



RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE

FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

N° de Série : 101 /DS /2019

N° d'ordre : 03 /GM /2019

THÈSE

Présentée pour obtenir le diplôme de Doctorat en sciences
En Génie Mécanique

Etude du comportement statique et dynamique de la
transmission de la boîte de transfert fabriquée à
ALEMO

OPTION : **Construction Mécanique**

Par : **SELAMI Salim**

Soutenue le : 13 / 06 / 2019

Devant le jury composé de :

Président :	M. BOUCHOUCHA Ali	Prof. Univ. des Frères Mentouri–Constantine
Rapporteur :	M. MECIBAH M ^{ed} Salah	Prof. Univ. des FrèresMentouri–Constantine
Examineurs:	M. MEZIANI Salim	Prof. Univ. des Frères Mentouri–Constantine
	M. KHELIF Rabia	Prof. Univ. Badji Mokhtar Annaba
	M. MOUADJI Youcef	MC _A ENPC - Constantine



UNIVERSITÉ DES FRÈRES MENTOURI – CONSTANTINE

**FACULTÉ DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

THÈSE

Présenté pour obtenir le diplôme Doctorat en sciences
En Génie Mécanique

OPTION: CONSTRUCTION MECANIQUE

**ETUDE DU COMPORTEMENT STATIQUE ET
DYNAMIQUE DE LA TRANSMISSION DE LA
BOITE DE TRANSFERT FABRIQUEE A
ALEMO**

Par
Salim SELAMI
salimsellami@yahoo.fr

Résumé :

Les boîtes de vitesses et les boîtes de transferts à engrenages sont souvent des composants critiques d'une machine nécessitant l'application de techniques de surveillance. Le contrôle et le diagnostic sont aujourd'hui d'une grande importance dans la plupart des secteurs industriels. Ils consistent à mesurer des signaux physiques sur des machines et installations industrielles, puis grâce à leur analyse, il à de délivrer un diagnostic sur leur état mécanique. Le contrôle qualité du produits relève également de la même démarche et des méthodes et outils d'analyse des signaux. L'utilisation des signaux vibratoires s'avère pertinente car on peut appréhender les phénomènes dynamiques que l'on rencontre dans les systèmes en fonctionnement (machines tournantes, structures,...). La méthode utilisée pour extraire et identifier le type de défauts est décrite dans ce travail. Il est montré que cette configuration expérimentale fournit une bonne illustration des applications pratiques de la théorie de base incluse dans l'analyse des vibrations et la surveillance des conditions.

Mots clés : *Engrenages, Erreurs de transmission, Défaillance, boîte de transfert, Fissuration.*

Abstract:

Gearboxes and transfer gearboxes case are often critical components of the machine requiring the application of monitoring techniques. Control and diagnosis are important today in most industrial sectors. They consist of measuring physical signals on machines and industrial installations, and then, thanks to their analysis, it is a question of providing a diagnosis of their mechanical state. Product quality control is also part of the same approach and methods and tools for analyzing signals. The use of vibratory signals is relevant because we can understand the dynamic phenomena that we encounter in operating systems (rotating machines, structures ...). The method used to extract and identify the type of defects is described in this work. It is shown that this experimental setup provides a good illustration of the practical applications of the basic theory included in vibration analysis and condition monitoring.

Key words: *Gears, Transmission Errors, Failure, transfer box, Crack propagation.*

ملخص:

غالبًا ما تكون علب السرعات وعلب نقل الحركة بالتروس مكونات حرجة في الماكينة تتطلب تطبيق تقنيات المراقبة. المراقبة والتشخيص مهمان اليوم في معظم القطاعات الصناعية. وهي تتألف من وضع طرق قياس الإشارات المادية على الآلات والمنشآت الصناعية، ومن ثم، بفضل تحليلها، يتم وضع وتوفير تشخيص لحالتها الميكانيكية. مراقبة جودة المنتج هي أيضًا جزء من نفس النهج والأساليب والأدوات لتحليل الإشارات. يعد استخدام الإشارات الاهتزازية ذا صلة لأننا نستطيع فهم الظواهر الديناميكية التي نواجهها في أنظمة التشغيل (الآلات الدوارة، الهياكل...). الطريقة المستخدمة لاستخراج وتحديد نوع العيوب موصوفة في هذا العمل. لقد تبين أن هذا الإعداد التجريبي يوفر توضيحًا جيدًا للتطبيقات العملية للنظرية الأساسية المضمنة في تحليل الاهتزاز ومراقبة الحالة.

الكلمات المفتاحية: المسننات، أخطاء نقل الحركة، الأعطاب، علبة نقل الحركة، التشقق.

DÉDICACES

Je dédie cette thèse :

Particulièrement à ma famille qui m'a toujours laissé la liberté dans le choix de mon cursus scolaire et qui a été toujours auprès de moi dans toutes les circonstances ainsi que son soutien moral qui m'ont permis d'arriver à ce stade et achever le travail de mon doctorat dans de bonnes conditions. Qu'elle trouve, dans ces travaux et ce manuscrit, le témoignage de toute la reconnaissance et de l'amour que je leur porte.

À mes Parents,

À ma femme, mon Frère et mes Sœurs,

À ma grande Famille,

À mes Amis,

À tous ceux qui m'ont apporté leur aide.

Remerciements

Je tiens à remercier en premier lieu, monsieur, Mecibah Mohamed-Salah, Professeur à l'université des Frères Mentouri Constantine¹, qui m'a accordé sa confiance pour mener à bien ce travail de recherche et qui m'a guidé avec ses précieux conseils.

Je remercie très vivement Monsieur Ali Bouchoucha, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine¹, pour l'honneur qu'il me fait en présidant le jury de cette thèse.

Je remercie également : Monsieur Salim Meziani, Professeur à l'Université des Frères Mentouri Constantine¹, Monsieur Khelif Rabia, Professeur à Université Badji Mokhtar d'Annaba, Monsieur Youcef Mouadji, Maître de Conférences (A) à l'école nationale polytechnique de Constantine, de l'intérêt qu'ils ont montré pour ce travail et d'avoir accepté d'être examinateurs de cette thèse.

Je remercie encore le professeur Salim Meziani, Directeur du laboratoire de mécanique, pour nous avoir aidé dans la phase de réalisation et d'exploitation du banc d'essai.

Mes remerciements vont aussi à Monsieur Cherfia Abdelhakim pour ses conseils et échanges. Aussi, je tiens à remercier Monsieur Taha Yacine Bentchaker, pour ses orientations et ses conseils.

Je remercie le professeur Raynald Guilbault, Professeur à l'école de technologie supérieure, Montréal, Canada, et l'ensemble du personnel du département de génie mécanique (M.Kedadouche, David) avec qui j'ai été amené à travailler, pour avoir fait preuve de disponibilité et d'attention à mon égard tout au long de mon stage.

Je voudrais aussi remercier les membres de l'équipe de docteurs et de doctorants (Taqy Eddine, Younes, les deux Djamel) mes partenaires durant les expérimentations, et les ingénieurs et les attachés du labo (Abdalhak, Hicham, Mourad, Nazim, Okba, Rabih) pour leur aide et leur appui durant les manips.

Je voudrais aussi exprimer ma reconnaissance à tous les membres du département Génie Mécanique et de l'école nationale polytechnique de Constantine (administrateurs, enseignants, techniciens et ingénieurs), pour l'aide que chacun d'eux a pu m'apporter.

Je voudrais remercier mes amis (Abderrezak, charif, lazhar, marwan, ali, madjdoub, et tous les autres que je ne trouve pas de place pour les citer). Merci beaucoup.

Enfin, Merci à tous les « anonymes » qui auraient certainement mérité d'être cités.

Tables des matières

INTRODUCTION GENERALE.....	1
ETAT DE L'ART.....	3

CHAPITRE I

Sources de vibrations dans les transmissions par engrenages

I.1. Introduction.....	7
I.2. Généralités sur les engrenages.....	8
I.2.1. Principe de l'engrènement.....	8
I.2.1.1. Généralisation.....	9
a) Aspect cinématique.....	9
b) Aspect énergétique.....	10
I.2.2. Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite.....	10
I.2.3. Avantages et inconvénients des engrenages.....	12
I.2.4. Effort sur les dentures.....	12
I.2.5. Interférence de fonctionnement.....	14
I.3. Paramètres de la dynamique des engrenages.....	15
I.3.1. L'erreur de transmission des engrenages.....	16
I.3.1.1. L'erreur de transmission statique sans charge ou erreur cinématique.....	18
I.3.1.2. L'erreur de transmission statique ou quasi-statique sous charge.....	18
I.3.1.3. Erreur de transmission dynamique.....	19
I.3.2. Raideur d'engrènement.....	19
I.4. Sources de vibration.....	20
I.4.1. Influence des paramètres de conception.....	21
I.4.1.1. Effet de l'amortissement.....	21
I.4.1.2. Influence du rapport de conduite.....	21
I.4.1.3. Correction de profil des dentures d'engrenage.....	21
I.4.2. Influence des défauts des engrenages.....	22
I.4.2.1. Erreur de pas (p).....	23
I.4.2.2. Erreur d'excentricité du diamètre primitif ou erreur de faux-rond.....	24
I.4.2.3. Défaut d'alignement ou de parallélisme.....	25
I.4.2.4. Détériorations superficielles de dentures d'engrenages.....	28
a) L'usure.....	28
b) Déformation plastique par roulage (Rolling).....	29
c) Les piqûres (Pitting).....	29
d) L'Écaillage.....	29
e) Le grippage.....	30
f) La fissuration.....	30
I.4.3. Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages.....	30
I.5. Conclusion.....	32

CHAPITRE II

Techniques de détection des défauts d'engrenages

II.1. Introduction.....	34
II.2. Méthodes d'analyse.....	35
II.2.1. Analyse des signaux vibratoires.....	36
II.2.1.1. Objectifs.....	36
II.2.1.2. Surveillance.....	37
II.2.1.3. Diagnostic.....	37
II.2.2. Outil d'analyse vibratoire.....	38
II.2.2.1. Capteurs de vibrations.....	38
II.3. Méthodes d'analyse vibratoires.....	38

II.3.1. Analyse temporelle.....	39
II.3.1.1. La vibration	39
II.3.1.2. Les indicateurs scalaires	40
a) La valeur efficace	41
b) Le facteur de crête	41
c) Le Kurtosis	42
II.3.2. Analyse fréquentielle	42
II.3.2.1. Analyse spectrale des signaux vibratoires	43
II.3.2.2. Analyse cepstrale	44
II.3.3. Les représentations temps-fréquence.....	45
II.3.3.1. Transformée de Fourier à court terme (TFCT).....	46
II.3.3.2. Décomposition en ondelettes (Wavelet).....	47
II.3.3.3. Transformée de Wigner Ville (TWV)	48
II.4. Analyses des lubrifiants	50
II.5. Analyses des signaux acoustiques.....	51

CHAPITRE III

Banc d'essai expérimental et campagne d'essais

III.1. Introduction.....	54
III.2. Le modèle expérimental.....	55
III.2.1. La boîte de transfert :.....	56
III.2.2. Le moteur	57
III.2.3. Le frein	57
III.2.4. Le système d'acquisition.....	58
III.2.4.1. Le collecteur de données.....	58
III.3. Choix du défaut	59
III.3.1. La fissuration des dentures d'engrenages.....	60
III.3.2. Génération de la fissure sur la dent du pignon	62
III.4. Organisation des campagnes d'essais	62
III.5. Conclusion	64

CHAPITRE IV

Etude statique et dynamique des engrenages par analyse vibratoire

IV.1. Introduction	66
IV.2. Etude statique par éléments finis	66
IV.2.1. Construction du profil de la dent.....	67
IV.2.2. Conditions de fixation et de charge	69
IV.2.3. Le maillage	70
IV.2.4. Résultats et discussions.....	71
IV.3. Etude dynamique par analyse vibratoire.....	74
IV.3.1. La méthode Décomposition Modale Empirique (EMD).....	74
IV.3.1.1. Exemple de décomposition	78
IV.3.2. Ensemble Décomposition Modale Empirique (EEMD)	79
IV.4. Essai et résultats	81
IV.4.1. Choix de l'indicateur scalaire	81
IV.4.2. L'EMD et le signal résiduel pour la détection de fissures dans les engrenages cylindriques	86
IV.4.3. Technique de traitement du signal	87
IV.4.3.1. Signal résiduel.....	87
IV.4.3.2. Moyenne temporelle synchrone (TSA).....	88
IV.4.4. Application de l'EEMD pour la détection de fissure dans les engrenages hélicoïdaux	94
CONCLUSION GENERALE	99

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : <i>Schéma cinématique</i>	8
Figure I.2 : <i>Schéma de principe</i>	8
Figure I.3 : <i>Chaîne fonctionnelle d'une transmission de puissance</i>	9
Figure I.4 : <i>Continuité d'engrènement (engrenage droite extérieur)</i>	11
Figure I.5 : <i>Effort dans un engrenage extérieur à denture droite</i>	13
Figure I.6 : <i>Distribution de la force transmise sur la ligne de contact</i>	14
Figure I.7 : <i>Détail de l'engrènement</i>	14
Figure I.8 : <i>Définition de l'erreur de transmission (E.T.)</i>	16
Figure I.9 : <i>Corrélation entre bruit rayonné et erreur de transmission</i>	17
Figure I.10 : <i>Erreur de transmission quasi-statique sous charge sans défauts de géométrie</i>	19
Figure I.11 : <i>ETD pour des couples variables</i>	19
Figure I.12 : <i>Schéma du comportement d'engrènement d'une paire d'engrenages cylindriques): (a) processus d'engrènement, (b) courbe de raideur d'engrènement</i>	20
Figure I.13 : <i>Schéma du taillage de la dent</i>	22
Figure I.14 : <i>Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de cumulée (norme ISO 1328)</i>	23
Figure I.15 : <i>Mesure et contribution spectrale des erreurs de pas</i>	24
Figure I.16 : <i>Erreur de faux-rond</i>	24
Figure I.17 : <i>Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond</i>	25
Figure I.20 : <i>Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité</i>	25
Figure I.19 : <i>Axes de rotation d'un train simple</i>	26
Figure I.20 : <i>Définition des défauts d'inclinaison et de déviation (selon la norme ISO 1328)</i>	26
Figure I.21 : <i>Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison</i>	26
Figure I.22 : <i>Influence de l'entraxe de fonctionnement sur le bruit rayonné par 3 couples d'engrenages droits</i>	27
Figure I.23 : <i>Détériorations de surface d'engrenages</i>	28
Figure I.24 : <i>L'usure sur les dents des engrenages</i>	28
Figure I.25 : <i>Déformation plastique par roulage des dentures</i>	29
Figure I.26 : <i>évaluation du niveau sonore en fonction de la charge et de la vitesse</i>	30
Figure I.27 : <i>Analyse du fonctionnement à température</i>	31
Figure II.1 : <i>% D'utilisation de différentes méthodes d'analyse</i>	35
Figure II.2 : <i>L'analyse vibratoire</i>	37
Figure II.3 : <i>Accéléromètre piézoélectrique</i>	38
Figure II.4 : <i>Signal sinusoïdal</i>	39
Figure II.5 : <i>Classifications des signaux vibratoires</i>	40
Figure II.6 : <i>Analyse globale mensuelle</i>	41
Figure II.7 : <i>Spectre fréquentiel</i>	43

Figure II.8 : <i>Cepstre du signal avec défaut d'engrenage ($f_r = 15\text{Hz}$)</i>	45
Figure II.9 : <i>Spectre 2D temps-fréquence - Engrenage sans défaut</i>	47
Figure II.10 : <i>Spectre 2D temps-fréquence - engrenage présentant une fissure de fatigue à la racine de la dent</i>	47
Figure II.11 : <i>Tracés de contours du spectre de la transformée en ondelettes : (a) sans défaut d'engrenage (b) 50% d'avancement du défaut ; (c) 100% d'avancement du défaut</i>	48
Figure II.12 : <i>Transformée de Wigner Ville lissée du signal vibratoire pour plus de 3 tour du pignon : (a) état normal (sans défaut) ; (b) un défaut à 60% ; (c) enlèvement d'une dent</i>	49
Figure II.13 : <i>Graissage des engrenages par l'huile</i>	50
Figure II.14 : <i>Signal acoustique d'un engrenage sain; (a) signal acoustique dans le domaine temporel brut et (b) signal brut dans le domaine de fréquence acoustique</i>	52
Figure II.15 : <i>Signal acoustique d'un engrenage défectueux: (a) signal acoustique dans le domaine temporel brut et (b) signal brut dans le domaine de fréquence acoustique</i>	52
Figure III.1 : <i>Architecture du banc d'essais</i>	55
Figure III.2 : <i>Le Banc d'essai</i>	56
Figure III.3 : <i>la boîte de transfert</i>	56
Figure III.4 : <i>Le moteur électrique</i>	57
Figure III.5 : <i>frein à poudre magnétique</i>	57
Figure III.6 : <i>Collecteur de données</i>	58
Figure III.7 : <i>l'accéléromètre</i>	58
Figure III.8 : <i>Fissure de fatigue dans le filet de racine de dent</i>	59
Figure III.9 : <i>fissure sur le pignon</i>	60
Figure III.10 : <i>Détails des dommages aux engrenages pour l'expérience: fissure de denture (F1) de 20% et fissure de denture (F2) de 40%</i>	61
Figure III.11 : <i>Profondeur de propagation de la fissure : (a) trajet effectif, (b) trajet supposé</i>	61
Figure III.12 : <i>Angle de propagation de fissure par rapport au diamètre de base</i>	62
Figure III.13 : <i>Machine d'usinage par électro-érosion à fil à commande numérique CHARMILLES - Type : ROBOFIL 400 FMO FRANCE MACHINES-OUTILS</i>	62
Figure III.14 : <i>position du capteur</i>	64
Figure IV.1 : <i>Profil de dent obtenu</i>	68
Figure IV.2 : <i>Détails des dommages aux engrenages pour la simulation: (a) Dent saine, (b) Dent avec un défaut de 20% et (c) Dent avec un défaut de 40%</i>	68
Figure IV.3 : <i>Présentation de la fixation et de la charge</i>	69
Figure IV.4 : <i>Emplacement de la charge sur la denture</i>	69
Figure IV.5 : <i>Maillage du pignon</i>	70
Figure IV.6 : <i>Contraintes de Von Mises au niveau de la dent chargée</i>	71
Figure IV.7 : <i>Résultats de chargement par 1.5 Nm. (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%</i>	72

Figure IV.8 : Résultats de chargement par 3 Nm. (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.....	72
Figure IV.9 : Contraintes maximales de Von Mises.....	73
Figure IV.10 : Evolution des contraintes maximales de Von Mises.....	74
Figure IV.11 : Première itération du processus de tamisage.....	76
Figure IV.12: L'organigramme de la méthode EMD.....	77
Figure IV.13 : Le signal-test - mélange de sinusoides. En haut : le signal. En bas : ses trois composantes.....	78
Figure IV.14 : Résultat de l'EMD sur le signal-test. Pour chaque IMF, on donne le résultat obtenu (trait plein, en bleu) et le résultat attendu (trait pointillé, noir).....	79
Figure IV.15 : (A) Le signal simulé $x(t)$ (couleur rouge) et ses composants (couleurs bleu et noir) et (B) la décomposition du signal EMD du signal $x(t)$	80
Figure IV.16: L'organigramme de la méthode EEMD.....	81
Figure IV.17 : Signal temporel de l'engrenage pour 1.5 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.....	82
Figure IV.18 : Signal temporel de l'engrenage pour 3 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.....	82
Figure IV.19 : La décomposition du signal par EMD.....	82
Figure IV.20 : (A) La décomposition EMD du signal et (B) le spectre FFT de ces Six premières IMFs.....	83
Figure IV.21 : Indicateurs temporels du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.....	84
Figure IV.22 : Indicateurs temporels du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.....	85
Figure IV.23 : Moyenne synchrone.....	89
Figure IV.24 : La décomposition du signal par EMD de l'engrenage sain.....	89
Figure IV.25 : Décomposition du signal par EMD de l'engrenage présentant une fissure de 20%.....	90
Figure IV.26 : Décomposition du signal par EMD de l'engrenage présentant une Fissure de 40%.....	90
Figure IV.27 : Spectre de fréquence FFT de la réponse d'accélération mesurée d'un engrenage Fissuré avec 40% de fissure.....	91
Figure IV.28 : Zoom du spectre de fréquence FFT de la réponse d'accélération mesurée d'un engrenage fissuré avec 40% de fissure.....	91
Figure IV.29 : Signal résiduel de l'engrenage pour 1.5 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) Fissure de denture de 20% et 40%.....	92
Figure IV.30 : Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.....	92
Figure IV.31 : Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.....	93
Figure IV.31 : Les écarts de Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.....	93
Figure IV.33 : Les écarts de Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.....	94
Figure IV.34 : Détails des dommages aux engrenages pour l'expérience: fissure de denture (F1) de 20% et fissure de denture (F2) de 40%.....	95

Figure IV.35 : <i>Signal temporel de l'engrenage: (a) engrenage sans défaut (b) et (c) fissure dentaire de 20% à 40%</i>	95
Figure IV.36 : <i>Spectre de fréquence FFT: (a) engrenage sans défaut (b) et (c) fissure dentaire de 20% à 40%</i>	96
Figure IV.37 : <i>Décomposition du signal par EEMD d'un engrenage avec une fissure dentaire de 20%</i>	97
Figure IV.37 : <i>Kurtosis du Signal de Vibration et ces IMFs avec fissure de denture de 20%</i>	98

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I.1 : <i>Avantages et inconvénients des engrenages</i>	12
Tableau II.1 : <i>Critère de sévérité par Kurtosis</i>	42
Tableau III.1 : <i>Illustration de la géométrie de la fissure</i>	61
Tableau III.2 : <i>Les Caractéristiques importantes des engrenages droites</i>	63
Tableau III.3 : <i>Les Caractéristiques importantes des engrenages hélicoïdales</i>	63
Tableau III.4 : <i>Plan des expériences (12 essais)</i>	63
Tableau IV.1 : <i>Valeurs de Kurtosis pour les IMFs résiduels des engrenages défectueux</i>	92
Tableau IV.2 : <i>Valeurs de Kurtosis de chaque signal</i>	96

NOMENCLATURES :

r :	Rayon primitif.
p :	Pas (distance entre deux profils consécutifs).
Z / N _G :	Nombre de dents.
P :	Puissance mécanique.
α :	Angle de pression.
F _t :	Force tangentielle.
F _r :	Force radiale.
C _m :	Couple moteur.
r _{b1} :	Rayon de base.
V _t :	Vitesse tangentielle.
dB :	Décibel.
ETs :	Erreur de transmission statique sous charge.

ETD : Erreur de transmission dynamique.

RPM/ tpm : Vitesse de rotation (révolution ou tour par minute).

RC : Rapport de conduite.

°C : Degré Celsius.

PBC : Pourcentage de bande constant.

RC : Spectre RC (résolution constante).

FFT : Transformée de Fourier Rapide (Fast Fourier transform).

Hz : Hertz.

RMS : Root Mean Square (Valeur efficace).

N : Nombre de points du domaine temporel.

CF : Facteur de crête.

\bar{x} : Valeur moyenne du signal.

TFCT : Transformée de Fourier à court terme.

TWV : Transformée de Wigner Ville.

TW : Transformée en ondelettes.

Ac : Accouplement élastique.

RR : Roulement à rouleaux.

m : Module.

J : Moment d'inertie.

F : Largeur frontale.

fe : Fréquence d'engrènement.

2B : Jeu sur l'engrenage 2B.

β : Angle d'hélice.

RS : Signal résiduel.

EMD : Empirical Mode Decomposition.

EEMD : Ensemble Empirical Mode Decomposition.

IMF : Intrinsic Mode Functions.

INTRODUCTION

Introduction Générale

La productivité est une arme essentielle pour que les entreprises de fabrication restent compétitives sur un marché mondial en croissance constante. La gestion des industries au 21^e siècle est une tâche difficile. La Concurrence mondiale croissante et rapide, le développement technologique, la sensibilisation des consommateurs à la qualité totale, à la fiabilité, à la santé et à la sécurité, aux considérations environnementales et aux changements dans la structure de gestion, offrent non seulement à de nombreuses entreprises des possibilités considérables d'améliorer leurs performances, mais également l'avantage concurrentiel dont elles ont tant besoin planifié stratégiquement l'avenir et exploitera pleinement les avantages des techniques et méthodes de fabrication modernes.

Les boîtes de vitesses et les boîtes de transferts à engrenages sont souvent des composants critiques de la machine nécessitant l'application des techniques de surveillance et des conditions de travail. Le contrôle de l'état des boîtes à engrenages implique la détermination de l'état des engrenages et de son évolution dans le temps. L'état de ces engrenages peut être déterminé par des paramètres physiques tels que les vibrations, le bruit, la température, les débris d'usure, la contamination par l'huile, etc. Un changement de l'un de ces paramètres, appelé "signature", indiquerait donc un changement d'état ou de santé des engrenages. Le diagnostic des pannes est généralement effectué dans les phases suivantes: acquisition des données, extraction des caractéristiques, détection et identification des pannes. Des techniques efficaces d'extraction des caractéristiques sont essentielles au succès du diagnostic des pannes.

Le contrôle et le diagnostic sont aujourd'hui d'importance dans la plupart des secteurs industriels. Ils consistent à mesurer des signaux physiques sur des machines, installations industrielles, puis grâce à leur analyse, il s'agit de délivrer un diagnostic sur leur état mécanique. Cette démarche permet de garantir et d'assurer la sécurité des biens et des personnes, de respecter les contraintes d'environnement (normes,...), d'optimiser les opérations de maintenance en pratiquant la maintenance conditionnelle ou prédictive et ainsi, d'assurer la disponibilité des machines. Le contrôle qualité des produits relève également de

la même démarche et des méthodes et outils d'analyse des signaux. L'utilisation des signaux acoustiques et vibratoires s'avère pertinente car on peut appréhender les phénomènes dynamiques que l'on rencontre dans les systèmes en fonctionnement (machines tournantes, structures,...).

Pour mieux analyser le phénomène, une boîte de transfert à roues cylindriques à denture droite fabriquée au niveau de l'entreprise de production de machines-outils à Oued Hamimime a été proposée à l'étude. En se basant sur la théorie et l'expérimental développé dans la littérature, nous avons effectué une analyse des défauts de la boîte, et lors du contrôle final du produit en question, nous avons constaté que certaines boîtes présentaient un niveau sonore et vibratoire plus élevé que d'autres. Cependant, la conception de la transmission a été revue pour essayer de localiser la source sonore et vibratoire.

Quatre facteurs ont été étudiés en profondeur pour essayer d'éliminer ce problème acoustique et vibratoire :

- Les équipements de production : la machine à tailler les engrenages et la rectifieuse de denture ;
- Le contrôle du carter et des roues (conformités des exigences techniques) ;
- Le vieillissement des carters coulés récemment (changement d'entraxes) ;
- Le montage et l'ajustage des boîtes de transfert.

Une défaillance de l'engrenage peut être due à des erreurs de fabrication, à une conception incorrecte, à des erreurs d'application ou à diverses autres causes. Bien que les boîtes de vitesses industrielles soient conçues pour résister à la chaleur et à la pression, toute erreur dans le processus de fabrication pourrait entraîner de graves dommages. Des matériaux de qualité inférieure, une lubrification insuffisante, des matériaux incorrects ou une géométrie d'engrenage inadéquate sont autant des défauts de conception pouvant entraîner des dommages. Un montage ou une installation incorrecte, le refroidissement et la maintenance sont des erreurs d'application susceptibles d'endommager également les boîtes à engrenages. D'autre part, les vibrations dans les engrenages sont présentes même si l'engrenage est de très bonne qualité. En effet, lors de l'engrènement, le nombre de dents en contact varie, ce qui provoque un changement dans la rigidité de l'engrènement, d'où une modification de la dynamique du train.

Toutes les machines avec des pièces mobiles produisent des sons et des vibrations. Chaque machine a une signature de vibration spécifique liée à la construction et à l'état de la machine. Si l'état de la machine change, la signature de vibration change également. Une modification

de la signature des vibrations peut être utilisée pour détecter les défauts naissants avant qu'ils ne deviennent critiques. C'est la base de nombreuses méthodes de surveillance des conditions. La surveillance de l'état des vibrations peut économiser de l'argent en augmentant l'efficacité de la maintenance et en réduisant les risques des accidents graves en prévenant les pannes. L'utilisation de l'analyse vibratoire comme l'un des outils fondamentaux du contrôle de l'état des vibrations a été développée dans le monde de manière approfondie sur une période d'environ 35 ans. Avec l'évolution parallèle des équipements électroniques, des transducteurs, des ordinateurs et des logiciels, la supervision des machines est presque entièrement automatisée.

Dans le présent travail, les signaux des vibrations d'une boîte de vitesses sont acquis et analysés à l'aide d'une technique d'analyse des vibrations. Afin de comprendre les principes de base du contrôle de l'état des vibrations, un banc d'essai présentant des défauts courants de la machine (endommagement des éléments roulants, défaillance des engrenages), conçu et monté à cet effet au Laboratoire de mécanique, Département de génie mécanique, Faculté des sciences de la technologie, Université des Frères Mentouri Constantine, Algérie. La méthode utilisée pour extraire et identifier le type de défauts est décrite au chapitre IV. Il est montré que cette configuration expérimentale fournit une bonne illustration des applications pratiques de la théorie de base incluse dans l'analyse des vibrations et la surveillance des conditions.

Etat de l'art

La transmission des mouvements à l'aide des boîtes de vitesses et les boîtes de transfert à engrenages existe dans presque toutes les machines tournantes. Elle peut être trouvée dans de nombreux secteurs industriels tels que les boîtes de vitesses de véhicules et les éoliennes. Les défauts d'engrenages telle que la fissuration des dents qui peut survenir dans la phase de production des engrenages [1] ou pendant la phase de fonctionnement dans des conditions sévères telles qu'une charge de service excessive, des conditions de fonctionnement inadéquates ou simplement la fatigue [2, 3]. Différentes méthodes de diagnostic des défaillances ont été développées dans la littérature et utilisées pour détecter et diagnostiquer les défauts d'engrenage. L'un des principaux outils de diagnostic des défauts d'engrenage est l'analyse vibratoire [4, 5]. Le rôle de la surveillance de la santé vibratoire est de détecter la détérioration due à la propagation du défaut avant l'apparition d'une rupture soudaine. La détection précoce permet un arrêt programmé approprié pour éviter les pannes catastrophiques et, par conséquent, un fonctionnement plus sûr et des économies plus importantes [6, 7]. Les défauts dans leur nature sont des événements transitoires localisés et provoquent une

distribution de l'énergie du signal de vibration. Pour traiter les signaux non stationnaires, des techniques telles que la distribution temps-fréquence [8], les ondelettes et statistiques d'ordre supérieur [9], l'analyse cepstrale, l'analyse d'enveloppe et les statistiques d'ordre supérieur ont attiré plus d'attention des chercheurs.

Le dommage le plus indésirable qui peut survenir dans les réducteurs est la fissure dans la racine de la dent, car cela rend souvent impossible le fonctionnement du réducteur [10]. Les modifications de raideur des dentures d'engrenages causées par une fissure de fatigue dans la racine de la dent sont très importantes [11], car la réponse dynamique d'un réducteur à denture endommagée diffère de celle d'une denture non endommagée. En raison de l'importance de ce phénomène, de nombreuses études ont été présentées sur la détection des fissures des engrenages. Andrade et al. [12] ont introduit une nouvelle technique d'identification précoce des fissures de fatigue des dentures des engrenages droits, à savoir le test de Kolmogorov-Smirnov. Pendant ce temps, Baydar et Ball [13] ont utilisé la distribution de Wigner-Ville pour identifier les fissures des engrenages. Les séries de Fourier à amplitude variable (VAFS) est proposée par Yuan et Cia [14] ; cette méthode est basée sur une amélioration de l'analyse des séries de Fourier traditionnelles, et provient de l'analyse du modèle de signal vibratoire d'engrenage. Belsak et Flaker [15] et Yu et al. [16] ont effectué une analyse Temps-Fréquence et une entropie temps-fréquence basée sur la transformée d'Hilbert-Huang (HHT). Les résultats d'analyse indiquent que l'analyse des vibrations est efficace et réalisable pour la détection de fissures d'engrenages. Par la suite, Loutridis [17] a appliqué les caractéristiques basées sur l'énergie pour le diagnostic des défauts des engrenages, et des prédictions sont proposées. La densité d'énergie instantanée est montrée pour obtenir des valeurs élevées lorsque les dents défectueuses sont engagées. Barszcz et Randal [18] ont présenté l'application de la technique du kurtosis spectral pour la détection d'une fissure de denture dans l'engrenage planétaire d'une éolienne. Cette méthode a permis de détecter l'existence de la fissure plusieurs semaines avant la rupture de l'engrenage. Récemment, la méthode des ondelettes [19, 20] a été utilisée pour détecter les fissures des engrenages. De l'autre côté, Wang [21] a proposé des méthodes basées sur la méthode des k plus proches voisins (de l'anglais **k**-nearest neighbors, K-NN) pour l'identification de différents niveaux de fissures d'engrenages sous différentes vitesses et charges du moteur.

Dans la recherche d'une localisation précise du temps et de la fréquence, le système de Décomposition Modale Empirique (ou EMD, pour "Empirical Mode Decomposition"), suggéré par Huang et al. [22] propose différentes approches au traitement des séries

temporelles. La méthode a été développée et largement utilisée [5, 23-25]. L'EMD est une opération de décomposition temporelle de signaux non-stationnaires ou issus de systèmes non linéaires, qui décompose le signal en un ensemble de composants complets et presque orthogonaux, appelées : fonction mode intrinsèque (Intrinsic Mode Function IMF). Les IMFs sont presque des composants représentant des modes oscillatoires simples intégrés dans le signal [26]. De nos jours, la méthode EMD est appliquée dans plusieurs domaines de recherche, tels que l'ingénierie océanique et sismique, la physique nucléaire, le diagnostic biomédical, le traitement d'images et les tests structurels [27].

Notre travail se divise en quatre (04) chapitres, une introduction, une conclusion et des perspectives qui présentent un enchaînement cohérent de cette analyse. Il est réparti comme suit :

Dans le premier chapitre nous avons présenté une Recherche bibliographique sur les engrenages, qui se compose de deux parties : la première est une introduction aux engrenages, et la deuxième partie présente les différentes sources de vibrations dans les transmissions par engrenages.

Dans le deuxième chapitre, nous avons fait une analyse sur les différentes techniques de détection des défaillances causées dans les systèmes mécaniques à engrenages.

Le troisième chapitre présente le banc d'essai, ses caractéristiques, ainsi que tout l'équipement nécessaire au bon déroulement de la partie expérimentale. Deux défauts de fissuration ont été créés à la racine de denture et des tests de détection de défauts ont été réalisés.

Enfin, le dernier chapitre propose l'analyse des résultats, qui se compose de deux parties : une étude de simulation statique, et une étude dynamique par analyse vibratoire pour la détection de défaut de fissure des dentures des engrenages.

Ces chapitres sont suivis d'une conclusion et des perspectives à entreprendre dans l'avenir.

CHAPITRE I

Sources de vibrations dans les transmissions par engrenages

Sources de vibrations dans les transmissions par engrenages

I.1. INTRODUCTION

Les engrenages sont des éléments de machines qui permettent de transférer un mouvement de rotation d'un arbre à un autre. Les systèmes engrenant sont utilisés depuis des milliers d'années et leur première application technique remonte à plus de 4500 ans. En ces temps-là, la fabrication d'un engrenage tenait plus de l'art et de l'habileté de l'artisan que de la science. Avec le temps, les applications que l'on trouve aux engrenages se multiplient, et ils deviennent vite un élément de machine très varié et indispensable pour la transmission de mouvement et de puissance. Dès le 16^{ème} siècle, des mathématiciens commencent à se pencher sur le problème de la théorie des engrenages. Au cours des derniers siècles, l'évolution des procédés de fabrication et de taillage, parallèlement au développement des relations mathématiques qui régissent le comportement des engrenages, a permis d'améliorer grandement la qualité de fabrication comme de fonctionnement. De nouveaux types de dentures d'engrenages font aussi leur apparition au cours de cette période.

Aujourd'hui encore ; les engrenages sont couramment utilisés et demeurent un moyen très efficace pour transmettre un mouvement de rotation et une puissance d'un arbre menant à un arbre mené. On distingue trois grandes classes d'engrenages. Ces classes sont divisées selon la position relative des axes des arbres en rotation. La première classe concerne les engrenages à axes parallèles ; on inclut dans cette catégorie les engrenages cylindriques droits et les engrenages cylindriques hélicoïdaux ; ces derniers, pour des dimensions similaires, permettent d'obtenir un rapport de conduite plus élevé. Les engrenages coniques, quant à eux, permettent la transmission du mouvement de rotation entre deux arbres concourants. Ceux-ci peuvent comporter une denture droite, inclinée ou spirale. Ces engrenages coniques à denture spirale sont plus communément appelés spiro-coniques [28]. La troisième classe à axes non concourants, dont font partie les engrenages à roue et vis sans fin et les engrenages à pignon et crémaillère.

Nous savons que pour transmettre un mouvement de rotation et un couple, la transmission mécanique par engrenages constitue le meilleur choix technologique pour transmettre un couple important à des vitesses de rotation élevées et pour garantir une faible perturbation de la loi de transmission, en vue de minimiser les niveaux vibratoires et acoustiques [29]. Ces critères sont généralement atteints sauf si un engrenage est défectueux. Lorsqu'un défaut affecte une ou plusieurs dents d'engrenage, les performances du système d'engrenages se détériorent et le transfert de mouvement souhaité s'écarte de l'objectif recherché. Si un engrenage tombe en panne pour une raison quelconque, les dommages qui en résultent peuvent affecter toutes les dents d'un engrenage ou seulement quelques dents, et plusieurs modes de défaillance (par exemple piqûres, usure par abrasion, fissures dues à la fatigue par flexion) sont associés et sont généralement appelés défauts d'engrenages répartis et principalement causés par des contraintes excessives associées à une lubrification inadéquate [10, 30, 31].

I.2. GENERALITES SUR LES ENGRENAGES

I.2.1. Principe de l'engrènement

L'engrenage est un élément de transmission vital qui trouve de nombreuses applications dans les petites, moyennes et grandes machines [25]. Un engrenage est un mécanisme mécanique constitué principalement de deux roues dentées, chacune étant en rotation autour d'un axe, les deux axes restant fixes l'un par rapport à l'autre, de sorte qu'une des roues entraîne l'autre, par action de dents successivement en contact, l'élément engrenage doit donc assurer [32].

- la liaison cinématique entre les deux arbres,
- la transmission des efforts.

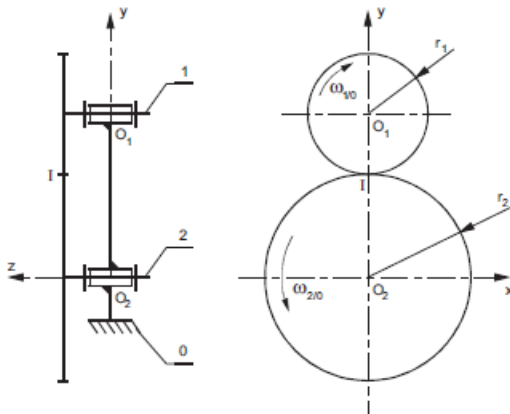


Figure I.1 : Schéma cinématique.

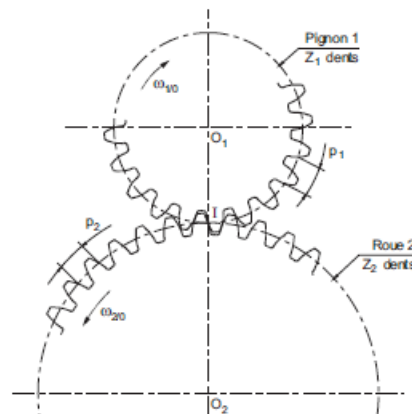


Figure I.2 : Schéma de principe.

Un engrenage est la constitution d'un pignon et d'une roue dentée (le terme pignon est réservé pour la roue munie du plus petit nombre de dents) [33].

La figure (I.1) représente le schéma cinématique d'une transmission par engrenage à contact extérieur. La figure (I.2) représente l'engrènement entre le pignon 1 et la roue 2. On notera les caractéristiques suivantes (pour le pignon 1 par exemple) :

- cercle primitif, cercle de centre O_1 et de rayon r_1 ,
- rayon primitif $r_1 = [O_1I]$,
- pas p_1 , distance entre deux profils consécutifs,
- Z_1 le nombre de dents.

