

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique



MÉMOIRE DE FIN D'ETUDES

POUR L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Électromécanique

Parcours : Master

Spécialité : Maintenance industrielle

THÈME

**Étude des défauts dans les roulements par analyse
vibro-acoustique**

Préparé par :

DAHOU Ahmed

Soutenu publiquement le : 08 / 10 / 2020, devant le jury composé de

M. BOUZIDENE Ahmed	Professeur	(Univ. Ibn Khaldoun) Président
M. ATHMANI Houari	Maître assistant "A"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. BENARIBA Aboubakeur	Maître assistant "B"	(Univ. Ibn Khaldoun) Examineur
M. ABOUSHGHIBA Hichem	Maître de Conférences "B"	(Univ. Ibn Khaldoun) Encadreur

Promotion 2020/2019



Dédicace

À mes chers parents,

Pour leurs soutien et encouragements.

À mes proches et toute ma famille.

*À mon frère **Ali Othman**.*

*À monsieur **Abdelkader Mokhtari**, Docteur au Département de
Génie électrique UIK Tiaret*

*Mes amis **Ahmed Belghitar & Kadirou Alel & Azize Djalouat***

À mes ex collègues au travail

Belhocine Abdelkrim & Zahrou Mohamed

*À mes amis et tous les gens qui m'aiment. À tous
ceux qui sont proches de mon cœur et dont je*

n'ai pas cité le nom.

Au bonheur des plus chers.

Nous dédions ce modeste travail



Remerciements

*Ce mémoire, dirigée par monsieur le Docteur **Hichem ABOUSHGHIBA**, a été effectuée au sein de Département de Génie Mécanique de l'Université D'IBN KHALDOUN – TIARET.*

*Je tiens à exprimer à monsieur **Mohamed Boutkhil GUEMMOUR**, Docteur au Département de Génie mécanique, ma gratitude, pour la confiance qu'il m'a accordée, pour m'avoir toujours très bien guidé, encouragé et motivé, pour m'avoir permis de finaliser ce travail. Je le remercie aussi pour ses qualités professionnelles et humaines.*

Mes remerciements vont également à Monsieur le président et aux membres de jury pour avoir accepté de juger ce modeste travail.

Mes remerciements à tous les responsables, les enseignants de département de génie mécanique qui ont contribué à ma formation durant ces années.

Enfin, je remerciée tous ceux et celles qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Tableau des matières

Dédicace.....	I
Remerciement.....	II
Tableau des matières.....	III
Liste des figures.....	IVI
Liste des tableaux.....	VIII
Introduction générale.....	1
Chapitre I Techniques de surveillance en maintenance conditionnelle.....	2
I.2) Maintenance preventive conditionnelle.....	3
I.2.1) Définition.....	4
I.2.2) Objectifs.....	5
I.2.3) Condition de mise en œuvre.....	6
I.3) Techniques pour maintenance conditionnelle industrielle.....	7
I.3.1) Surveillance vibratoire.....	8
I.3.3) Surveillance par CND.....	11
I.3.5) Surveillance par analyse des huiles.....	13
I.3.5.1) La chromatographie en phase gazeuse (CPG).....	13
I.3.5.1) La centrifugation.....	13
I.3.5.3) L'extraction.....	14
I.3.5.4) Analyse par ferrographie.....	14
I.3.5.5) Spectrographie infrarouge.....	15
I.4) Conclusion.....	16
Chapitre II La vibro-acoustique.....	17
II.1) Introduction.....	18
II.2) Définition.....	18
II.3) Domaines d'applications.....	19
II.4) Modele mathematique.....	19
II.4.1) Equations gouvernantes.....	19
II.4.1.1) Couplage vibro-acoustique fort.....	19
II.4.1.2) Couplage vibro-acoustique faible.....	21
II.4.2) Discrétisation.....	22
II.4.2.1) Forme discrétisée.....	22

II.4.2.2)	Erreur de dispersion et erreur de pollution	22
II.4.2.3)	Méthodes de discrétisation	24
II.5)	Conclusion	30
Chapitre III Etudes des défauts de roulement.....		32
III.1)	Introduction	32
III.2)	Généralités sur les roulements	33
III.2.1)	Définition	33
III.2.2)	Constitution des roulements	33
III.2.3)	Typologies des roulements	35
III.2.4)	Defauts de roulement	37
III.2.4.1)	Types de défaut de roulement	37
III.2.3.2)	Caractérisation des défauts de roulement.....	47
III.2.5)	Défaut de roulement localisé	48
III.2.5.1)	Iparamètres géométriques	49
III.2.5.2)	Paramètres cinématique	50
III.2.5.3)	Paramètres de chargement	53
III.3)	Modelisation de la force excitatrice	54
III.3.1)	Force de choc	55
III.4)	Model vibratoire d'un roulement.....	57
III.4.1)	Modèle vibratoire de la bague	57
III.4.2)	Modèle vibratoire général.....	58
III.5)	Conclusion	61
Chapitre IV : Étude de cas		63
IV.1)	Introduction	64
IV.2)	Les données utilisées	64
IV.3)	Calcul des frequences des defauts possibles	66
IV.4)	Cas du roulement sans défauts	66
IV.5)	Cas du roulement défectueux	70
IV.6)	Conclusion	76
Conclusion		77
Références.....		78
Résumé.....		83

