratoires sont inconnus, donc nous ne pouvons pas adapter la longueur de la fenêtre à chaque phénomène, dans ce travail ces limites ont exigées d'appliquer plusieurs longueurs afin de trouver la plus adaptée aux différents défauts traités. Dont on constate qu'une bonne résolution dans le temps implique l'utilisation d'une petite fenêtre temporelle ce qui résulte une mauvaise résolution fréquentielle et vice versa.

Conclusion générale

L'analyse temps-échelle est la technique développée afin de surmonter les limites de l'analyse temps-fréquence

Bibliographie

- [1] Alain Boulenger, Christian Pachaud, Surveillance des machines par analyse des vibrations Analyse vibratoire en maintenance 3e édition, 2007.
- [2] Yacine Imaouchen, Thèse de doctorat, « Mesure et analyse des vibrations des machines électriques tournantes », Université A. Mira-Bejaia Faculté de Technologie Département de Génie Electrique, le 24 novembre 2015.
- [3] Francis Cottet, « Aide-mémoire, Traitement de signal », 3éme Edition, DUNOD (2017).
- [4] Mr. Azedine Tabti, Mémoire de Fin d'étude, « Dépistage et Diagnostic des Défauts des Installations Mécaniques par Signature Vibratoire », Université Mouloud Mammeri Tizi Ouzou.
- [5] Mémoire Présenté pour l'obtention du diplôme de Magister, « Application du traitement du signal pour le suivi des défauts de composants mécaniques soumis à des vibrations », Le 22 février 2010.
- [6] Claire BRENEUR, « Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défaut combinés d'engrenages et de roulements », L'institut National des Sciences Appliquées de Lyon-2002.
- [7] Alain Boulenger, Christian Pachaud, « Analyse Vibratoire en Maintenance, Surveillance et Diagnostic des Machine », 3e édition, 2014.
- [8] R. BIRGET, J.-L. FERON, Avec la collaboration de C. PACHAUD, « Diagnostique-maintenance disponibilité des machines tournantes » Masson éditeur, Décembre 1994.
- [9] Contributions aux statistiques cycliques d'ordre supérieur, « Applications au diagnostic des défauts d'engrenage », Thèse de doctorat, Université Technologie de Compiègne,2003.
- [10] BOUCHERK KAHINA, Mémoire de fin d'études, Traitement des signaux vibratoires : Application au diagnostic des défaillances, Université Mouloud Mammeri, TIZI-OUZOU, Année universitaire 2008/2009.
- [11] Nassima Hamdad, MEMOIRE DE MAGISTER, Transformée de Huang-Hilbert : Application à la détection des défauts. Université Mouloud Mammeri, Tizi-Ouzou, le 07/03/2013
- [12] Mr. Ziani Ridha, thèse doctorat, Contribution à l'analyse et à la classification automatique des défauts mécaniques, Université Ferhat Abbas – Setif 1, 15/06/2015.

- [13] A. Quinquis et L. CORNEL, Représentation temps fréquence et temps échelle, ENSIETA, BREST France centre de recherche. Extraction et Exploitation de l'Information en Environnements Incertains, 2002.
- [14] Messaoud Benidir. Theorie et Traitement Du Signal. DUNOD. Paris. 2004.
- [15] M. Szmajda, K.Górecki, J.Mrocza.GABOR Transform, SPWVD, Gabor-Wigner Transform and Wavelet Transform - Tools for power quality monitoring. Metrol. Vol. XVII No. 3, pp. 383-396, 2010.
- [16] Thèse Soutenue à La Faculté De Pharmacie De Grenoble 16 Février 2011, LLAURENS Jérémy, Mise En Place D'un Plan De Maintenance Préventive Sur Un Site De Production Pharmaceutique.
- [17] François Monchy Jean-Pierre Vernier, Maintenance Méthodes et organisations, 3e édition, Dunod, Paris, 2000, 2003, 2010 ISBN 978-2-10-055061-6
- [18] Benedetti, C. A. (2002). Introduction à la gestion des opérations (4e éd). Québec : Sylvain Ménard. 2002.
- [19] Jean-pierre Vernier : « Fonction Maintenance ». Article(A8300), Techniques De L'ingénieur.
- [20] Monchy, F. Maintenance Méthodes et Organisations (2e édition). Paris: Dunod (2003).
- [21] I. W Burr. Statistical quality control methods. Marcel Dekker, 1976.6
- [22] E. Deloux, B. Castanier, And C. Bérenguer. Construction d'un schéma de maintenance pour des systèmes soumis à des contraintes de stress. In 7ème Journée des Doctorants de l'Ecole Doctorale S.T.I.M., 2007.
- [23] Thèse, Mme Benaïcha Halima, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohammed Boudiaf, Analyse des stratégies de maintenance des systèmes de production industrielle 2015
- [24] Xiaohong Yuan, Lilong Cai, Variable amplitude Fourier series with its application in gearbox diagnosis—Part I: Principle and simulation, Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 1055–1066.

[25] S. N. Engin, K. Gülez and Mr. Badi, Advanced signal processing techniques for faults diagnostics-a review, Mathematical and Computational Applications, Vol. 4 no. 2, p. 121-136, 1999.

[26] X. Fan and J. Z. Ming, Gearbox Fault Detection Using Hilbert and Wavelet Packet Transform, Mechanical Systems and Signal Processing 20 (2006) (4), pp. 966-982.

[27] H. Zheng, Z. Li and X. Chen, Gear fault diagnosis based on continuous wavelet transform mechanical systems and signal processing (2002), 16 (2-3) ,447.

[28] Landolsi Foued « partie I, surveillance des machines par analyse vibratoire » cours de techniques de surveillance.

[29] thèse Leila Nacib, Université Badji Mokhtar-Anaba, Diagnostic Des Défauts Dans Les Machines Tournantes Par L'analyse Vibratoire, Soutenue le 04 octobre 2015.

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

[31] David Augiex, Environnement-Sécurité/ Bruit Et Vibrations BM5145.