Les dents sont taillées de telle sorte qu'il existe sur les roues dentées un diamètre fictif, appelé primitif, sur lequel les roues engrènent (presque) sans glisser (Figure (I.2)). On considère donc que les deux diamètres primitifs roulent sans glisser l'un sur l'autre.

I.2.1.1. Généralisation

Les réducteurs et multiplicateurs sont des transmetteurs de puissance. Leur place dans la chaîne d'énergie est la suivante :

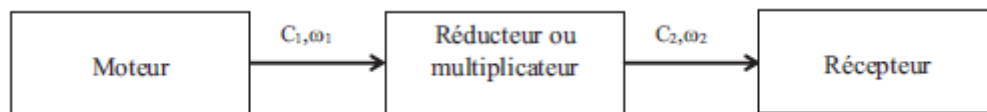


Figure I.3 : Chaîne fonctionnelle d'une transmission de puissance.

L'actionneur associé aux réducteurs et multiplicateurs, est principalement un moteur électrique, thermique, hydraulique ou pneumatique.

a) Aspect cinématique

Le rapport de transmission est défini comme étant le quotient de la vitesse angulaire de l'arbre d'entrée 1 par celle de l'arbre de sortie 2 du système transmetteur de puissance.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (I.1)$$

Très souvent, on utilise l'inverse du rapport de transmission pour déterminer les lois d'entrée-sortie dans un système de transmission de puissance. En effet, on connaît très souvent la vitesse de rotation à l'entrée et on recherche celle de sortie.

$$r = \frac{1}{i} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\omega_s}{\omega_e} \quad (I.2)$$

Lorsque l'on a $|r| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| < 1$, on parle de système réducteur et de rapport de réduction.

Lorsque l'on a $|r| = \left| \frac{\omega_2}{\omega_1} \right| > 1$, on parle de système multiplicateur et de rapport de multiplication.

b) Aspect énergétique

Si le rendement du réducteur ou du multiplicateur est idéal, on a la relation de conservation de la puissance mécanique entre l'entrée et la sortie du système de transmission de puissance :

$$p = c_1 \cdot \omega_1 = c_2 \cdot \omega_2 \quad (\text{I.3})$$

On en déduit alors :

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (\text{I.4})$$

- Dans le cas d'un réducteur de fréquence de rotation, il y a multiplication du couple.
- Dans le cas d'un multiplicateur de fréquence de rotation, il y a réduction du couple.

Si l'on prend en compte le rendement η de la transmission, on a :

$$\eta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{c_2 \cdot \omega_2}{c_1 \omega_1} = \frac{c_2}{c_1} \cdot r \quad (\text{I.5})$$

I.2.2. Cycle de fonctionnement d'un engrenage parallèle extérieur à denture droite

Avant d'aborder directement le sujet, il convient de rappeler quelques notions des engrenages cylindriques droits. La figure I-4 permet de suivre l'engrènement d'un couple de profils conjugués P_1 (menant) et P_2 (mené). Nous savons que la ligne d'action passe par le point de tangence I des deux cercles primitifs et est inclinée de la valeur de l'angle de pression α .

- Début de l'engrènement : le profil mené est attaqué par son sommet A (figure (I-4a)).
- Période d'approche : c'est la période comprise depuis le début de l'engrènement jusqu'au moment où le point de contact est en I (figure (I-4b)).
- Longueur d'approche : longueur de ligne d'action parcourue pendant la période d'approche ($g_f = AI$).
- Fin de l'engrènement : le profil menant ne conduit plus que par son sommet B (figure I-4c).
- Période de retraite : c'est la période comprise depuis le moment où le point de contact est en I jusqu'à la fin de l'engrènement.

- Longueur de retraite : longueur de ligne d'action parcourue pendant la période de retraite ($g_a = IB$).

- Longueur de conduite (figure I-4d) :

$$g_\alpha = AB = AI + IB = g_f + g_a \quad (I-6)$$

- Arc de conduite : arc dont ont roulé sans glisser l'un sur l'autre les deux cercles primitifs pendant tout l'engrènement :

$$g_t = \frac{g_\alpha}{\cos \alpha} \quad (I-7)$$

- Rapport de conduite :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} = \frac{g_t}{p} \quad (I-8)$$

Il faut obligatoirement que la longueur de conduite soit supérieure au pas de base p_b :

$$g_\alpha > p_b : \text{donc } g_t > p \text{ pratiquement, } \varepsilon_\alpha > 1,25.$$

Sur la figure (I-4d) sont représentées les zones où il n'y a qu'un seul couple en contact et celles où deux couples se partagent la charge.

Nous verrons plus loin qu'il y a intérêt à avoir la plus grande valeur du rapport de conduite pour la capacité de charge et le silence de fonctionnement.

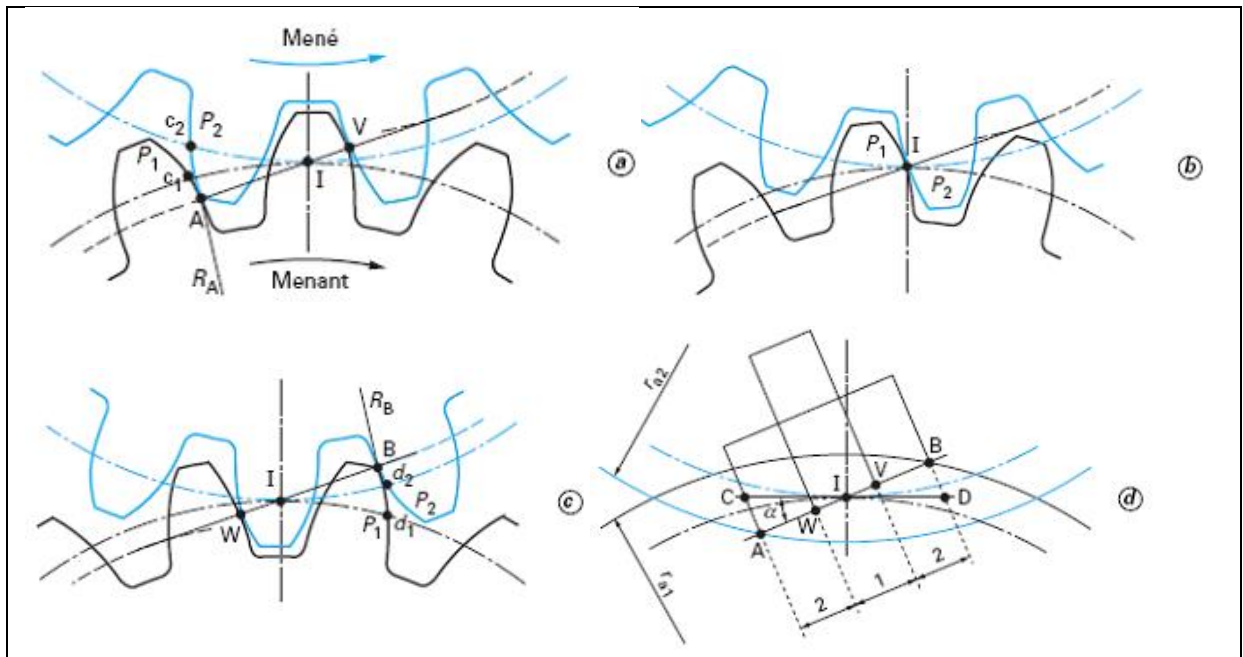


Figure I.4 : Continuité d'engrènement (engrenage droite extérieur).

Sa valeur diminue au fur et à mesure que l'angle de pression augmente : la valeur de cet angle de pression ne doit donc pas être trop élevée pour les engrenages où l'on recherche avant tout le silence de fonctionnement. Il peut même se faire que l'on s'écarte parfois, pour certaines applications particulières, de l'angle de pression normalisé $\alpha = 20^\circ$. Sa valeur est d'autant plus grande que les nombres de dents sont élevés [34].

I.2.3. Avantages et inconvénients des engrenages

Sur le tableau (I-1) On peut résumer les principaux avantages et inconvénients des transmissions par engrenages:

AVANTAGES	INCONVÉNIENTS
<ul style="list-style-type: none"> • Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constante (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres. • Bon rendement général, suivant classe de qualité. • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessité d'un entraxe précis et constant. • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. • Transmission des à-coups et vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

Tableau I-1 : *Avantages et inconvénients des engrenages.*

I.2.4. Effort sur les dentures

La figure (I.5) présente un engrenage entre la roue et le pignon [35]. L'action de la denture du pignon sur la roue se traduit par une F_n dirigée suivant la normale commune aux dentures en leur point de contact.

F_n : a comme support la ligne d'action et elle décompose en une force tangentielle F_t et une force radiale F_r .

Soit le couple moteur C_m et le rayon de base r_{b1} , alors on a :

$$F_n = \frac{C_m}{r_{b1}} \quad (I.9)$$

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha \quad (I.10)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (\text{I.11})$$

La force tangentielle (F_t), peut être déterminée, en connaissant la puissance transmise (P_1) et la vitesse tangentielle (V_t).

Nous avons donc :

$$F_t = \frac{P_1}{V_t} \quad (\text{I.12})$$

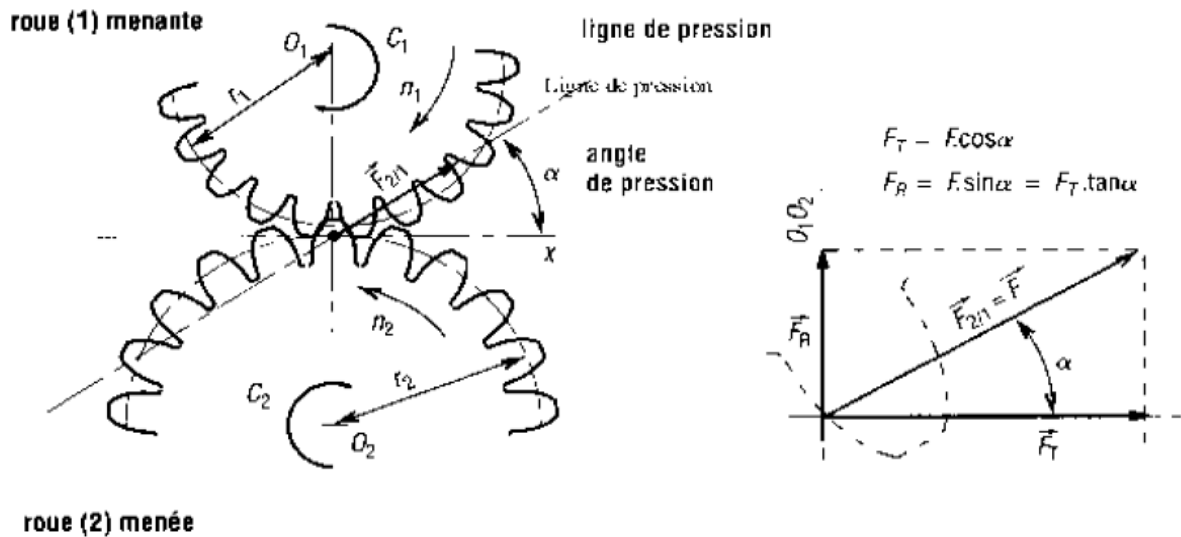
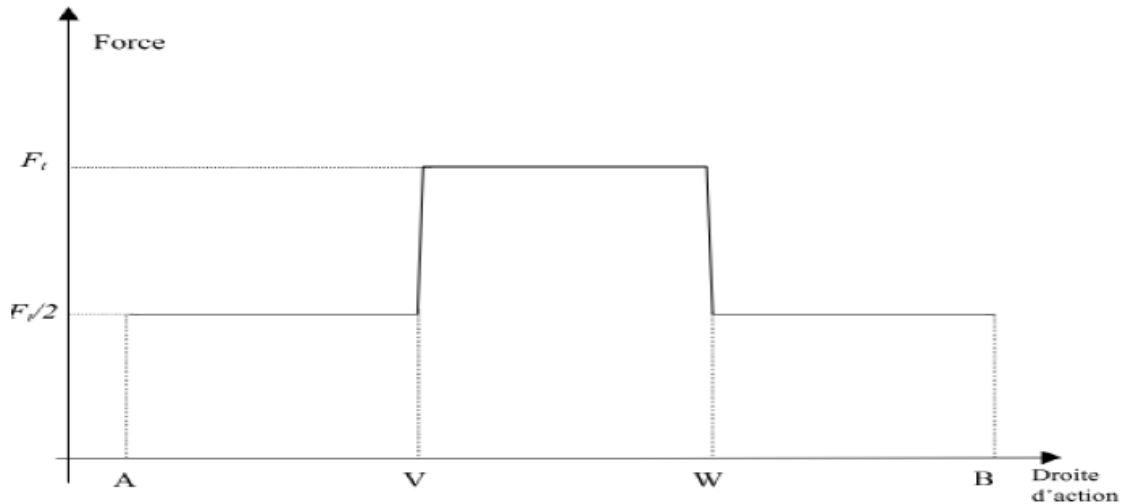


Figure I.5 : Effort dans un engrenage extérieur à denture droite.

La charge appliquée sur le pignon change avec le rapport de contact. Le contact entre les dents de l'engrenage peut être distingué comme la position avec une paire de dents d'engrenage en contact et la position avec deux paires de dents d'engrenage en contact. En général, le rapport de contact le plus élevé entraîne le moins de contraintes possible en répartissant la charge sur les dents. On suppose que les engrenages transmettent un couple constant. Ensuite, étant donné que la somme des forces de contact travaillant sur les surfaces des dents doit également être constante, la force de contact qui agit sur deux paires de dents en contact sera environ la moitié de la force exercée sur une paire de dents en contact. La variation de la force transmise par une dent est donnée par la figure (I.6). Un couple de dents est seul à transmettre F entre les points V et W, tandis que sur les portions AV et WB deux couples se partagent la charge. Le profil de la force transmise par une dent est ainsi en forme d'escalier [36, 37].

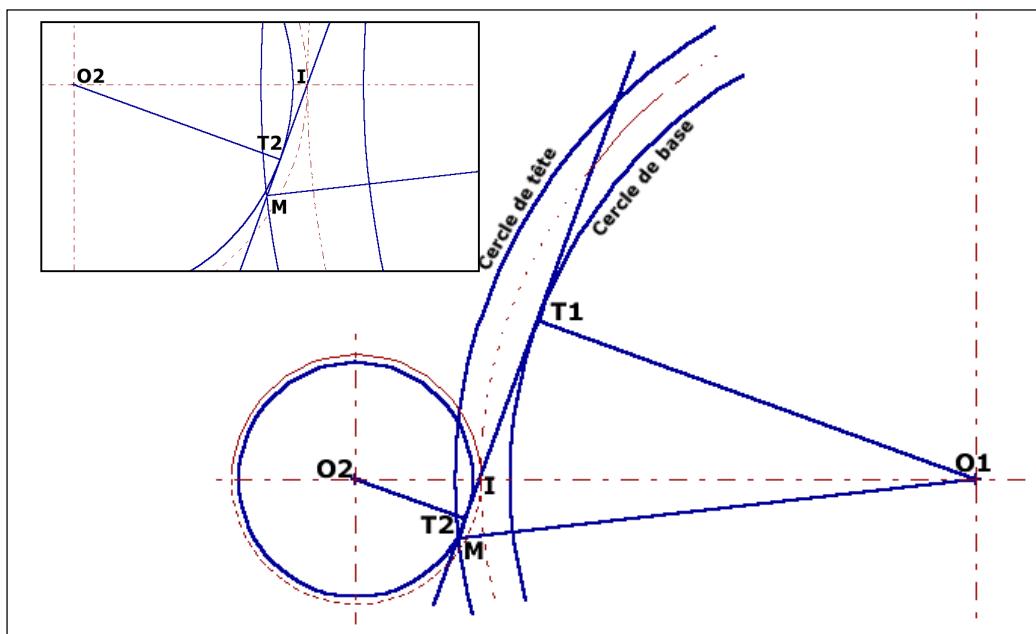


La force appliquée sur une même dent subit en théorie deux augmentations de $F/2$, puis deux diminutions de $F/2$. Le rapport de conduite de l'engrènement s'écrit : $\epsilon_\alpha = \frac{AB}{AW}$, AW étant le pas de base.

I.2.5. Interférence de fonctionnement

On s'intéressera ici aux interférences dans les engrenages cylindriques à axes parallèles et à denture droite ou hélicoïdale.

Lors de l'engrènement, le contact entre dentures suit la ligne d'action (T_1T_2) tangente commune aux cercles de base (Figure (I-7)), donc inclinée de l'angle de pression (α) par rapport à la tangente commune aux deux cercles primitifs qui sont en contact au point I .



Lorsque le nombre de dents du pignon devient faible, on s'aperçoit que le cercle de tête de la roue sort de la ligne d'action. Il se produit alors une interférence d'engrènement.

Ce phénomène dépend de l'angle de pression (α), pour un angle de 20° , il apparaît lorsque le pignon a moins de 17 dents et la roue plus de 17, ou lorsque le pignon a moins de 13 dents quelque soit le nombre de dents de la roue.

La solution consiste à ramener le point M à l'intérieur de la zone de contact T_1T_2 . Ceci peut-être fait en déportant les dentures par rapport aux cercles primitifs. Pour une correction sans variation de l'entraxe O_1O_2 , il est nécessaire de déporter les deux dentures en sens inverses :

- Vers l'extérieur pour le pignon.
- Vers l'intérieur pour la roue.

I.3. PARAMETRES DE LA DYNAMIQUE DES ENGRENAGES

Théoriquement, pour deux engrenages avec des profils de dentures à développante parfaite et une rigidité infinie, la rotation de l'engrenage de sortie serait fonction de la rotation d'entrée et du rapport d'engrenage. Une rotation constante de l'arbre d'entrée entraînerait donc une rotation constante de l'arbre de sortie. En raison des modifications de forme souhaitées et des modifications inattendues, telles que des erreurs de fabrication, les engrenages n'auront normalement pas une forme à développante parfaite. De plus, en raison d'une rigidité finie des dentures, il y aura une erreur de mouvement du pignon de sortie par rapport au pignon d'entrée.

L'analyse de la portée de contact est significative au niveau de l'évaluation de la qualité de l'engrènement. Bien que la mesure soit simple, l'analyse est toutefois plus complexe et requiert un opérateur qualifié et expérimenté. De plus, l'information obtenue est qualitative et résulte d'une appréciation subjective. D'un autre côté, l'utilisation d'un appareil de mesure tridimensionnelle permet de comparer la surface fabriquée avec celle que l'on désire reproduire (existante ou théorique). On évalue ainsi l'exactitude de la surface obtenue. Cette mesure donne une information sur la qualité de la fabrication, mais ne fournit aucune indication directe sur le comportement de l'engrenage en fonctionnement.

Ces deux méthodes d'inspection ne permettent donc pas d'obtenir une information quantitative de la qualité de l'engrènement en fonctionnement. Le paramètre choisi par les chercheurs et l'industrie pour remplir ce rôle, est l'erreur de transmission cinématique. La

mesure de cette caractéristique de fonctionnement est révélatrice de la nature de l'engrènement et de la performance de l'engrenage.

Le deuxième et la raideur d'engrènement qui est une caractéristique périodique du système. Elle évolue en fonction des points d'application sur les profils conjugués et en fonction du nombre de dents en prise.

I.3.1. L'erreur de transmission des engrenages

Les premiers travaux sur la dynamique des engrenages ont fait apparaître l'importance du caractère irrégulier de l'engrènement [38]. Ils ont conduit à la définition et à l'utilisation de l'erreur de transmission comme indicateur du comportement. Cette grandeur est aujourd'hui unanimement considérée comme la source principale d'excitation dans les transmissions par engrenages [39, 40].

Rappelons qu'elle caractérise l'écart entre la position réelle de la roue menée et la position qu'elle devrait occuper si la transmission était parfaite (profils parfaitement conjugués et indéformables). Elle peut être exprimée sous forme angulaire ou sous forme linéaire si elle est ramenée dans le plan d'action (figure (I-8)).

L'erreur de transmission est indicateur global du comportement traduisant aussi bien les effets des défauts de fabrication que les phénomènes cinématiques et dynamique. Par conséquent, il est important de situer clairement le contexte d'analyse.

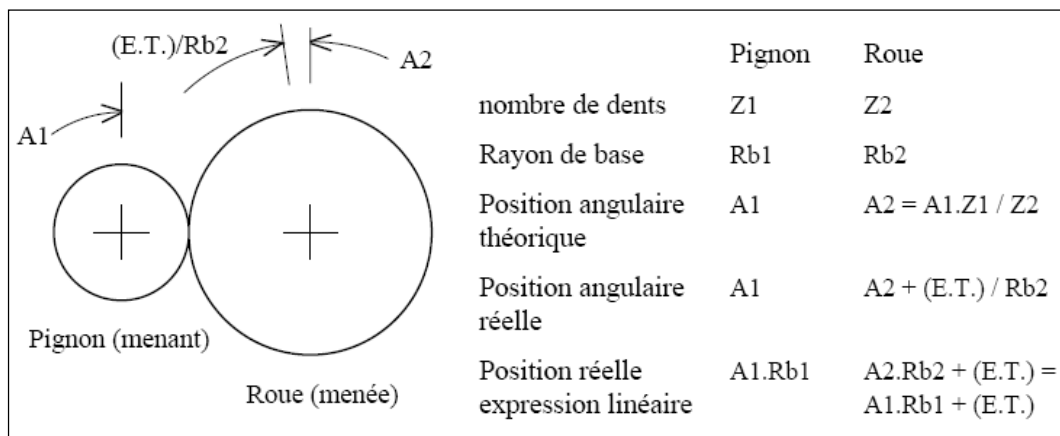


Figure I.8 : Définition de l'erreur de transmission (E.T.) [41].

L'erreur de transmission cinématique est définie à chaque instant comme la différence entre la position angulaire de la roue menée par rapport à celle qu'elle occuperait si les engrenages étaient parfaitement conjugués. Cette position de référence est conditionnée par la position angulaire du pignon au moment considéré, et du rapport de vitesse entre les deux engrenages.

L'équation (I.13) exprime cette définition sous forme mathématique, en fonction de la roue [40]:

$$\partial\phi_3 = \phi_3 - \theta_3 m_g \quad (\text{I-13})$$

Où $\partial\phi_3$, est l'erreur de transmission cinématique, ϕ_3 est la position angulaire de la roue, θ_3 est la position angulaire du pignon et m_g est le rapport de vitesse.

L'erreur de transmission est un paramètre qui nous donne de l'information sur la douceur de roulement et de transfert du contact entre les paires de dents adjacentes en cours d'engrènement. Cette erreur de position nous permet aussi d'évaluer le degré d'uniformité et l'exactitude de la transmission du mouvement de rotation. De plus, l'erreur de transmission a été identifiée par plusieurs auteurs comme étant la source majeure d'excitation dynamique qui cause les vibrations et le bruit en opération. On peut extraire ces informations de la forme et de l'amplitude des différentes composantes de l'erreur de transmission. Ce paramètre devient donc un indicateur important de la performance d'un couple d'engrenage. De surcroît, il permet une évaluation quantitative et objective de la qualité de la fabrication.

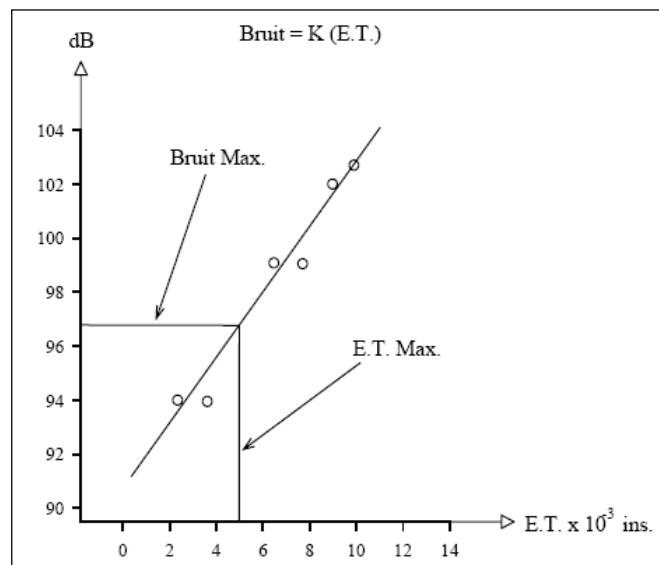


Figure I.9 : Corrélation entre bruit rayonné et erreur de transmission [40].

Thompson [40] a étudié la relation entre l'erreur de transmission globale et le bruit rayonné (dB) par une boîte de transmission automobile pour six configurations de montage distinctes ; il a obtenu une très bonne corrélation entre ces deux grandeurs (figure (I.9)) . Il a d'autre part indiqué qu'en doublant l'erreur de transmission, le bruit double également (6 dB). Des résultats identiques ont été obtenus par Welbourn [42]. Des résultats plus récents obtenus par Favre (1990) [43] confirment cette tendance sur le niveau des harmoniques d'engrènement, et

Kassaï & Mairesse (1993) [44] font état d'une corrélation privilégiée entre le bruit et les vibrations puis entre les vibrations et l'erreur de transmission.

Il existe quelques types d'erreurs de transmission qui sont fréquemment mentionnés dans la littérature, On distingue classiquement :

- L'erreur de transmission statique ou quasi-statique sans charge ou erreur cinématique.
- L'erreur de transmission statique ou quasi-statique sous charge.
- L'erreur de transmission dynamique.

I.3.1.1. L'erreur de transmission statique sans charge ou erreur cinématique

Cette erreur correspond à des engrenages ne transmettant aucune puissance pour une vitesse de rotation quasiment nulle. Lorsque deux engrenages engrènent dans des conditions de charge réduite ou quasiment nulle, les dents de l'engrenage se déforment de manière élastique, de même que le carter, les roulements et les arbres de la boîte de vitesses. Par conséquent, on peut supposer que l'erreur de transmission sous l'influence d'une charge faible est l'erreur de transmission statique et prend également en compte la rigidité de tous les composants du système. L'erreur de transmission statique est mesurée à basse vitesse pour éviter les effets dynamiques du système.

Elle intègre donc l'influence des défauts de géométries des dentures, c'est-à-dire la non-conformité entre le profil théorique de la dent et le profil réel. Ces défauts globaux de non-conformité résultent de la fabrication de l'engrenage (défauts de faux ronds, erreurs de pas, excentricités, etc.) mais également du montage des engrenages sur les lignes d'arbre (parallélisme, excentricité, etc.). Ajoutons également que les écarts de forme introduits intentionnellement tels que les corrections d'hélice ou de profil de la denture participent également à cette erreur. L'erreur de transmission statique à vide est donc purement géométrique et permet de caractériser de l'engrenage et sa métrologie [45].

I.3.1.2. L'erreur de transmission statique ou quasi-statique sous charge

L'erreur de transmission statique sous charge (*ETs*) résulte, en plus des erreurs liées à l'erreur cinématique, des déflexions de dentures lorsque l'engrenage transmet une charge à très faible vitesse. Cette erreur inclut donc les déformations de l'engrenage mais également de ses composants extérieurs (arbres, paliers, roulements ...). *ETs* est couramment utilisée afin d'étudier les effets des écarts géométriques tels que les corrections de profils, les défauts de montage, etc. [46].

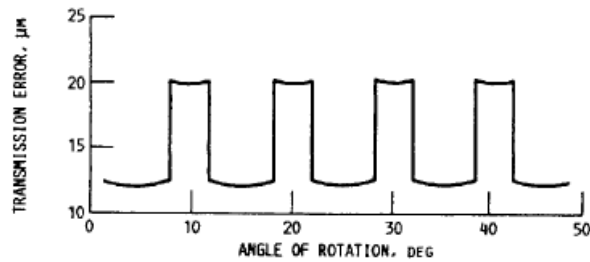


Figure I.10 : Erreur de transmission quasi-statique sous charge sans défauts de géométrie [46].

I.3.1.3. Erreur de transmission dynamique

L'erreur de transmission dynamique (ETD) est une image du comportement vibratoire et acoustique d'engrenages en fonctionnement sous charge.

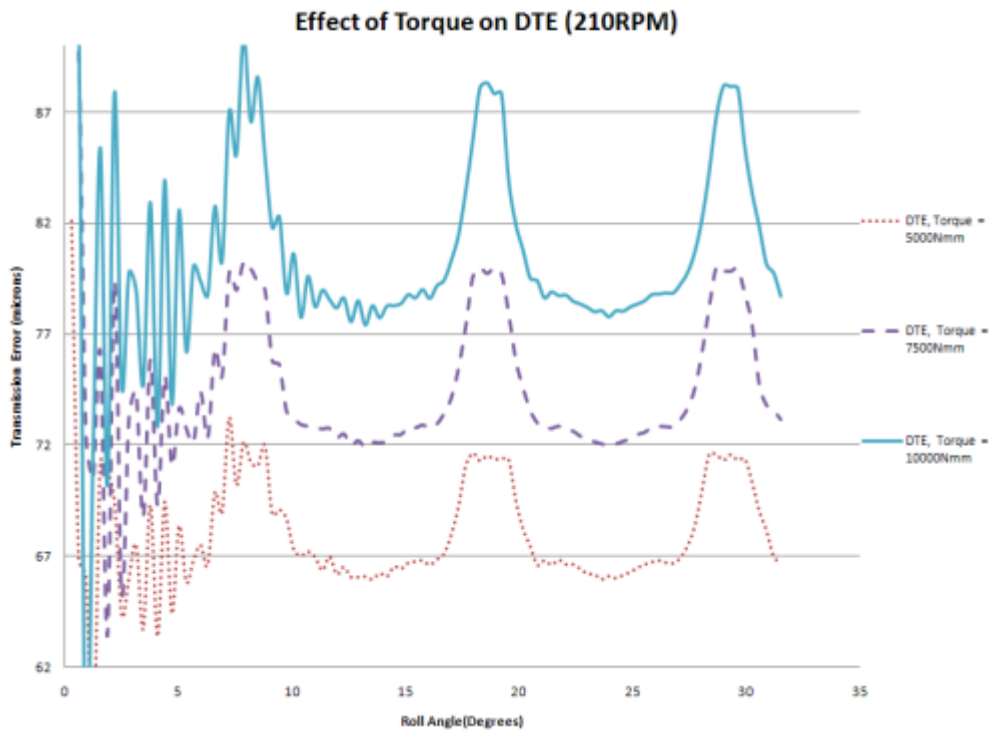


Figure I.11 : ETD pour des couples variables [47].

En conclusion, malgré certaines limitations, le concept d'erreur de transmission s'avère particulièrement bien adapté pour caractériser le comportement dynamique d'engrenages (principalement pour des largeurs de denture faibles) et constitue un indicateur intéressant en termes de vibroacoustique.

I.3.2. Raideur d'engrènement

En résumant les recherches existantes, il est montré que les modifications de la raideur d'engrènement (comme le montre la figure (I.12)) par le mouvement alterné (le

rapport de contact n'est pas continu) entre la paire de dents simple et la paire de dents double pendant le processus de transmission d'engrenages constituent la principale des causes directes des vibrations et du bruit générés, il s'agit des inévitables "défauts originaux", en raison de la conception de la structure ou des paramètres de l'engrenage, considéré comme "inévitables" et essayant de remédier à la méthode de modification.

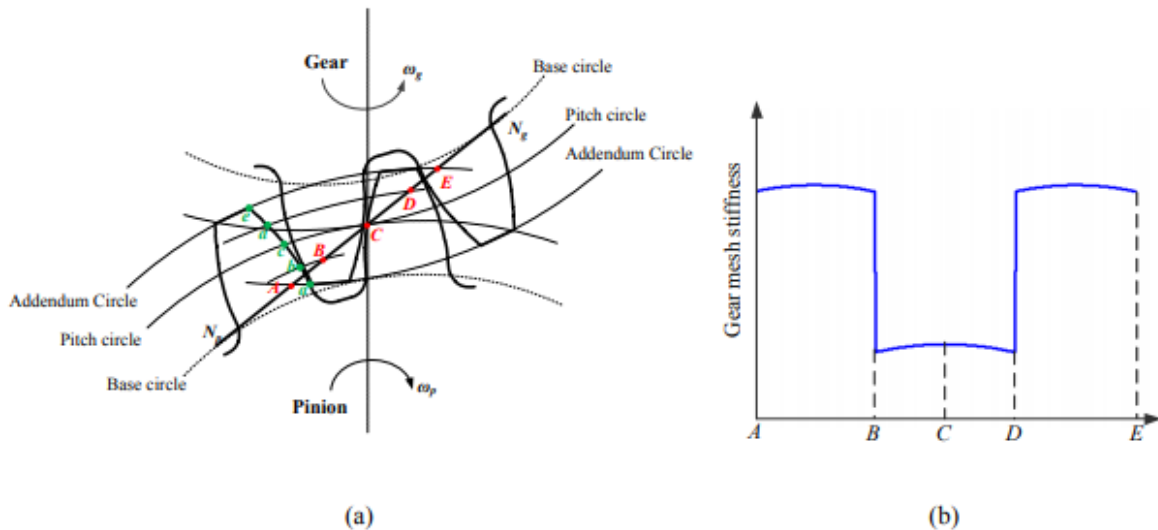


Figure 1.12: Schéma du comportement d'engrènement d'une paire d'engrenages cylindriques ($1 < RC < 2$): (a) processus d'engrènement, (b) courbe de raideur d'engrènement [48].

I.4. SOURCES DE VIBRATION

Les vibrations dans les engrenages sont en premier lieu occasionnées par l'engrènement, qui s'effectue de manière périodique. De nombreux effets s'ajoutent à cela, tels que la flexion des dents qui modifie la ligne de contact, les défauts de montage (jeu, mauvais alignement), mais aussi les défauts de fabrication des engrenages (pas non constant, excentricités, erreur de profil, surface des dents). Toutes ces variations bien qu'elles puissent paraître minimes au premier abord viennent modifier le comportement dynamique des engrenages.

Dans un souci d'amélioration constante des niveaux de bruit, de la durée de vie et de la maintenance des trains d'engrenage, plusieurs articles ont été écrits sur des méthodes numériques permettant de décrire le comportement des engrenages sous l'effet de plusieurs facteurs importants, ceux de la conception mais aussi ceux de l'usure.

Les points les plus importants à étudier sont les diverses caractéristiques ou paramètres qui influencent les vibrations des engrenages, telles que les paramètres de conception, défauts de fabrication et de montage, les déformations élastiques, et les défauts d'usure. Il sera

intéressant de montrer comment ces caractéristiques influent sur le comportement dynamique des engrenages.

1.4.1. Influence des paramètres de conception

Les vibrations dans les engrenages sont présentes même si l'engrenage est de très bonne qualité. En effet, lors de l'engrènement, le nombre de dents en contact varie, ce qui provoque un changement dans la rigidité de l'engrènement, d'où une modification de la dynamique du train.

Le rapport de conduite n'est pas le seul paramètre en cause dans la vibration des engrenages [49], plusieurs erreurs peuvent perturber la dynamique de ceux-ci, telles que l'erreur de transmission qui représente l'écart entre la développante de cercle théorique et la développante réelle et qui génère l'équivalent d'une excitation extérieure. L'erreur de transmission peut être occasionnée par le manque de précision de fabrication ou volontairement par les corrections de denture.

1.4.1.1. Effet de l'amortissement

Ce paramètre ne peut pas être contrôlé lors des phases expérimentales, car il dépend en grande partie du matériau utilisé et du lubrifiant.

Toutefois, ce paramètre est clairement défini lorsque les auteurs utilisent des modèles numériques [50, 52]. La valeur de l'amortissement est souvent établie de manière plus ou moins précise.

En règle générale, cette valeur est comprise entre 0.01 et 0.1. Comme dans un système masse-ressort avec amortissement, l'augmentation de la valeur de l'amortissement, diminue l'amplitude des oscillations de l'ETD et augmente la stabilité du système.

1.4.1.2. Influence du rapport de conduite

Le rapport de conduite est certainement le facteur de conception ayant le plus d'influence sur la dynamique des engrenages. De nombreux articles [51, 53, 54], se consacrent à relier le rapport de conduite aux vibrations des engrenages. Ce paramètre indique comment varie le nombre de dents en contact lors de la rotation des engrenages. De plus, il est évident que si le nombre de dents en contact augmente, la rigidité d'engrènement augmente aussi et modifie le comportement dynamique du train d'engrenage. Le rapport de conduite correspond donc aux fluctuations de la rigidité d'engrènement lors du parcours du point de contact.

1.4.1.3. Correction de profil des dentures d'engrenage

Cette section s'intéresse uniquement à la dépouille en sommet et la racine de la denture, ce sont les stratégies de modification les plus couramment utilisées. La tête de la dent peut être

facilement modifiée pour permettre un meilleur engrènement lors de la rotation des engrenages. Lorsque les dents sont en charge, elles subissent de la flexion, et lors du début de l'engrènement, il se peut que le contact entre les dents ne se fasse pas de manière progressive, mais sous la forme d'un choc. Pour limiter ce risque, il est possible de dépouiller la dent pour obtenir un engrènement plus doux.

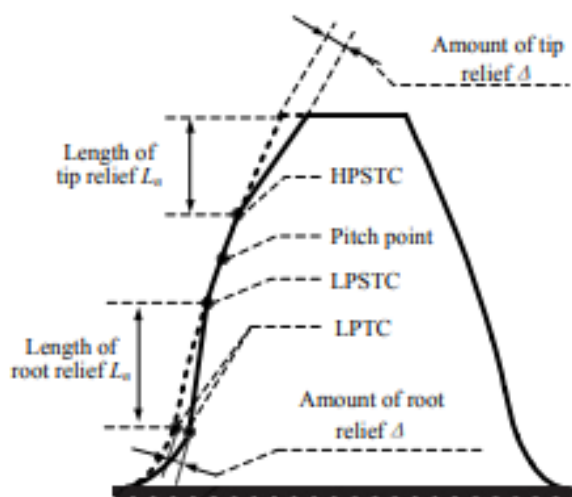


Figure I.13 : Schéma du taillage de la dent [48].

I.4.2. Influence des défauts des engrenages

Il existe de multiples défauts que l'on peut retrouver sur les engrenages, ces défauts peuvent être classés en deux catégories : les défauts de fabrication et les défauts d'usure.

Puisqu'il n'est pas possible d'obtenir des développantes de cercle parfaites, il existe une déviation inhérente sur la surface de la dent. Les défauts de fabrication sont relatifs à la précision des profils et peuvent donc être, en partie, diminués par une rectification de la surface de la dent. Dans cette catégorie de défauts entrent aussi les erreurs de pas entre chaque dent. Même si elle est minime, cette déviation influe sur la valeur du jeu fonctionnel, et donc sur les vibrations.

Les défauts d'usure sont des défauts que l'on voit apparaître au fur et à mesure du fonctionnement des engrenages. Ces défauts vont du simple écaillage de la surface des dents, qui modifie la valeur de l'erreur de transmission, à l'apparition de fissures en pied de dent, diminuant la rigidité de l'engrènement. Cette perte de rigidité entraîne une augmentation des efforts sur les dents voisines à la dent abîmée. Comme les dents voisines subissent des efforts plus importants, elles fléchissent davantage et s'usent plus rapidement, ce qui provoque

des fissures et de l'écaillage. Le défaut se propage alors de dent en dent jusqu'à ce que toutes les dents soient affectées.

Plusieurs auteurs s'intéressent aux vibrations d'engrenages défectueux. Si l'influence d'un défaut particulier peut être repérée par les données recueillies, il est alors possible de l'identifier sur un engrenage possédant plusieurs défauts. Ainsi, le diagnostic des engrenages pourra s'effectuer directement en industrie. Les défauts influencent de manière différente le comportement statique et dynamique des engrenages. Les défauts qui affectent la surface des dents modifient l'erreur de transmission dynamique (ETD). Ce type de défaut influence les périodes d'instabilité des engrenages, et introduit des vibrations supplémentaires. Les défauts volumiques (fissures en pied de dent), eux, influencent seulement la rigidité d'engrènement. La dynamique même de l'engrenage est modifiée.

I.4.2. 1. Erreur de pas (p)

L'erreur de pas caractérise, dans le plan apparent de l'engrenage, le défaut de localisation angulaire d'une dent par rapport à sa position théorique. Deux grandeurs représentatives de la qualité de réalisation d'un engrenage sont associées à cette erreur. Ces grandeurs sont l'erreur de pas individuelle et l'erreur de pas cumulée (Figure (I-14)).