Abstract	83
الملخص	83

Liste des figures

Figure I.1: Principe de la maintenance conditionnelle	5
Figure I.2: Différentes méthodes d'analyse	8
Figure I.3: Voies de surveillance vibratoire des machines	9
Figure I.4: Exemple de défaut sur une installation électrique	10
Figure I.5: Défaut d'engrenage Avant et après correction	10
Figure I.6: Défaut de roulement.....	10
Figure I.7: Contrôle ultrasonique d'un moteur	13
Figure I.8 : Détermination de la pollution gravimétrique pour le contrôle de la contamination des huiles hydraulique directe.....	14
Figure I.9: Principe du ferrographe à lecture directe	15
Figure II.1 : Domaine solide Ω_s et domaine fluide	20
Figure II.2: Partie réelle de la pression le long d'un tube.....	23
Figure II.3 : Erreur de dispersion e en fonction de l'angle de propagation θ pour une onde plane se propageant dans une cavité carrée.	26
Figure III.1 : Classification des guidages en rotation.....	32
Figure III.2 : Constitutions d'un roulement	33
Figure III.3 : Montage d'un roulement	34
Figure III.4: Catégorie de roulements selon le type de charges	36
Figure III.5 : Défaut d'écaillage	38
Figure III.6 : Blocage	39
Figure III.7 : Fissure et cassure des bagues.....	39
Figure III.8: Détérioration de cage.....	40
Figure III.9 : Déformation du chemin de roulement.	41
Figure III.10 : Usure et grippage.....	42
Figure III.11 : Corrosion des pistes.....	42
Figure III.12 : Corrosion de contact.....	43
Figure III.13 : Usure (modification de la précision géométrique).....	43
Figure III.14 : Effet de passage du courant sur les roulements	44
Figure III.15 : Rayures et empreintes.....	45
Figure III.16 : Rotation de bagues	46
Figure III.17 : Taches et décoloration.	46
Figure III.18 : Ecaillage en peau d'organe (peeling).....	47
Figure III.19 : Différentes positions de défauts localisés affectant un roulement à billes.....	49
Figure III.20 : Paramètres géométriques et cinématiques	49
Figure III.21 : Efforts de chargement et conditions d'équilibre	53
Figure III.22 : Distribution des charges sous une force radiale concentrée	54
Figure III.23 : Cinématique du mouvement de la bille autour du bord de la zone défectueuse , l'état 1 est avant le choc, l'état 2 est après le choc.....	55
Figure III.24: Modèle de système de roulement dans la direction radiale principale	59
Figure IV.1 : Les caractéristiques du roulement.....	65
Figure IV.2 : Signal temporel brut de l'accélération.	66
Figure IV.3: Le spectre de puissance du roulement sans défaut.....	67
Figure IV.4 : Le signal brut et son enveloppe.....	68
Figure IV.5 : Le Spectre de l'enveloppe lié au roulement sans défaut.....	69
Figure IV.6 : Amplitude de l'accélération dans le domaine temporel.....	70

Figure IV.7 : Spectre de puissance dans le domaine fréquentiel.	70
Figure IV.8 : Zoom vers la région [0, 1000 Hz] du spectre de puissance dans le domaine fréquentiel. ...	71
Figure IV.9 : Entre [0.04 s, 0.06 s] en haut : le signal brut et en bas : l'enveloppe du même signal	72
Figure IV.10 : Le Spectre de l'enveloppe du roulement défectueux.....	72
Figure IV.11 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BPFO.....	73
Figure IV.12 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BPFI.	74
Figure IV.13 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de FTF.....	75
Figure IV.14 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BSF.....	75

Liste des tableaux

Table I.1: Terminologie pour maintenance préventive.....	4
Table III.1 : comparaison entre les roulements à billes et à rouleaux.....	36
Table III.2: Défaut d'écaillage.....	38
Table III.3 : Blocage.....	39
Table III.4 : Fissure et cassure des bagues.....	40
Table III.5 : Détérioration de cage.....	40
Table III.6 : Déformation du chemin de roulement.....	41
Table III.7 : Usure et grippage.....	42
Table III.8 : Corrosion des pistes.....	43
Table III.9 : Corrosion de contact.....	43
Table III.10 : Usure (modification de la précision géométrique).....	44
Table III.11 : Effet de passage du courant sur les roulements.....	45
Table III.12 : Rayures et empreintes.....	45
Table III.13 : Rotation de bagues.....	46
Table III.14 : Taches et décoloration.....	47
Table III.15 : Ecaillage en peau d'organe (peeling).....	47
Table III.16 : Paramètres géométriques et cinématiques.....	50

Introduction générale

Introduction générale

Le présent mémoire s'inscrit dans le cadre de notre projet de fin d'études en vue de l'obtention du diplôme de master professionnalisant en génie mécanique option maintenance industrielle.

Le présent travail s'intègre dans un contexte technologique, en relation avec le secteur de l'industrie mécanique et la maintenance préventive des équipements et plus particulièrement la surveillance des machines industrielles. L'outil dédié à l'activité de surveillance des machines critiques est composé essentiellement de techniques et de méthodes permettant de suivre l'évolution de l'état de santé d'un équipement. Parmi les techniques à intégrer dans le processus de surveillance des installations et des machines, il y a la vibroacoustique.

La vibroacoustique est une technique de surveillance qui nécessite une variété d'outils mathématiques. L'outil principale et le plus utilisé est la transformation spectrale ou l'analyse de Fourier. Elle transforme le signal temporelle de déplacement ou d'accélération en un signal fréquentiel. L'analyse de ces fréquences révèle généralement des signatures distinctives liées aux différents types de défauts possible dans la machine étudiée, dans notre cas spécifiquement le roulement. Le problème majeur avec l'analyse de Fourier est le fait que les signaux de basses fréquences peuvent être facilement noyés par ceux ayant de hautes fréquences.

La méthode dite d'enveloppe vient comme solution à ce problème. Cette méthode qui est basée sur l'ajout d'une autre transformation, à savoir celle de Hilbert, fait l'objet de notre étude.

L'objectif globale de ce travail est d'introduire la notion du défaut de roulement dans un contexte de maintenance pour l'inclure dans le future dans les différents modèles étudiés

L'étude est organisée en quatre chapitres. Le premier traite les différentes techniques de surveillance. Le chapitre II est consacré aux notions fondamentales de la vibroacoustique et de sa modélisation mathématique. Le modèle théorique pour la modélisation des différents défauts qui peuvent surgir dans les roulements est discuté dans le chapitre III.