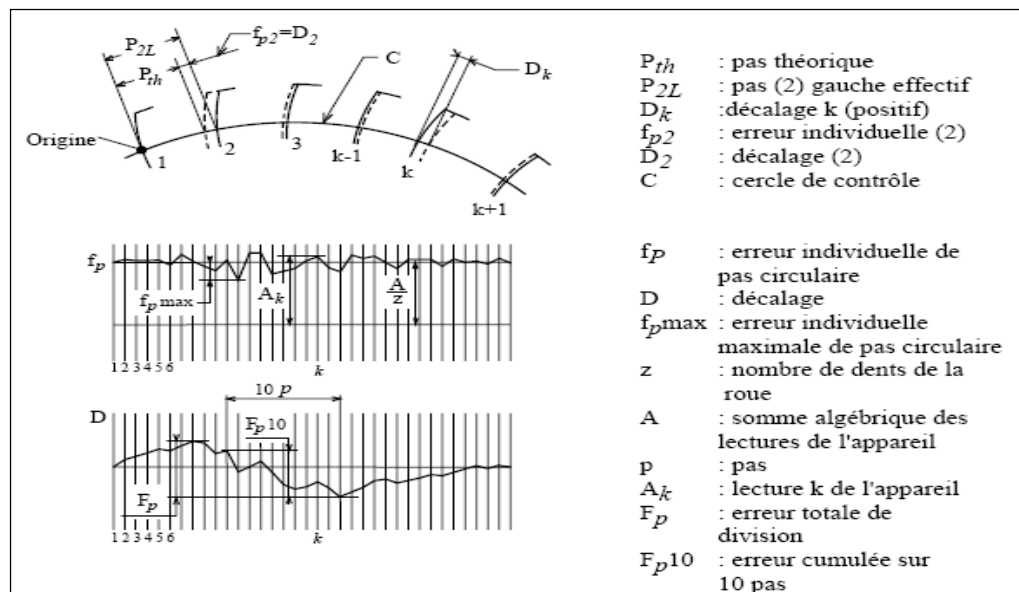


Figure I.14 : Définition de l'erreur de pas individuelle et de l'erreur de pas cumulée (norme ISO 1328).

L'erreur de pas individuelle correspond à l'écart entre la position réelle de la dent et sa position théorique. Ce défaut est généralement modélisé dans la bibliographie par une distribution aléatoire. Mark [55] et welbourn [56] montrent que son influence se répercute sur

la totalité du spectre (bruit et erreur de transmission) et qu'il n'existe pas de composante à la fréquence d'engrènement (Figure (I-15)).

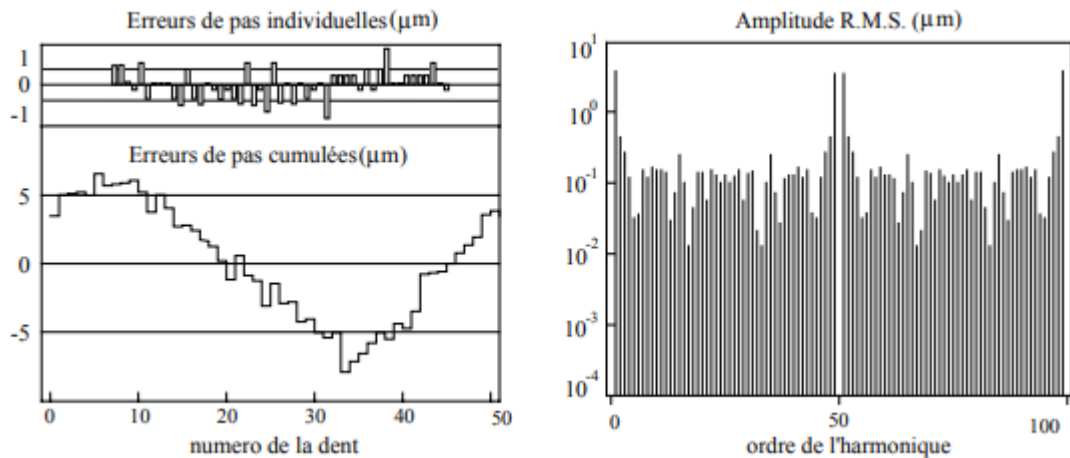


Figure I.15 : *Mesure et contribution spectrale des erreurs de pas* [55].

I.4.2.2. Erreur d'excentricité du diamètre primitif ou erreur de faux-rond

Ce défaut traduit la non-concentricité entre l'axe du cylindre primitif de denture et l'axe de rotation de l'arbre auquel la denture est liée (Figure (I.16)) [57].

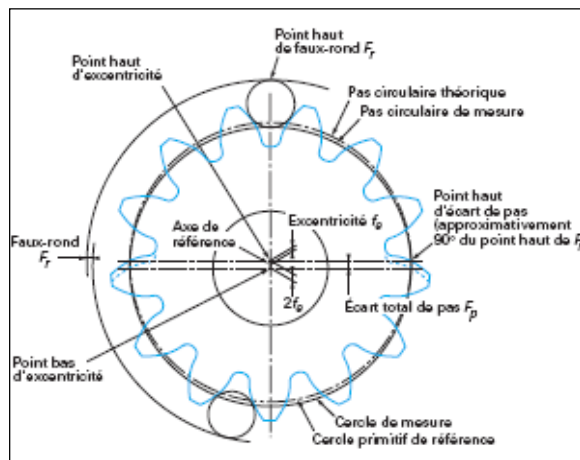


Figure I.16 : *Erreur de faux-rond*.

Il se traduit par l'introduction d'une modulation d'amplitude harmonique à la rotation des arbres sur les signaux d'erreur de transmission et de bruit d'engrènement (Figure I.17).

Cette modulation est traduite par l'apparition de deux raies basse fréquence (fréquence de rotation des arbres) et par deux bandes latérales autour des harmoniques de la fréquence d'engrènement (Figure (I.18)), ces bandes latérales sont situées à $\pm f_{1,2}$ ou f_i représente la fréquence de rotation de l'arbre i [42].

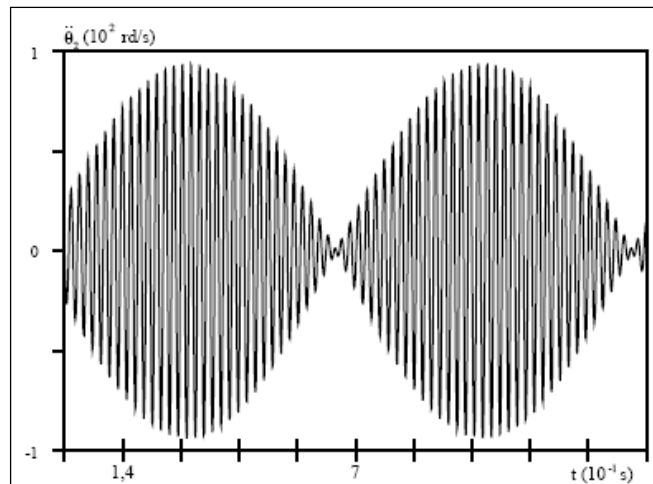


Figure I.17 : Modulation d'amplitude caractéristique d'un défaut de faux-rond [58].

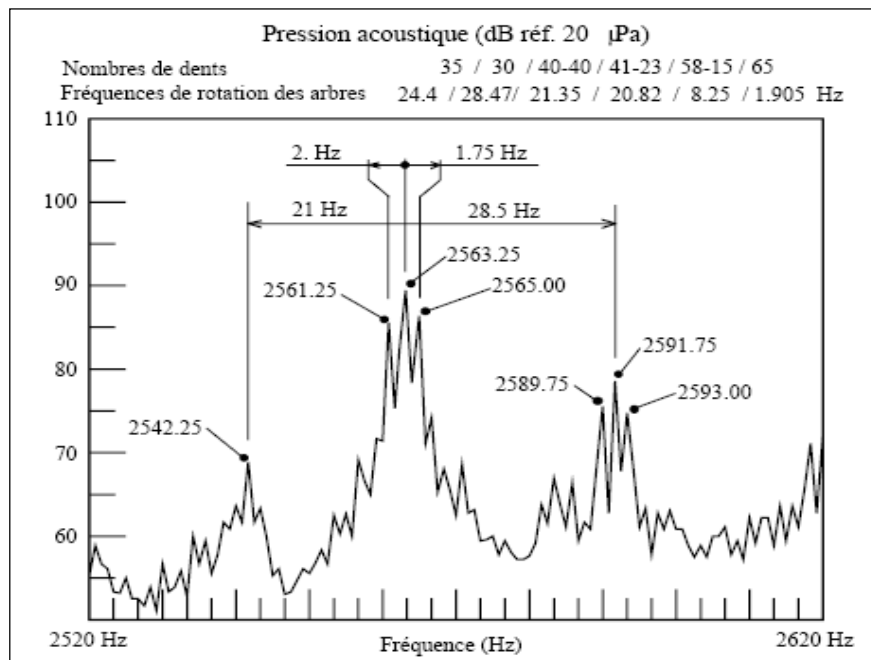


Figure I.18 : Exemple caractéristique de localisation des bandes latérales dues à l'excentricité [42].

Les effets caractéristiques des défauts de faux-rond sont bien connus dans la bibliographie et les auteurs ayant étudié l'influence des défauts géométriques les signalent [59].

I.4.2.3. Défaut d'alignement ou de parallélisme

Les erreurs de parallélisme sont dues généralement à l'assemblage nécessairement imparfait des roues, des arbres et des paliers, aux différents jeux de fonctionnement et aux dilatations thermiques.

Considérons le cas d'un train d'engrenage simple (Figure (I.19)) ayant comme axes de rotation U_1 et U_2 les défauts d'alignement englobent les erreurs d'inclinaison, et de déviation.

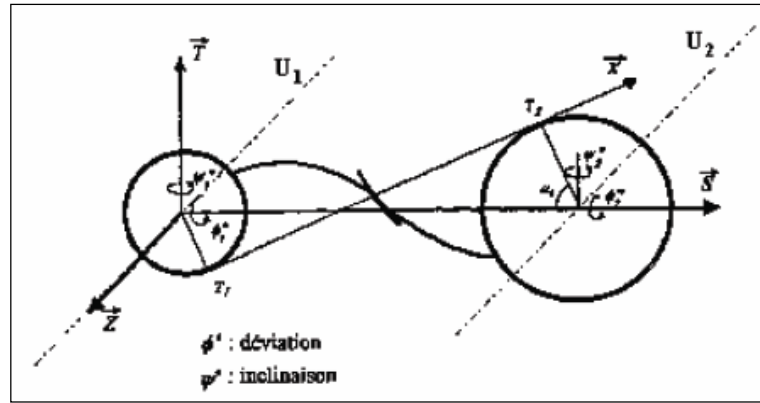


Figure I.19 : Axes de rotation d'un train simple [36].

L'erreur d'inclinaison est l'angle entre l'axe réel de l'arbre obtenu par une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan, défini par les axes de rotation de référence des deux engrenages, et son axe théorique (Figure (I.20a)). L'erreur de déviation est définie par l'angle entre l'axe réel de l'arbre et son axe théorique (Figure (I.20b)). Elle résulte d'une rotation autour d'un axe perpendiculaire aux deux axes de rotation de référence des engrenages [36].

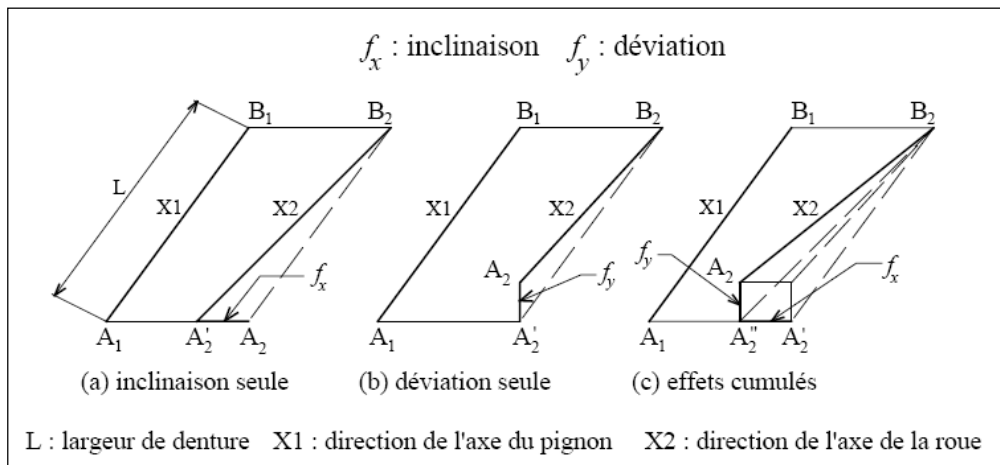


Figure I.20 : Définition des défauts d'inclinaison et de déviation (selon la norme ISO 1328) [42].

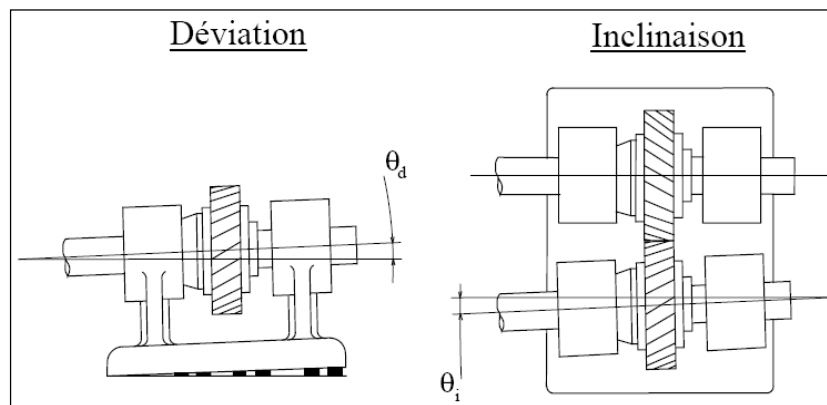


Figure I.21 : Caractérisation des défauts de déviation et d'inclinaison [60].

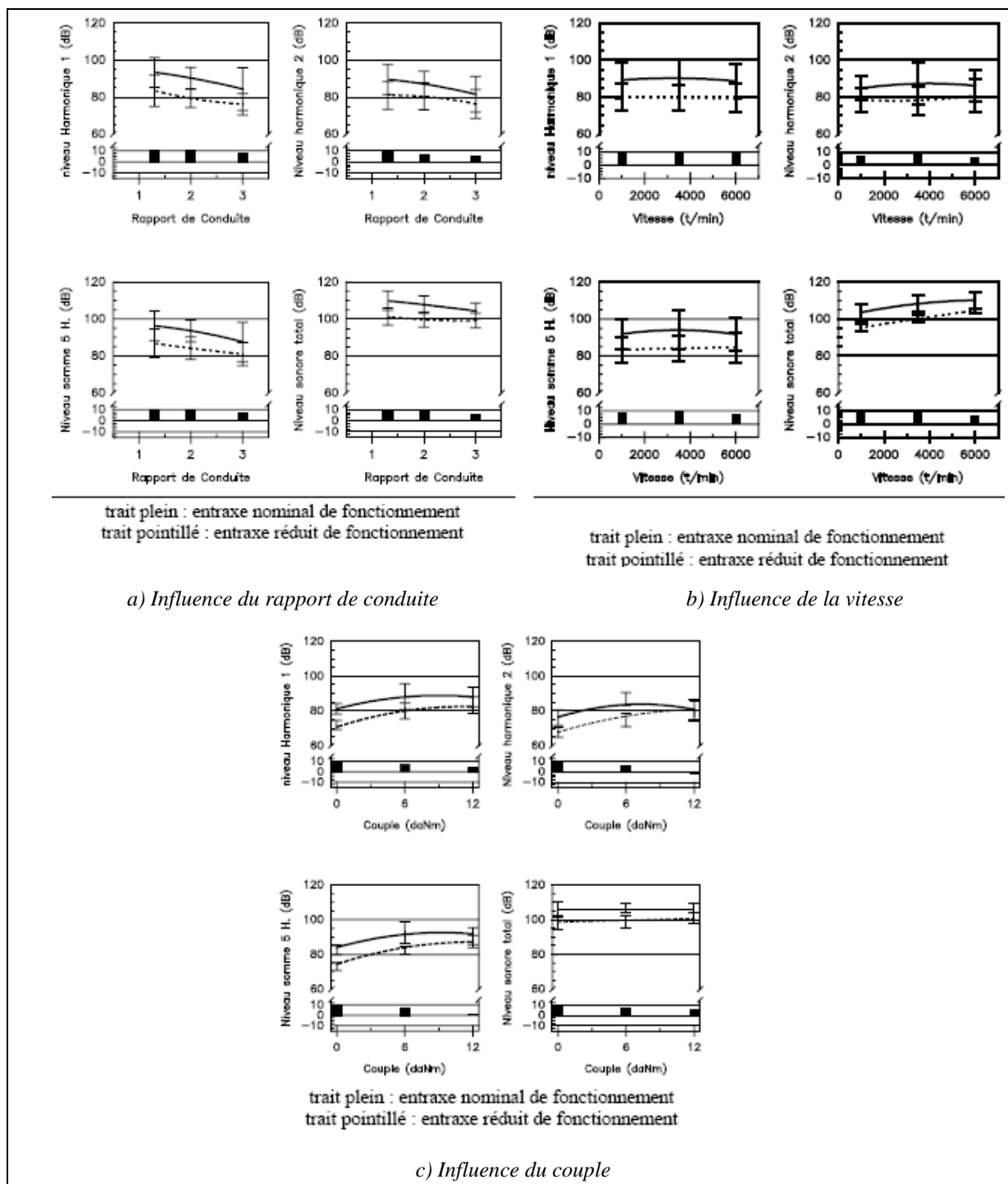


Figure I.22 : Influence de l'entraxe de fonctionnement sur le bruit rayonné par 3 couples d'engrenages droits.

L'entraxe est un paramètre particulièrement important. Il agit directement sur le jeu de fonctionnement et modifie la géométrie du contact (localisation des points de contact). Mitchel [61] signale ce paramètre comme étant particulièrement important mais aucune étude ne conforte ces indications. Welbourn [62] mentionne des résultats expérimentaux obtenus sur une boîte de transmission de camion qui est silencieuse avec un jeu minimum ou important et

broyante avec un jeu modéré. Dans la bibliographie les résultats expérimentaux obtenus par Rémond [63] semblent les plus importants sur ce sujet. Il a observé sur plusieurs couples d'engrenages droits une réduction du niveau sonore voisine de 10 dB lorsque l'entraxe nominal de fonctionnement est diminué de 0.1 mm. Cette réduction est très peu affectée par la vitesse et le rapport de conduite (Figure (I.22a et b)) et diminue sensiblement lorsque le couple appliqué augmente (Figure (I-22c)). Ce dernier résultat semble indiquer que l'effet de l'entraxe est fortement lié aux déformations élastiques des dentures.

I.4.2.4. Détériorations superficielles de dentures d'engrenages

Les détériorations de surfaces au niveau des dentures d'engrenages ont différentes causes (Figure (I-23)), qui peuvent perturber la géométrie des engrenages.

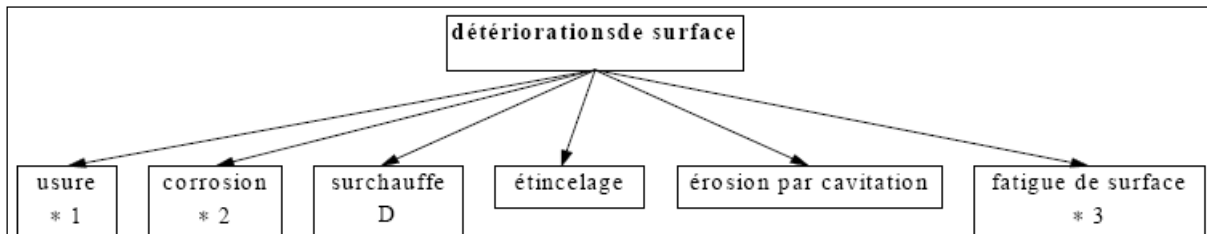


Figure I.23 : Détériorations de surface d'engrenages.

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.

a) L'usure

La plus importante détérioration superficielle de dentures d'engrenages est l'usure, qui est un phénomène local caractérisé par un enlèvement de matière dû au glissement de deux surfaces l'une sur l'autre (Figure (I .24)).

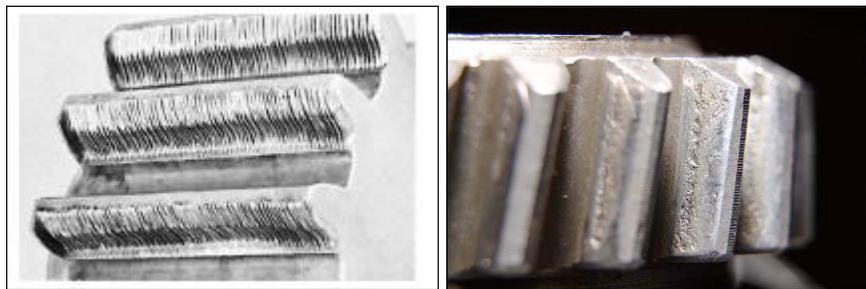


Figure I.24 : L'usure sur les dents des engrenages.

Selon la valeur de la charge et de la vitesse de glissement en chaque point de contact des surfaces actives. L'usure se développe plus ou moins rapidement .dans les transmissions fermées c'est-à-dire abondamment lubrifiées la présence d'abrasif dans le lubrifiant augmente la vitesse d'usure et provoque une usure irrégulière des surfaces conjuguées.

b) Déformation plastique par roulage (Rolling)

Elle provoque des déplacements de matière accompagnés le plus souvent de la formation de bavures. On observe sur les roues menant un creusement au niveau du primitif et un gonflement du sommet et du pied des dents (Figure (I-25)), tandis que sur les roues menées la matière est repoussée vers le primitif où elle forme un bourrelet.

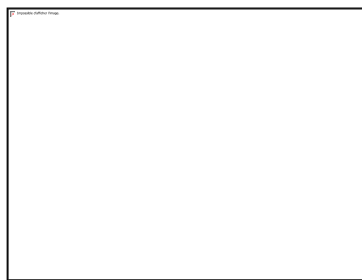


Figure I.25 : *Déformation plastique par roulage des dentures.*

Cette avarie est propre aux dentures non traitées ou traitées à cœur. Sur des dents traitées en surface peuvent exister des phénomènes analogues mais jamais avec la même ampleur. Les profils sont progressivement détruits, tandis que l'engrenage devient bruyant. En général, cela conduit à brève échéance à une rupture des dents. Le remède consiste à éliminer les surcharges et surtout à réduire le frottement sur les dents en adoptant une huile plus visqueuse.

c) Les piqûres (Pitting)

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

d) L'Écaillage

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

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.

e) Le grippage

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.

f) La fissuration

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

I.4.3. Influence des paramètres de fonctionnement des engrenages

Parmi les paramètres de fonctionnement, les plus importants sont le couple transmis par les engrenages et leur vitesse de rotation. Des travaux expérimentaux ont montré que le niveau d'émission vibro-acoustique évolue de façon quasi-proportionnelle avec la puissance transmise (produit du couple par la vitesse) (Figure (I-26)) [61].

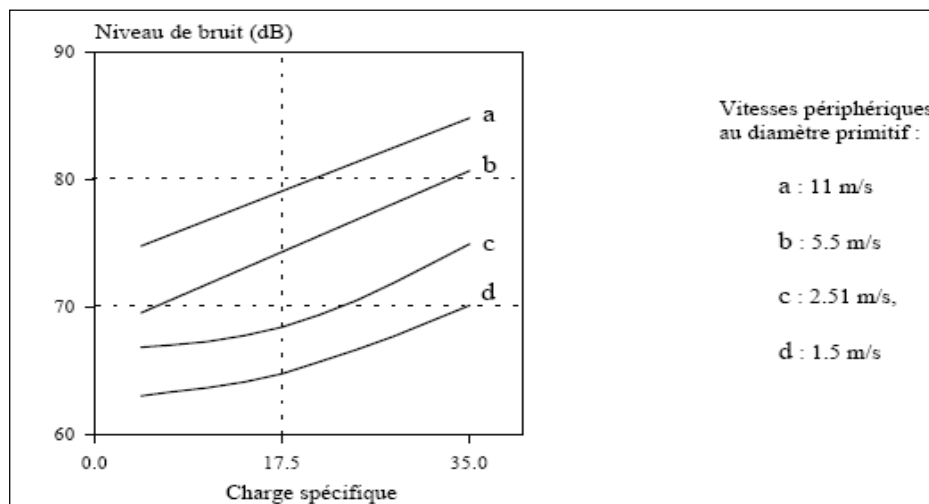


Figure I.26: évaluation du niveau sonore en fonction de la charge et de la vitesse [61].

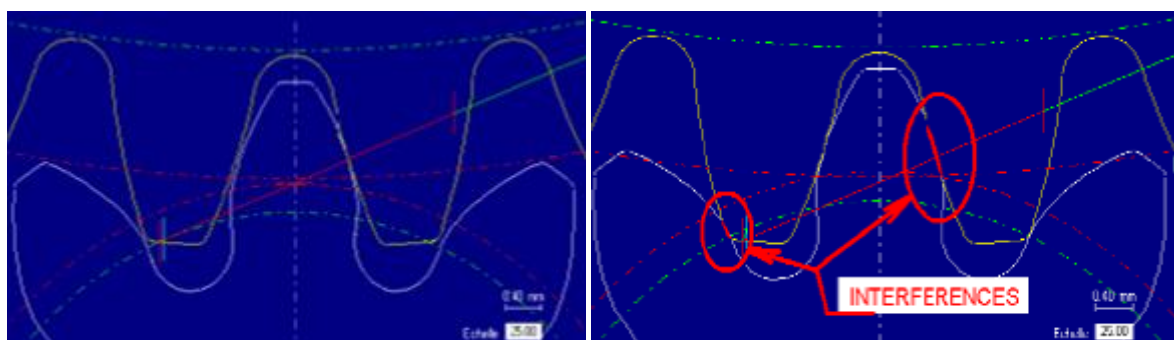
En complément, Rémond a étudié les effets dissociés de la vitesse et du couple [63]. Les résultats obtenus ont montré que la vitesse est faiblement influente sur le niveau des

harmoniques de la fréquence d'engrènement alors que son influence est déterminante sur le niveau global (RMS) du bruit rayonné. Toutefois, Rémond n'oublie pas de signaler qu'il existe des vitesses critiques autour desquelles le niveau des harmoniques varie fortement. Ces vitesses sont celles pour lesquelles la fréquence de l'harmonique coïncide avec une fréquence propre du système.

Le couple, quand à lui, est principalement influent sur le niveau des harmoniques et peu sur le niveau global de la réponse. En effet, le couple est à l'origine des déformations de l'ensemble du système et modifie donc la plupart des paramètres définis précédemment, notamment les désalignements, l'entraxe, et par voie de conséquence, la rigidité d'engrènement (donc le niveau de l'excitation à la fréquence d'engrènement et ses harmoniques)

Les effets du rapport engagé ne seront pas discutés ici puisqu'un changement de vitesse se traduit par un changement fondamental du système mécanique étudié (couple d'engrenages différent, position sur les arbres différente). L'influence de ce paramètre doit néanmoins être intégrée dans la conception et l'optimisation globale de la structure.

Le paramètre température est souvent considéré comme secondaire dans les études dynamiques. Il faut toutefois que la dilatation thermique peut modifier certains paramètres présentés plus haut (jeux de fonctionnement, désalignements,...) (Figure (I.27)). La température est également très influente sur la viscosité des lubrifiants donc sur les conditions de contact au niveau des dentures. De plus en plus d'études sont donc réalisées autour de ce paramètre afin de quantifier plus précisément ses effets.



Engrènement à 20°C

Engrènement à +80°C

Figure I.27 : Analyse du fonctionnement à température.

I.5. CONCLUSION

Au terme de cette introduction, on a pu constater et à partir de plusieurs travaux de recherche, premièrement l'importance des mécanismes à engrenages pour la transmission de puissance et pour la mécanique en générale, ensuite on a pu constater et voir les principaux défauts et sources de vibrations des transmissions par engrenages. Par ailleurs, les différents types de détérioration des dentures d'engrenage sont également très significatifs. Ils sont, en effet, directement responsables des régimes de fonctionnement critiques où les vibrations d'engrènement augmentent considérablement et aussi conduisent rapidement à la rupture des dents.

CHAPITRE II

Techniques de détection des défauts d'engrenages

Techniques de détection des défauts d'engrenages

II.1. INTRODUCTION

Vue leur importance et leur efficacité pour transmettre les charges, les réducteurs (ou multiplicateurs) à engrenages sont très répandus à la construction mécanique ; ce sont des mécanismes qu'on les trouve dans plusieurs domaines d'industries mécaniques telles que : les machines outils, automobile (boîtes de vitesse), aéronautique (hélicoptères), cimenteries, raffineries. L'élément principal de ces mécanismes est l'engrenage qui est un élément très sollicité, complexe à dimensionner et à réaliser (calcul, choix et traitement des matériaux, taillage des dents, . . .), qui peuvent présenter des défaillances limitant leur qualité et leur durée de vie.

Les mécanismes à engrenages envoient des signaux différents tels que l'acoustique et la vibration; refléter son état interne. Ces signaux contiennent des informations précieuses sur ses conditions de fonctionnement. Aujourd'hui, les ingénieurs de maintenance utilisent ces informations comme une stratégie précieuse pour la maintenance des machines tournantes. Vu leur importance, il font l'objet de nombreuses études portant sur le calcul, le dimensionnement, l'étude des matériaux, la lubrification, l'analyse des défauts, sur les techniques de surveillance et de diagnostic de défauts, pour éviter les ruptures soudaines (par exemple dans les hélicoptères) pour diminuer les coûts de maintenance en milieu industriel en pratiquant la maintenance dite conditionnelle et enfin, des études consacrées au contrôle de qualité des engrenages en fabrication qui a une influence directe sur leur durée de vie, mais également le bruit émis.

Le domaine de la surveillance des machines tournantes est vaste. Des centaines de recherches ont été largement étudiées et axées sur la détection des défaillances et des dommages dans les équipements mécaniques. Ces recherches et travaux font appel à de nombreuses techniques et approches différentes appliquées à toutes les machines tournantes afin de détecter tout dommage avant qu'il ne se produise. L'objectif principal de ces techniques est de minimiser les coûts et les délais de réparation des machines, ainsi que d'améliorer les méthodes de détection des défaillances. Depuis que les techniques de

surveillance des conditions dans les machines tournantes ont été établies il y a longtemps, de nombreuses approches ont été améliorées dans le domaine de la détection des dommages et du diagnostic. Certaines de ces approches ont un processus de base de détection des défaillances, telles que les techniques d'analyse des débris d'huile. D'autre part, la plupart des travaux récents se concentrent sur des techniques plus avancées telles que l'analyse du mouvement angulaire, l'analyse basée sur les vibrations, l'analyse basée sur un modèle et la modélisation mathématique.

II.2. METHODES D'ANALYSE

Les machines tournantes et leur composantes, telles que les moteurs et boîtes de vitesses, etc..., sont des composants essentiels des applications industrielles et de production. Une défaillance prématurée peut entraîner des pertes économiques substantielles, en raison de coupures non planifiées et d'éventuels dommages sur l'installation elle-même. C'est pourquoi il est important de connaître l'état de ces machines pendant toute leur durée de vie. Il existe plusieurs méthodes et techniques sont utilisées pour l'analyse (Figure (II.1)) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc...

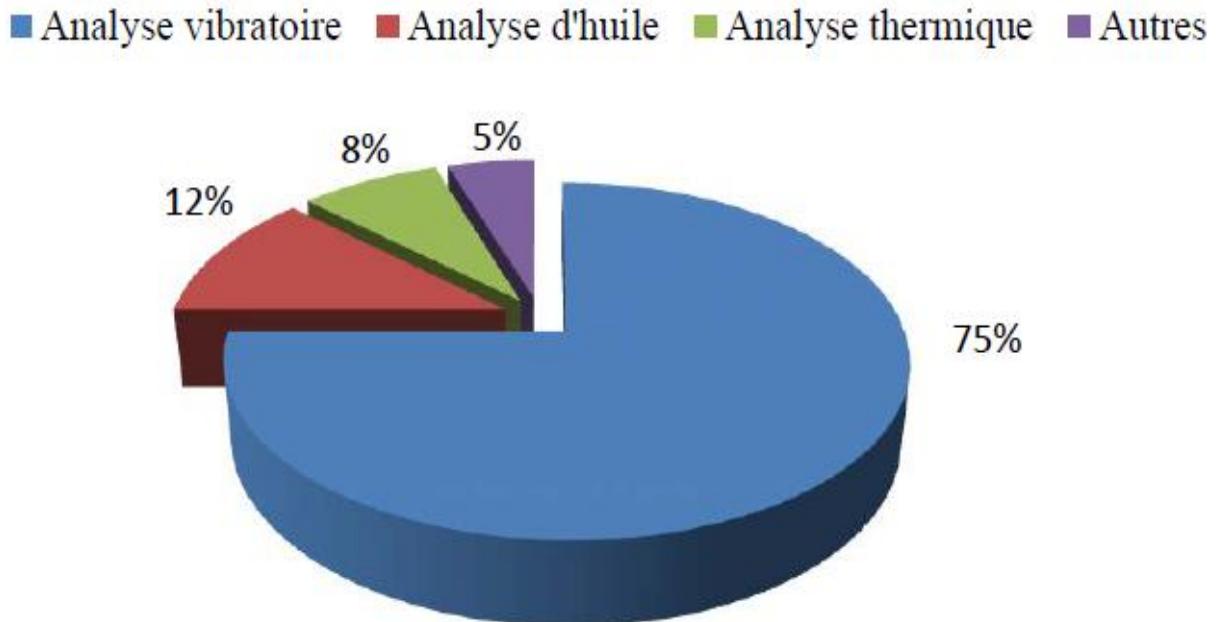


Figure II.1: % D'utilisation de différentes méthodes d'analyse [64].

- **L'analyse vibratoire** est la plus connue et la plus largement utilisée car adaptée aux des composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.

- **L'analyse d'huile** est appliquée à toutes les machines contenant des fluides de lubrification (réducteurs, motoréducteurs, moteurs thermiques...). Elle consiste à prélever un échantillon d'huile et de l'analyser (particules d'usure) pour déduire l'état de l'équipement.
- **La thermographie infrarouge** : suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques. Elle est peu utilisée pour la surveillance des machines tournantes notamment pour la détection de défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distances et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.
- **L'analyse acoustique** : permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement.
- **Le contrôle par ultrasons** : permet de détecter des défauts de faibles amplitudes à hautes fréquences tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement.

II.2.1. Analyse des signaux vibratoires

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers s'usent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement.

II.2.1.1. Objectifs

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts
- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

- soit dans le domaine temporel
- soit dans le domaine fréquentiel
- soit dans les deux à la fois

II.2.1.2. 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. Les normes fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine.

II.2.1.3. 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.

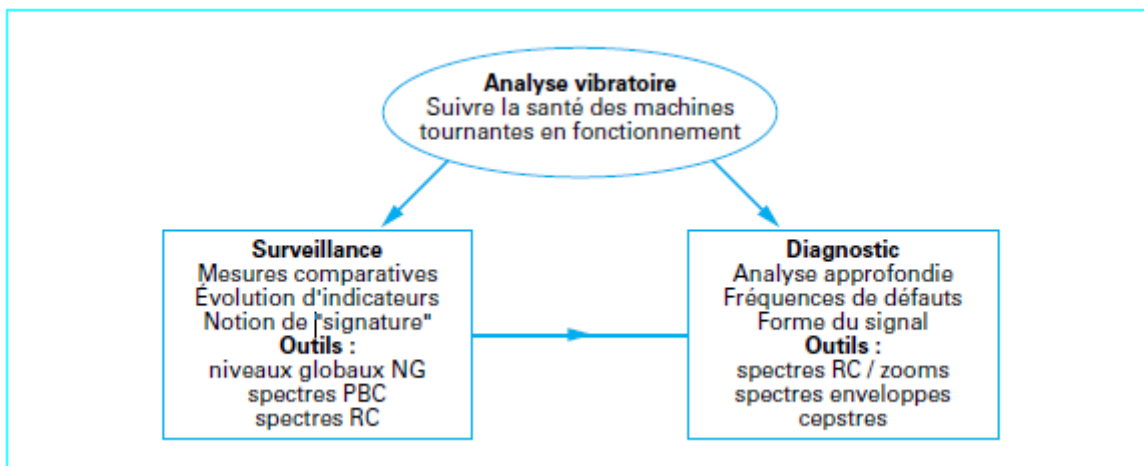


Figure II.2 : l'analyse vibratoire [65].

Ou, PBC : Pourcentage de bande constant, RC : Spectre RC (résolution constante) ou FFT (fast Fourier transform) et le zoom.

II.2.2. Outil d'analyse vibratoire

II.2.2.1. Capteurs de vibrations

Pour l'analyse vibratoire, il existe plusieurs types de capteurs (l'accéléromètre piézo-électrique, le vélocimètre Laser à effet Doppler, potentiomètre de position, etc...), Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (Figure (II.3)). Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci.

Du point de vue électrique, ce type d'appareil est un générateur de charge à haute impédance de source ; compte tenu des fuites du matériau piézoélectrique, ces accéléromètres ne peuvent pas mesurer les accélérations continues. Un câble coaxial relie le capteur à un amplificateur de charge, la distance entre les deux appareils pouvant atteindre plusieurs centaines de mètres.

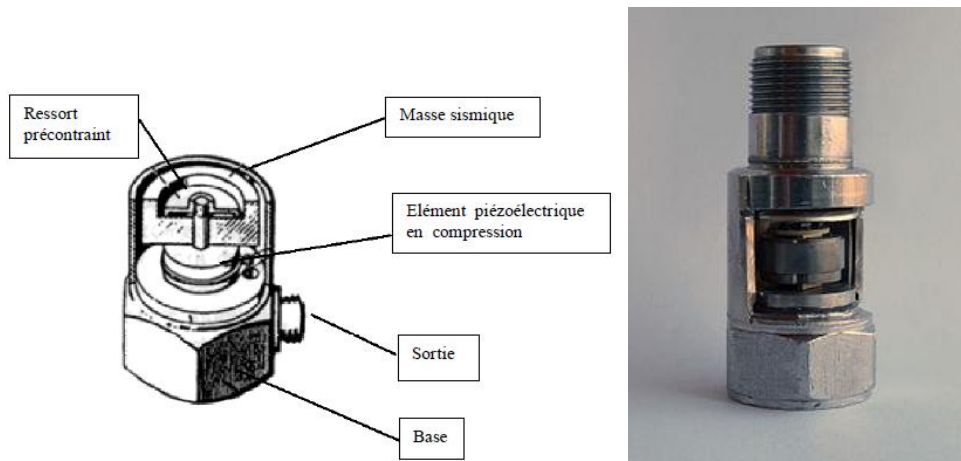


Figure II.3 : Accéléromètre piézoélectrique.

II.3. METHODES D'ANALYSE VIBRATOIRE

L'analyse des signaux vibratoires des réducteurs représente la technique la plus répandue de détection de défauts et d'avaries de contact des engrenages. Elle est réalisée par l'analyse des signaux recueillis sur le système en fonctionnement à l'aide des capteurs facilement positionnables (accéléromètres, codeurs optiques) [66, 67]. Les techniques basées sur les vibrations peuvent être divisées en trois groupes de traitement. Ces trois principaux groupes de traitement sont: l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle et l'analyse temps-fréquence. Chaque technique individuelle est expliquée et traitée en détail ci-dessous.

Le traitement des signaux mesurés diffère d'un cas à l'autre en fonction des résultats d'analyses souhaités. En effet, certains problèmes de détection de défauts nécessitent simplement l'analyse par la transformée de Fourier. Cependant, d'autres cas demandent une analyse plus fine à l'aide des outils de traitement de signal très sophistiqués qui aident à identifier les éléments défectueux par recherche des fréquences caractéristiques des défauts (apparition des nouveaux pics ou augmentation de l'amplitude à des fréquences déjà existantes) [68].

II.3.1. Analyse temporelle

L'analyse temporelle est une première approche facile et rapide pour extraire des informations des mesures expérimentales effectuées. Elle permet principalement de constater la présence ou non d'un défaut mais ne permet pas d'en déterminer l'origine. [69]. Les méthodes du domaine temporel tentent d'analyser les informations d'amplitude et de phase du signal de temps de vibration afin de détecter la défaillance d'un élément du système (roulement, engrenages, etc...). Le domaine temporel est une perception qui se sent naturelle et fournit un aperçu physique de la vibration [70]. Cette analyse, en niveau global, permet la comparaison de sévérité avec des normes d'une valeur calculée statistiquement, à partir de l'ensemble du signal vibratoire.

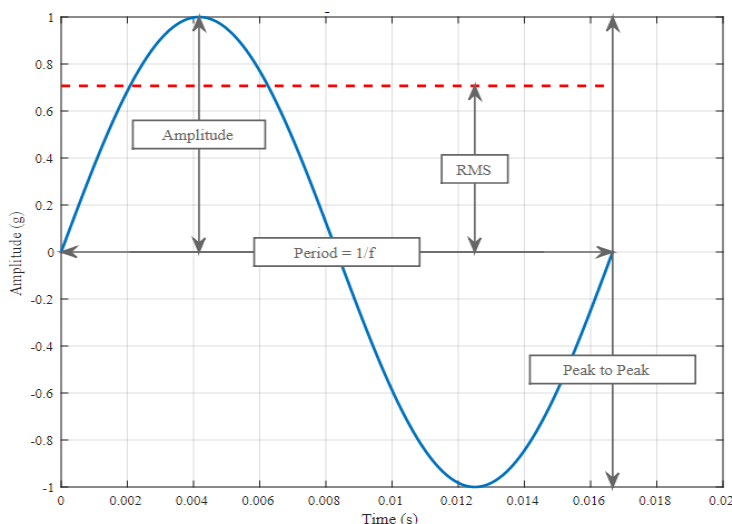


Figure II.4 : Signal sinusoïdal.

II.3.1.1. La vibration

La vibration est un mouvement oscillant autour d'un équilibre, de sorte que la plupart des analyses de vibration cherchent à déterminer le taux de cette oscillation, ou sa fréquence. Le nombre de fois qu'un cycle complet de mouvement se produit pendant une période d'une seconde correspond à la fréquence de vibration et est mesuré en hertz (Hz). Pour les ondes

sinusoïdales simples, la fréquence de vibration peut être déterminée en examinant la forme d'onde dans le domaine temporel; Cependant, à mesure que nous ajoutons différentes composantes de fréquence, nous devons procéder à une analyse du spectre pour obtenir une image plus précise de la fréquence de vibration.

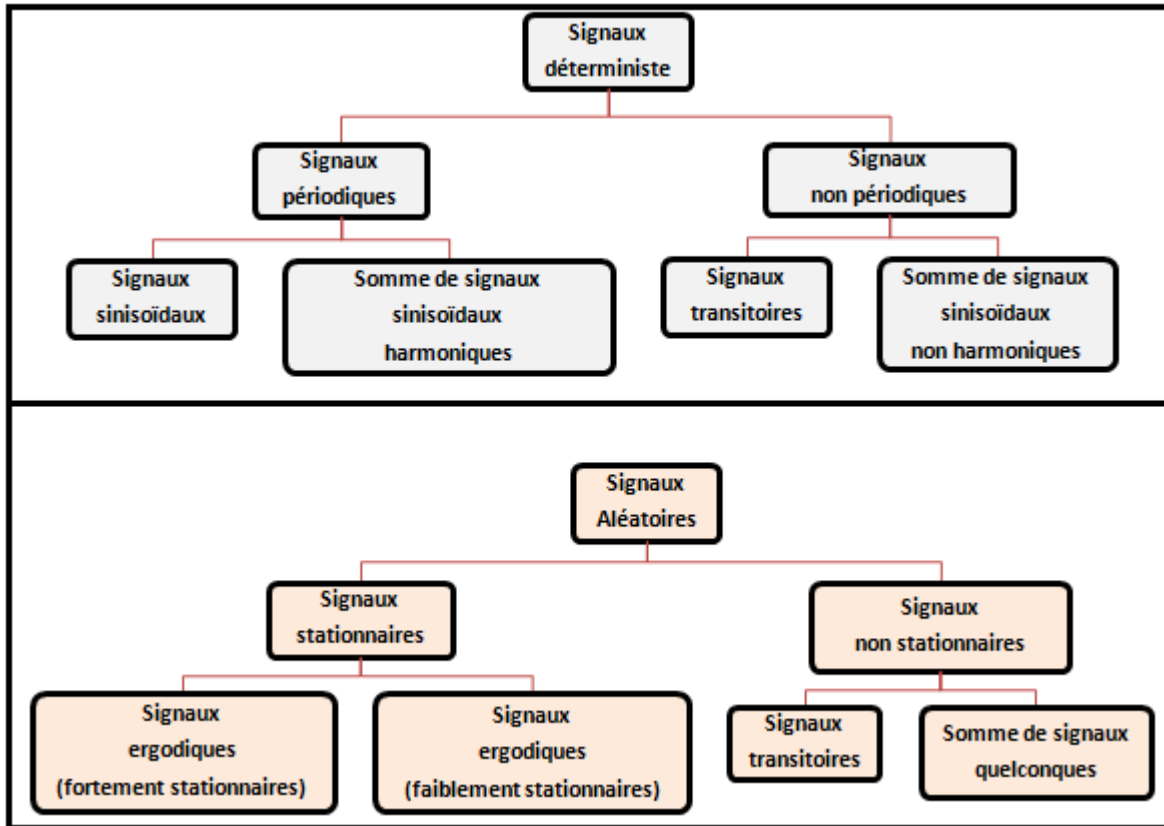


Figure II.5 : Classifications des signaux vibratoires.

II.3.1.2. Les indicateurs scalaires

Le signal temporel recueilli à partir d'une boîte de transferts change généralement lorsque des dommages se produisent dans un engrenage. Son amplitude et sa distribution peuvent être différentes de celles du signal temporel d'un engrenage normal. Les indicateurs temporels peuvent être utilisés pour représenter la distribution de la série temporelle du signal dans le domaine temporel.

Le choix de l'indicateur dépend du type de machine à étudier et du type de défaillance que l'on souhaite détecter. Pour les machines tournantes, un indicateur de type vibratoire permet de détecter la plupart des défauts. On établit une courbe d'évolution de l'indicateur au cours du temps. Sur cette courbe, on définit différents seuils correspondant à un niveau d'alerte, à une alarme, à un niveau de défaillance. Ces niveaux sont établis soit par expérience soit en appliquant une norme (pour les roulements, on utilise des abaques de sévérité vibratoire pour définir les différents seuils) [64].

Dans cette section, la valeur efficace (RMS), le facteur de crête et le kurtosis, ils sont expliqués comme suit:

a) **La valeur efficace** : (Le RMS En anglais : *Root Mean Square*) est considéré comme l'un des indicateurs statistiques de base permettant de mesurer le niveau d'énergie d'un signal. Le RMS peut être défini comme suit [6, 71]:

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n))^2} \quad (II.1)$$

Où $x(n)$ est l'amplitude du $n^{\text{ième}}$ point numérisé du domaine temporel et N le nombre de points du domaine temporel.

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans la maintenance prédictive.

On peut voir dans la référence [72], une méthode de détection de défauts basée sur le suivi de la valeur RMS. Le système étudié est un moteur monté sur roulements. On effectue une collecte de données mensuelle à partir d'une analyse vibratoire. Les mesures sont effectuées sur le porte roulement (Figure (II.6)).

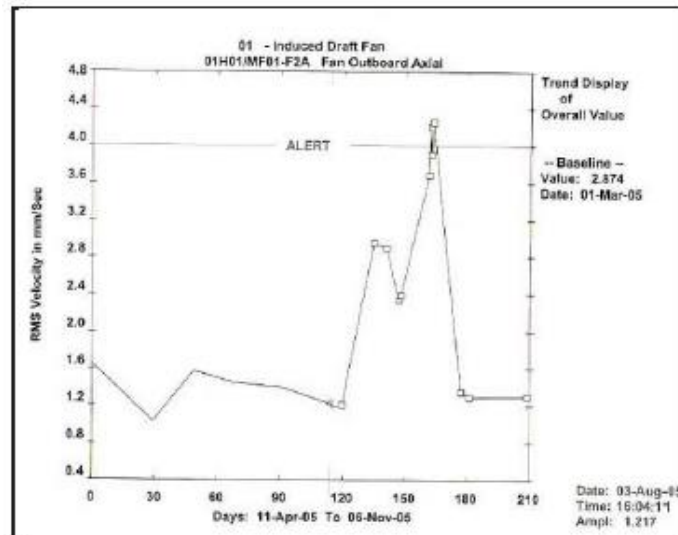


Figure II.6: Analyse globale mensuelle [72].

Cette analyse permet de décider l'arrêt du mécanisme mais ne détermine pas la cause de défaillance.

b) **Le facteur de crête** : est le rapport entre la valeur absolue maximale atteinte par le signal et la valeur efficace du signal. Cet indicateur permet de savoir s'il peut exister un impact dans le signal.

$$CF = \frac{\max|x(n)|}{RMS} \quad (\text{II. 2})$$

c) **Le Kurtosis** : est un indicateur qui mesure le degré de pic d'une distribution et décrit la forme du signal par rapport à la distribution normale. Il s'agit d'un facteur scalaire qui se définit comme le rapport du moment d'ordre 4 sur le carré du moment d'ordre 2. Le Kurtosis donne une plus grande importance aux amplitudes élevées tout en pondérant les événements isolés, contrairement au facteur de crête. Il permet lui aussi d'établir un critère de sévérité pour le diagnostic de défaut [6, 73].

$$Kurtosis = \frac{\left(\frac{1}{N}\right) \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\left(\frac{1}{N}\right) \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2\right]^2} \quad (\text{II. 3})$$

Où : \bar{x} est la valeur moyenne du signal

Le niveau de Kurtosis d'un signal est utilisé de la même manière que le facteur de crête, c'est-à-dire pour fournir une mesure de la nature impulsive du signal. L'augmentation du signal à la quatrième puissance amplifie efficacement les pics isolés du signal [70].

Le tableau (II.1) nous donne une idée sur les stades de dégradation en contrôlant la sévérité par le Kurtosis.

Kurtosis	Sévérité
1,5	Bon: signal harmonique
2,8 à 3,2	Passable: signal aléatoire
3,2 à 4	Elevé
> 4	Critique

Tableau II.1 : Critère de sévérité par Kurtosis [74].

II.3.2. Analyse fréquentielle

L'analyse fréquentielle permet non seulement de détecter l'apparition d'un défaut mais aussi d'en trouver la source en identifiant les fréquences actives, contrairement à l'analyse temporelle qui ne donne qu'une information globale. Elle montre les fréquences de vibration et leurs amplitudes respectives [69, 75]. Tout signal du monde réel peut être décomposé en une combinaison d'ondes sinusoïdales uniques. Chaque onde sinusoïdale séparée du signal apparaît sous la forme d'une ligne verticale dans le domaine fréquentiel. Sa hauteur représente son amplitude et sa position représente la fréquence. Le domaine fréquentiel définit

complètement la vibration. L'analyse du domaine fréquentiel détecte non seulement les défauts dans les machines tournantes, mais indique également la cause du défaut.

Pour passer dans le domaine fréquentiel, il faut appliquer la transformée de Fourier au signal temporel.

$$Y(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t) e^{-\omega t} dt \quad (\text{II. 4})$$

Où : $y(t)$ représente la fonction du signal.

C'est ainsi que l'on détermine le spectre en fréquence du signal vibratoire. Chaque phénomène excite alors le système à une ou plusieurs fréquences prévisibles. Ainsi l'apparition et l'évolution de pics permettent de visualiser la présence ou non et l'importance des défauts. Il est donc possible de déterminer par la suite un niveau d'alarme dont l'amplitude est imposée en fonction de l'amplitude de vibration usuellement présente dans un signal. Nous présentons dans cette section les techniques amplitudes-fréquences les plus utilisées dans la littérature pour le diagnostic des engrenages.

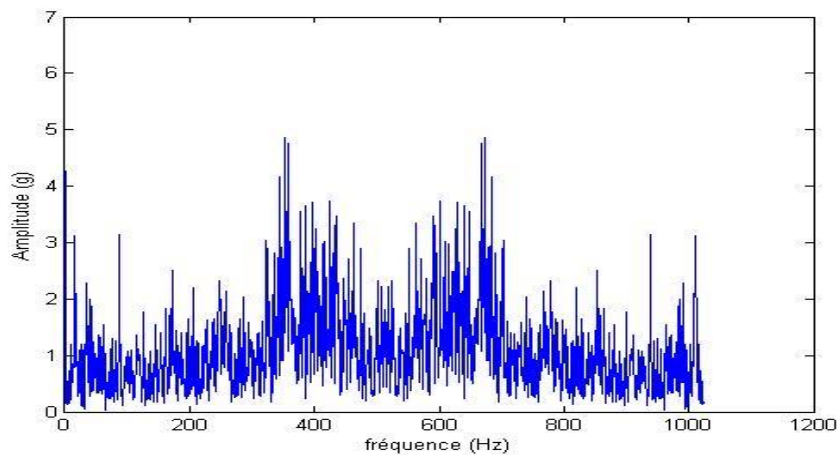


Figure II.7 : *Spectre fréquentiel.*

II.3.2.1. Analyse spectrale des signaux vibratoires

L'analyse spectrale est l'outil majeur pour l'étude et l'analyse des signaux vibratoires. Ces signaux mesurés sont très riches en harmoniques et très bruités. La transformée de Fourier classique ne permet pas d'exploiter facilement les signaux mesurés. Il est nécessaire d'avoir des méthodes plus précises d'analyses spectrales dites de haute résolution. On peut citer par exemple la méthode de Capon, la méthode de Lagunas et la méthode du maximum d'entropie (spectre autorégressif) [68,76]. Ces méthodes donnent une bonne approximation des spectres estimés même avec un nombre d'échantillons relativement réduit. Ce sont des méthodes d'analyse par banc de filtres. Elles sont précises au niveau de la résolution fréquentielle et de

l'estimation de l'amplitude, donc, elles peuvent mettre en évidence des détails qui échappent aux méthodes classiques d'analyse de Fourier.

Cette méthode est adaptée aux systèmes complexes et est la plus utilisée en maintenance par analyse vibratoire. Elle est quand-même limitée du fait de la difficulté à interpréter les spectres et de son inefficacité à vitesse ou charge variable.

➤ **Transformée de Fourier**

La transformée de Fourier est une opération mathématique qui décompose un signal temporel en ses fréquences constituantes. La transformée de Fourier d'un signal temporel $x(t)$ est définie par :

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-2\pi i f t} dt \quad (\text{II. 5})$$

En supposant que ce signal est à énergie finie, il possède une transformée de Fourier discrète définie par :

$$X(f) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} x(k) e^{-2\pi i k f} \quad (\text{II. 6})$$

La transformée de Fourier représente l'outil de base pour l'analyse spectrale. Ses propriétés sont parfaitement connues. Elle est appliquée en premier temps au cas de signaux déterministes continus. Ensuite, la théorie a été étendue à des processus aléatoires stationnaires, échantillonnés. Enfin, des algorithmes rapides du calcul de la transformée de Fourier ont été élaborés rendant cette méthode particulièrement intéressante et utilisée dans plusieurs applications. Ses avantages tiennent à sa robustesse et à sa résistance au bruit.

III.3.2.2. Analyse cepstrale

Le cepstre d'un signal temporel représente une image temporelle de ce dernier. Il se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme du spectre. L'image obtenue est une courbe qui est fonction du temps (qu'éfrence). Le cepstre est exprimé par :

$$C(\tau) = TF^{-1}[\log(S(w))] \quad (\text{II. 7})$$

Ou τ est la qu'éfrence.

Elle a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre et est donc adaptée à la détection précoce des défauts dont les causes sont périodiques. Les principales limites de cette technique viennent de la complexité du calcul du cepstre et de son inefficacité pour les défauts d'origines non-périodiques.

La figure (II.8) représente le cepstre du signal vibratoire avec défaut d'engrenage .elle montre un pic à la fréquence de rotation.

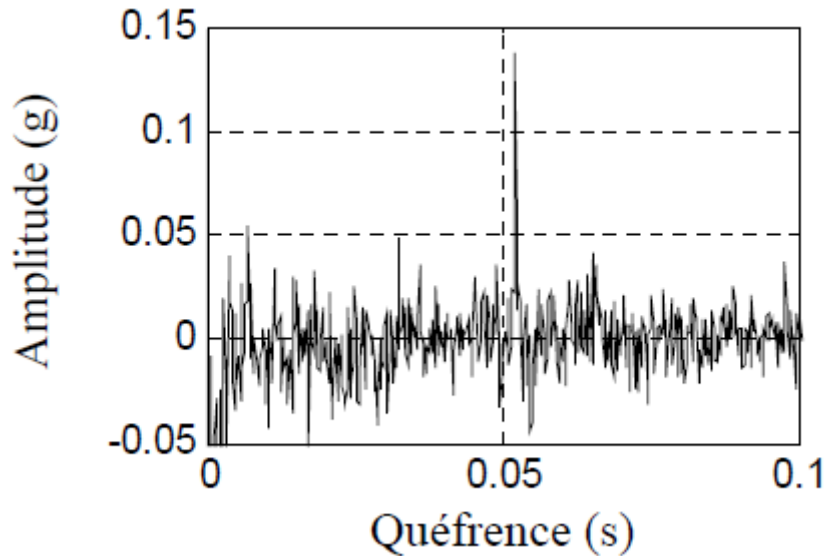


Figure II.8 : Cepstre du signal avec défaut d'engrenage ($f_r = 15\text{Hz}$) [77].

II.3.3. Les représentations temps-fréquence

Dans le traitement du signal, l'analyse temps-fréquence comprend des techniques qui étudient simultanément un signal dans les domaines temporels et fréquentiels en utilisant les différentes représentations temps-fréquence [75]. Cet outil offre la possibilité d'analyse 2D d'un signal à travers une de plusieurs transformations connues tels que la transformée de Fourier à court terme (TFCT) [78, 79], la transformée en ondelettes et la transformée de Wigner Ville (TWV), [36, 78,79].

Comme mentionné précédemment, les méthodes spectrales telles que la transformation de Fourier supposent des signaux stationnaires. Cependant, les défauts localisés introduisent généralement des composantes de signal non stationnaires [80], qui ne peuvent pas être correctement décrites par des méthodes spectrales ordinaires. Cet inconvénient peut être surmonté par l'utilisation de la transformation de Fourier à court terme (TFCT) qui est une transformation de Fourier appliquée à de nombreuses fenêtres à court terme. Cependant, des fenêtres temporelles étroites signifient une faible résolution en fréquence. Ce compromis entre résolution temps et fréquence est le principal inconvénient de la technologie TFCT, qui peut être résolue par l'utilisation d'autres techniques temps-fréquence telles que la transformée de Wigner-Ville (TWV) et la transformée en ondelettes (TW). Le TWV offre de meilleures résolutions temps-fréquence que le TFCT, mais produit des conditions de brouillage sévères.

II.3.3.1. Transformée de Fourier à court terme (TFCT)

La transformée de Fourier à court terme (TFCT), connue également par la transformée de Fourier à fenêtre glissante (en anglais, Short-Time Fourier Transform (STFT)), est un développement qui étend la technique de Transformée de Fourier standard pour gérer des données non-stationnaires [78].

Ceci transforme les données 1D en des données 2D : une dimension pour les fréquences et une seconde dimension pour l'emplacement des fenêtres dans les données. La TFCT fournit des informations pour une bande de fréquence fixe et une résolution temporelle qui dépend de la fenêtre. Un événement impulsif apparaît dans une TFCT lors d'une augmentation des niveaux à toutes les fréquences au moment de l'impulsion. Une des limitations de cette méthode est due au fait que les composantes du signal ayant une faible correspondance avec la résolution fréquentielle et temporelle seront masquées.

Étant donné un intervalle de temps $T > 0$, soit $g(u)$ une fonction (fenêtre) qui s'annule en dehors de l'intervalle $-T \leq u \leq 0$. La transformée de Fourier à court terme (TFCT) d'une fonction $f(u)$ est définie par [78]:

$$F(\omega, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \bar{g}(u - t) f(u) e^{-2\pi i \omega u} du \quad (\text{II. 8})$$

Avec $\bar{g}(u)$ est le complexe conjugué de la fonction $g(u)$ (appelée fenêtre) et t est le paramètre de localisation temporelle de la fenêtre g .

D'après [10], Dans la figure (II.9), pour un engrenage sans défaut, aucun changement significatif dans la direction de l'axe des temps n'est observé dans la gamme de fréquences observée de 1520 Hz. De même, les zones entourant les harmoniques supérieures ne comportent pas de bandes latérales importantes. Dans la figure (II.10), dans la plage de fréquences observée du troisième harmonique de la fréquence d'engrènement (1520 Hz), dans la direction de l'axe des temps, un changement régulier de la composante de fréquence peut être noté. C'est une caractéristique très importante. Vingt pics de la même fréquence émergent individuellement du bas du spectre dans la direction de l'axe des temps, à intervalles réguliers et égaux. Ils définissent 20 Hz (1200 tr/min) de la fréquence de rotation de l'arbre, où se trouve un engrenage avec une fissure dans la racine d'une de ses dents. Le pic ne peut être noté dans le spectre qu'une seule fois par rotation - lorsque la paire de dents avec une fissure est engagée.

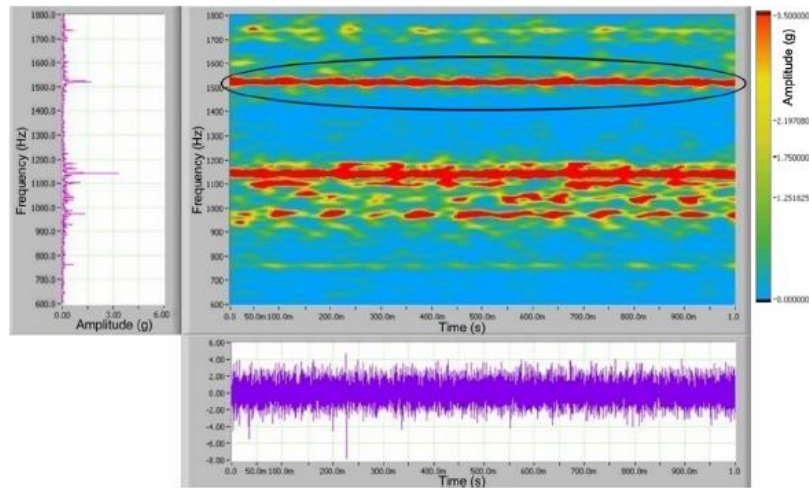


Figure II.9 : Spectre 2D temps-fréquence -. Engrenage sans défaut [10].

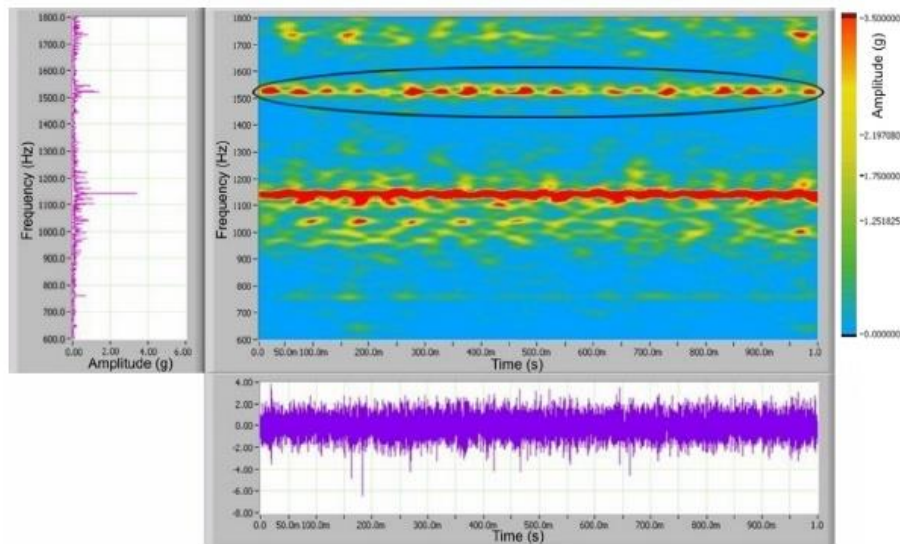


Figure II.10 : Spectre 2D temps-fréquence - engrenage présentant une fissure de fatigue à la racine de la dent [10].

II.3.3.2. Décomposition en ondelettes (Wavelet)

La transformée en ondelettes constitue un bon moyen d'étudier l'évolution du contenu fréquentiel avec le temps et, par conséquent, de détecter et de localiser des phénomènes de courte durée. La famille des ondelettes peut être exprimée par [81]:

$$\psi_{a,b}(t) = a^{-\frac{1}{2}}\psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (\text{II.9})$$

Ou $a \in R^+ - \{0\}$ et $b \in R$, Avec a est le facteur de dilatation et ou l'indice d'échelle (il est inversement proportionnel à la fréquence) et b est le facteur de translation de données.

La transformée en ondelettes est utilisé pour diviser une fonction temporelle en ondelettes. On distingue deux types de transformées en ondelettes : continue (CWT) et discrète (DWT).

La décomposition en ondelettes des signaux a été utilisée dans plusieurs travaux de recherche [82, 83] pour analyser les signaux vibratoires issus des transmissions à engrenages en présence de défauts. Ces études montrent la capacité de détection et de suivi des défauts d'engrenage tels que la fissure en pied de dent et les avaries de contact à l'aide de la décomposition en ondelettes des signaux vibratoires.

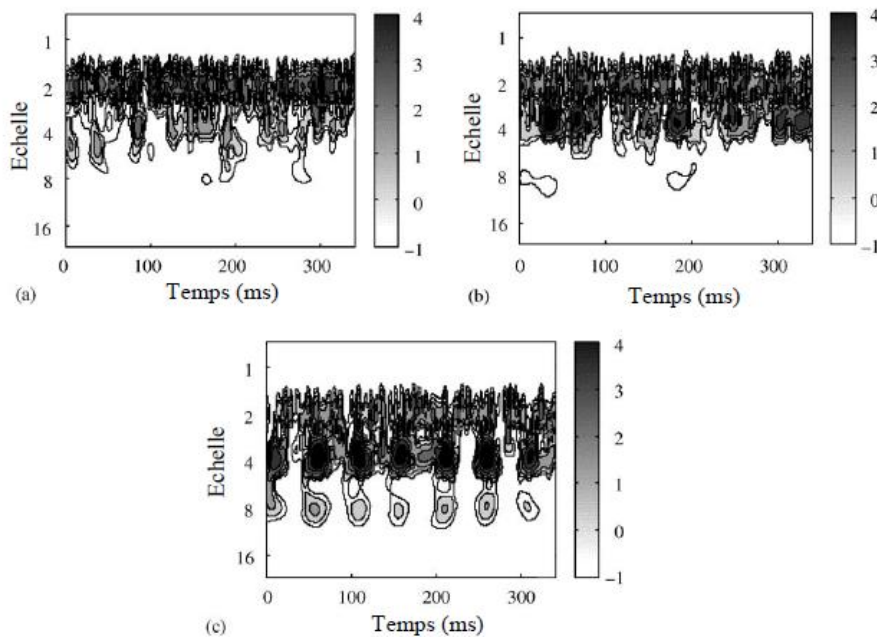


Figure II.11 : *Tracés de contours du spectre de la transformée en ondelettes : (a) sans défaut d'engrenage (b) 50% d'avancement du défaut ; (c) 100% d'avancement du défaut [83].*

D'après [83], sur la figure (II.11) En comparant les différents tracés de contours du spectre de la transformée en ondelettes continue des différents cas de signaux vibratoires de l'engrenage, la présence d'un défaut montre une périodicité évidente (Figure (I-14c)), ce qui n'est pas le cas pour les signaux vibratoires d'engrènement (sans défaut ou faible avancement du défaut).

II.3.3.3. Transformée de Wigner Ville (TWV)

Par définition, la transformation de Wigner-Ville (TWV) associée à un signal temporel x d'énergie finie la fonction W_x des deux variables temps t et fréquence ν :

$$W_x(t, \nu) = \int_{-\infty}^{\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-2\pi\nu\tau} d\tau \quad (\text{II.10})$$

Cette distribution est une représentation temps-fréquence de l'énergie du signal $x(t)$ qui possède un grand nombre des propriétés souhaitables pour une représentation temps fréquence. Elle est adaptée à l'analyse des signaux non stationnaires puisque qu'elle ne

nécessite pas d'hypothèses sur le signal d'origine. La transformée de Wigner Ville possède des unités de puissance de signal et non pas d'amplitude. Cette représentation temps-fréquence peut fournir une description des signaux temporels beaucoup plus précise que la transformée de Fourier à court terme.

Selon [13], la figure (II-12) montre les transformées de Wigner Ville lissées du signal vibratoire enregistré sur plus de 3 tours du pignon d'un train à engrenage. Les effets des défauts sont nettement reconnaissables. La présence des tâches d'énergie en dehors de la fréquence fondamentale d'engrènement montre l'existence d'un défaut. Si ces tâches sont plus larges et plus intense, le défaut est donc plus sévère. L'enregistrement du signal vibratoire sur 3 tours du pignon permet de détecter un événement périodique lié à la rotation du pignon. Cet impact se répète toujours à la même position angulaire du pignon. Cela est dû à l'impulsion créée par la dent défectueuse à chaque fois qu'elle entre en contact.

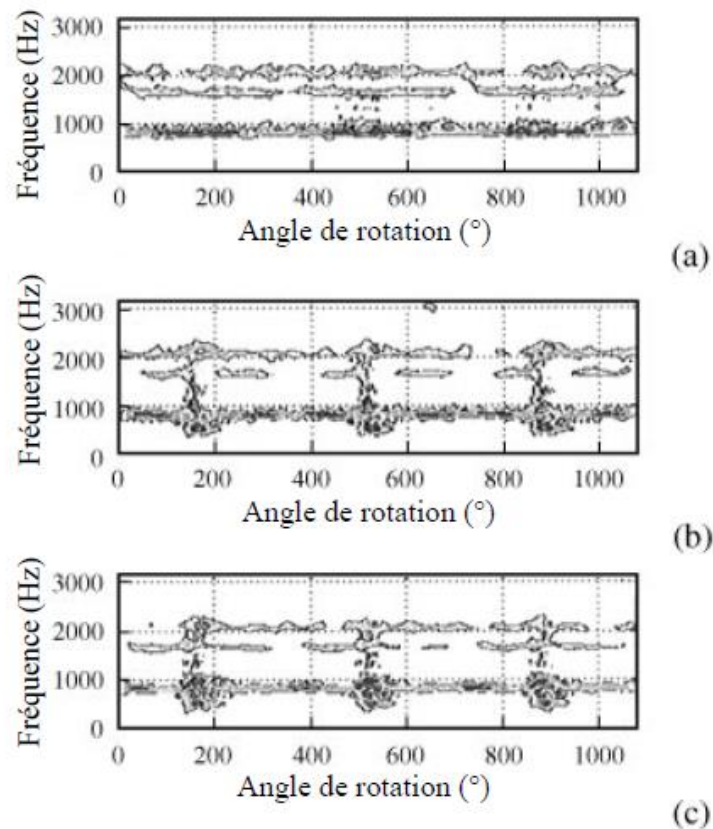


Figure II.12 : Transformée de Wigner Ville lissée du signal vibratoire pour plus de 3 tour du pignon : (a) état normal (sans défaut) ; (b) un défaut à 60% ; (c) enlèvement d'une dent [13].

II.4. ANALYSES DES LUBRIFIANTS

L'analyse des lubrifiants en service contribue à optimiser les coûts de maintenance par une meilleure connaissance de l'état des machines et de l'évolution du lubrifiant. Cette technique s'applique à l'ensemble du parc des machines lubrifiées.

L'état du lubrifiant reflète l'état du système dans lequel il circule et offre une meilleure connaissance de la machine. En effet, l'analyse du lubrifiant renseigne sur a) l'état du fluide (adaptation au système, adaptation de l'espacement de vidange, niveau de performance), b) l'état de la pollution et de contamination du fluide par des liquides, des solides et/ou des produits de décomposition) et l'état d'usure (normale, dangereuse ou accidentelle).

L'analyse de lubrifiant constitue donc un moyen efficace de surveillance des réducteurs à engrenages basé sur le suivi régulier des différentes caractéristiques du fluide telles que la viscosité, l'acidité, la présence de particules métalliques, la taille des particules, etc... assuré par analyses physico-chimique et le contrôle du taux de contamination (chromatographie, photométrie, spectrométrie...). Toutefois, la détection de défauts d'engrenages par analyse de lubrifiant ne peut pas être efficace dans le cas des avaries à évolution rapide et vient fréquemment en complément des analyses vibratoires pour confirmer des hypothèses [67].



Figure II.13 : *Graissage des engrenages par l'huile.*

L'analyse d'huile, pratiquée dans le cadre d'une maintenance préventive conditionnelle Sur les multiplicateurs ou les réducteurs à engrenages, va permettre de détecter et de suivre les dysfonctionnements potentiels suivants :

- Mauvais état d'un roulement ou d'un palier.
- Transmission défectueuse (engrenages endommagés).
- Performance des additives extrêmes pressions.

- Appréciation des caractéristiques résiduelles du lubrifiant.
- Pollution externe (eau, poussières...).

II.5. ANALYSES DES SIGNAUX ACOUSTIQUES

Les transmissions mécaniques à engrenages génèrent des vibrations et du bruit lors du fonctionnement normal. La présence des défauts et des écarts de forme dans l'engrenage peut être une source d'excitation de ces phénomènes. La détection et la mesure des défauts dans les systèmes à engrenages utilisant le traitement des signaux acoustiques et vibratoires ont contribué de manière significative à la prévention des défaillances catastrophiques des machines tournantes.

L'émission acoustique est définie comme la génération d'ondes transitoires due à une libération rapide d'énergie de contrainte à l'intérieur ou à la surface d'un matériau. Ces ondes sont détectées à la surface du corps par un capteur approprié. Le principal avantage de l'AE provient de sa grande sensibilité. Par contre, l'inconvénient des cultures de mesure acoustique est dû au risque accru de brouillage par le bruit ambiant. Cela augmente la difficulté de traiter le signal et d'extraire les informations cachées sur le défaut. Toutefois, au cours des dernières années, des progrès importants dans le domaine de l'instrumentation acoustique et des techniques de traitement du signal correspondantes ont permis d'extraire des informations utiles au diagnostic, même à partir de signaux acoustiques bruyants [84] [85].

On peut voir dans [85] que les défauts locaux d'engrenage ont un impact direct sur les signaux sonores. Les impulsions dues au défaut sont observées dans les signaux acoustiques à chaque tour du pignon. Le signal acoustique est capturé pour un échantillon de signal de 0,25 s est utilisé dans l'analyse, comme indiqué sur la figure (II.14a). Le spectre FFT correspondant du signal est représenté sur la figure (II.14b). Ensuite, Un défaut artificiel a été introduit dans une seule dent et est désigné ci-après par défaut. De nouveau, le signal acoustique est capturé dont un échantillon de 0,25 s est représenté sur la figure (II.15a) et le spectre FFT correspondant est présenté sur la figure (II.15b).

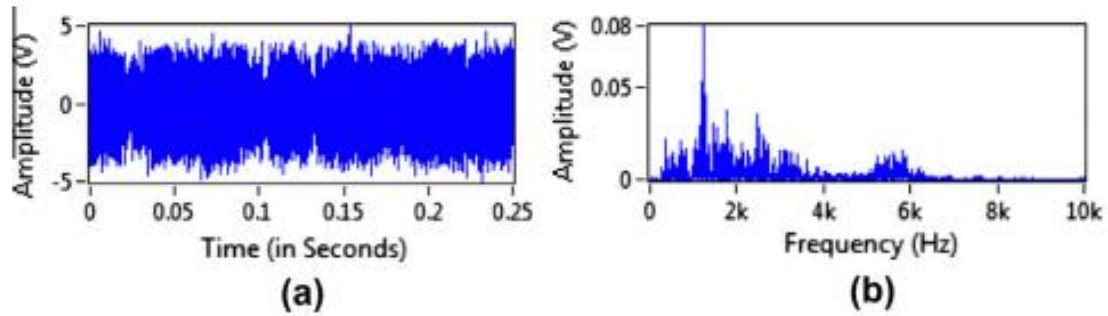


Figure II.14 : Signal acoustique d'un engrenage sain; (a) signal acoustique dans le domaine temporel brut et (b) signal brut dans le domaine de fréquence acoustique. [85]

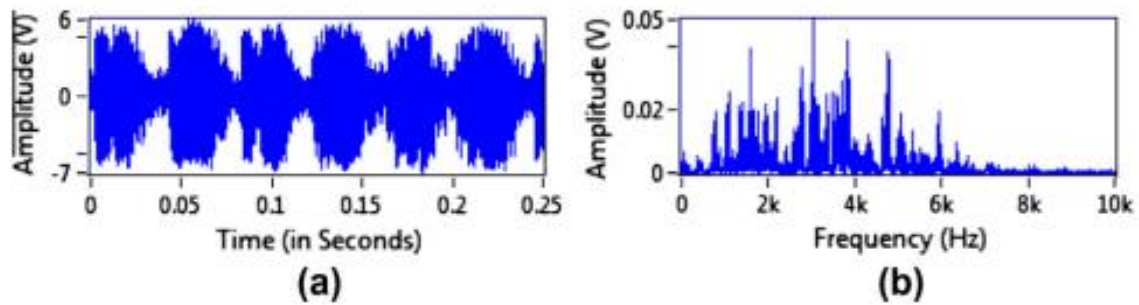


Figure II.15 : Signal acoustique d'un engrenage défectueux: (a) signal acoustique dans le domaine temporel brut et (b) signal brut dans le domaine de fréquence acoustique [85].

CHAPITRE III

Banc d'essai expérimental et compagnie d'essais

Banc d'essai expérimental et compagne d'essais

III.1. INTRODUCTION

Les études expérimentales fournissent une méthode directe et performante pour évaluer différentes combinaisons de tests afin d'augmenter la durée de vie et les performances des mécanismes et fournissent des données précieuses sur le cycle de vie des structures dans les conditions de fonctionnement. Pour des études de vibrations, les bancs d'essais nous permettent de visualiser ces phénomènes vibratoires et faire des mesures.

Ce travail à caractère essentiellement expérimental a été réalisé à partir de mesures effectuées sur le banc d'essai (la figure (III.1) fournit une vue de dessus schématique du banc d'essai avec ses principaux composants) conçu et monté à cet effet au Laboratoire de mécanique, Département de génie mécanique, Faculté des sciences de la technologie, Université des Frères Mentouri Constantine, Algérie. Celui-ci était adapté à cet axe de recherche, car sa construction isole les effets de l'état des engrenages, et qu'il est conçu pour interchanger les roues dentées aisément, et de façon qu'on peut faire un montage avec un couple d'engrenages à denture droite ou à dentures hélicoïdales. En outre, une partie de travaux a été suivie par la recherche de la réponse dynamique du système en fonction des défauts d'engrenages.

Ce chapitre présente le matériel de test, les inspections, la méthodologie de test et les échantillons utilisés dans cette étude. Une série d'expériences a été réalisée pour mesurer la réponse en vibration d'un système à engrenages présentant différentes dimensions de défauts de fissure à la racine de la denture d'engrenage, fonctionnant dans diverses conditions de charge et de vitesse.

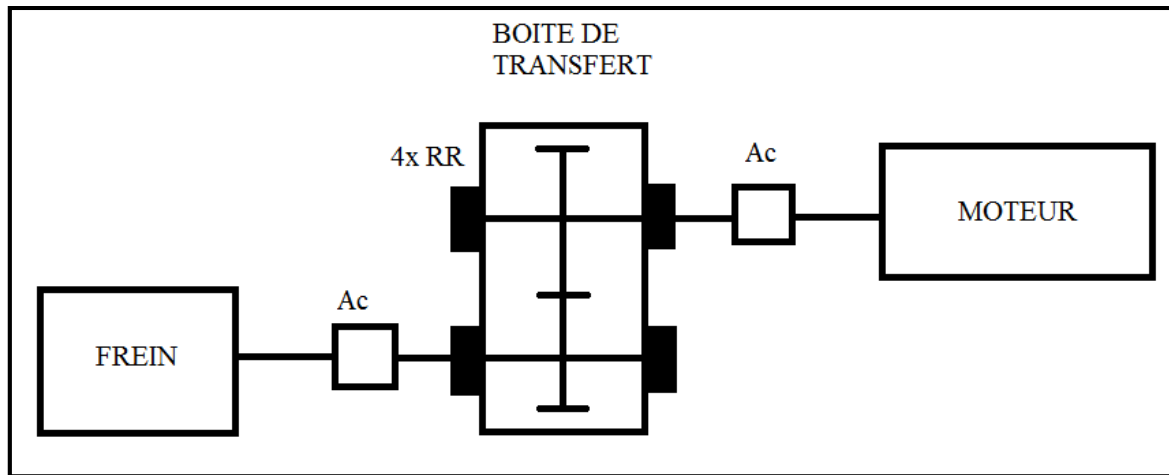


Figure III.1 : Architecture du banc d'essais.
Ac : Accouplement élastique. **RR** : Roulement à rouleaux.