Le dernier chapitre traite un cas pratique et réel de détection d'un défaut dans un roulement par une méthode puissante qu'est la méthode d'enveloppe.

Ce mémoire est terminé par une conclusion générale qui synthétise notre étude et propose différentes perspectives pour des travaux futures.

Chapitre I

Techniques de surveillance en MPC

I.1)Instruction : [1,2]

Un programme complet de gestion de la maintenance conditionnelle utilise les outils les plus rentables (par exemple, surveillance des vibrations, thermographie, tribologie) pour obtenir l'état de fonctionnement réel des équipements critiques d'une unité de production. Sur la base de ces données réelles seront planifiées toutes les activités de maintenance en fonction des besoins. Ainsi, inclure la maintenance conditionnelle dans un programme complet de gestion de la maintenance optimise la disponibilité des équipements et réduit considérablement le coût de la maintenance. Il améliore également la qualité des produits, la productivité et la rentabilité des unités de production.

L'ajout d'un programme de maintenance conditionnelle complet peut fournir et fournira des données factuelles sur l'état réel et l'efficacité opérationnelle de chaque système technique de l'unité de production. Ces données fournissent au responsable de la maintenance des données réelles pour la planification des activités de maintenance.

Un programme de maintenance conditionnelle peut minimiser les défaillances imprévues de tous les équipements de l'unité de production et garantir que l'équipement réparé est dans un état acceptable. Le programme peut également identifier les problèmes d'un équipement avant qu'ils ne deviennent graves. La plupart des problèmes peuvent être minimisés s'ils sont détectés et pris en charge rapidement. Les modes de défaillance normaux se dégradent à une vitesse directement proportionnelle à leur gravité. Si le problème est détecté de manière précoce, les réparations majeures peuvent généralement être évitées.

La plupart des programmes complets de maintenance conditionnelle utilisent l'analyse des vibrations comme principal outil. Comme la plupart des équipements normaux de l'usine sont mécaniques, la surveillance des vibrations constitue le meilleur outil pour la surveillance de routine et l'identification des problèmes naissants; cependant, l'analyse des vibrations ne fournit pas les données requises sur l'équipement électrique, les zones de perte de chaleur, l'état de l'huile de graissage ou d'autres paramètres qui devraient être inclus dans votre programme.

La maintenance conditionnelle qui utilise l'efficacité des processus, la perte de chaleur ou d'autres techniques non destructives peut quantifier l'efficacité de fonctionnement des équipements ou des systèmes technique de l'unité de production. Ces techniques utilisées en conjonction avec l'analyse des vibrations et l'analyse acoustique peuvent fournir aux

responsables de la maintenance et aux ingénieurs d'usine des informations qui leur permettront d'obtenir une fiabilité et une disponibilité optimales de leurs usines.

I.2) Maintenance préventive conditionnelle:

I.2.1) Définition: [1]

Tout comme la maintenance systématique la maintenance conditionnelle a de nombreuses terminologies (**Tableau I.1**).

Anglophone	Francophone
- Breakdown maintenance - Run to failure maintenance	- Maintenance de catastrophe - Maintenance palliative - Maintenance corrective
- Preventive maintenance - Time-based maintenance	- Maintenance systématique - Maintenance à base de l'âge
- Predictive maintenance - Condition-based maintenance	- Maintenance conditionnelle - Maintenance à base de l'état
- Proactive maintenance - Prevention maintenance	- Maintenance proactive

Table II.1: Terminologie pour maintenance préventive

Pour certains, la maintenance conditionnelle est la surveillance des vibrations des machines tournantes dans le but de détecter d'éventuels problème de fonctionnement et d'éviter ainsi les défaillances. Pour d'autres, c'est la surveillance thermographique des appareils électriques, des moteurs et d'autres équipements électriques pour détecter les problèmes qui peuvent survenir et causer des défaillances.

La prémisse commune de la maintenance conditionnelle est que la surveillance régulière de l'état de et de l'efficacité de fonctionnement d'un système technique fournira les données nécessaires pour garantir l'intervalle maximal entre les réparations et minimiser le nombre et le coût des interruptions imprévues causées par les différents modes de défaillances. Ce pendant, la maintenance conditionnelle est bien plus que cela.:

- Elle est le moyen d'améliorer la productivité, la qualité des produits et l'efficacité globale des unités de production. La maintenance conditionnelle n'est pas seulement une

surveillance des vibrations ou une thermographie ou une analyse d'huile ou l'une des autres techniques de test non destructif commercialisées comme outils de maintenance prédictive.

- C'est une philosophie ou une attitude qui, en termes simples, utilise l'état de fonctionnement réel des équipements et des systèmes techniques pour optimiser l'exploitation totale de l'unité de production.
- C'est un programme prédictif de maintenance. Ainsi, au lieu de s'appuyer sur des statistiques de durée de vie moyenne industrielle ou en usine (c.-à-d. Temps moyen avant défaillance) pour planifier les activités de maintenance, la maintenance conditionnelle utilise la surveillance directe de l'état, de l'efficacité du système technique et d'autres indicateurs pour déterminer la moyenne réelle. - temps de défaillance ou perte d'efficacité pour chaque système technique.

Elle n'implique pas la connaissance de la loi de dégradation, la décision d'intervention préventive est prise lorsqu'il y a évidence expérimentale de défaut imminent en approche d'un seuil de dégradation prédéterminé. Elle s'applique aux unités dont la dégradation peut être mise en évidence par des indicateurs (**figure I.1**).

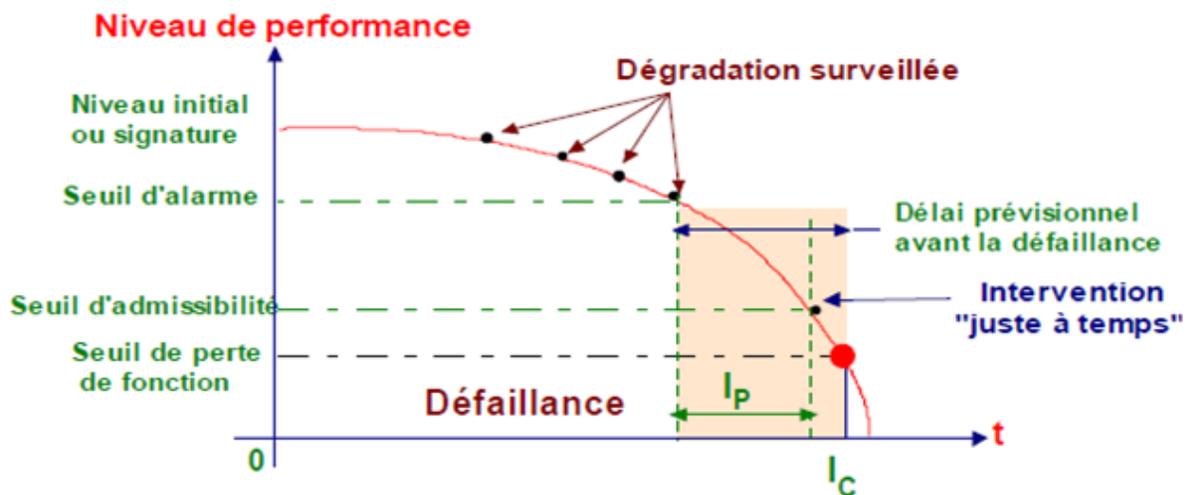


Figure I.1: Principe de la maintenance conditionnelle. [3]

I.2.2) Objectifs:

La politique de maintenance conditionnelle étant largement mise en œuvre sur les équipements et installation de production des industries type process, elle est cependant peu exploitée pour

surveiller les machines de production des industries type atelier (limité seulement suivi du taux de pollution des huiles de graissage, le PH des liquides d'arrosage, les vibrations, les bruits, etc..). Lors de la mise en œuvre d'une politique de maintenance conditionnelle, les principaux objectifs poursuivis sont :

- Maintenir la cadence de la production.
- Déterminer de manière précoce la nature des défaillances.
- Limiter les défaillances et les risques de leur survenance.
- S'assurer que les interventions seront achevées dans des meilleures conditions.
- Ralentir le vieillissement des équipements.
- Réduire les coûts de maintenance et les temps d'arrêt.

I.2.3) Condition de mise en œuvre :

La condition première de la mise en place de ce type de maintenance est que le matériel s'y prête et qu'il mérite cette prise de charge. C'est-à-dire qu'il s'agit d'un équipement critique. Les équipements **critiques** sont généralement sélectionnés à la base des points suivants :

- Equipements à forte valeur ajoutée indispensables à la transformation,
- Leurs défaillances affectent la sécurité de l'installation et entrave le processus de production.
- Leurs réparations sont longues et coûteuses.
- Une instrumentation permanente est installée pour une surveillance continue.

Comme toute philosophie, la maintenance conditionnelle admet des avantages et des inconvénients qu'il faudra considérer lors de la prise de décision de son application :

1. Avantage:

- Estimer et limiter les défaillances
- Déterminer les points faibles de l'équipement
- Structurer et organiser les interventions
- Minimiser les coûts d'intervention.
- Améliore les performances de la qualité des outils de productions.
- Réduction des pièces de rechange dans le stock.

Améliorer la disponibilité des équipements la sécurité.

Inconvénients:

- La nécessité des équipements surveillance et de mesure qui coute chère
 - L'obligation de formation continue et périodique l'équipe technique de la maintenance
- Coût de formation est élevé

I.3) Techniques pour maintenance conditionnelle industrielle :

La maintenance prédictive (conditionnelle ou prévisionnelle), consiste à estimer le suivie et l'évolution de l'état de marche du matériel en fonctionnement. Il existe une multitude de techniques pour réaliser les opérations de la maintenance conditionnelle et qui sont :

1. **Surveillance vibratoire** : C'est la technique la plus efficace pour détecter les défauts mécaniques dans les machines tournantes.
2. **Surveillance thermographique** : Cette technique permet de détecter les défauts thermiques et mécaniques pour analyser les équipements électriques et mécaniques.
3. **Surveillance ultrasonore** : Cette technique peut être utilisée pour la détection, la localisation ainsi que la surveillance continue de la fissuration des structures et des pipelines.
4. **Surveillance par CND** : Cette technique consiste à mettre en œuvre des méthodes d'investigation pour permettre d'apprécier sans destruction, l'état de santé des pièces et de formuler un avis sur leur aptitude à remplir la fonction à laquelle elles sont destinées.
5. **Surveillance par analyse des huiles** : A cause des phénomènes d'usure, la plupart des composants et organes de machines libèrent des débris métalliques. Cette technique consiste à analyser les huiles d'une machine, pour suivre l'apparition les particules métalliques microscopiques, dont la présence donne des indications sur les conditions des éléments mobiles. L'analyse de ces particules fournis des informations vitales sur la détérioration et l'usure de ces composants.

Les cinq techniques étant normalement mise en œuvre en maintenance conditionnelle, chacune d'elle dispose d'un ensemble de données unique qui aide le responsable de la maintenance à déterminer le besoin réel de maintenance. La figure I.2 donne une répartition statistique pour

chaque technique. Cependant, les questions fondamentales qui se posent concernant ces techniques sont :

- Comment déterminer la ou les techniques requises pour l'unité de production ?
- Comment déterminer la meilleure technique pour mettre en œuvre chacune des technologies ?
- Comment sélectionner entre la bonne et la mauvaise technique ?