III.2. LE MODELE EXPERIMENTAL

Le Banc d'essai expérimental est constitué d'un châssis en fer plat d'épaisseur de 20mm sur le quel les autres composants du banc d'essai sont montés, d'une boîte de transfert à engrenages à denture droite (ou à dentures hélicoïdales), d'une unité d'alimentation avec le système d'acquisition de données et de l'électronique de contrôle de vitesse nécessaire. En référence à la figure (III.2), un moteur à courant continu de 1,5 kW fait tourner la roue monté sur l'arbre d'entrée de la boîte de transfert, et le couple résistant est assuré par un frein magnétique relié par l'axe de sortie de la boîte de transfert sur lequel est monté le pignon. Le rapport de transmission est de $28/22 = 1,27$ pour le couple d'engrenages à dentures droite (et de $27/21 = 1.29$ pour le couple d'engrenages à dentures hélicoïdales), ce qui signifie qu'une augmentation de la vitesse de rotation peut être obtenue. La vitesse est mesurée sur l'arbre de sortie par un tachymètre. L'engrenage de sortie a été endommagé artificiellement avec diverses fissures profondes dans les différents niveaux.

Pour nos tests, nous avons utilisé trois paires d'engrenages droits: Deux paires avec une fissure de fatigue, tandis que la troisième sans défaut. Un accéléromètre a été utilisé pour mesurer directement les signaux de vibration des réducteurs de ces trois paires. Chaque montage est composé d'engrenages à dentures droites ou à dentures hélicoïdales carburés.

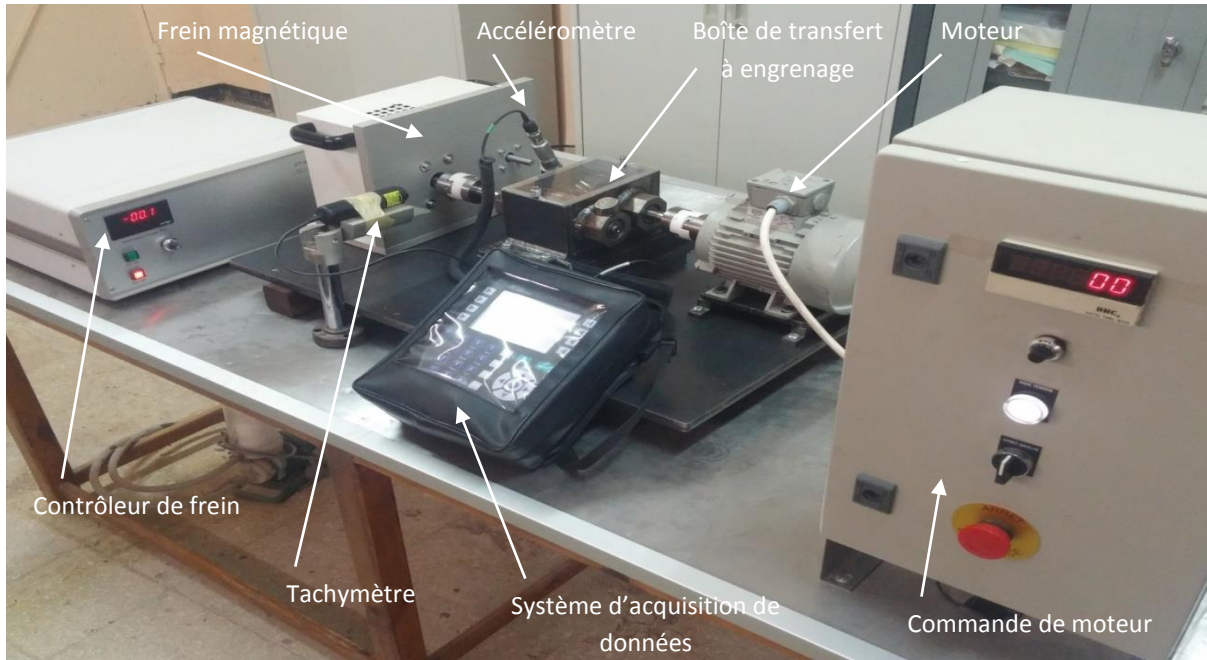


Figure III.2 : *Le Banc d'essai.*

III.2.1. La boîte de transfert :

La boîte de transfert utilisé dans ce banc d'essais (Figure (III.3)) est constitué essentiellement par un carter en mécano-soudé de plaques de fer plat de 15mm d'épaisseur pour la liaison entre les différents organes actifs. Les quatre paliers soudés sur le carter et qui sont situés à proximité du couple d'engrenages d'essais comportent des roulements à rouleaux coniques à une rangée de type SKF 30203J2, qui, à leur tour, portent la roue d'entrée et le pignon de sortie. Les deux axes de la boîte de transfert sont reliés au moteur et au frein par l'intermédiaire des accouplements à liaison élastomère afin d'atténuer les vibrations et d'isoler le moteur et le frein.

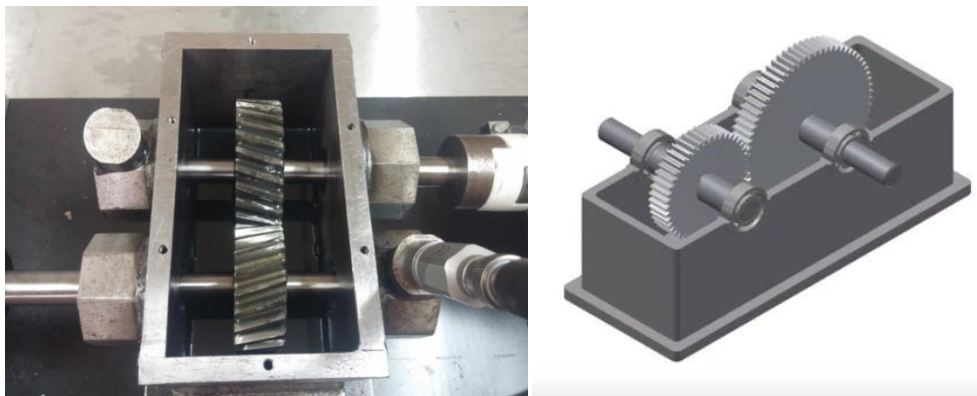


Figure III.3 : *La boîte de transfert.*

III.2.2. Le moteur

L'ensemble est entraîné par un moteur électrique, basse tension (BT), fabriqué par ELECTRO-INDUSTRIES à AZAZGA (Figure (III.4)). Le moteur est géré par une armoire de commande et fonctionne à une vitesse constante définie par l'utilisateur. Le contrôle de la vitesse et le nombre de cycles reposent sur un tachymètre placé sur le carter d'accouplement. Les vitesses de rotation des arbres peuvent atteindre 3000 tr/min.

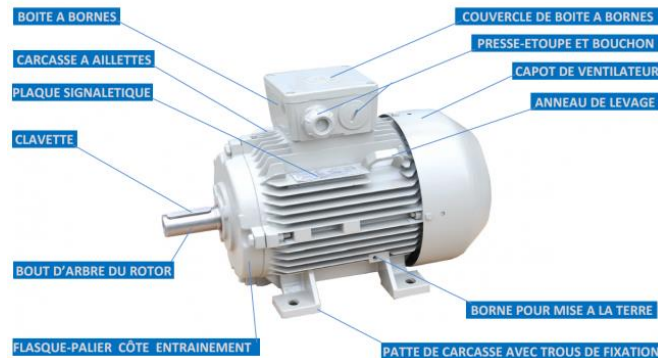


Figure III.4 : *Le moteur électrique.*

III.2.3. Le frein

Beaucoup de phénomènes de vibration ne sont représentables qu'en charge. Pour générer des vibrations dépendant du couple, p. ex. dans des transmissions à engrenages ou des moteurs électriques, on utilise un dispositif de freinage et de charge.

Il est constitué d'un frein à poudre magnétique et d'un appareil d'affichage et de commande. Le couple de freinage est ajustable finement sur l'appareil d'affichage et de commande. Le courant d'excitation est alors pris comme mesure du couple de freinage et affiché numériquement sur un écran. Ce frein avait une capacité de couple maximale de 10 Nm.



Figure III.5 : *Frein à poudre magnétique.*

III.2.4 Le système d'acquisition

Le matériel utilisé est constitué principalement d'un collecteur de données, appelé "MOVILOG 2", performant grâce à la liaison à un ordinateur équipé d'un logiciel appelé "Divadiag" spécialement conçu pour une gestion informatisée basée sur le traitement des signaux émises par les différents types des vibrations engendrées par les différents organes d'une machine. Les accélérations sont mesurées à l'aide d'un accéléromètre piézo-électrique. Le montage de l'accéléromètre se fait par une fixation à aimant, jugée suffisante. Le collecteur et l'accéléromètre utilisés sont illustrés sur les figures (III.6) et (III.7) respectivement.



Figure III.6 : Collecteur de données. Figure III.7 : L'accéléromètre.

III.2.4.1. Le collecteur de données

Le collecteur de donnée est un appareil portable qui mesure les vibrations (Figure III.6), son objectif est de collecter les mesures des niveaux vibratoires de la machine en fonctionnement dans le temps. Chaque mesure est rattachée aux caractéristiques de l'équipement étudié, conditions d'exploitation et au type de descripteur utilisé (temporel, spectral, cepstral, etc.) garantissant ainsi l'enrichissement continu et l'enchaînement des différentes mesures [86]. Cet instrument peut être utilisé comme :

- collecteur de donnée ;
- Analyseur, enregistreur et intégrateur pour le diagnostic ;
- Equilibreur pour le réglage sur site.

III.3. CHOIX DU DEFAUT

L'étude bibliographique a permis d'établir une liste et une hiérarchie des principaux défauts d'usure pouvant intervenir sur les engrenages lors du fonctionnement normal d'un système de transmission de puissance à engrenages. A partir de cela, nous avons pu procéder à un choix optimal du défaut à observer sur les engrenages. Le défaut de fissure au niveau de la racine de denture est créé artificiellement. Les engrenages sont sensibles à ce type de défaut.

Le défaut de fissuration se forme souvent au pied de dent. C'est-à-dire à l'endroit de la concentration maximale de contrainte due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction. La présence de ce type de fissures fragilise la dent défectueuse et diminue sa résistance à la rupture. Ce phénomène peut être accentué par la présence d'une écaille à cet endroit critique de la dent. En plus de la fatigue due à la sollicitation en flexion, d'autres causes de fissures peuvent se manifester tels que les défauts de fabrication (état de surfaces, criques de rectification) et les criques d'origine thermique [67].

La plupart des ruptures par fatigue des dents de l'engrenage se produisent dans le filet de la racine de la dent (Figure (III.8)) où la contrainte cyclique est inférieure à la limite d'élasticité du matériau. Une grande partie de la durée de vie en fatigue est consacrée à l'initiation des fissures, alors qu'il faut moins de temps pour que les fissures se propagent.

Nous devons également connaître l'évolution de la signature des détériorations avec les conditions de fonctionnement, vitesse et couple transmis. Le modèle expérimental doit donc fonctionner à vitesse et couple variés, et en présence d'avarie de fissure pour les engrenages.



Figure III.8: Fissure de fatigue dans le filet de racine de dent.

Ce type de défaillance courant est une défaillance lente et progressive provoquée par des chargements répétés. Il se déroule en trois étapes:

- initiation de la fissure : La déformation plastique se produit dans les zones de concentration de contrainte ou de discontinuités, telles que des entailles ou des inclusions, conduisant à des fissures microscopiques.
- Propagation d'une fissure : Une fissure lisse se développe perpendiculairement à la contrainte de traction maximale.
- Fracture : Lorsque la fissure devient suffisamment grande, elle provoque une fracture soudaine.



Figure III.9 : Fissure sur le pignon.

III.3.1. La fissuration des dentures d'engrenages

La coupe reproduisait des fissures de 0,3 mm d'épaisseur dans la position de la denture associée à la contrainte critique [27]. La figure (III.10 F1 et F2) montre les deux coupes différentes des fissures. Pour les deux fissures de fatigue (F1 = 20%, F2 = 40%), la coupe recouvre toute la face de la dent (27 mm). Pour une description complète et les détails de la géométrie et des dimensions de la coupe, se reporter au tableau (III.1). La figure (III.10a, b et c) illustre les défauts étudiés.

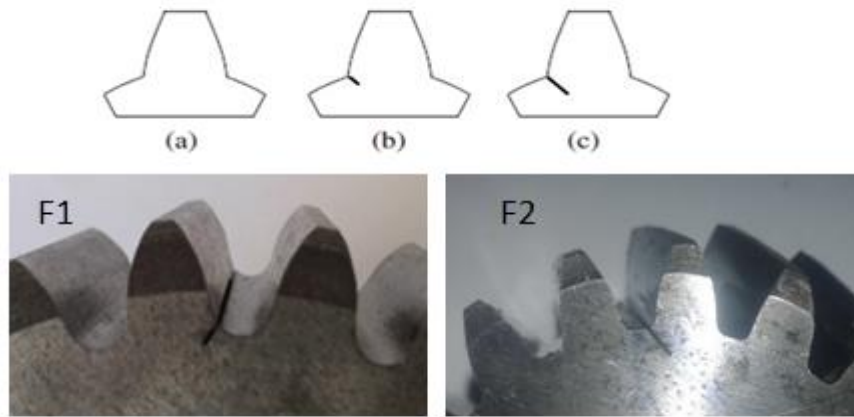


Figure III.10 : Détails des dommages aux engrenages pour l'expérience: fissure de denture (F1) de 20% et fissure de denture (F2) de 40%.

Engrenages	Profondeur de la fissure (mm)	Largeur (mm)	Épaisseur de la fissure (mm)	Angle (deg)
a	0 (00%)	27	0.3	45°
b	1.6 (20%)	27	0.3	45°
c	3.3 (40%)	27	0.3	45°

Tableau III.1 : Illustration de la géométrie de la fissure.

On a opté pour le défaut de fissure du filet de dent, le modèle supposé par Wu et al. [87], qui supposé que le trajet de propagation de la fissure d'angle au filet était une ligne droite (comme le montre la figure (III.11)).

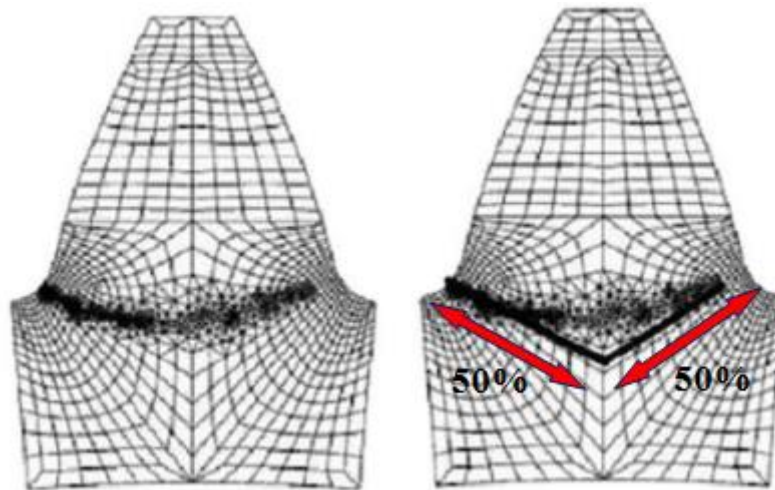


Figure III.11: Profondeur de propagation de la fissure : (a) trajet effectif, (b) trajet supposé.

La figure (III.12) représente l'angle de propagation de la fissure généré à la racine des dentures.

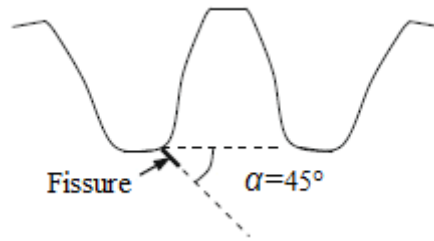


Figure III.12 : Angle de propagation de fissure par rapport au diamètre de base.

III.3.2. Génération de la fissure sur la dent du pignon

Des engrenages défectueux ont été obtenus en introduisant des fissures de fatigue dans les engrenages de fonctionnement standard. A cet effet, une machine d'électroérosion à fil à commande numérique CHARMILLES - Type : ROBOFIL 400 FMO représenté par la figure (III.13) a été utilisée.

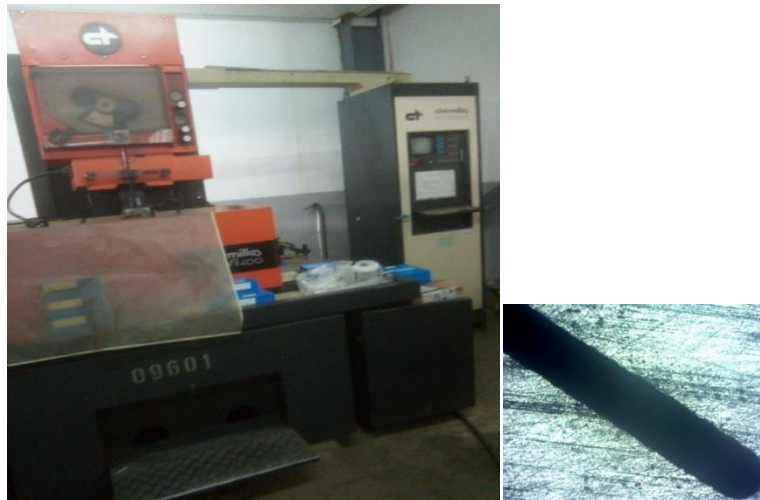


Figure III.13: Machine d'usinage par électro-érosion à fil à commande numérique CHARMILLES - Type : ROBOFIL 400 FMO FRANCE MACHINES-OUTILS

III.4. ORGANISATION DES CAMPAGNES D'ESSAIS

Pour tous les tests, des engrenages standard en acier 16MnCr5 cémentés, tels que définis dans la norme susmentionnée (DIN 17210) , ont été utilisés. Ils ont une dureté de 60–62 HRC et une rugosité Ra d'environ $0,3 \pm 0,1 \mu\text{m}$. Les engrenages utilisés dans cette expérience ont été rectifiés avec précision afin de satisfaire à la norme (ISO 1328-2).

Les paramètres de conception de base des paires d'engrenages d'essai à dentures droites et à dentures hélicoïdales sont énumérés aux tableaux (III.2) et (III.3).

	roue	pignon
Nombre de dents N_G	28	22
Module m [mm]	3	
Angle de pression [deg]	20	
Moment d'inertie J [kg m ²]	0.00101	0.00038
Largeur frontale F [mm]	27	
Jeu sur l'engrenage $2B$ [mm]	0.14	
Entraxe [mm]	75	
Couple [Nm]	3.7	

Tableau III.2 : *Les Caractéristiques importantes des engrenages droites.*

	roue	pignon
Nombre de dents Z	27	21
Module m [mm]	3	
Angle de pression α [deg]	20	
l'angle d'hélice β [deg]	16,26	
Moment d'inertie J [kg m ²]		
Largeur frontale F [mm]	27	
Jeu sur l'engrenage $2B$ [mm]		
Entraxe [mm]	75	
Couple [Nm]	3.7	

Tableau III.3 : *Les Caractéristiques importantes des engrenages hélicoïdales.*

Dans le tableau (III.4) ci-dessous, nous présentons l'ensemble des essais effectués avec le banc d'essai à engrenages. Dans ce travail, nous ne traitons que quelques signaux vibratoires concernant le défaut de fissure.

charge	Charge (1) 1.5 Nm		Charge (2) 3 Nm	
	A 1200tpm	B 1800tpm	A 1200tpm	B 1800tpm
1- sans défauts	1.1.A	1.1.B	1.2.A	1.2.B
2- fissure 20%	2.1.A	2.1.B	2.2.A	2.2.B
3- fissure 40%	3.1.A	3.1.B	3.2.A	3.2.B

Tableau III.4: *plan des expériences (12 essais).*

Deux conditions de charge ont été testées, qui sont approximativement égales à 1.5 Nm et 3 Nm respectivement. Deux vitesses ont été appliquées sur le pignon mené pour chaque condition de chargement et chaque paire d'engrenage en prise, qui étaient respectivement d'environ 1200 tr / min et 1800 tr / min. En prenant comme exemple la vitesse de rotation de 1200 tr / min à la sortie, les fréquences de rotation de la roue menante ($Z = 28$ dents) et du

pignon mené ($Z = 22$ dents) doivent être de $fr1 = 15.71$ Hz, $fr2 = 20$ Hz et la fréquence d'engrènement est $fe = 440$ Hz.

Nous avons dû choisir un positionnement de l'accéléromètre sur les paliers. Pour cela, l'analyseur de spectres a permis de déterminer à quelle position de l'accéléromètre, le signal récupéré était maximal. Nous avons opté pour une position verticale par rapport à la ligne de pression du couple d'engrenage de 20° par rapport à la verticale, et une idée de la position angulaire du capteur a surgie (Figure (III.14)).

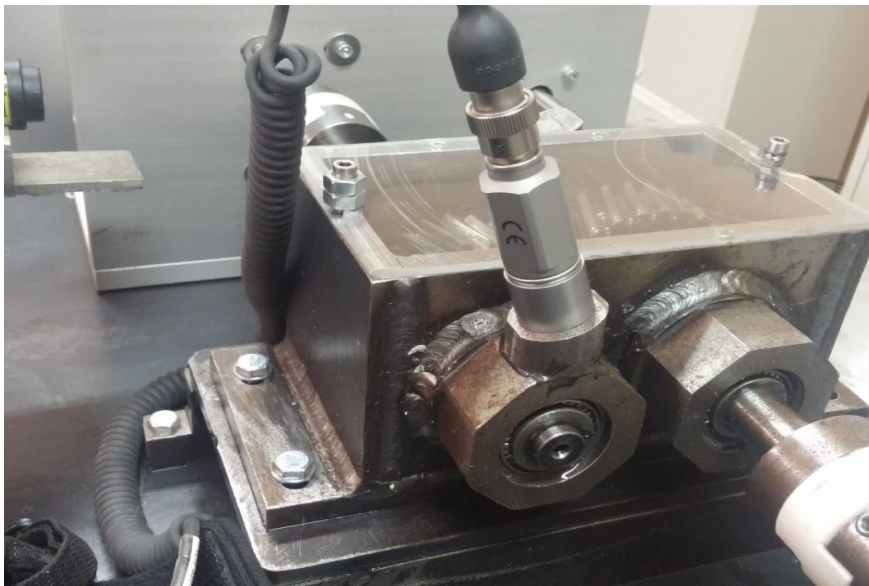


Figure III.14 : position du capteur.

III.5. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons vu en détail tous les composants du banc d'essai réalisé pour cette étude. Ensuite, une série d'expériences a été réalisée pour mesurer la réponse en vibration d'un système à engrenages présentant différentes dimensions de défauts de fissure fonctionnant dans diverses conditions de charge et de vitesse.

Les travaux se portant sur le comportement dynamique des engrenages, il a été conçu avec les critères suivants :

- banc d'essais constitué d'un train simple,
- facilité de montage et démontage des deux roues d'engrenages,
- architecture permettant une isolation de l'engrenage du reste du système (moteur, frein),

CHAPITRE IV

ETUDE STATIQUE ET DYNAMIQUE DES ENGRENAGES PAR ANALYSE VIBRATOIRE

ETUDE STATIQUE ET DYNAMIQUE DES ENGRENAGES PAR ANALYSE VIBRATOIRES

IV.1. INTRODUCTION

Ce chapitre est réparti en deux parties, pour la première partie, un pignon d'engrenage cylindrique étudié à l'aide de la méthode d'éléments finis a été simulé et analysé dans des conditions statiques. Les résultats obtenus ont été utilisés pour étudier l'effet des modifications intentionnelles de la charge et de la fissuration de la dent sur l'état de contrainte de la denture d'engrenage. La méthode des éléments finis est très souvent utilisée pour analyser l'état de contrainte d'un corps élastique à géométrie complexe, tel qu'un engrenage.

Dans la deuxième partie, une étude dynamique expérimentale sera réalisée sur un banc d'engrenages. Les résultats expérimentaux issus du banc d'essais développés dans le chapitre précédent seront présentés. Il s'agit, en particulier, de montrer l'influence d'un défaut de fissures à la racine d'une dent du pignon sur la signature des signaux vibratoires et sur le comportement dynamique de l'engrenage. Une nouvelle approche de détection de défaut d'engrenage basée sur une nouvelle méthode de traitement du signal pour la détection de défaut de fissure à la racine des dentures des engrenages. Cette approche combine une méthode de Décomposition Modale Empirique (EMD) avec le signal résiduel (RS) pour la détection de la fissure dans les dentures de l'engrenage. L'approche présentée dans ce chapitre a montré qu'elle pouvait améliorer la détection efficacement des défauts d'engrenages.

IV.2. ETUDE STATIQUE PAR ELEMENTS FINIS

Les boîtes de transmission sont soumises aux vibrations induites par l'excitation harmonique, l'excitation d'engrènement, les fluctuations de charge, les défauts d'engrenage, les conditions variables de vitesse et de couple. Le bruit et les vibrations sont les causes de la défaillance de la transmission. L'analyse par éléments finis fournit un outil d'analyse puissant

pour l'évaluation de divers résultats. Ces résultats fiables peuvent être utilisés pour évaluer la performance d'un produit.

L'analyse des contraintes pour les engrenages est considérée comme un facteur important pour les concepteurs. L'analyse des contraintes se concentre sur la détermination des zones de concentration des contraintes dans lesquelles une rupture ou une fracture peut être initiée [88]. La méthode des éléments finis est capable de fournir cette information, mais le temps nécessaire pour créer un tel modèle est long. Afin de réduire le temps de modélisation, un modèle 3D créé dans un logiciel de modélisation solide peut être utilisé.

Cette partie présente une analyse de la contrainte maximale pour une dent du pignon d'engrenage en contact avec une charge. Des analyses de la contrainte maximale pour la denture d'engrenages cylindriques sont effectuées afin d'étudier les variations respectives de la contrainte maximale dans un engrenage chargé avec différents charges et différentes tailles de fissurations au niveau de la racine de la denture. Dans ce processus, une analyse par éléments finis tridimensionnelle basée sur la statique est effectuée pour les engrenages à denture droite.

IV.2.1. Construction du profil de la dent

La roue dentée est un élément de la machine qui a causé un vif intérêt de nombreux chercheurs en raison des nombreux problèmes technologiques rencontrés lors de conception. Afin de parvenir à une capacité de charge élevée avec un poids réduit d'entraînements à engrenages, mais avec une résistance accrue de la transmission à engrenages, la conception des engrenages sur la base de l'analyse de la contrainte des dents, des modifications des dents et de la conception optimale des engrenages deviennent un domaine de recherche majeur. Les engrenages à dents avec profil en développante de cercle ont été largement utilisés dans l'industrie en raison du faible coût de fabrication. En ce qui concerne les vibrations, il s'agit du seul type de profilé offrant une force, une direction et une position constantes pour les applications dans lesquelles une faible vibration est essentielle [47].

Les performances des profils de dent alternatifs tels que circulaire et cycloïdal, généralement non utilisées en raison de difficultés de fabrication ou d'une résistance réduite à la racine, n'ont également pas fait l'objet de beaucoup d'attention [89].

Nous avons suivi les démarches détaillées à la référence [90] présentées dans la figure (IV.1) pour construire le profil en développante de cercle selon la théorie. Il convient de noter

que les engrenages sont généralement disponibles en tant qu'articles standard chez des fabricants et des fournisseurs spécialisés et ne doivent pas nécessairement être conçus à partir de zéro. Dans le cas des recherches en cours, il est impératif que le processus de conception des engrenages puisse être reproduit et que la géométrie de l'engrenage soit aussi précise que possible [47].

Lors de la modélisation du pignon, nous avons pris $\Delta\theta = 0.5^\circ$ ($\Delta\theta$: incrément de l'angle entre deux points tangentes successives du profil).

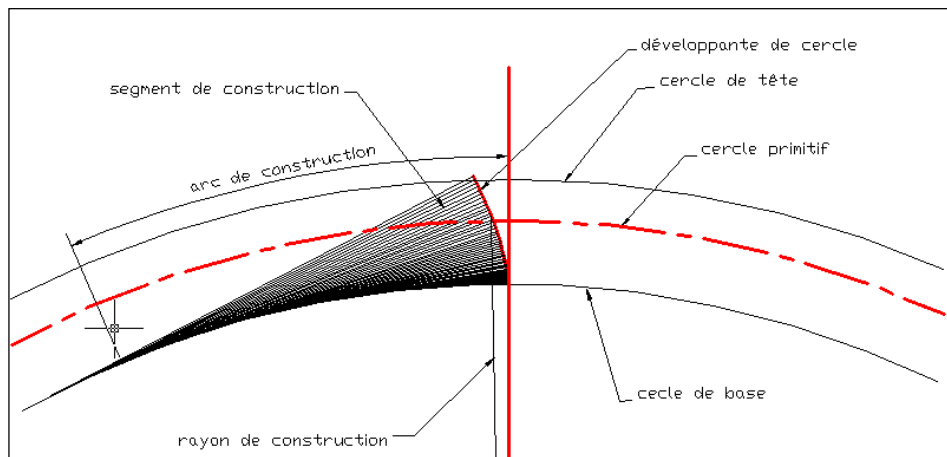


Figure IV.1 : Profil de la dent obtenue.

Initialement, la modélisation du pignon d'engrenage a été réalisée dans le logiciel SolidWorks. Le modèle a été réalisé en esquissant le cercle de base à l'aide de relations et de paramètres. Une fois la pièce d'extrusion générée, la courbe est créée et l'option de balayage est effectuée pour obtenir le profil de la dent. En fin, le modèle complet est généré à l'aide des autres spécifications et la modélisation du pignon a également été réalisée [89].

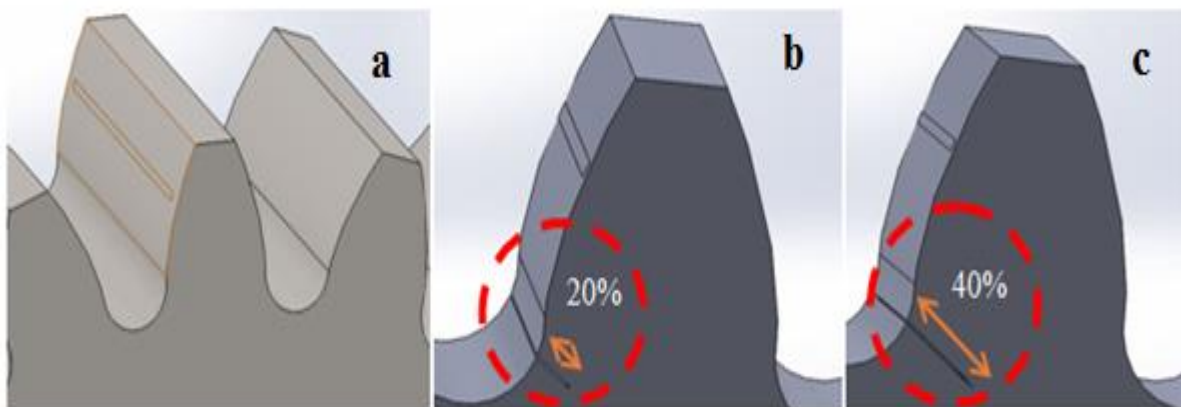


Figure IV.2 : Détails des dommages aux engrenages pour la simulation: (a) Dent saine, (b) Dent avec un défaut de 20% et (c) Dent avec un défaut de 40%.

Dans cette partie nous avons réalisé une étude de simulation statique sur le comportement de l'effet de la charge sur la denture du pignon de sortie à l'état sain, avec un défaut de 20% et le défaut de 40% qui sont présentés sur la figure (IV.2). Pour la réaliser, nous avons d'abord commencé par la conception des roues sur le logiciel SolidWorks avec les dimensions réelles et le choix du matériau adéquat ainsi que la charge appliquée sur la dent de la roue à l'endroit convenable.

IV.2.2. Conditions de fixation et de charge

La fixation est au niveau de l'alésage du pignon selon la figure (IV.3).

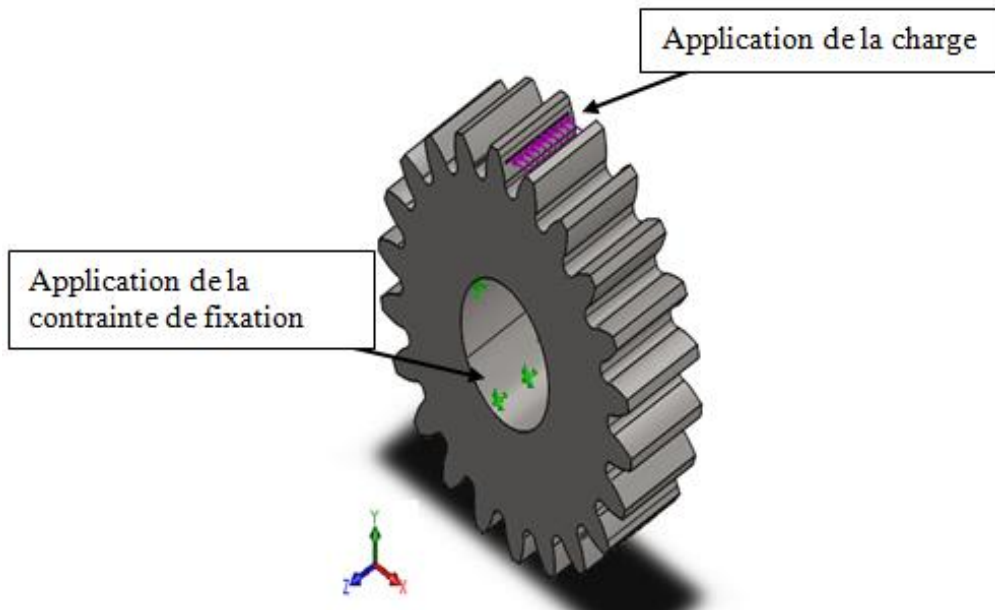


Figure IV.3 : Présentation de la fixation et de la charge.

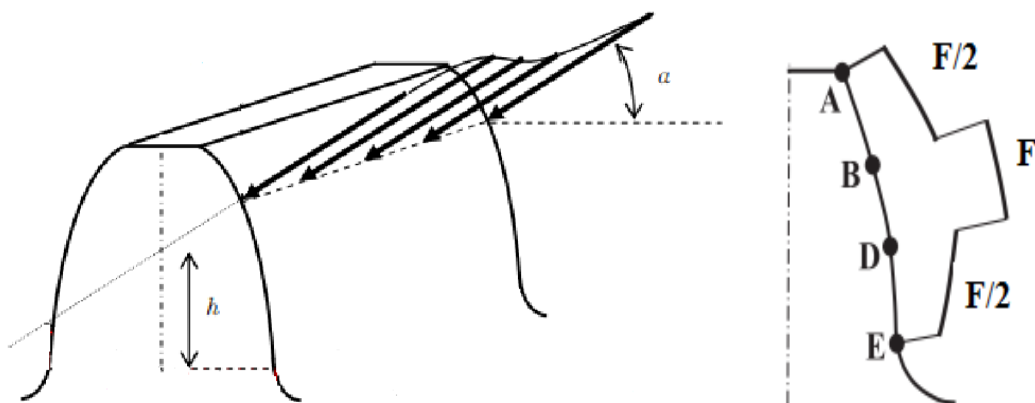


Figure IV.4 : Emplacement de la charge sur la denture.

La valeur de la contrainte maximale est calculée pendant l'application de la charge sur la ligne du point le plus haut du contact à dent unique (h) (Figure (IV.4)), pour cela nous avons créé une esquisse sous forme de rectangle sur cette ligne comme montré sur la figure (IV.3),

l'angle α est l'angle de pression égale à 20° . Le couple était la seule charge d'entrée appliquée dans la condition limite. L'amplitude du couple appliqué est 1,5 et 3 N.m, ce qui est utilisé dans le présent travail.

La Figure (IV.4) montre la distribution de la charge formée le long de la ligne d'engrènement d'un engrenage cylindrique avec un rapport de conduite supérieur à 1. Comme le montre la figure, la répartition de la charge dans une zone d'engrènement unique (BD) d'un engrenage cylindrique égale à la charge maximale (F), tandis que le long des points d'entrée d'engrènement (AB), et le long des points de sortie (DE) égale à la moitié de la charge maximale (F/2).

IV.2.3. Le maillage

Dans cette étude, l'acier de construction du modèle (pignon à denture droite) a les propriétés matérielles suivantes : un module d'élasticité 207 GPa et un coefficient de Poisson de 0,3. Une fois le modèle fini, une opération de maillage a été effectuée sur le modèle pour le diviser en plusieurs éléments connectés aux points appelés nœuds [89]. Le maillage fin assure des résultats plus précis mais augmente le temps de calcul. La figure (IV.5) montre le modèle à éléments finis discrétisés du pignon. Le modèle maillé comporte 140050 nœuds et 94351 éléments.

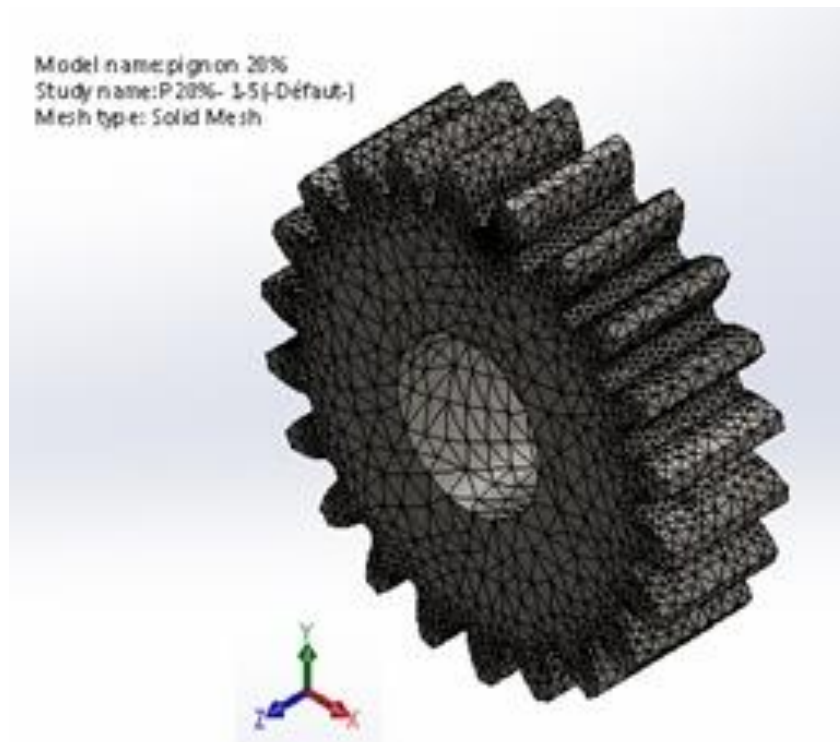


Figure IV.5 : Maillage du pignon.

Lors du maillage des dents dans SolidWorks, si vous utilisez («SMART SET» a été choisi dans la barre d'outils) le nombre d'éléments situés près des racines des dents est automatiquement beaucoup plus important qu'à d'autres endroits. Il indique également qu'une seule dent suffit pour l'analyse des contraintes pour le modèle 3D ou un modèle 2D. La Figure (IV.5) montre le modèle maillé où différentes tailles de maillages sont utilisées à différents endroits pour obtenir des résultats plus précis.

Le modèle du pignon d'engrenage et les conditions aux limites données sont analysés pour les contraintes maximales dans des conditions de charge statique dans le modélisateur mécanique SolidWorks. Les résultats sont respectivement illustrés à la Figure (IV.7) pour une charge de 1.5 Nm, et à la Figure (IV.8) pour une charge de 3 Nm.

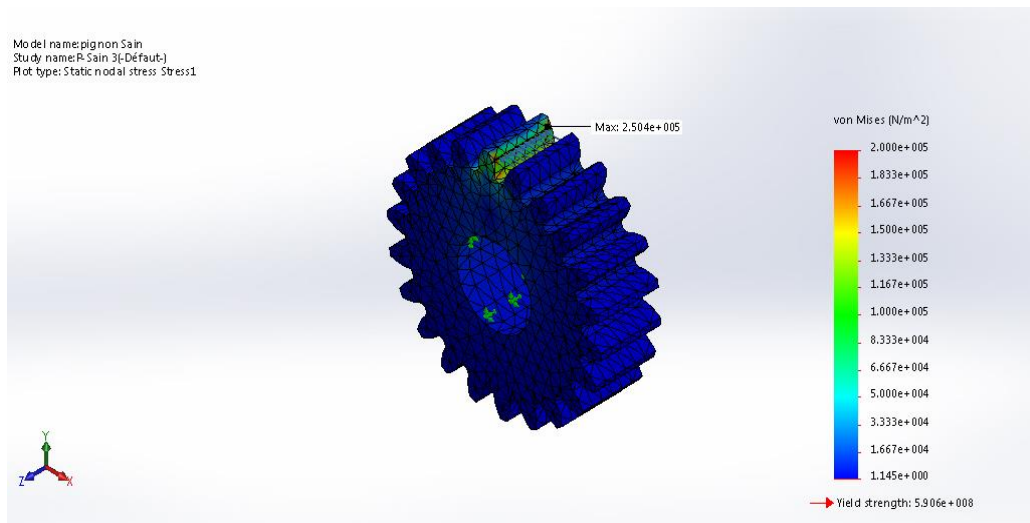


Figure IV.6 : Contraintes de Von Mises au niveau de la dent chargée.

IV.2.4. Résultats et discussions

L'étude des contraintes de Von Mises de la dent chargée joue un rôle important dans la tenue en service des roues dentées. La figure (IV.6) montre la répartition des contraintes maximales dans un pignon suite à une charge concentrée sur le profil actif.

On peut localiser trois zones de concentration de contraintes :

- Contrainte de Von Mises locale au niveau à la charge concentrée
- Contrainte de Von Mises « de traction » au pied de la dent (coté de la charge)
- Contrainte de Von Mises « de compression » au pied de la dent (coté opposé de la charge).

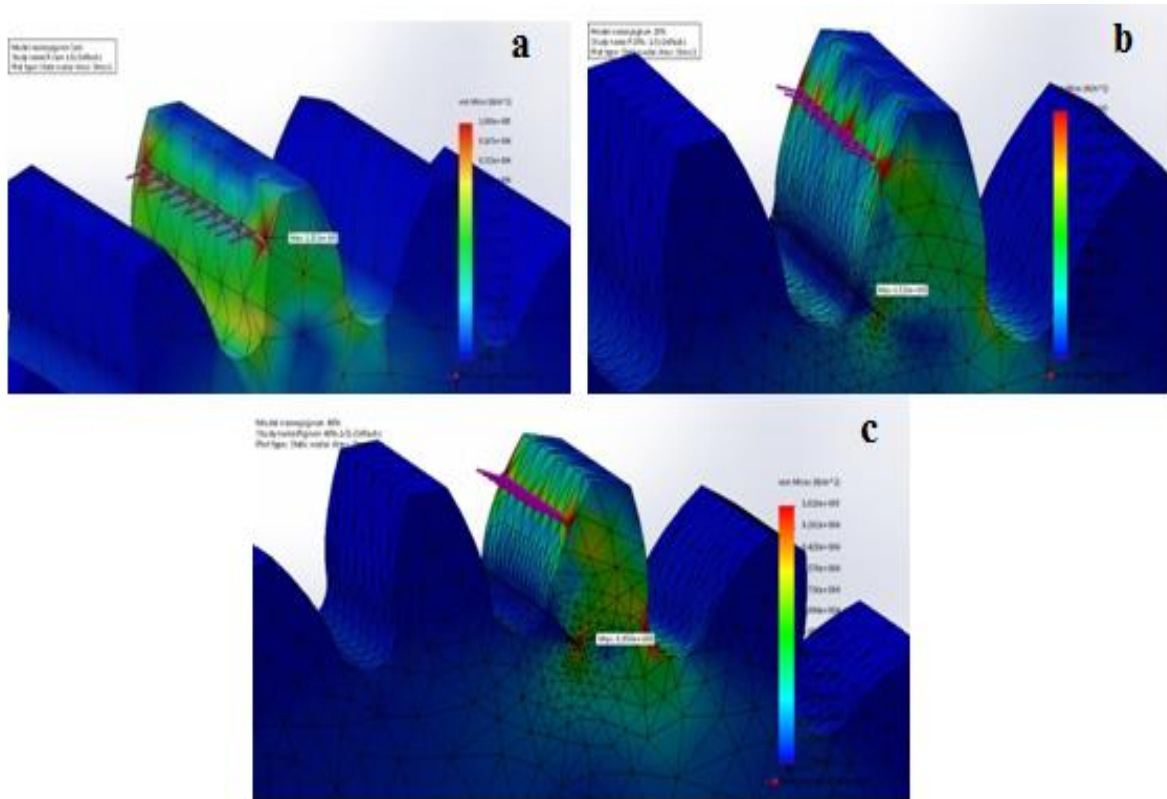


Figure IV.7: Résultats de chargement par 1.5 Nm. (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.

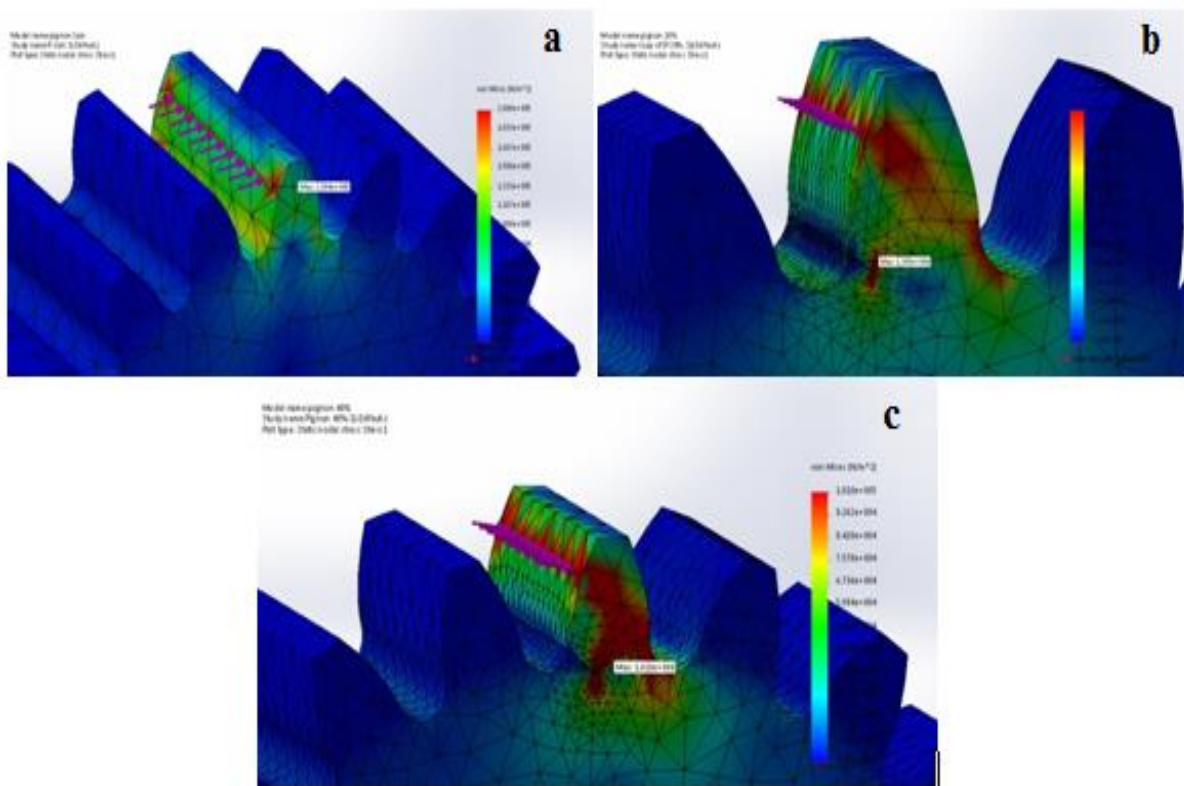


Figure IV.8 : Résultats de chargement par 3 Nm. (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.

Les Figures (IV.7) et (IV.8) montrent des séquences de tracés de distribution des contraintes maximales de Von Mises de dents en contact à un couple de charge. Les Figures IV.7 (a) et IV.8 (a) montrent la contrainte maximale pour une denture d'engrenage sans défaut les deux charges de 1.5 et 3 Nm, la contrainte se situe sous la surface au bord de la zone de contact. Les figures montrent aussi que la contrainte maximale pour une charge de 3 Nm est plus importante que la charge de 1.5 Nm.

les figures (IV.7 (b), (c)) et (IV.8 (b), (c)) montrent la contrainte maximale pour une denture d'engrenage avec défaut de 20% et 40% pour les deux charges de 1.5 et 3 Nm respectivement, la contrainte se situe au pied de la dent au niveau de la fissure. On peut voir que la contrainte pour la grande fissure et pour la charge de 3 Nm est la plus importante par rapport aux autres cas.

Sur la figure (IV.9), on représente les courbes des contraintes maximales de Von Mises en fonction des Charges appliquées et en fonction des défauts de fissure.

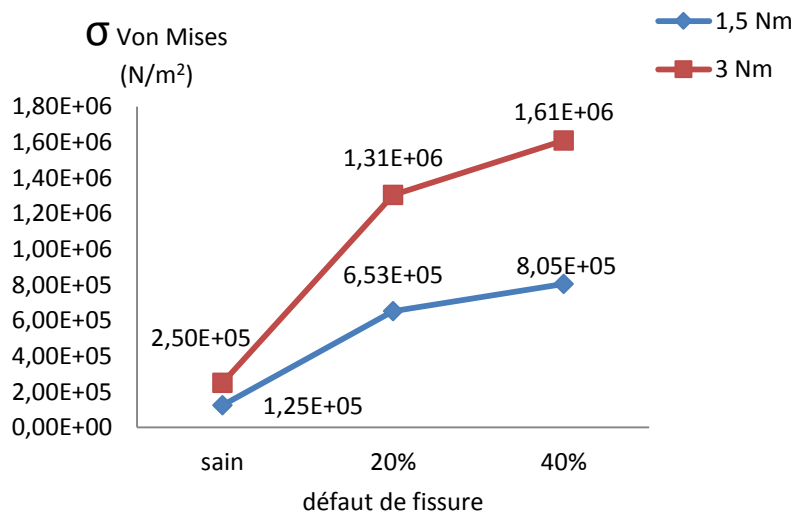


Figure IV.9 : Contraintes maximales de Von Mises.

La figure (IV.10) indique les variations des contraintes maximales de Von Mises en fonction des Charges appliquées et en fonction des défauts de fissure. On constate que les contraintes maximales augmentent presque de 50% quand le défaut de fissure de la dent et la charge appliquée augmentent. Cette augmentation due à la présence de la fissure au niveau de la racine de la denture qui fragilise la denture et qui est la cause essentielle de l'amorçage des fissures au pied de dent (coté de la charge).

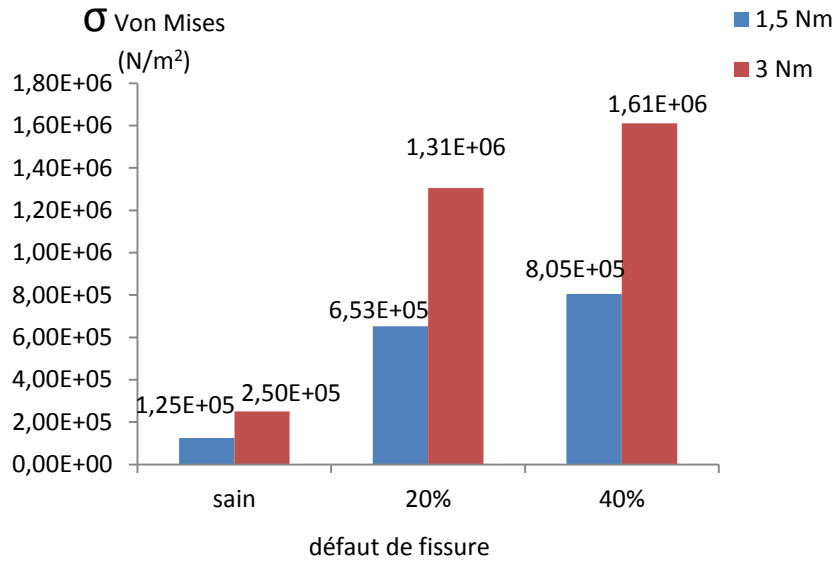


Figure IV.10 : Evolution des contraintes maximales de Von Mises.

IV.3. ETUDE DYNAMIQUE PAR ANALYSE VIBRATOIRE

Rappelons que l'objectif de notre travail était d'étudier les réponses dynamiques d'un système pour lequel l'élément engrenage présente des avaries isolées afin de détecter et d'identifier les anomalies dans tous les cas. Avec notre banc d'essais expérimental, le défaut a été introduit sur le pignon de l'arbre de sortie de la boîte de transfert, il s'agit d'un défaut local simulant la fissuration au niveau de racine de denture.

L'objectif est de détecter et d'identifier ce défaut. Les signaux obtenus sont issus des mesures de vibrations sur les paliers du système (voir chapitre III).

IV.3.1. La méthode Décomposition Modale Empirique (EMD)

Si les transformées de Fourier à fenêtre ou en ondelettes ont permis des avancées dans l'analyse temps-fréquence des signaux, aucune de ces méthodes n'est adaptée pour traiter correctement des signaux non-stationnaires et non-linéaires dont on ne connaît pas a priori les caractéristiques. De plus, ces méthodes n'exploitent pas ou peu les caractéristiques intrinsèques du signal (même si, pour les ondelettes par exemple, il existe de nombreuses bases plus ou moins adaptées à tel ou tel signal, ou des méthodes de poursuite pour la construction des bases).

Au contraire, on va voir ici que la technique de Décomposition Modale Empirique est intrinsèquement adaptative : elle décompose le signal en "modes" construits au fur et à mesure à partir du signal lui-même.

Principe - La technique de Décomposition Modale Empirique (ou EMD pour "Empirical Mode Decomposition") a été introduite par N.E. Huang et al. [22], "The empirical mode decomposition and Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis," Proc. Roy. Soc. London A, Vol. 454, pp. 903_995, 1998), avec pour objectif de décomposer tout signal en une somme de composantes oscillantes extraites directement de celui-ci de manière adaptative. Ces composantes (ou IMF pour "Intrinsic Mode Functions") s'interprètent comme des formes d'ondes non stationnaires (i.e., modulées en amplitude et en fréquence) pouvant être éventuellement associées à des oscillations non linéaires. On en décrit le principe ainsi que la structure de l'algorithme associé, et on donne un exemple sur des données réelles.

La moyenne locale d'un signal $x(t)$ est la demi-somme de ses enveloppes supérieures et inférieures, qui sont obtenues par interpolation des maxima et des minima respectivement.

Il existe différentes méthodes d'interpolation pour les enveloppes. La plus utilisée est l'interpolation spline cubique, et nous considérerons dans la suite la définition des enveloppes avec cette méthode.

Une IMF (pour Intrinsic Mode Function) est une fonction oscillante de moyenne nulle, c'est-à-dire une fonction :

- (1) Dans le signal complet, le nombre d'extrema (valeurs extrêmes) et de passages par zéro doit être égal ou tout au plus différent de un.
- (2) La valeur de l'enveloppe moyenne définie par les maxima locaux et l'enveloppe définie par les minima locaux sont nulles.

On appelle processus de tamisage l'opérateur qui consiste à soustraire à un signal sa moyenne locale, plusieurs fois de suite jusqu'à obtenir une moyenne (quasi) nulle.

Par la technique EMD, le signal de vibration $x(t)$ est automatiquement décomposé en fonction de mode intégré qui est un ensemble de fonctions à bande limitée. Ici, seules les principales étapes de cette méthode ont été citées, et pour un résumé complet, voir [22].

Le signal décomposé peut être présenté comme:

$$x(t) = \sum_{n=1}^N IMF_n(t) + r_n(t) \quad (IV.1)$$

Où, $IMF_n(t)$ symbolise la $n^{ième}$ fonction mode intrinsèque et $r_n(t)$ la composante résiduelle.

Les modes intrinsèques représentent les échelles de temps intégrées dans le signal, définies comme le laps de temps entre deux extrema successifs. Les modes intrinsèques ne sont pas

nécessairement des fonctions sinusoïdales. En fait, ils peuvent être non stationnaires et modulés en amplitude et en fréquence. La procédure pour décomposer un signal en IMF est la suivante. Premièrement, les extrema locaux du signal $x(t)$ sont identifiés.

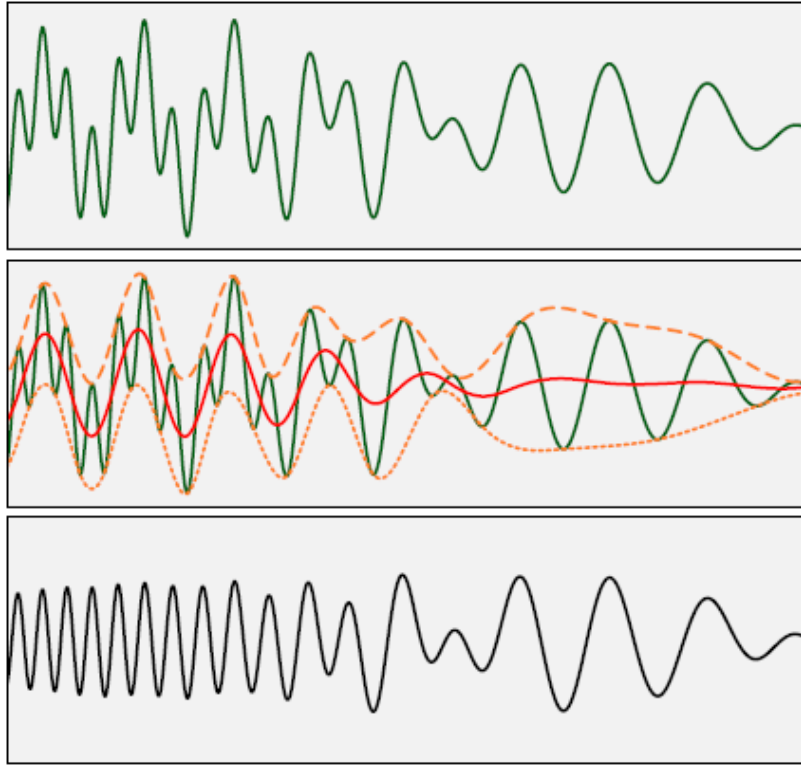


Figure IV.11 : Première itération du processus de tamisage [91].

Les maxima locaux sont connectés ensemble pour former l'enveloppe supérieure $u(t)$ et les minima locaux sont connectés pour former l'enveloppe inférieure $l(t)$. Cette connexion est implémentée par un schéma d'interpolation de spline cubique.

La moyenne courante est définie comme:

$$m_1(t) = \frac{l(t) + u(t)}{2} \quad (IV.2)$$

Ensuite, $m_1(t)$ est soustrait du signal $x(t)$, ce qui donne la première composante $h_1(t)$, à savoir:

$$h_1(t) = x(t) - m_1(t) \quad (IV.3)$$

La composante $h_1(t)$ est maintenant examinée si elle remplit les conditions pour être un IMF. Sinon, un processus nommé par Huang en tant que processus de tamisage devrait être suivi jusqu'à ce que $h_1(t)$ devienne un IMF. Dans le processus de tamisage, $h_1(t)$ est traité comme les nouvelles données. Les extrema locaux sont identifiés, les enveloppes inférieure et supérieure sont formées et la moyenne mobile associée $m_{11}(t)$ est soustraite de $h_1(t)$, ce qui

donne un nouveau composant $h_{11}(t)$, dans l'espoir que cela remplisse les critères pour être un IMF.

$$h_{11}(t) = h_1(t) - m_{11}(t) \tag{IV.4}$$

Le processus de tamisage doit être répété autant de fois que nécessaire et, éventuellement, la composante $h_1(t)$ est appelée le premier IMF de la série de données $x(t)$, notée $C_1(t)$. Le premier IMF est ensuite soustrait du signal d'origine $x(t)$, la différence appelée premier résidu $r_1(t)$.

$$r_1(t) = x(t) - C_1(t) \tag{IV.5}$$

Le résidu $r_1(t)$ est pris comme nouveau signal et le processus de tamisage est appliqué depuis le début. En conséquence, le signal $x(t)$ sera décomposé en un nombre fini de IMFs ($C_j(t)$). Le processus de tamisage se termine lorsque le dernier résidu, $r_N(t)$, est une fonction constante ou monotone. Le signal $x(t)$ est écrit comme la somme:

$$x(t) = \sum_{j=1}^N C_j(t) + r_N(t) \tag{IV.6}$$

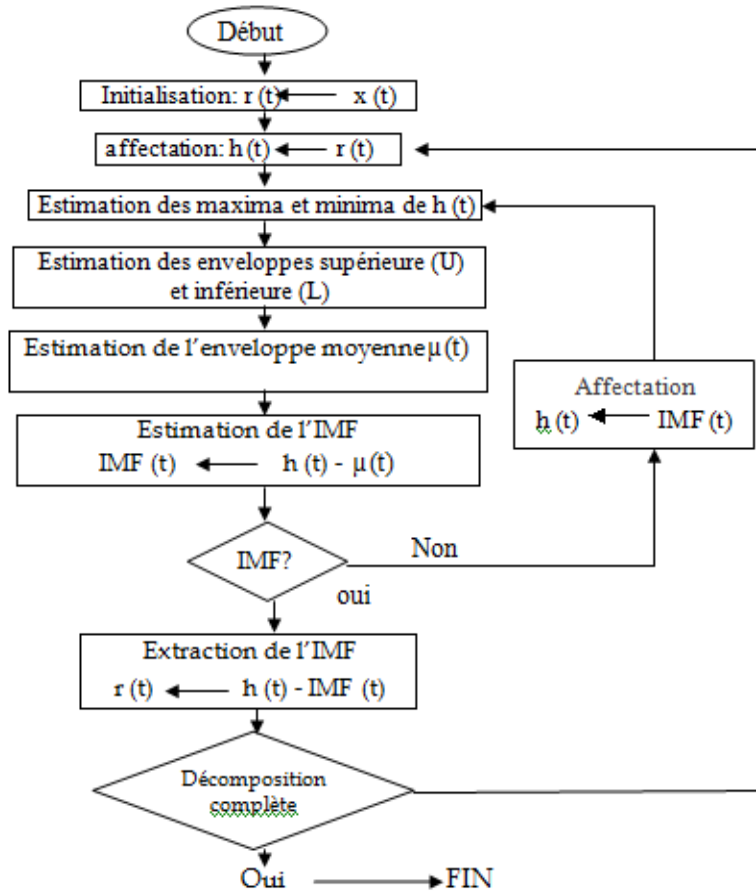


Figure IV.12: L'organigramme de la méthode EMD.

IV.3.1.1. Exemple de décomposition

Voyons ici le comportement de l'EMD sur un exemple simple [92]. On considère ici un signal dont on connaît a priori les différentes IMFs, par construction. On verra comment l'EMD retrouve remarquablement bien les différentes composantes. On travaillera toujours sur l'intervalle [0, 1].

Signal-test : mélange de sinusoides (FIG. 1.3) :

$$s_1(t) = \sum_{i=1}^3 \sin(2v_i\pi t) \quad (IV.7)$$

Avec : $v_1 = 28$, $v_2 = 13$ et $v_3 = 4$.

On ne donnera pas l'écriture analytique des amplitudes et fréquences instantanées de chaque composante, mais on pourra se reporter à la figure.

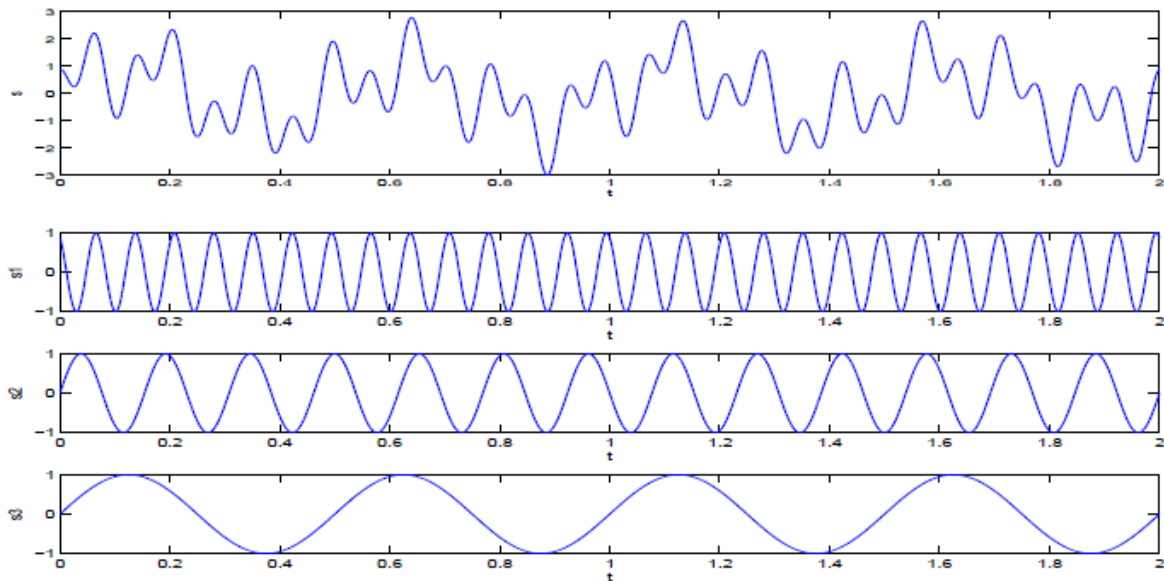


Figure IV.13 : Le signal-test - mélange de sinusoides. En haut : le signal. En bas : ses trois composantes [92].

Pour ce signal, on connaît la composante de plus haute fréquence : on l'appellera dans la suite la "composante réelle" de la décomposition : c'est l'IMF que l'on voudrait obtenir par l'EMD.

Pour une comparaison entre chaque IMF obtenue par la méthode EMD et les composantes réelles connue du signal donnée par la figure (IV.13), On vérifie facilement sur la figure (IV.14) que les résultats correspondent aux composantes réelles, avec toutefois un décalage non négligeable, sur certains composantes.

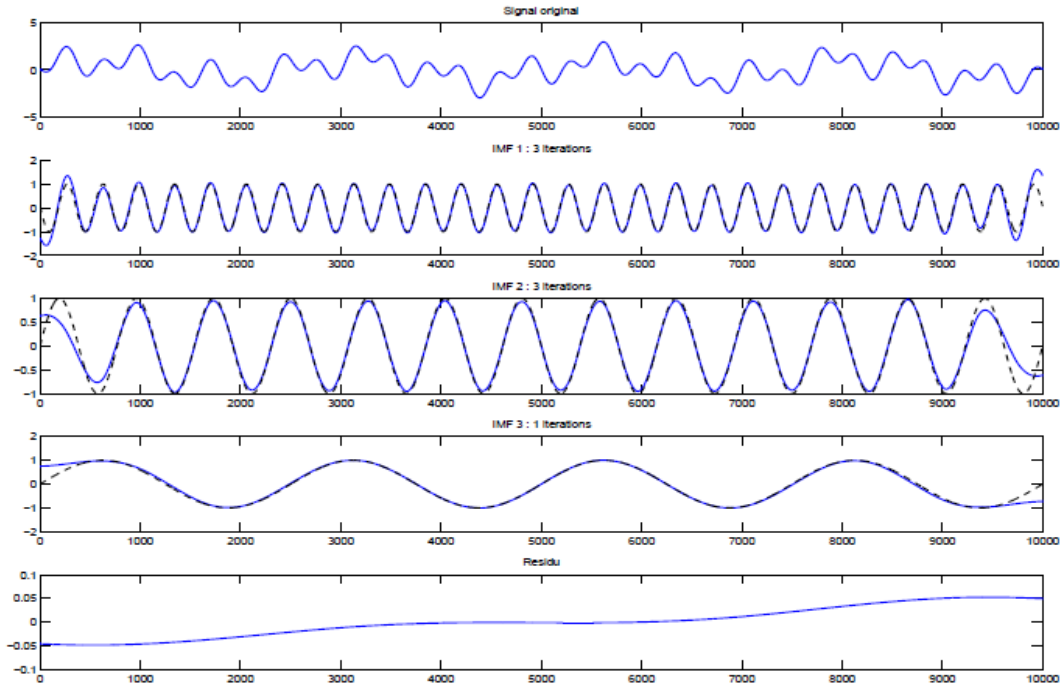


Figure IV.14 : Résultat de l'EMD sur le signal-test. Pour chaque IMF, on donne le résultat obtenu (trait plein, en bleu) et le résultat attendu (trait pointillé, noir) [92].

IV.3.2. Ensemble Décomposition Modale Empirique (EEMD)

Pour surmonter le problème de mélange de modes, la méthode EEMD (Ensemble EMD) a été proposée par Wu et Huang en 2009. L'EEMD est une méthode d'analyse de données assistée par du bruit dans laquelle les IMFs sont définis comme la moyenne d'un ensemble d'essais, chaque est la somme du signal à décomposer et d'un bruit blanc. La méthode EEMD a également trouvé des applications dans divers domaine du traitement du signal. Cependant, la méthode EEMD a dû à la nécessité d'un très grand nombre d'ensembles pour réduire le bruit des résidus dans le signal reconstruit qu'il serait trop fastidieux à mettre en œuvre. La EEMD est définie comme suit:

- (1) Ajouter une série de bruit blanc au signale ciblées $x(t)$
- (2) Décomposez le signale $x(t)$ avec le bruit blanc ajouté en une somme d'IMFs.
- (3) Répétez les étapes 1 et 2 une multitude de fois, avec différentes séries de bruit blanc à chaque fois.
- (4) Obtenir le résultat final (ensemble) des IMFs correspondants des décompositions (équation (4))

$$y_n = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M C_{n,m} \quad (IV.8)$$

Où y_n représente la moyenne de M essais pour chaque IMF.

Pour illustrer le problème du mélange de mode dans l'EMD, un signal simulé présenté par [93] ; et donné par Eq. (IV.9) est considéré:

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t) + x_3(t) \tag{IV.9}$$

Où :

$$\begin{cases} x_1(t) = 0.5 \cos(40\pi t) \\ x_2(t) = \cos(8\pi t) \\ x_3(t) = 6t \end{cases} \tag{IV.10}$$

Le signal simulé, représenté à la figure (IV.15(A)) (couleur rouge), est constitué de la somme de trois composantes distinctes données par Eq. (IV.10). En effectuant un algorithme EMD sur le signal, cinq IMF sont obtenues et illustrées à la figure (IV.15 (B)). Il est clair que les quatre IMFs sont déformés. Un mélange de modes se produit entre IMF2, IMF3 et IMF4. La composante sinusoïdale $x_2(t)$ est décomposée en trois IMF (IMF2, IMF3 et IMF4). Ceci est un problème typique dans le mode de mélange.

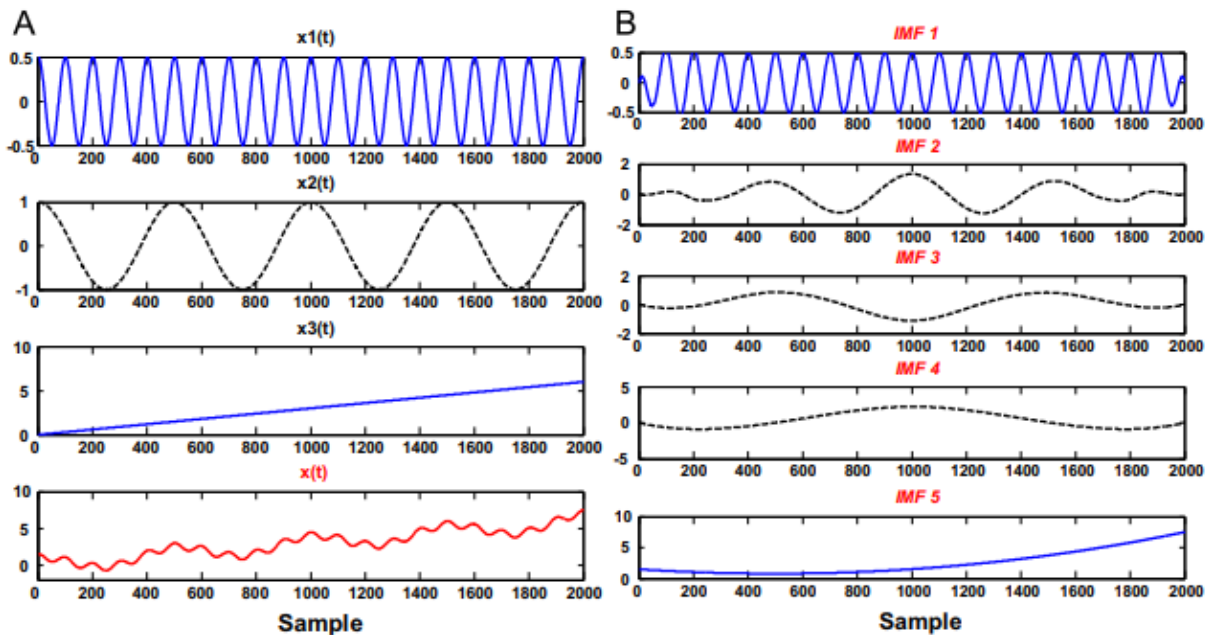


Figure IV.15 : (A) Le signal simulé $x(t)$ (couleur rouge) et ses composantes (couleurs bleu et noir) et (B) la décomposition du signal EMD du signal $x(t)$.

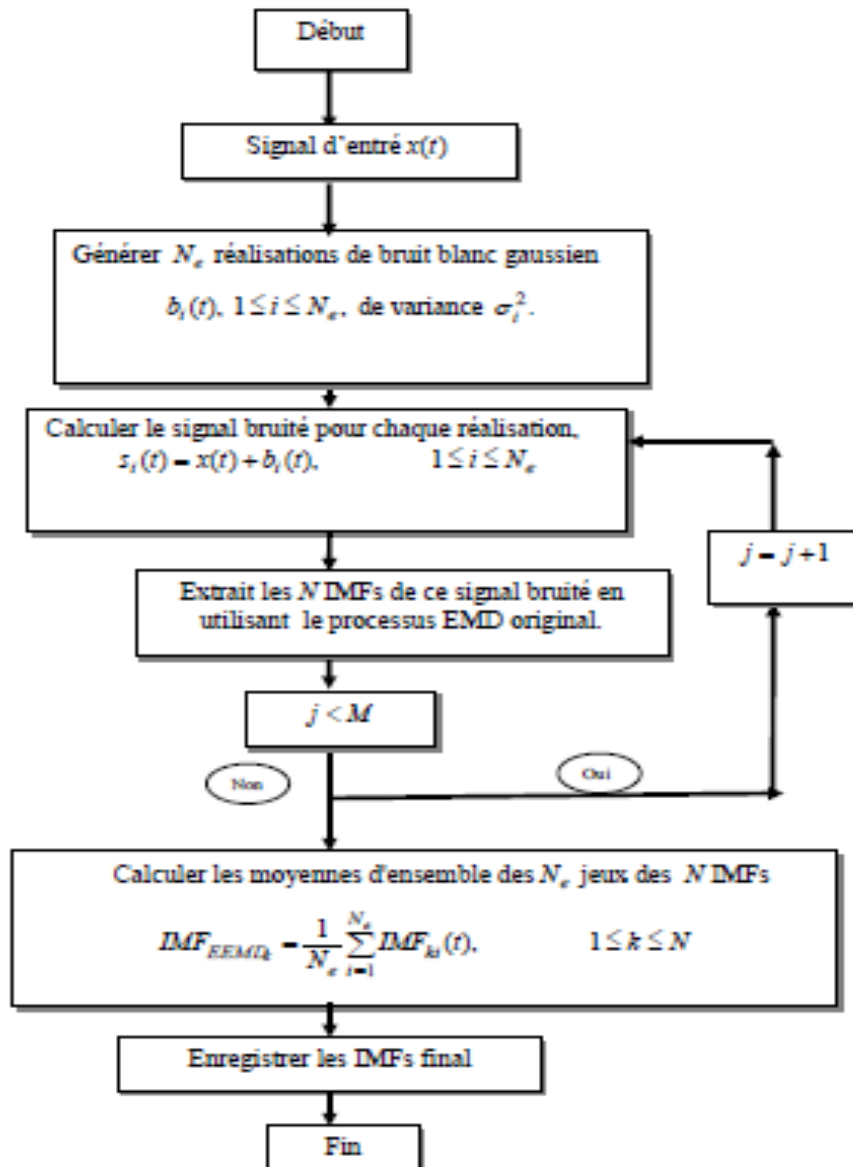


Figure IV.16: L'organigramme de la méthode EEMD.

IV.4. ESSAI ET RESULTATS

IV.4.1. Choix de l'indicateur scalaire

Les essais ont été effectués avec des couples de 1,5 et 3 Nm et une vitesse de sortie unique de 1200 tr / min. Dans chaque test, les vibrations ont été surveillées et les données ont été recueillies uniquement après que le modèle de signature a été stabilisé. Des exemples de résultats sont décrits ci-dessous.

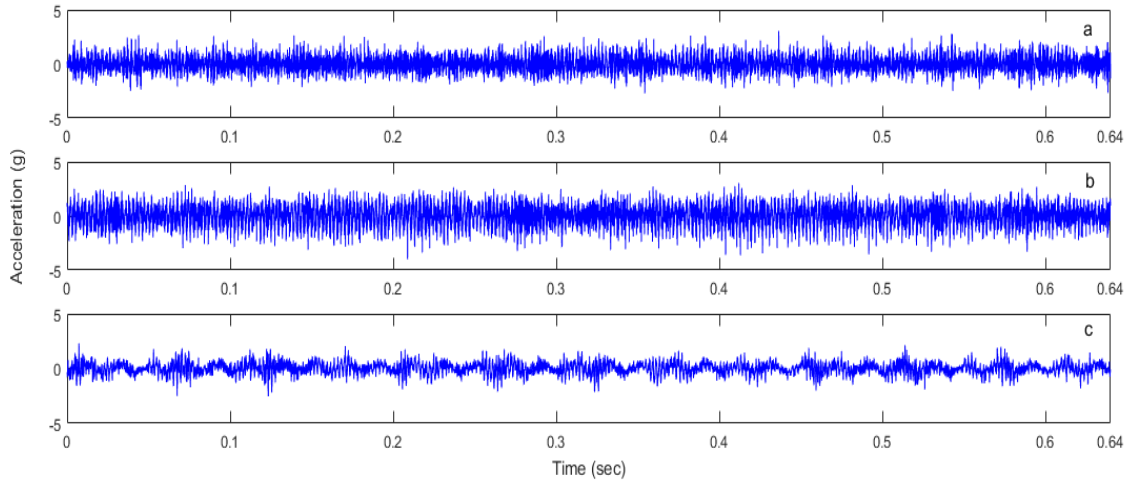


Figure IV.17 : Signal temporel de l'engrenage pour 1.5 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.

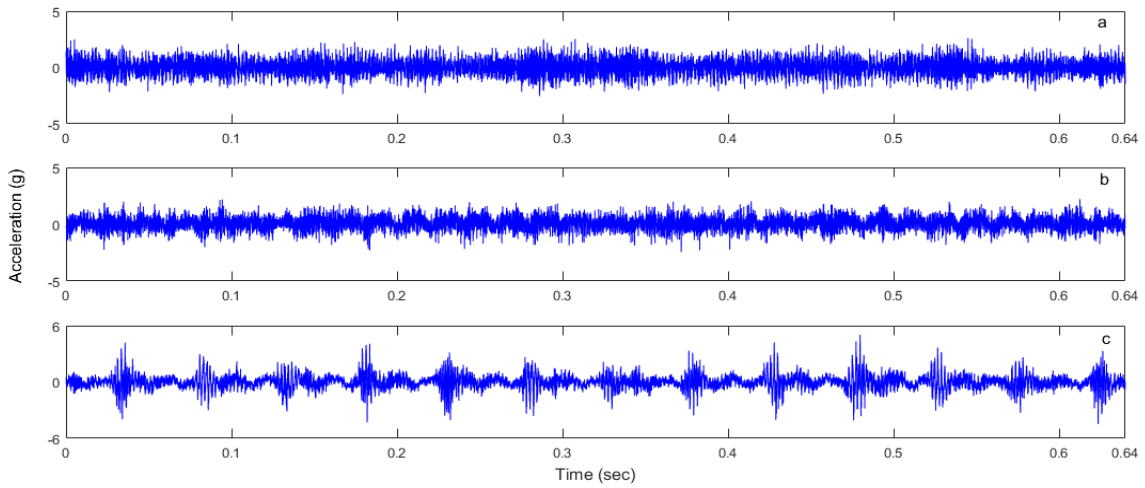


Figure IV.18 : Signal temporel de l'engrenage pour 3 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) fissure de denture de 20% et 40%.