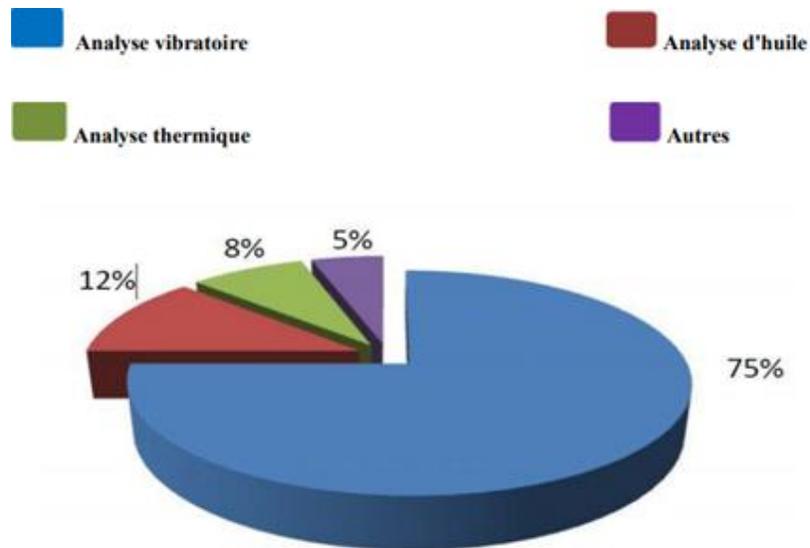


Figure I.2: Différentes méthodes d'analyse. [4]

I.3.1) Surveillance vibratoire:

Toutes les machines, et particulièrement les machines tournantes, vibrent et la signature vibratoire de leurs vibrations a un profil très particulier lorsqu'elles sont en état de bon fonctionnement. Dès que des défauts apparaissent (Balourd, désalignement, desserrage, choc, usure, fatigue, etc...) l'allure de cette signature vibratoire change, ce qui permet, de qualifier et quantifier l'intervention. La plupart des défauts mécaniques peuvent être détectés par cette technique [5].

L'analyse vibratoire est utilisée pour déterminer les conditions opérationnelles des équipements, car elle permet d'identifier l'évolution des anomalies avant qu'elles ne deviennent dangereuses et causent des arrêts non programmés.

La peut être fait en menant un suivi régulier des vibrations de machines soit en continue ou à intervalle planifié. L'analyse vibratoire est principalement pratiquée sur machines tournantes tels

que les turbo-alternateurs, les turbopompes, les motopompes, les compresseurs, les laminoirs, les machines-outils, mais aussi sur les machines alternatives tels que les moteurs Diesel et les compresseurs volumétriques. Un système d'analyse vibratoire est constitué de quatre parties:

- Capteur de signal
- Analyseur de signal
- Logiciel d'analyse
- Un ordinateur pour analyser et stocker les données

Les opérateurs et les techniciens détectent souvent au niveau des ateliers et des installations où ils travaillent des bruits ou des vibrations inhabituels. Afin de déterminer si des problèmes sérieux existent, ils peuvent procéder à une analyse vibratoire. Si le problème est détecté, une analyse spectrale supplémentaire peut être effectuée pour définir précisément le problème et estimer le temps de fonctionnement de la machine avant qu'une défaillance sérieuse se produit. En diagnostic, les mesures vibratoires peuvent être efficaces pour les équipements moins critiques et particuliers si le budget et la main-d'œuvre sont limités. Cette approche peut ne pas être fiable pour les machines complexes ou dans une partie bruyante de l'atelier.

En termes de stratégies de surveillance vibratoire des machines, on distingue 04 stratégies :

- Mesure en niveau global (NG)
- Bandes de fréquence
- Courbe de tendance (rodage, maturité, usure)
- Analyse spectrale

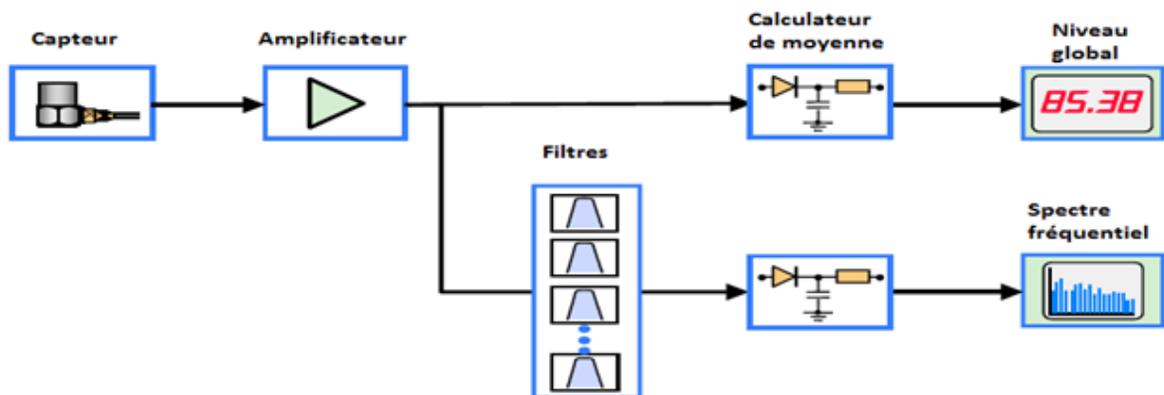


Figure I.3: Voies de surveillance vibratoire des machines. [6]

I.3.2) Surveillance par thermographie:

Un défaut sur un équipement se traduit toujours par une élévation de température, cette élévation, si elle ne se voit pas dans le visible, apparaît instantanément dans l'infrarouge, ainsi, la thermographie infrarouge est une technologie efficace de maintenance prédictive pour localiser les problèmes rapidement, en toute sécurité (**Figures I.4, I.5 et I.6**). Avec la thermographie infrarouge on peut visualiser les défauts avant qu'une panne sur les installations ne se produise et qu'elle ait des conséquences fâcheuses : perturbation ou arrêt de la production jusqu'à un début d'un incendie dans le pire des cas.