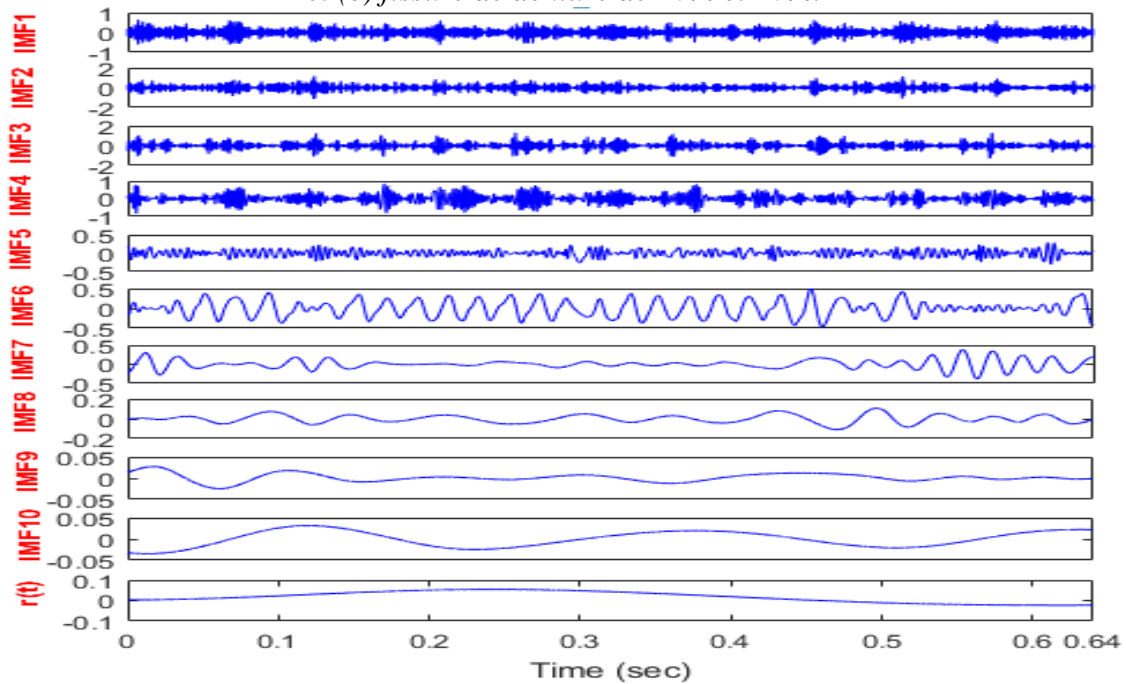


Figure IV.19 : La décomposition du signal par EMD.

Comme décrit dans la section précédente, le signal est décomposé par la méthode EMD. Un programme EMD Matlab a traité les signaux de données [94]. La figure (IV.19) montre la décomposition du signal mesuré par les IMFs.

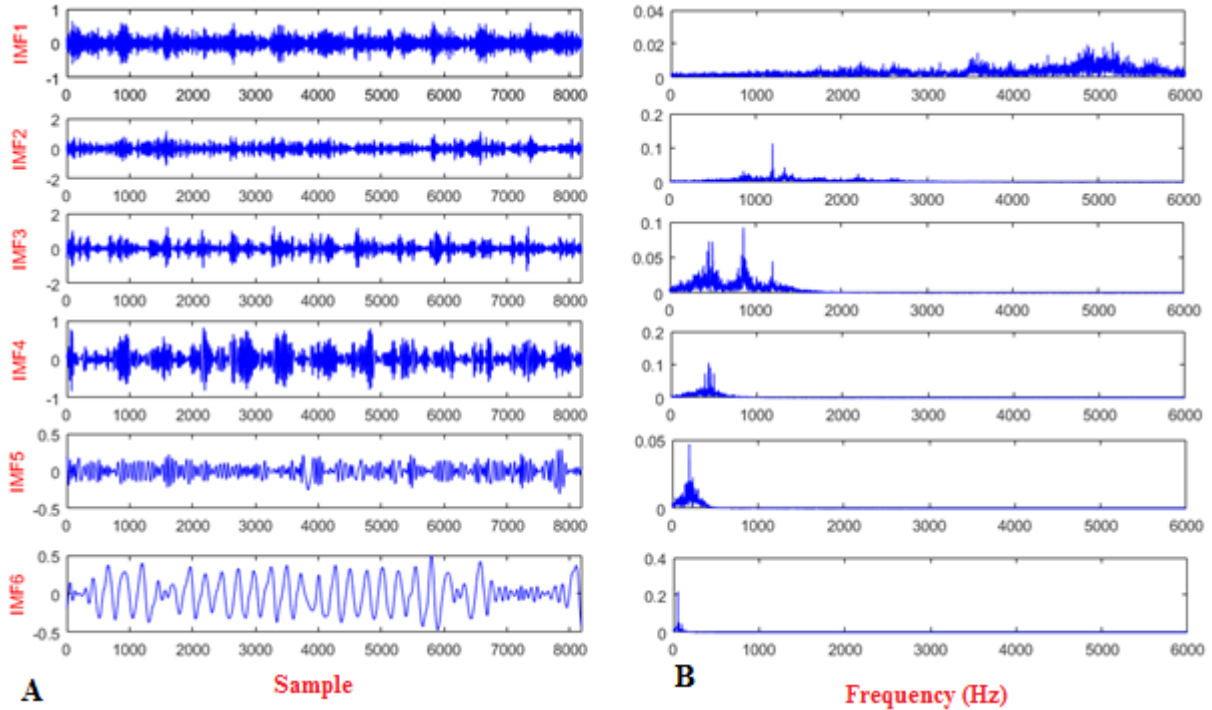


Figure IV.20 : (A) La décomposition EMD du signal et (B) le spectre FFT de ces Six premières IMFs.

Sur un total de onze IMFs trouvées, seules les six premières sont représentées, car l'énergie des modes IMF7 à IMF11 est très faible. Les valeurs de RMS, de Kurtosis et de facteur de crête ont été calculées pour le signal d'origine et les 06 premières IMF. Les figures (IV.21) et (IV.22) présentent les résultats.

La figure (IV.21) montre qu'avec la charge de 1,5 Nm, les valeurs de RMS, de kurtosis et de facteur de crête ne varient pas de manière significative pour les défauts de 20% et 40%. Cependant, lors de l'augmentation de la charge jusqu'à 3 Nm, la figure (IV.22) montre que les valeurs du facteur de Kurtosis et du facteur de crête ont tendance à augmenter pour la plus grande taille de fissure dentaire (40%). L'augmentation de la charge de l'arbre de sortie de 1,5 à 3 Nm provoque une augmentation constante du facteur de Kurtosis et du facteur de crête.

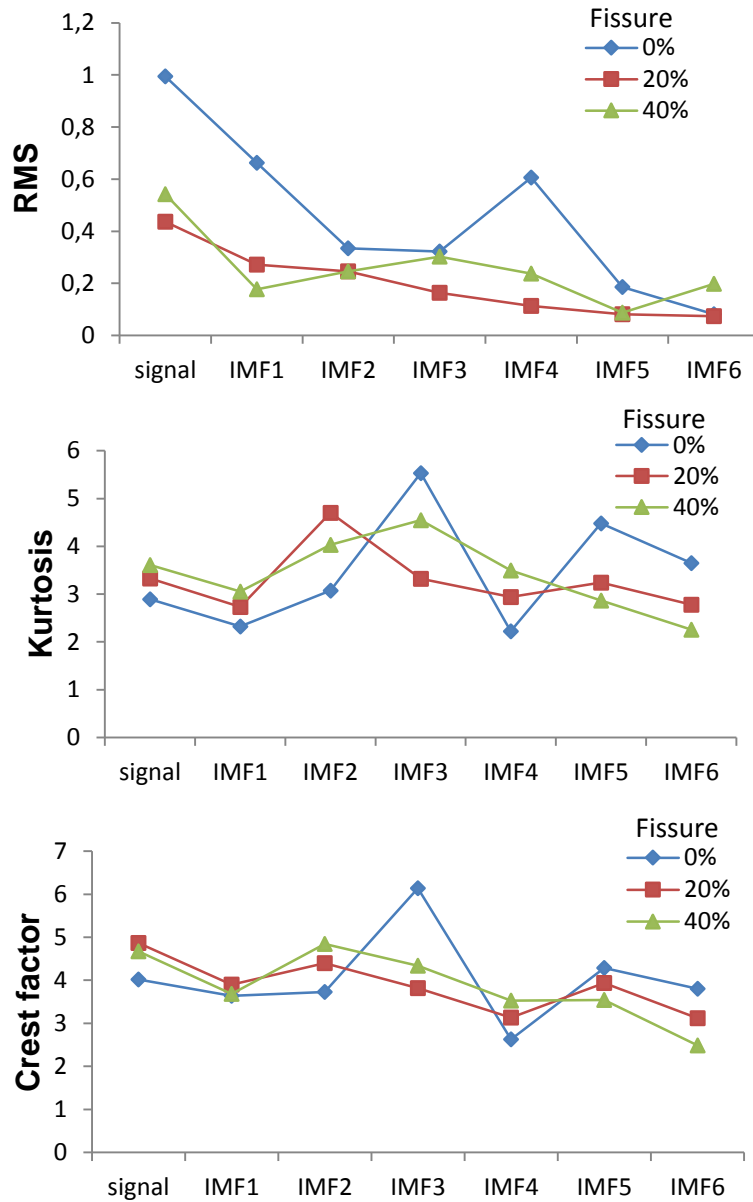


Figure IV.21 : Indicateurs temporels du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.

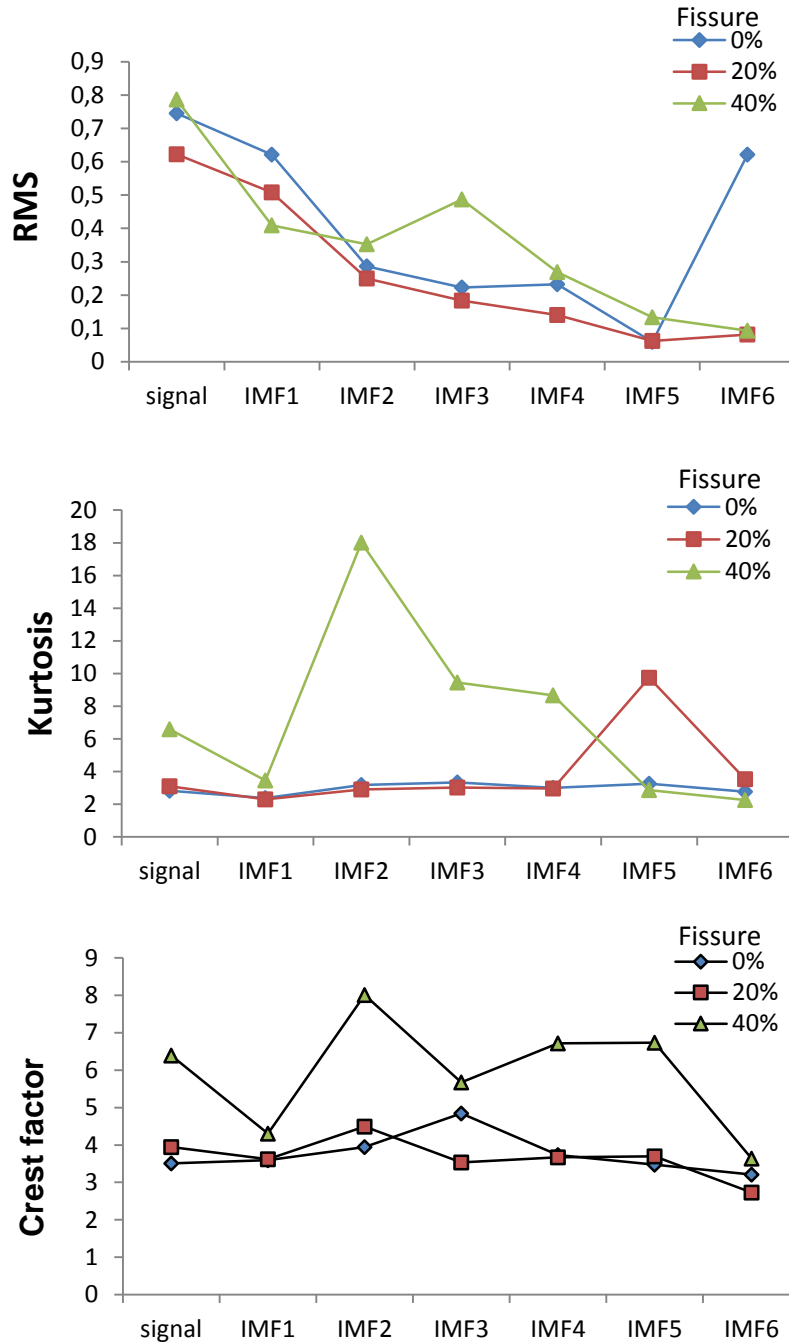


Figure IV.22 : Indicateurs temporels du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.

Les valeurs du facteur de crête et les valeurs du kurtosis du signal et des IMFs de haute fréquence augmentent à mesure que le défaut augmente, ce qui est en bon accord avec la conclusion de la recherche dans [27]. Il est montré que ces indicateurs calculés après l'application de la méthode EMD du signal de vibration sont des indicateurs sensibles de l'existence d'un dommage par fissure dans la paire d'engrenages. Bien que les valeurs du facteur de crête et du kurtosis donnent des tendances presque similaires, le kurtosis est un

meilleur indicateur que le facteur de crête. La Figure (IV.22) indique que les descripteurs détectent uniquement la plus grande taille de fissure (F2).

Dans cette étude, les signaux de vibration des engrenages sont décomposés à l'aide de la technologie EMD. Un signal de vibration des engrenages est constitué d'un certain nombre de IMFs, chaque composant du IMF est également un signal modulé. Par conséquent, le procédé EMD pourrait être utilisé pour séparer la famille de fréquences du signal de vibration de défaut d'engrenage, et une composante correspondante IMF peut être obtenue. Ainsi, il est possible d'analyser chaque composant IMF pour extraire des informations sur les caractéristiques des défauts d'engrenage. Les résultats obtenus sont intéressants et ont permis de comprendre l'évolution de la sensibilité de plusieurs indicateurs scalaires en fonction des paramètres intervenant. Pour la condition testée, le kurtosis apparaît comme un meilleur indicateur que le facteur de crête.

IV.4.2. L'EMD et le signal résiduel (RS) pour la détection de fissures dans les engrenages cylindriques

Le diagnostic des défauts des boîtes de vitesses à un stade précoce est très important pour éviter les défaillances catastrophiques. Cette étude présente les résultats expérimentaux de tests effectués pour évaluer les fissures des engrenages cylindriques d'une boîte de transfert dans des conditions d'essai avancées. Pour le diagnostic d'une boîte de vitesses, diverses techniques de traitement du signal sont principalement utilisées pour l'étude vibratoire des engrenages: transformée de Fourier rapide, moyenne synchrone, transformation en ondelettes, etc. Diverses méthodes peuvent être trouvées dans la littérature, qui peut être utilisé pour calculer le signal résiduel (RS), cependant, dans cette étude, nous suggérons une nouvelle méthode de Décomposition Modale Empirique (EMD) combiné avec le signal résiduel (RS) pour la détection de la fissure dans les dentures de l'engrenage. Afin d'extraire les caractéristiques de défaut associées des signaux de vibration de boîte de transfert, l'EMD a été effectué. Les résultats montrent l'efficacité de la méthode EMD dans l'évaluation de la fissuration dentaire dans les engrenages droits. Cette efficacité peut être prouvée par les résultats obtenus des tests expérimentaux, qui ont été présentés et réalisés sur un banc d'essai équipé d'une boîte de transfert.

Selon nos connaissances conclues à partir de la littérature, la plupart des études expérimentales considérant de grandes charges pour la détection des fissures des dentures d'engrenages dans les machines tournantes. D'autre part, de telles machines peuvent aussi

travailler avec des charges faibles qui rendent la détection de ces défauts beaucoup plus difficile que d'habitude, et pour confirmer la fiabilité de cette nouvelle méthode combinant la technique de décomposition modale empirique avec le signal résiduel [95] pour la détection des fissures avec des charges légères.

Nous analysons les mêmes signaux traités dans la section précédente. Ensuite, nous étudions les performances de cette technique en comparant les résultats obtenus des différentes fissures, 20% et 40%, à ceux obtenus du modèle d'engrenage sain.

IV.4.3. Technique de traitement du signal

IV.4.3.1. Signal résiduel

Le signal résiduel donné par Stewart [96] a pour but d'éliminer les composantes qui se produisent à la base et les harmoniques de la fréquence d'engrènement des dents à partir de la moyenne temporelle. La moyenne du domaine temporel est basée sur l'obtention d'un signal décrivant une révolution de l'engrenage considéré en faisant la moyenne du signal de vibration sur un nombre de tours. Il peut être utilisé pour éliminer tous les composants qui ne sont pas synchronisés, y compris le bruit. Ensuite, l'objectif d'obtenir le signal résiduel est de supprimer l'influence du bruit et des composantes de vibration régulières, et d'illustrer les composantes du signal générées par les dommages dus à la fissure.

Dans cette étude, la méthodologie proposée est basée sur la méthode EMD montre que le signal résiduel est obtenu en supprimant certains IMF représentant l'harmonie de la fréquence d'engrènement des dents, du bruit et du signal régulier.

Les étapes suivantes représentent la méthodologie:

1. Premièrement, nous décomposons le signal en fonctions de mode intrinsèque, IMF1. . . IMF_n, par l'algorithme EMD, où n est le nombre de IMF.
2. En appliquant l'équation suivante, nous considérons la moyenne temporelle synchrone de chaque IMF:

$$IMF_{TSA}(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} IMF(t + iT) \quad (IV. 11)$$

Où T est la période de rotation, et N est le nombre de périodes.

3. Nous pouvons calculer le résidu de chaque IMF en utilisant l'équation suivante:

$$IMF_{res}(t) = IMF_{TSA}(t) - \frac{1}{Z} \sum_{i=0}^{Z-1} IMF(t + iT_e) \quad (IV.12)$$

Où, $IMF_{res}(t)$ est le signal résiduel, $IMF(t)$ est le signal de vibration, T_e est la période d'engrènement, alors que Z c'est le nombre de dents de l'engrenage, et $IMF_{TSA}(t)$ est le signal moyen synchrone temporel qui peut être calculé par l'équation (2).

4. Nous calculons le signal résiduel en additionnant tous les IMFs qui ont un Kurtosis supérieur à 3.

$$x_{res}(t) = \sum_{j=0}^n IMF_{res j}(t) \quad (IV.13)$$

5. Dans la dernière étape, nous calculons le Kurtosis du signal résiduel pour vérifier s'il y a des impulsions dans le signal résiduel.

Kurtosis est un paramètre qui mesure le degré de pic d'une distribution et définit la forme du signal par rapport à la distribution normale. Ce facteur est défini par le rapport du moment statistique d'ordre 4 sur le carré du moment statistique d'ordre 2. Pour une distribution gaussienne le kurtosis est égale à 3 (cas d'un roulement ou d'un engrenage saint). Lorsque le signal devient non gaussien (présence d'évènements dus au défaut) le kurtosis devient supérieur à 3.

IV.4.3.2. Moyenne temporelle synchrone (TSA)

La technique de Moyenne temporelle synchrone est typiquement utilisée pour rendre le signal de vibration synchrone par rapport au temps (révolution). Supposons que le signal de vibration brut soit présenté comme un signal continu $x(t)$, alors l'opération de Moyenne temporelle synchrone linéaire est donnée par:

$$\bar{X}(t) = \left(\frac{1}{N}\right) \sum_{n=0}^{N-1} IMF(t - NT) \quad (IV.14)$$

Où T est la période de rotation et N est le nombre de moyennes.

En pratique, nous devons installer une référence de phase (associée à des techniques de ré-échantillonnage et d'interpolation) ou un codeur (pour l'échantillonnage d'angle) sur chaque arbre. En fait, c'est compliqué et parfois impossible à accomplir. Voir [97, 98] pour plus de détails sur la moyenne synchrone.

Dans nos tests, nous avons utilisé un taux d'échantillonnage constant (12,8 kHz). Connaissant précisément les fréquences f_{r1} et f_{r2} , nous coupons le signal en tranches de longueur $T_1 = 1/f_{r1}$ (respectivement $T_2 = 1/f_{r2}$). Si le numéro de tranche M commence par le m échantillon, m est donné de sorte que $|mT_s - MT_1| \leq T_s/2$, où $T_s = 1/f_s$ est la période d'échantillonnage, de façon à être aussi proche que possible du réel moyenne synchrone, comme présenté sur la figure (IV.23) [99].

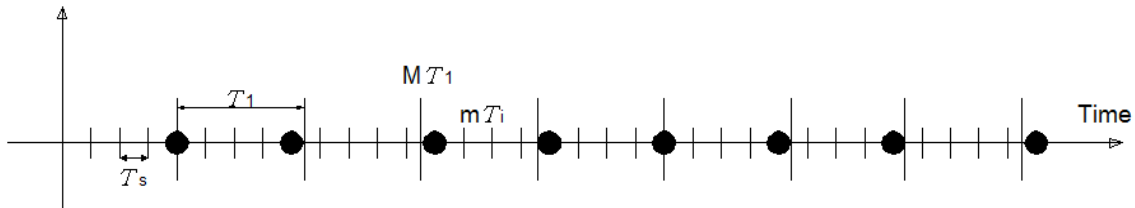


Figure IV.23 : Moyenne synchrone.

Les Figures (IV.17 et IV.18) présentés précédemment, montrent le domaine temporel des signaux d'accélération provenant des engrenages sains et des fissures de dentures de 20% et 40% pour les deux charges de 1,5 et 3 Nm respectivement. En observant les signaux temporels de l'engrenage sain et de la fissure de denture de 20% (Figure IV.17 (a et b), Fig. IV.18 (a et b)), nous avons indiqué qu'il n'est pas possible de détecter le défaut de l'engrenage, mais les signaux de vibration correspondant à la fissure dentaire de 40% (Figure IV.17(c) et Figure IV.18(c)) sont caractérisés par des impulsions périodiques provoquées par une dent fissurée.

Un programme EMD est appliqué aux signaux dans l'environnement Matlab pour recevoir des données, afin d'utiliser ses boîtes à outils de traitement du signal [94]. Des exemples de résultats sont décrits ci-dessous.

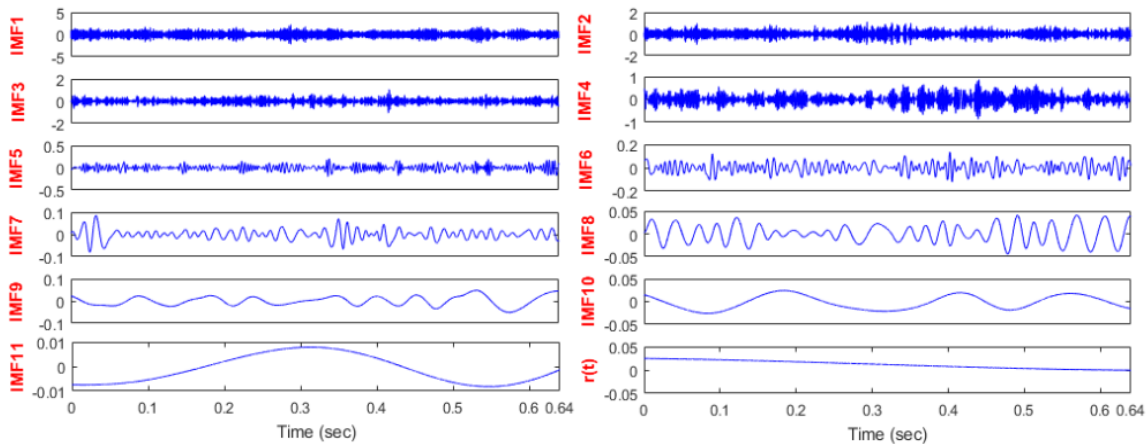


Figure IV.24 : La décomposition du signal par EMD de l'engrenage sain.

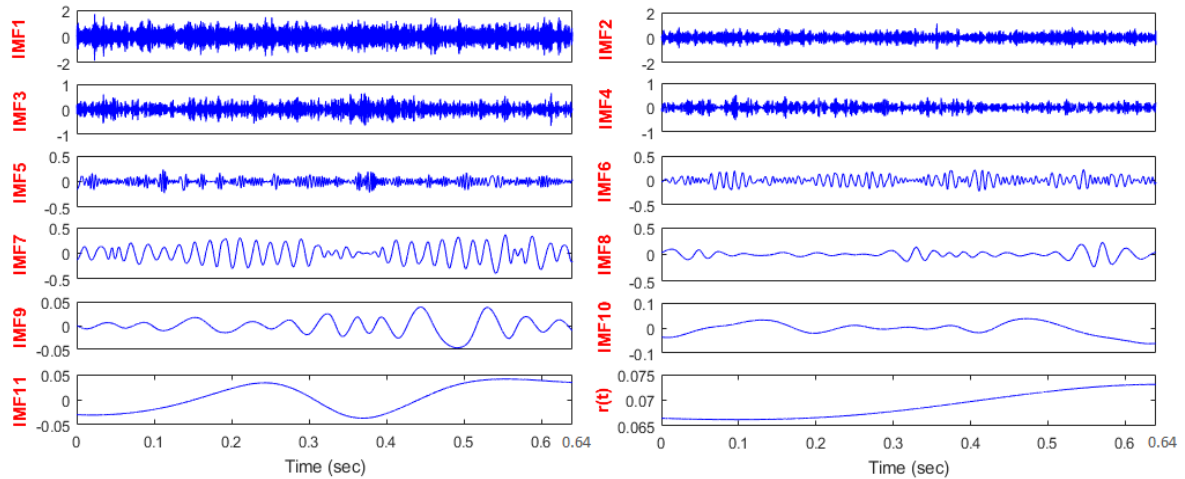


Figure IV.25 : Décomposition du signal par EMD de l'engrenage présentant une fissure de 20%.

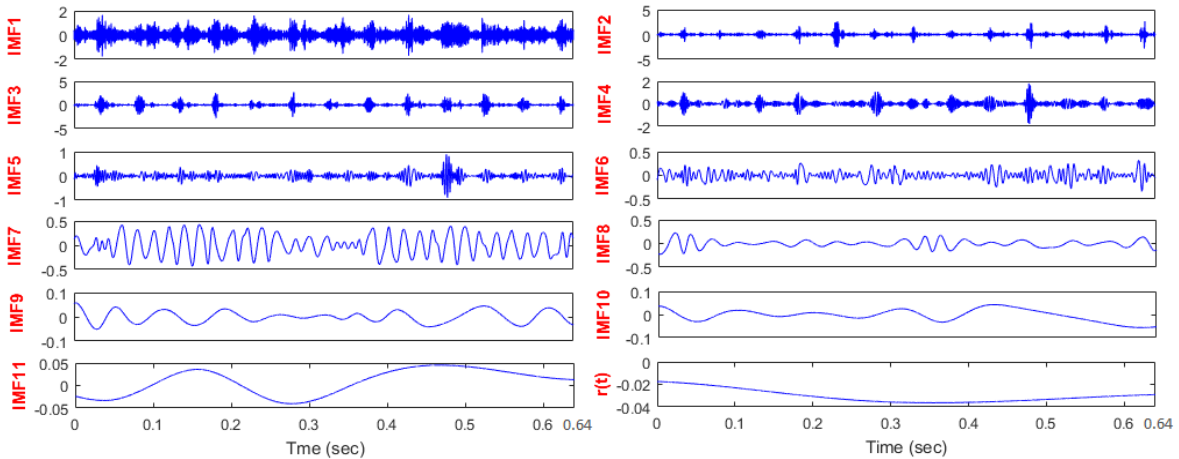


Figure IV.26 : Décomposition du signal par EMD de l'engrenage présentant une fissure de 40%.

La figure (IV.27) montre le spectre de fréquence des réponses d'accélération mesurées d'un engrenage fissuré (avec un pourcentage de 40%). Le spectre de fréquence montre la fréquence d'engrènement F_e et ses harmoniques. De plus, il existe également des fréquences de bande latérale. Pour le système à engrenages fissuré, les composantes de fréquence de la bande latérale autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques sont différentes de celles du système normal, qui sont liées à la fréquence de rotation de l'engrenage fissuré. La figure (IV.28) montre l'aspect des bandes latérales autour de la première fréquence d'engrènement F_e , qui sont liées à la fréquence de rotation du pignon fissuré à 40%, par exemple, $F_e - Fr1$, $F_e + Fr1$. Ou $Fr1$ est la fréquence de rotation de l'engrenage fissuré.

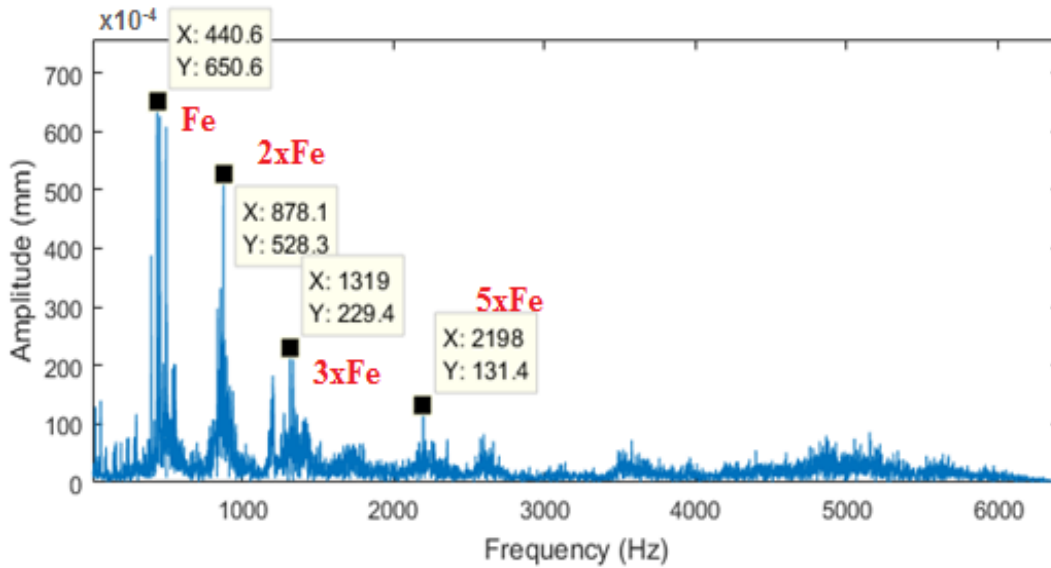


Figure IV.27 : Spectre de fréquence FFT de la réponse d'accélération mesurée d'un engrenage fissuré avec 40% de fissure.

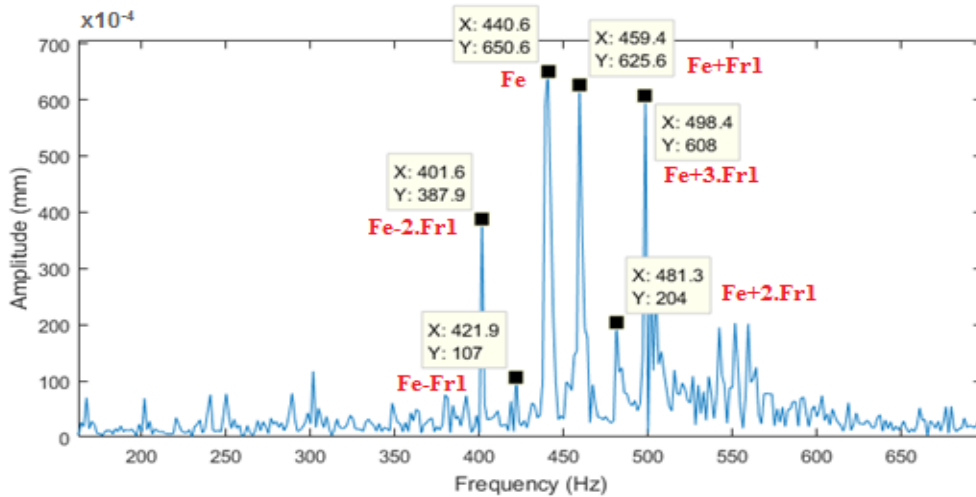


Figure IV.28 : Zoom du spectre de fréquence FFT de la réponse d'accélération mesurée d'un engrenage fissuré avec 40% de fissure.

Comme décrit dans la section 2, les valeurs de Kurtosis ont été calculées pour des signaux d'accélération provenant d'engrenages sains et de fissures de dentures de 20% et 40% avec des charges de 1,5 et 3 Nm. Ensuite, la méthode EMD a été appliquée pour décomposer chaque signal, on peut voir les IMFs données par l'EMD qui correspondent à des engrenages sains et des fissures de dentures de 20% et 40% avec 1,5 Nm. Nous avons obtenu 12 IMFs pour chaque signal, le dernier est le résidu.

Après, en appliquant l'équation (IV.13), nous avons calculé le signal résiduel de chaque IMF en soustrayant les IMFs résiduels que le Kurtosis est inférieur à 3 dans le tableau (IV.1), nous avons obtenu le signal résiduel (Figure (IV.29)). Enfin, nous avons calculé les valeurs de Kurtosis pour les signaux résiduels.

	1,5 Nm de charge		3 Nm de charge	
	20% de fissure	40% de fissure	20% de fissure	40% de fissure
IMF1	3.3195	3.5355	3.2943	13.4498
IMF2	3.7001	3.9010	4.0345	18.0193
IMF3	3.0568	4.5482	3.0206	9.4445
IMF4	2.9370	3.4969	2.9697	8.6551
IMF5	3.2419	2.8644	3.2907	9.7418
IMF6	2.7822	3.2552	2.6774	3.5232
IMF7	2.5642	2.5402	3.1165	3.8947
IMF8	2.8369	2.3126	2.5641	3.1142
IMF9	2.0430	2.1144	2.9764	2.7912
IMF10	2.3801	1.9902	2.0031	2.6132
IMF11	1.8690	1.9236	1.9509	2.2236
IMF12	1.7355	1.8475	1.7604	2.3698

Tableau IV.1 : Valeurs de Kurtosis pour les IMFs résiduels des engrenages défectueux.

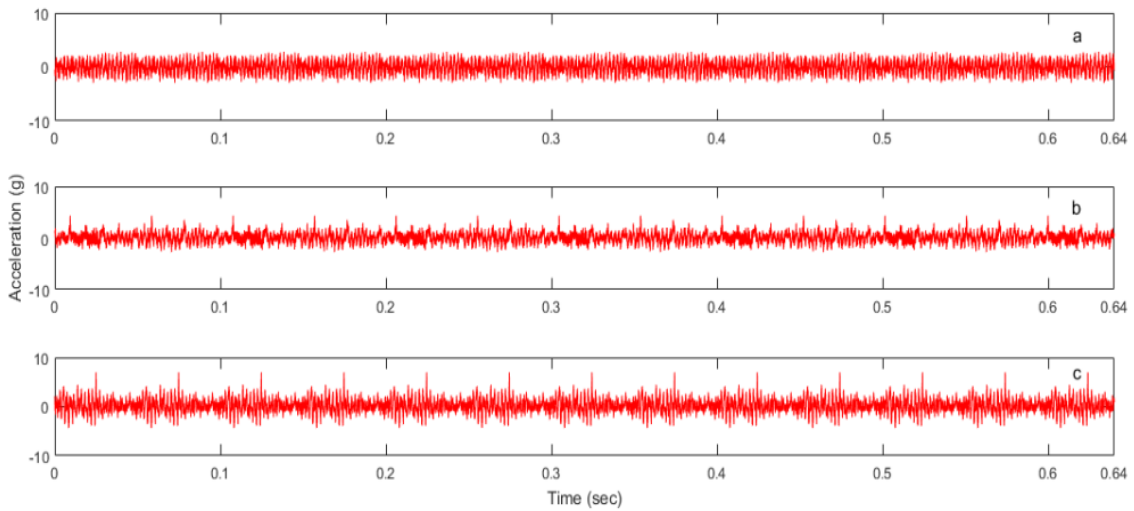


Figure IV.29 : Signal résiduel de l'engrenage pour 1.5 Nm de charge: (a) engrenage sain (b) et (c) Fissure de denture de 20% et 40%.

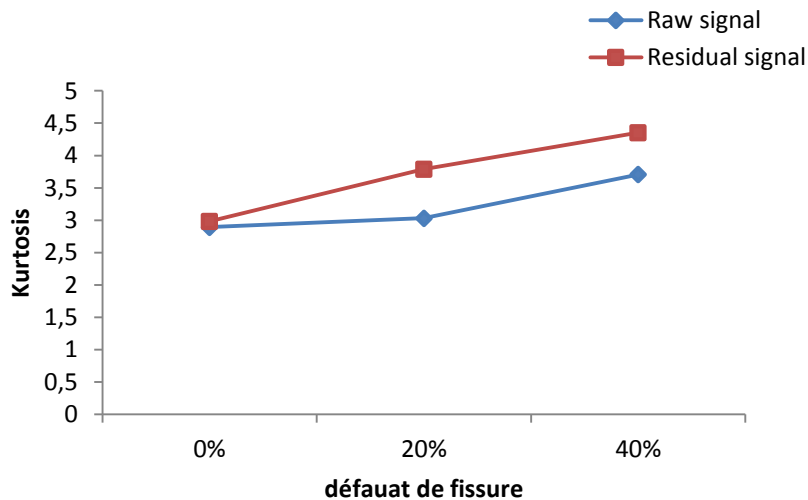


Figure IV.30 : Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.

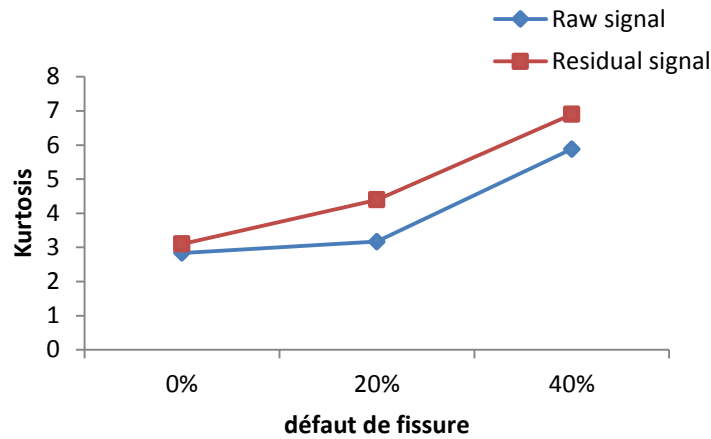


Figure IV.31 : Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.

L'équipement, déchargé au départ, est alors soumis à deux charges avec une différence régulière. Ceux-ci sont fournis par un frein monté sur l'arbre mené. Figure (IV.30) et Figure (IV.31), montrent que les valeurs de kurtosis ne varient pas significativement pour les défauts de signaux bruts, car les impulsions dues à l'apparition des défauts sont masquées par le bruit, mais lorsque nous appliquons la méthode du signal résiduel nous pouvons voir clairement le défaut de fissure avec 20% de défaut, de sorte que la méthode peut être utilisée pour identifier les fissures précoces dans les boîtes de vitesses.

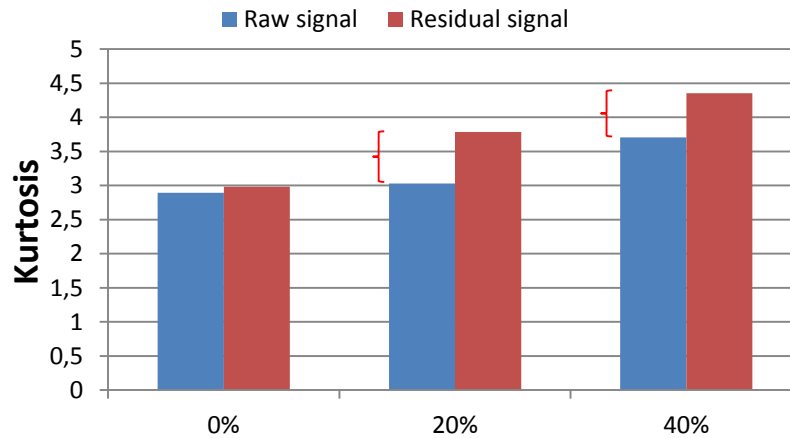


Figure IV.32 : Les écarts de Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 1.5 Nm.