Le principe de base de cette technique est que la totalité de l'énergie émise par une surface et la distribution spectrale de cette énergie varie avec la température, en général aux basses températures le maximum de radiations est dans le moyen infrarouge (2 à 20μ). Au fur et à mesure que la température s'élève, l'énergie émise s'élève et le gros de l'énergie va vers des longueurs d'ondes de plus en plus courtes.

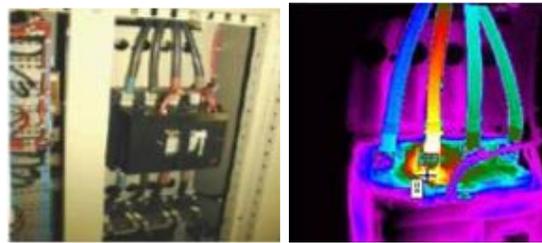


Figure I.4: Exemple de défaut sur une installation électrique. [7]



Figure I.5: Défaut d'engrenage Avant et après correction. [7]



Figure I.6: Défaut de roulement. [7]

I.3.3) Surveillance par CND :

CND (Contrôles Non Destructifs) c'est l'ensemble des procédés d'examen de pièces qui permet de s'assurer de l'absence de défauts qui pourraient nuire à leur tenue en service. Dans le cadre très particulier de la maintenance, les CND sont appliqués au coup par coup et suivant le secteur d'activité ou on se trouve. En maintenance, l'important c'est de suivre l'évolution de ces défauts (vitesse de propagation) et de changer la pièce juste avant que la pièce ne casse. Lorsqu'un élément casse, la cause n'est pas évidente. Après étude de la cassure, on peut émettre des hypothèses :

- Pièce non adaptée aux charges en présence
- Mauvaises conditions de travail
- Amorces de rupture dues aux traitements thermiques, à l'usinage, etc.
- Elaboration défectueuse : criques, inclusions, etc.

Il est nécessaire alors de remonter sur le système un élément neuf sans imperfections, gage de fiabilité (nombreuses heures de pannes évitées). C'est le cas des pièces de sécurité : si fissures, alors accident grave possible en cas de rupture. Cependant une fissure peut ne pas nuire au bon fonctionnement de l'élément dans des conditions normales de sécurité. C'est son évolution qui est à prendre en compte afin d'intervenir avant rupture.

Les CND trouvent leurs applications dans le contrôle et la surveillance des installations suivantes par exemple :

- Contrôle de l'usure par corrosion des canalisations de transport des fluides
- Surveillance des structures minces telles que les plaques et les coques ;
- Vérification de l'état d'une pièce de sécurité très chargée (fissuration) ;
- Contrôle d'une pièce avant son remontage afin d'éviter toute casse ultérieure ;
- Vérification des soudures d'une pièce ;
- Etc...

Dans la pratique, les spécialistes en CND chargés de l'inspection sont confrontés à des problèmes d'interprétation de résultats de contrôles par rapport à des critères établis en liaison avec le concepteur de la pièce. Dans cet esprit, la définition suivante des CND apparaît proche de la réalité industrielle : Il s'agit de « qualifier, sans nécessairement quantifier, l'état d'un produit,

sans altération de ses caractéristiques ». L'exécution de cette tâche nécessite une bonne connaissance des techniques d'investigation mises en œuvre, de leurs limites et surtout, une adéquation parfaite entre le pouvoir de détection de chaque technique et les critères appliqués pour la mise en œuvre.

Les CND peuvent s'effectuer selon les méthodes suivantes : Procédés optiques ; Ressuage ; Particules magnétiques ; Radiographie ; Courants de Foucault et Ultrasons

I.3.3) Surveillance ultrasonore:

L'émission acoustique fait partie des méthodes de Contrôle Non Destructif (C.N.D.). La maintenance conditionnelle qui utilise l'analyse des signatures vibro-acoustique repose sur deux faits fondamentaux :

1. tous les modes de défaillance communs ont des composantes de fréquence acoustique distinctes qui peuvent être isolées et identifiées.
2. l'amplitude de chaque composante acoustique distincte restera constante à moins que la dynamique de fonctionnement du système change.

Moins répandues que les précédentes mais néanmoins intéressantes. L'analyse acoustique, permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés (le plus souvent) à distance de l'équipement, ou le **contrôle ultrasonore**, qui permet de détecter des défauts de faible amplitude à haute fréquence (**Figure I.7**). Cette méthode permet également au contrôleur de déterminer les conditions de fonctionnement des équipements telles que :

- ✓ Les conditions de lubrification (trop, pas assez, graisse sale,)
- ✓ les degrés d'usure
- ✓ les vibrations (vibroacoustique).

Ces informations sont interprétées par le contrôleur qui dispose d'un casque d'écoute et d'une indication numérique et sont transformées, par la base de données, en consignes de maintenance (degré d'urgence).



Figure I.7: Contrôle ultrasonique d'un moteur. [4]

l'intérêt de l'émission acoustique peut être exploité pour définir l'état de santé des matériaux pendant leur fonctionnement par l'étude des fissures ou des composants tels que roues dentées, paliers à roulements, paliers lisses qui constituent des composants importants d'une machine tournante

I.3.5) Surveillance par analyse des huiles :

I.3.5.1) La chromatographie en phase gazeuse (CPG) :

C'est une nouvelle méthode qui consiste à séparer des mélanges gazeux ou de composés vaporisables à haute température. On injecte dans une colonne métallique de quelques millimètres de diamètre le mélange à analyser enroulée sur elle-même et qui contient la phase fixe. Un gaz vecteur inerte véhicule sous pression les composés. Le gaz vecteur généralement utilisé est l'hélium ou l'argon. Le temps de parcours d'une colonne par un constituant gazeux est son temps de rétention caractéristique. Les constituants sont ainsi séparés par la différence entre leurs temps de rétention respectifs.

I.3.5.1) La centrifugation:

Elle permet de séparer dans une solution liquide des particules solides de densités différentes. Puisque les centrifugeuses sont animées d'un mouvement circulaire très accéléré, l'action de la pesanteur peut être négligée. Les particules s'animent d'un mouvement radial et horizontal plutôt que d'être en suspension verticale, Elles viennent alors s'accumuler de façon ordonnée au fond des tubes de centrifugation.

I.3.5.3) L'extraction :

Ce procédé chimique consiste à séparer un composé d'un mélange ou d'une solution. Un solvant dans lequel le composé soluble à extraire est généralement utilisé, toute en prenant garde que les produits dont il doit être séparé ne le soient. Il est impératif d'effectuer des opérations successives avant l'isolation du composé par distillation ou par évaporation du solvant. L'autre méthode possible est le procédé par réaction chimique entre le composé à extraire et un réactif que l'on peut facilement séparer du reste de la solution

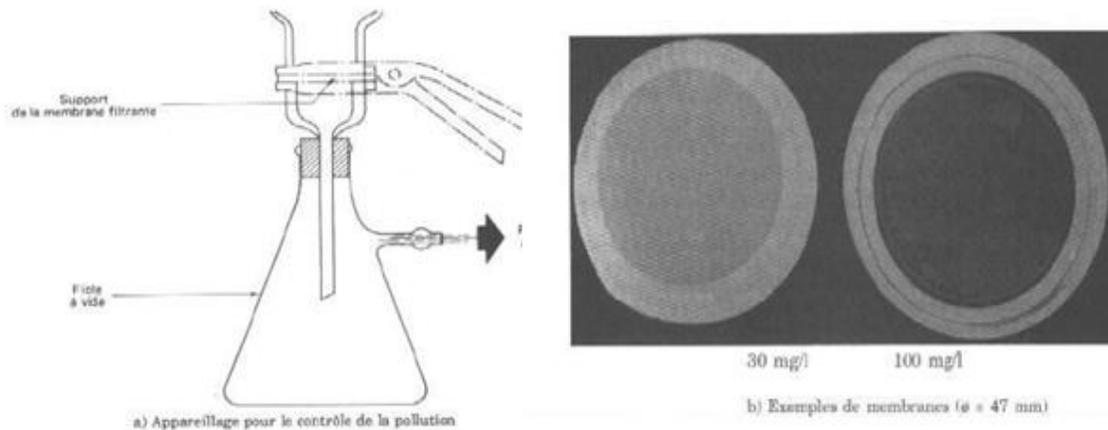


Figure I.8 : Détermination de la pollution gravimétrique pour le contrôle de la contamination des huiles hydraulique directe. [4]

I.3.5.4) Analyse par ferrographie :

Cette méthode permet une fixation de la contamination par les particules métalliques magnétiques d'un échantillon d'huile en service puis à en évaluer l'importance, ou à observer la morphologie des particules d'usure. On distingue principalement deux types de techniques :

1. La ferrographie à lecture directe :

Elle consiste à mesurer les valeurs des critères « L » et « S » respectivement représentatifs de la quantité de grosse et de petites particules métalliques présentes dans l'échantillon analysé. On fixe les particules métalliques magnétiques ou autres dans un tube en verre sous l'action d'un champ magnétique et positionnées en fonction de leur susceptibilité magnétique et de leurs dimensions. On mesure la densité optique des dépôts, puis on en déduit les valeurs des critères « L » et « S » grâce à un système optique.

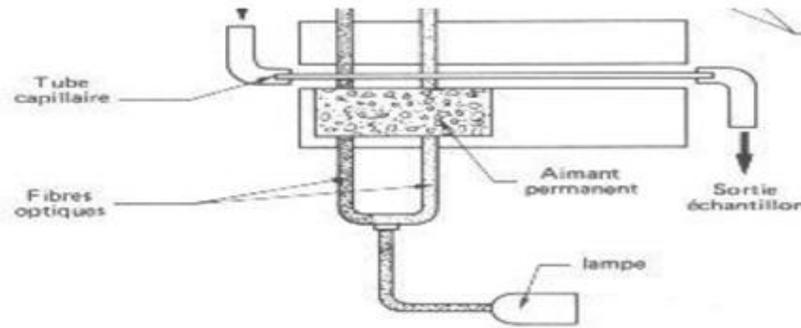


Figure I.9: Principe du ferrographe à lecture directe. [4]

2. La ferrographie analytique :

La méthode consiste à étudier rigoureusement des particules contaminantes lorsque la ferrographie à lecture directe indique une usure importante ou anormale. Le principe est analogue à celui de la ferrographie à lecture directe, mais le dépôt s'effectue sur un ferrogramme utilisé comme support plan. Une procédure de lavage permet d'éliminer l'huile, et après séchage, de fixer les dépôts sur le support, rendant possible l'observation des particules. On utilise un microscope optique pour identifier visuellement les particules d'usure.

I.3.5.5) Spectrographie infrarouge :

Son principe consiste à faire traverser un corps par un rayonnement, infrarouge en particulier afin de noter son comportement car si un corps est traversé par un rayonnement (infrarouge en particulier), certaines de ses liaisons entrent en résonance pour certaines fréquences du rayonnement. En effet, le rayonnement subit une atténuation à ces fréquences, caractéristiques des liaisons du produit observé.

La concentration de la liaison considérée est en relation avec l'importance de l'atténuation. Les pics sont caractéristiques à chaque produit organique. Le spectre obtenu est « L'empreinte digitale » d'un produit.