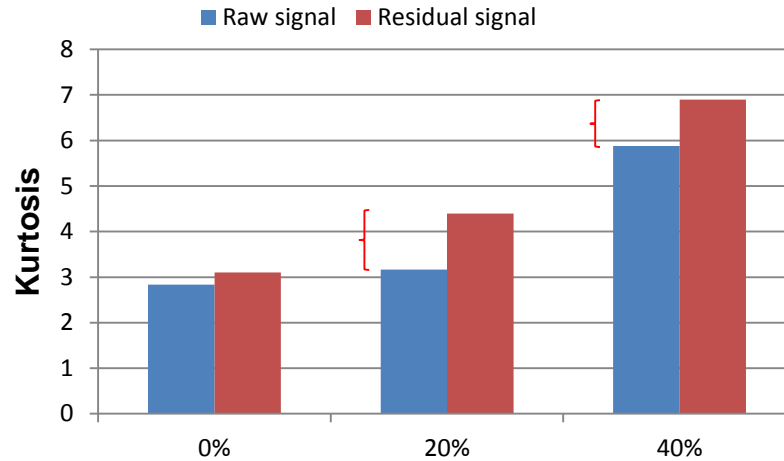


Figure IV.33 : Les écarts de Variation des valeurs de Kurtosis du signal de vibration avec un couple de 3 Nm.

Les résultats présentés dans cette étude démontrent que la méthode de combinaison de l'EMD et du signal résiduel peut être utilisée pour identifier les dommages précoces de la fissure dans les boîtes d'engrenages. L'indicateur temporel kurtosis du signal résiduel est utilisé pour détecter une fissure dans les engrenages dans différentes configurations en utilisant la méthode EMD. Une étude expérimentale des défauts de fissures avec des charges légères sur les dentures cylindriques des engrenages a été initiée. Les résultats obtenus sont intéressants et ont permis de comprendre l'évolution de la sensibilité du signal résiduel basée sur la méthode EMD. La technique de décomposition en mode empirique (EMD) a été utilisée pour extraire les caractéristiques des défauts connexes des signaux de vibration acquis à partir de la boîte de transfert. Les résultats montrent l'avantage de la technique combinée EMD et RS pour une évaluation efficace de la fissuration dentaire dans les engrenages droits.

IV.4.4. Application de l'EEMD pour la détection de fissure dans les engrenages hélicoïdaux

Cette étude présente les résultats des investigations expérimentales effectuées pour évaluer les fissures des engrenages hélicoïdaux d'une boîte de transfert dans des conditions de test accélérées. Les engrenages hélicoïdaux sont préférés dans la plupart des boîtes de vitesses d'automobiles, d'aérospatiale, industrielles et d'éoliennes, principalement en raison de leurs performances en termes de bruit et de vibrations. La plupart des travaux de recherche rapportés dans la littérature, basés sur le traitement des signaux de vibration, ont été réalisés sur un engrenage droit dans lequel la condition de défaut se traduit facilement dans le spectre du signal de vibration en raison du faible rapport de contact. Cependant, en raison du grand

rapport de contact dans un engrenage hélicoïdal, les conditions de défaut ont une faible influence sur les signaux de vibration. En conséquence, il devient plus difficile de détecter les caractéristiques très tôt. La technique de décomposition de mode empirique d'ensemble (EEMD) est une nouvelle méthode utilisée pour extraire les caractéristiques de défaillance associées des signaux de vibration. La méthode de diagnostic de défaillance d'EMEM est utile pour extraire les fonctions en mode intrinsèque (IMF), ou mono- fonctions composant qui comprend le signal d'origine. Ces multi-composants masquent les caractéristiques de défaut des signaux de vibration de l'engrenage. Les résultats montrent l'efficacité de la méthode EEMD dans l'évaluation de la fissuration dentaire dans les engrenages hélicoïdaux.

Trois paires d'engrenages hélicoïdaux ont été utilisées dans les tests: deux avec une fissure de fatigue et une sans fissure.

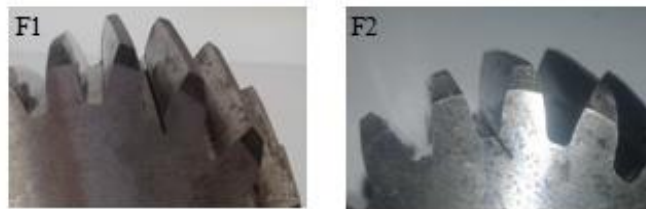


Figure IV.34 : Détails des dommages aux engrenages pour l'expérience: fissure de denture (F1) de 20% et fissure de denture (F2) de 40%.

Les essais ont été effectués avec un couple de 3 Nm et une vitesse de sortie unique de 1800 tr / min. Dans chaque test, les vibrations ont été surveillées et les données ont été recueillies uniquement après que le modèle de signature a été stabilisé. Des exemples de résultats sont décrits ci-dessous par la figure (IV.35).

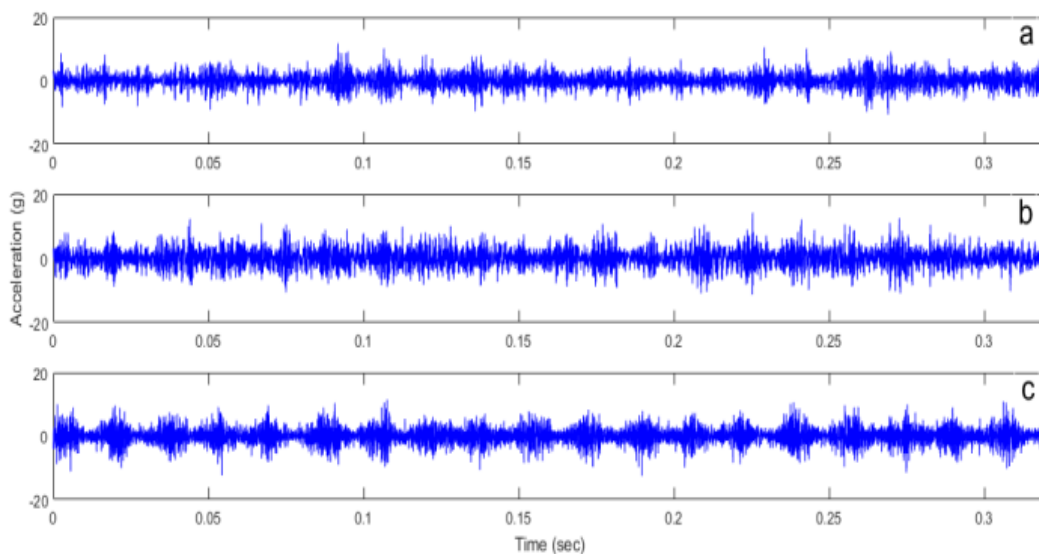


Figure IV.35 : Signal temporel de l'engrenage: (a) engrenage sans défaut (b) et (c) fissure dentaire de 20% à 40%.

Signal	sans défaut	20% de fissure	40% de fissure
Kurtosis	2.8134	2.9281	3.7502

Tableau IV.2 : Valeurs de Kurtosis de chaque signal.

La figure (IV.35) montre le domaine temporel des signaux d'accélération provenant d'engrenages sains et de fissures dentaires de 20% à 40% pour 3 Nm de charge. En examinant le graphique de tendance temporelle de l'engrenage sain et de la fissure de denture de 20% (Figure (IV.35 a et b)), nous avons souligné qu'il n'est pas possible de détecter le défaut de l'engrenage, mais les signaux de vibration correspondant à la fissure dentaire de la dent. 40% (Figure (IV.35 c)) caractérisés par des impulsions périodiques causées par une dent fissurée.

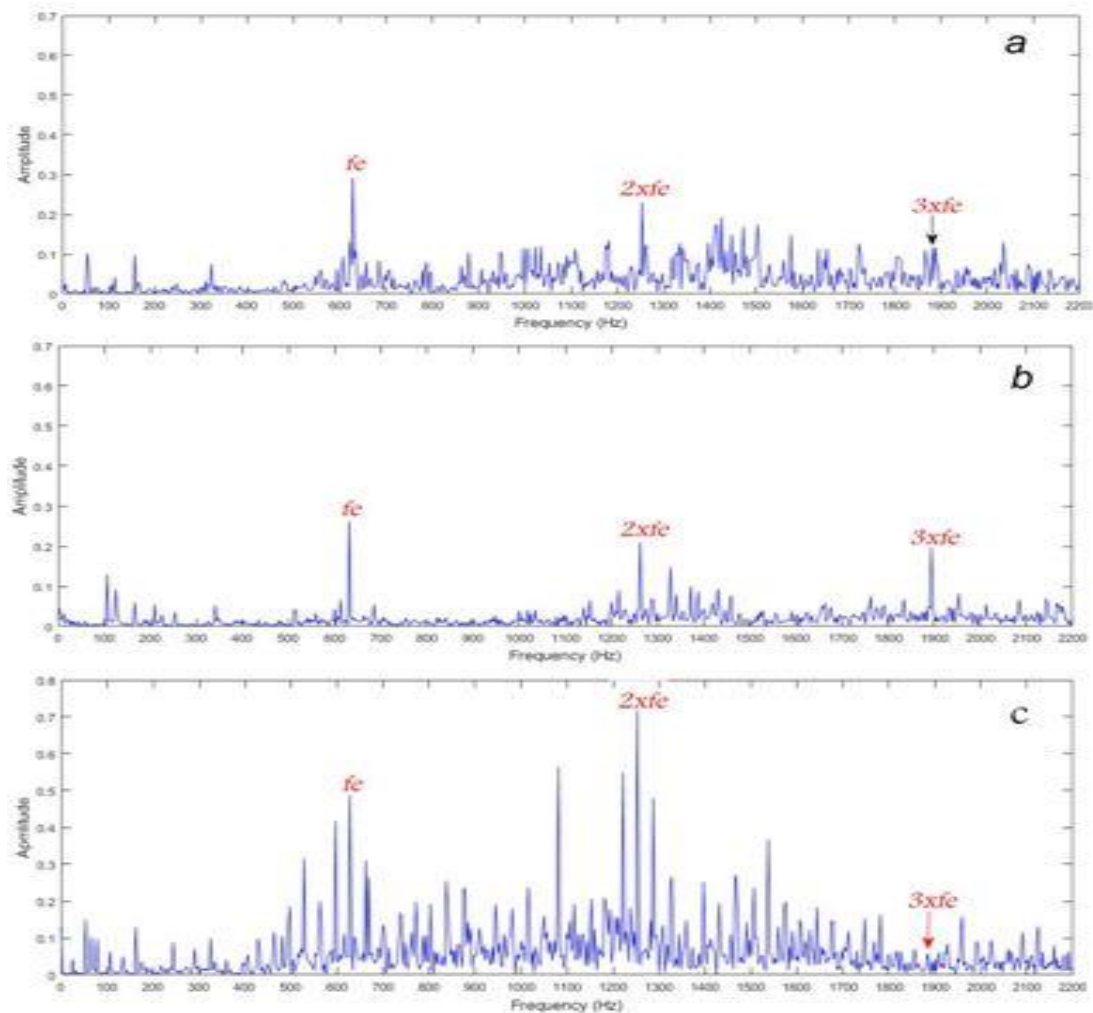


Figure IV.36 : Spectre de fréquence FFT: (a) engrenage sans défaut (b) et (c) fissure dentaire de 20% à 40%.

Le tableau (IV.2) montre que le kurtosis est plus important pour une fissure d'engrenage de 40% alors que les valeurs de kurtosis sont moins importantes ou sont acceptables dans les

deux cas, sans défaut et pour une fissure de 20%. Ainsi, même s'il existe une fissure de denture avec une valeur de 20% de la racine, il n'a pas été possible de détecter le défaut en calculant le kurtosis sur le signal brut.

Ceci est justifié dans le domaine fréquentiel où on trouve sur la figure (IV.36c) une augmentation vibratoire des fréquences d'engrènement f_e et de ces harmoniques pour la fissure de la dent de 40%. La figure (IV.36 (a, b et c)) montre les spectres de fréquences des réponses d'accélération mesurées d'un engrenage sain et d'une fissure dentaire de 20% à 40%. Pour le système à engrenages fissuré, les composantes de fréquence de la bande latérale autour de la fréquence d'engrènement et de ses harmoniques sont différentes de celles du système normal, qui sont liées à la fréquence de rotation de l'engrenage fissuré. Comme décrit dans la section 2, le signal est décomposé par la méthode EEMD. Un programme EEMD Matlab a traité les signaux de données. La figure (IV.37) montre la décomposition par les IMFs du signal mesuré pour une charge de 3 Nm appliquée sur un engrenage endommagé à 20%.

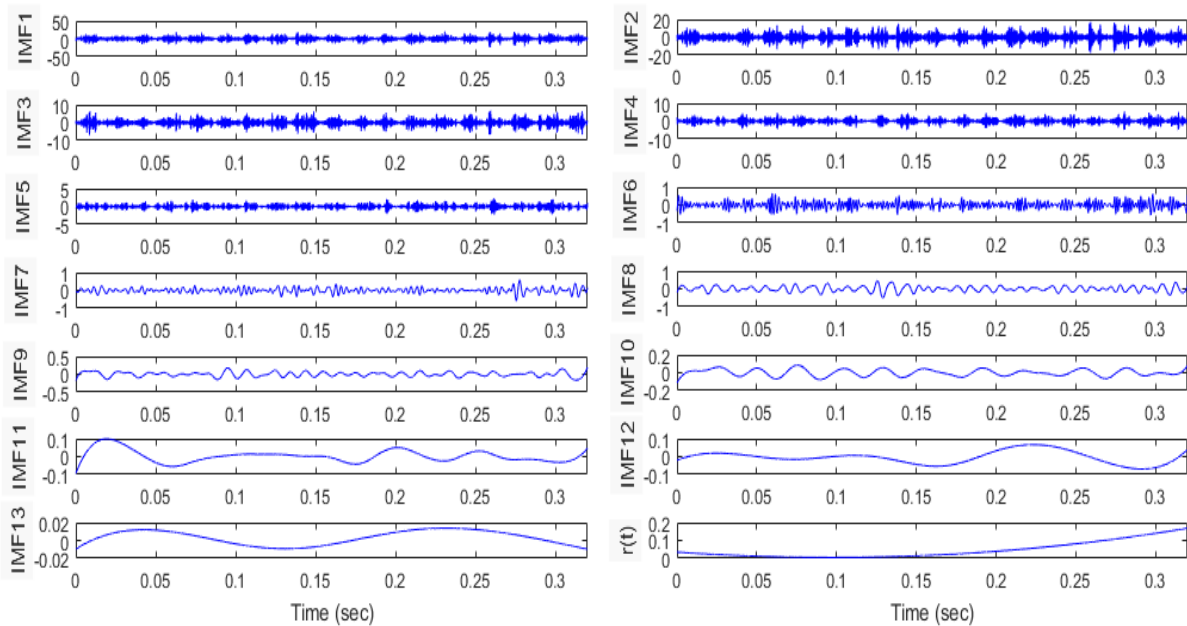


Figure IV.37 : Décomposition du signal par EEMD d'un engrenage avec une fissure dentaire de 20%.

Les valeurs de Kurtosis ont été calculées pour le signal d'origine et les IMF, la figure 6 montre les résultats. Les valeurs de kurtosis du signal IMF (Figure (IV.37)) suggèrent que la valeur de kurtosis des hautes fréquences IMF1, IMF2 et IMF3 augmente pour un défaut de fissure de 20%, il est montré que le calcul du Kurtosis basé sur la méthode EEMD du signal de vibration est un indicateur sensible de l'existence de fissures dans le couple d'engrenages hélicoïdaux.

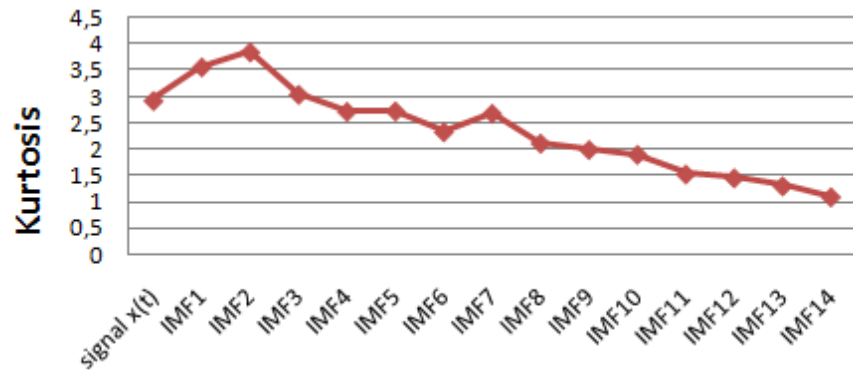


Figure IV.37 : Kurtosis du Signal de Vibration et ces IMFs avec fissure de denture de 20%.

Conclusion générale et perspectives

Le contrôle qualité et la maintenance jouent un rôle primordial au niveau des entreprises de fabrication pour assurer la qualité, la fiabilité, la santé et la sécurité des produits et des biens, et ainsi, garantir leur compétitivité sur un marché mondial en croissance constante. Dans ce sens, une bonne méthode de contrôle qualité des produits finis peut assurer une bonne qualité pour augmenter la durée de vie des produits, en effet, L'utilisation des signaux vibratoires s'avère pertinente en l'occurrence car elle permet d'appréhender les phénomènes dynamiques et les défauts que l'on rencontre dans les systèmes en fonctionnement (machines tournantes, structures,...). En d'autre terme, le contrôle de l'état des boîtes à engrenages implique la détermination de l'état des engrenages et de son évolution dans le temps.

Dans notre recherche nous avons considéré principalement les travaux statiques et dynamiques d'une boîte de transmission à engrenages avec et sans défaut de denture localisé. Une série d'études ont été menées pour refléter les différents aspects de la dynamique des engrenages. Pour mieux analyser le phénomène de vibration de la boîte de transfert à roues cylindriques et à denture droite, fabriquée au niveau de l'entreprise de production de machines-outils à Oued Hamimime (Constantine); et afin de saisir les principes de base du contrôle de l'état des vibrations, un banc d'essai présentant des défauts courants de la machine (endommagement des éléments roulants, défaillance des engrenages) a été conçu et monté au Laboratoire de Mécanique (Département de Génie-Mécanique) de l'université des Frères Mentouri Constantine (Algérie). Avec ce banc d'essais, une série d'expériences a été réalisée pour mesurer la réponse en vibration d'un système à engrenages, présentant différentes dimensions de défauts de fissure à la racine de la denture d'engrenage, fonctionnant dans diverses conditions de charge et de vitesse.

L'étude bibliographique a permis d'établir une liste et une hiérarchie des principaux défauts d'usure pouvant intervenir sur les engrenages lors du fonctionnement normal d'un système de transmission de puissance à engrenages. A partir de cela, nous avons pu procéder à un choix optimal du défaut à observer sur les engrenages. Le défaut de fissure au niveau de la racine de denture a été créé artificiellement.

Le défaut de fissuration se forme souvent au pied de dent, c'est-à-dire à l'endroit de la concentration maximale de contrainte due à un dépassement de la limite élastique en contrainte au pied de dent du côté de la dent en traction. La présence de ce type de fissures fragilise la dent défectueuse et diminue sa résistance à la rupture. Ce phénomène peut être

accentué par la présence d'une écaille à cet endroit critique de la dent. En plus de la fatigue due à la sollicitation en flexion, d'autres causes de fissures peuvent se manifester, tels que les défauts de fabrication (état de surfaces, criques de rectification) et les criques d'origine thermique.

Dans cette thèse, nous avons fait une étude détaillée des méthodes d'analyse vibratoire telles que l'analyse temporelle, l'analyse fréquentielle et les méthodes d'analyse temps-fréquence. Une attention particulière a été prêté à la décomposition modale empirique (EMD) qui permet une décomposition auto-adaptative de tout signal en une somme de composantes oscillantes extraites directement de celui-ci. Les techniques basées sur les méthodes de décomposition modale empirique (EMD) et de l'ensemble décomposition modale empirique (EEMD) ont été utilisées pour extraire les caractéristiques des défauts connexes des signaux de vibration acquis à partir de la boîte de transfert.

Les résultats démontrent l'avantage de ces techniques pour une évaluation efficace de la fissuration de denture dans les engrenages droits. Enfin, ces méthodes peuvent être des outils robustes de traitement de signal pour les études dynamiques des machines tournantes.

En définitive, et étant donné que les outils de mesure et de traitement des données ont été développés et exposés dans notre recherche, il sera possible de réaliser des essais similaires sur d'autres paires d'engrenages, et ainsi tirer des conclusions de comportement plus générales.

Les études dans le domaine des engrenages sont devenues de plus en plus complexes. Ce travail a permis de comprendre l'influence du défaut de fissure sur le comportement statique et dynamique. Dans un cas plus général, il serait nécessaire d'étudier les conditions de contact sous charge par un modèle d'éléments finis sophistiqué. En outre, des mesures statiques sur le banc d'essai par les jauges de déformation seront efficaces pour comprendre le comportement de la portée de contact dans des positions différentes de contact. Ainsi, les résultats numériques pourront être comparés aux résultats expérimentaux.

REFERENCES

- [1] R. Wójcik and J. Wlazlo, « Damage of the Surface Layer Gears in Grinding Process », *Mechanics and Mechanical Engineering*, vol. 17, no. 4, pp. 317–323, 2013.
- [2] O.D. Mohammed, M. Rantatalo and J. Aidanpaa, “Improving mesh stiffness calculation of cracked gears for the purpose of vibration-based fault analysis”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 34, pp. 235–251, 2013
- [3] T. Eritenel and R.G. Parker, “An investigation of tooth mesh nonlinearity and partial contact loss in gear pairs using a lumped-parameter model”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 76, pp. 20–38, 2014.
- [4] W.Q. WANG, F. ISMAIL and M.F. Golnaraghi, “Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 15, no. 5, pp. 905-922, 2001.
- [5] Y. Lei, M.J. Zuo, Z. He and Y. Zi, “A multidimensional hybrid intelligent method for gear fault diagnosis”, *Expert Systems with Applications*, vol. 37, pp. 1419–1430, 2010.
- [6] A. Parey and N. Tandon, “Fault Detection of Spur Gears Using Vibration Monitoring”, Lambert, Saarbrücken, Germany, 2010.
- [7] C.J. Li and H. Lee, “Gear fatigue crack prognosis using embedded model, gear dynamic model and fracture mechanics”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, 2005, pp. 836-846 2005.
- [8] B.D. Forrester, “Analysis of gear vibration in the time–frequency domain”, *Proceedings of the 44th Meeting of Mechanical Failures Prevention Group of the Vibration Institute*, Virginia Beach, VA, 1989, 3–5 April, 1989.
- [9] G. Allgood, “Detection of gear wear on the 757/767 internal drive generator using higher order statistics and wavelets”, *15th International Modal Analysis Conference*, Florida, 1997.
- [10] A. Belsak and J. Flasker, “Detecting cracks in the tooth root of gears”. *Engineering Failure Analysis*, vol. 14, pp. 1466–1475, 2007.
- [11] H. Heirani and Kh. Farhangdoost, “Predicting Depth and Path of Subsurface Crack Propagation at Gear Tooth Flank under Cyclic Contact Loading”, *Journal of Solid Mechanics*, vol. 9, no. 3, pp. 587-598, 2017.
- [12] F.A. Andrade, I. Esat, and M.N.M. Badi, “Introduces a new technique for early identification of spur gear tooth fatigue cracks, namely the Kolmogorov-Smirnov test”, *Journal of Sound and vibration*, vol. 240(5), 2001, pp. 909-919, 2001.
- [13] N. Baydar and A. Ball, “A comparative study of acoustic and vibration signals in detection of gear failures using Wigner–Ville distribution”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 15(6), pp. 1091–1107, 2001.
- [14] X. Yuan and L. Cia, “Variable amplitude Fourier series with its application in gearbox diagnosis—Part II”, *Experiment and application*, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 19, 2005, pp. 1067–1081, 2005.
- [15] A. Belsak and J. Flasker, “Method for detecting fatigue crack in gears”, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, vol. 46, 2006, pp. 105–113, 2006.
- [16] D. Yu, Y. Yang and J. Cheng, “Application of time–frequency entropy method based on Hilbert–Huang transform to gear fault diagnosis”, *Measurement*, vol. 40, 2007, pp. 823–830, 2007.
- [17] S.J. Loutridis, “Instantaneous energy density as a feature for gear fault detection”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, 2006, pp. 1239–1253, 2006.

- [18] T. Barszcz and R.B. Randal, “Application of spectral kurtosis for detection of a tooth crack in the planetary gear of a wind turbine”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 23, 2009, pp. 1352–1365, 2009.
- [19] A.Belsak and J. Flaker, “Wavelet analysis for gear crack identification”, *Engineering Failure Analysis*, vol. 16, 2009, pp. 1983–1990, 2009.
- [20] H. Li, Y. Zhang and H. Zheng, “Application of Hermitian wavelet to crack fault detection in gearbox”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, 2011, pp. 1353–1363, 2011.
- [21] D. Wang, “K-nearest neighbors based methods for identification of different gear crack levels under different motor speeds and loads”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71, 2016, pp. 201–208, 2016.
- [22] N.E. Huang, Z. Shen, S.R. Long, M.L.C. Wu, H.H. Shih, Q.N. Zheng, N.C. Yen, C.C. Tung and H.H. Liu, “The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis”, *Proceedings of the Royal Society of London Series A—Mathematical Physical and Engineering Sciences*, vol. 454, 1998, pp. 903–995, 1998.
- [23] J. Cheng, D. Yu, J. Tang and Y. Yang, “Application of frequency family separation method based upon EMD and local Hilbert energy spectrum method to gear fault diagnosis”, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 43, 2008, pp. 712–723, 2008.
- [24] R. Ricci and P. Pennacchi, “Diagnostics of gear faults based on EMD and automatic selection of intrinsic mode functions”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 25, 2011, pp. 821–838, 2011.
- [25] M. Amarnath and I.R. Praveen Krishna, “Local fault detection in helical gears via vibration and acoustic signals using EMD based statistical parameter analysis”, *Measurement*, vol. 58, 2014, pp. 154–164.
- [26] A. Parey, M. El Badaoui, F. Guillet and N. Tandon, “Dynamic modeling of spur gear pair and application empirical mode decomposition-based statistical analysis for early detection of localized tooth defect”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 294, 2006, pp. 547-561, 2006.
- [27] S.J. Loutridis, “Damage detection in gear systems using empirical mode decomposition”, *Engineering Structures*, vol. 26, pp. 1833–1841, 2004.
- [28] T. GUERTIN, « Mesure expérimentale de l'erreur de transmission cinématique d'engrenages spiro-coniques et hypoides », Université Laval, pp 1-2, 1999.
- [29] M. Mecibah, «Modélisation de calcul des roues d'échange dans une transmission mécanique par engrenage». Thèse Doctorat, Génie-Mécanique, Université des Frères MENTOURI – Constantine, 2010.
- [30] S. Jia, I. Howard, “Comparison of localised spalling and crack damage from dynamic modelling of spur gear vibrations”, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20, pp. 332–349, 2006.
- [31] I. Yesilyurt, “The application of the conditional moments analysis to gearbox fault detection a comparative study using the spectrogram and scalogram”, *NDT&E International* 37, pp. 309-320, 2004.
- [32] A. Bourdon, « Modelisation dynamique globale des boites de vitesses automobile », Thèse Doctorat, institut national des sciences appliquees de LYON, 1997.
- [33] E. Thomas, «Transmission de puissance», Version 1.0, 2014.
- [34] G. HENRIOT, « Engrenages : Conception et fabrication », Dunod, 1999.
- [35] G. Henriot, « Conception fabrication mise en œuvre », 7ème édition, DUNOD, Paris 1999.

- [36] M. El Badaoui, “Contribution au Diagnostic Vibratoire des Réducteurs Complexes à Engrenages par l’Analyse Cepstrale”. Thèse de doctorat à l’université de saint-Etienne, France. 141 pages. 1999.
- [37] R.A. Hassan, “Contact stress analysis of spur gear teeth pair”, World Academy of Science, Engineering and Technology vol. 58, pp. 611–616. 2009.
- [38] S.L. Harris, “Dynamic loads on the teeth of spur gears”, Proc. of the I.M.E , 1958, vol. 172, pp. 87-100.
- [39] D. R. Houser, “Gear noise”, State of the art, Proc. Inter Noise 88, Avignon, pp. 1-6, 1988.
- [40] A. M. Thompson, “Origins of gear noise”, Proc. 2nd world congress on gearing, Paris, Vol. 2, pp. 1809-1817, 1977.
- [41] R. G. Munro, “The D. G. Component of gear transmission error”, Proc. International power Transmission and gearing conference. Chicago, pp. 467-470 1989.
- [42] D. B. Welbourn, “Fundamental knowledge of gear noise – A survey” , Conf. on noise and vibrations of engines and transmissions, Cranfield, paper C 117/79, pp. 9-29, 1979.
- [43] B. Favre, “Mesure de l’erreur cinématique des engrenages en dynamique et application à la caractérisation du bruit”, 4èmes journées d’Etude Transmissions Mécaniques, ECAM - JET, Lyon, 7 p, Juin 1990.
- [44] Kassai & P. Mairesse, “ Ecart de transmission et processus de réduction du bruit d’engrènement”, Journées CETIM, Des engrenages plus silencieux, Senlis, 21-22 Octobre, p.7, 1993.
- [45] L. Faure, “Contrôle des engrenages, mesures de l’écart de transmission”. CETIM information, N° 109, p. 47 – 55, 1989.
- [46] H. Lin, H. Townsend, D. P. Oswald, F. B. “Profile modification to minimize spur gear dynamic loading”. Proceeding of 5th ASME International Power Transmission and Gearing Conference. Chicago, Vol 1, pp. 455-465, 1989.
- [47] R. Tharmakulasingham, « Transmission Error in Spur Gears: Static and Dynamic Finite-Element Modeling and Design Optimization», Thèse Doctorat, School of Engineering and Design Brunel University United Kingdom. 2009.
- [48] Y. Wennian, « Dynamic modelling of gear transmission systems with and without localized tooth defects », Queen’s University Kingston, Ontario, Canada July, 2017.
- [49] Y. Cai, and T. Hayashi. “Linear approximated équation of vibration of a pair of spur gears (theory and experiment)”, Journal of Mechanical Design. Transactions Of the ASME, vol. 116(2), pp. 558-564, 1994.
- [50] R. G. Parker, S. M. Vijayakar, et al., “Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and expérimental comparisions”, Journal of Sound and Vibration, vol. 237(3), pp. 435-455, (2000).
- [51] A. Kahraman and G. W. Blankenship, “Gear dynamics experiments. Part-II: Effect of involute contact ratio”, Proceedings of the 1996 7th International Power Transmission and Gearing Conférence, San Diego, CA, USA, ASME, New York, NY, USA, 1996.
- [52] S. Oh, K. Grosh et al., “ Dynamic stability analysis of spur gears in a steady state”, Noise Control and Acoustics Division - 1999 (The ASME Intemational Mechanical Engineering Congress and Exposition), American Society of Mechanical Engineers, Noise Control and Acoustics Division (Publication) NCA 26: 161-168 BN -0-7918-1637-0,1999.
- [53] J. Wang, Q. Zhang et al., “Effect of involute contact ratio on the dynamic performance of spur gear with no tooth profile modification”. Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 16(4), pp. 417-419, 2003.
- [54] C. H. Liou, H. H. Lin et al. “ Effect of contact ratio on spur gear dynamic load with no tooth profile modifications”. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME vol. 118(3), pp. 439-443. 1996.

- [55] W. D. Mark, "Gear noise origins , Gears and Power Transmission Systems for Helicopters and Turboprops", Proc. AGARD Conf., Lisbon, p.13, 1984,
- [56] D. B. Welbourn, "Gear errors and their resultant noise spectra" , Proc. Of th I.M.E., Vol. 184, paper 16, part 30, pp. 131-139, 1969-70.
- [57] D. Ghiglione, C. Leroux et C. Tournier, « Cémentation et Carbonituration », Technique de l'ingénieur, Vol. BM 5 627-8, 1994.
- [58] J. Sabot et J. Perret-liauet, " Excitation dynamique d'un carter de boîte de vitesses par l'erreur de transmission", 3ème Congrè Mondial des engrenages et des transmissions, Fev. Paris, pp. 829-840, 1992.
- [59] C. BARD, « Modélisation du comportement dynamique des transmissions par engrenages », Chapitre 1, pp. 27-28.
- [60] K. Umezawa, T. Suzuki, H. Houjoh and K. Bagasna, "Influence of misalignment on vibration of helical gear", Proc. 2nd World Congress on Gearing, Paris, pp. 615-626. 1986.
- [61] L. D. Mitchel, "Gear noise. The purchaser's and the manufacturer's views", Proc. Purdue noise control conference, Lafayette-Indiana, Jul. pp. 95-106, 1971.
- [62] D. B. Welbourn, "Gear noise spectra – a rational explanation" , A.S.M.E. 77-DTE-38, pp. 1-8.
- [63] D. Remond, « Contribution à l'étude et à l'analyse expérimentale du bruit d'engrènement. Développement et application de la transformée en ondelettes rapide », Thèse de doctorat, INSA de Lyon, N° 91ISAL 0067, p. 232, 1991.
- [64] O. Djebili, «Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement». Thèse de doctorat , Universite De Reims Champagne Ardenne 2013.
- [65] D. Augeix, «Analyse vibratoire des machines tournantes, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique», BM 5 145.
- [66] S. Sait Abdulrahman, I. Sharaf-Eldeen Yahya; " A Review of Gearbox Condition Monitoring Based on vibration Analysis Techniques Diagnostics and Prognostics", T. Proulx (ed.), Rotating Machinery, Structural Health Monitoring, Shock and Vibration, Volume 5, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series 8, doi 10.1007/978-1-4419-9428-8_25, 2011.
- [67] N. FEKI, «Modelisation electro-mecanique de transmissions par engrenages - applications a la detection et au suivi des avaries», Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 2012.
- [68] K. Drouiche, M. Sidhamed, Y. Grenier, " Détection de défauts d'engrenages par analyse vibratoire", Traitement du signal, vol. 8(5), pp. 331–343, 1992.
- [69] D. Palaisi, «Simulation numérique du comportement vibratoire d'engrenages endommagés», obtention de la maîtrise en génie mécanique, école de technologie supérieure université du Québec, 2011.
- [70] P. Jayaswal and A. Aherwar, "Fault Detection and Diagnosis of Gear Transmission System via Vibration Analysis", 2012.
- [71] G. Dalpiaz, U. Meneghetti, "Monitoring fatigue cracks in gears", NDT & E International, vol 24, pp.303–306, 1991.
- [72] Ashraf Abdel-Rahim Ali, "Center-Hung Induced Draft Fan Axial Vibration". Vibrations, vol 23(2), Pp. 14-16, 2007.
- [73] S. Wu, M. Zuo, A. Parey, "Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth". J Sound Vibrat, vol 317, pp.608–24, 2008.
- [74] M. Thomas, " Fiabilité, maintenance prédictive et vibration des machines", ISBN 978-2-7605-3357-8, 633 pages, 2011.

- [75] T. Kidar. «Diagnostic des défauts de fissures d'engrenages par l'analyse cyclostationnaire», Thèse de doctorat, Université Jean Monnet - Saint-Etienne, 2015.
- [76] Wang, W., Wong, A. K. "Autoregressive Model-based gear fault diagnosis", *J. Vib. Acoustics*, Vol. 124, pp. 172–179, Apr. 2002.
- [77] H. Bendjama, «Contribution à la détection et au diagnostic des défauts. Application aux systèmes dynamiques et aux matériaux», Thèse de Doctorat, Ecole National Polytechnique, El-Harrach, Algérie, 2012.
- [78] M. Mosher, , A.H. Pryor, , D.G. Lewicki, " Detailed Vibration Analysis of Pinion Gear with Time-Frequency Methods", NASA TM 2003-212269, NASA Ames Research Center, Moffet Field, CA., p.47 , 2003.
- [79] Fakher, Walter Bartelmus, Radoslaw Zimroz, Tahar Fakhfakh and Mohamed Haddar, " Gearbox vibration signal amplitude and frequency modulation". *Shock and Vibration* 19 (2012), pp. 635–652.
- [80] Z. K. Peng and F. L. Chu. " Application of the wavelet transform in machine condition monitoring and fault diagnostics: a review whit bibliography". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 18:199–221, 2004.
- [81] C.K. Sung, H.M. Tai, C.W. Chen. " Locating defects of a gear system by the technique of wavelet transform". *Mechanism and Machine Theory*, vol.35, pp.1169-1182, 2000.
- [82] D. Boulahbal, M. F. Golnaraghi, F. Ismail, "Amplitude and phase wavelet maps for the detection of cracks in geared systems", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 13(3), pp. 423–436, 1999.
- [83] H. Zheng, , Z. Li, X. Chen, "Gear fault diagnosis based on continuous wavelet transform", *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 16(2-3), pp. 447–457, 2002.
- [84] D.P. Jena, S.N. Panigrahi, Rajesh Kumar. "Multiple-teeth defect localization in geared systems using filtered acoustic spectrogram". *Applied Acoustics*, vol 74, pp. 823–833, 2013.
- [85] Chee Keong Tan, David Mba., "Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox", *Tribology International*, vol. 38, pp. 469–480, 2005.
- [86] R. chaib, «contribution a l'optimisation de la maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire». Thèse Doctorat, Département Génie-Mécanique, Université des Frères MENTOURI – Constantine.
- [87] S. Wu, M. Zuo and A. Parley, " Simulation of spur gear dynamics and estimation of fault growth", *Journal of Sound and Vibration* 317608-624, 2008.
- [88] Seok-Chul Hwang , Jin-Hwan Lee , Dong-Hyung Lee , Seung-Ho Hana , Kwon-Hee Lee . " Contact stress analysis for a pair of mating gears". *Journal Mathematical and Computer Modelling* , vol.57, pp. 40–49, 2013.
- [89] S. Jyothirmaia , R. Rameshb , T. Swarnalathac , D. Renukad. "A Finite Element Approach to Bending, Contact and Fatigue Stress Distribution in Helical Gear Systems". *Procedia Materials Science* 6, pp.907 – 918, 2014.
doi: 10.1016/j.mspro.2014.07.159
- [90] S. Selami, H. Boughouas, «Analyse Des Facteurs Influant Sur La Précision Cinématique Des Transmission Par Engrenages». Mémoire de Magister, Département Génie-Mécanique, Université des Frères MENTOURI – Constantine, 2010.
- [91] Nicolas Di Palma, Alain Batailly, Mathias Legrand. «Méthodes de traitement du signal par décomposition en modes empiriques», Rapport de recherche, Université McGill. 2018.
- [92] Thomas Oberlin, «Approches mathématiques pour la décomposition modale empirique», Université Joseph Fourier, Grenoble.

- [93] M. Kedadouche, et al., “A comparative study between Empirical Wavelet Transforms and Empirical Mode Decomposition Methods: Application to bearing defect diagnosis”, *Mech. Syst. Signal Process.*, 2016.
- [94] G. Rilling, , P. Flandrin, and P. Gonçalves, “On empirical mode decomposition and its algorithms”. *IEEE-EURASIP workshop on nonlinear signal and image processing* 3, 8-11, 2003.
- [95] H. Mahgoun, R. ElhadiBekka and A. Felkaoui, “ Gearbox fault diagnosis using ensemble empirical mode decomposition (EEMD) and residual signal”, *Mechanics & Industry*, vol. 13, pp. 33–44, 2012.
- [96] R.M. Stewart, Some useful data analysis techniques for gear box diagnosis, *Applications of time series analysis*, Ph.D. Thesis, ISVR, University of Southampton, 1977.
- [97] J.D. Smith, “Alias errors in precision rotary encoder calibration”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 206, pp. 71-73, 1992.
- [98] P.D. McFadden, “ Windows functions for the calculation of the time average of the vibration of the individual planet”, *ASME Transactions Journal of vibration and Acoustics*, vol. 116, pp. 179-187, 1994.
- [99] C. Capdessus, M. Sidahmed and J. L. Lacoume, “Application in gear faults early diagnosis”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 14, no. 3, pp. 371-385, 2000.