La spectrographie infrarouge, est une technique qui aide à analyser l'état des huiles industrielles (nature des hydrocarbures, nature des additifs...) et de suivre leur évolution en service (formation de produits d'oxydation, concentration des additifs, contamination par d'autres produits...). Une connaissance approfondie de la formulation des produits permet une bonne interprétation des spectres il est nécessaire d'avoir un échantillon de l'huile neuf et son spectre

afin de les comparer et déterminer le niveau de dégradation, lors d'une analyse de produits en service.

I.4) Conclusion :

Dans notre travail, et dans le contexte d'une maintenance conditionnelle pour surveiller l'état de santé des paliers à roulements et à butée, on s'est intéressé à l'émission acoustique générée par ces éléments de machine qui peut être exploité pour détecter les différents défauts pouvant apparaître durant leur fonctionnement. Le prochain chapitre est consacré à la présentation de la technique d'analyse par vibro-acoustique appliquée aux roulements à billes.

Chapitre II

La vibroacoustique

II.1) Introduction: [8]

L'exposition au bruit est un problème environnemental majeur qui ressentie aujourd'hui véritablement comme une source de pollution. Au contraire des autres problèmes environnementaux, la pollution due au bruit est en pleine croissance (rapport OCDE, 1996). L'industrie du transport est concernée au premier chef par ces normes.

Dans ce cas, le bruit est intimement lié aux vibrations des structures. Du point de vue industriel, en outre, la conception acoustique est également devenue un enjeu commercial. Cette dimension, longtemps ignorée dans les contraintes de conception des machines, se retrouve aujourd'hui souvent dans les dossiers d'appel d'offres, y compris dans ceux des sous-traitants ne maîtrisant qu'une partie du projet. Le contrôle du bruit et des vibrations implique la mise en oeuvre de deux outils essentiels : la prédiction du bruit et son atténuation. Ces deux outils sont complémentaires car pour aboutir à un contrôle efficace, soit par réduction des vibrations (amortissement structural, ...) soit par absorption du bruit, il est indispensable de disposer de méthodes de prédiction vibroacoustique efficaces, précises et peu coûteuses.

Dans le présent chapitre, on s'intéresse à la l'analyse vibroacoustique appliquée en maintenance industrielle comme technique de surveillance des paliers à roulements. La première partie est une présentation de l'analyse vibroacoustique à travers la définition, les domaines d'application, la formulation mathématique. La deuxième partie porte sur la mise en oeuvre de cette technique.

II.2) Définition: [9]

L'interaction entre la vibration d'une structure et son rayonnement acoustique est à l'origine de la production du bruit dans un grand nombre de situations. Ce domaine d'étude, appelé vibroacoustique, couvre un champ d'applications extrêmement vaste et varié, depuis les instruments de musique jusqu'à l'échographie ultrasonore en passant par le contrôle actif des vibrations, la transmission vibratoire et sonore entre des milieux de propagation différents ou le rayonnement acoustique.

L'histoire d'une discipline permet de mesurer les évolutions tant en enseignement qu'en recherche. Un cours classique de vibrations considérait d'abord la réponse mécanique d'une structure à une excitation idéalisée en mettant de côté le milieu environnant. Puis furent prises en compte les caractéristiques du fluide supposé incompressible (pas de propagation d'ondes

acoustiques). Enfin, les études des phénomènes de couplage, d'interaction fluide-structure aboutissent à ce que l'on appelle aujourd'hui **la vibroacoustique**.

II.3) Domaines d'applications:

Parmi les exemples de calculs menés actuellement, au moins partiellement, avec les méthodes classiques (éléments finis, éléments de frontière) et qui pourraient bénéficier de calculs fiables en moyennes fréquences, on peut citer :

- **L'industrie automobile** : conception du compartiment passager, étude du groupe motopropulseur (dont les collecteurs d'admission), systèmes d'échappement, pneumatiques,
- **L'industrie aéronautique** : bruit dans les avions et les hélicoptères, bruit de réacteur et de turbopropulseur, sollicitation acoustique de structures spatiales,
- **Industrie mécanique** : Bruit des machines, surveillance en maintenance conditionnelle
- **L'industrie du transport terrestre** : bus, trains, camions, tracteurs,
- **L'haute-fidélité** : conception de microphones, de haut-parleurs, de systèmes de téléphonie,
- **L'acoustique sous-marine** : conception de systèmes de sonar, détermination d'écho de cibles, nettoyage ultrasonore,
- **Le génie naval** : comportement dynamique et rayonnement sous-marin des structures immergées,
- **Les turbomachines** : compresseurs centrifuges, turbopompes, etc.

Les installations industrielles : Cimenterie, raffinerie, station de concassage, (prise de conscience des nuisances sonores),

II.4) Modèle mathématique : [8]

II.4.1) Equations gouvernantes :

II.4.1.1) Couplage vibro-acoustique fort :

Soit donné un domaine solide Ω_S couplé à un domaine fluide Ω_F le long d'une interface Γ (Figure II-1).

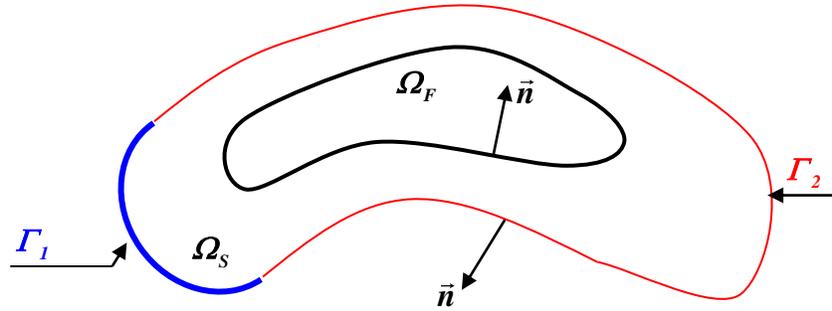


Figure II.1: Domaine solide Ω_S et domaine fluide

On supposant les hypothèses suivantes :

- **Dans le domaine solide:**

- Les déplacements u_i sont de petites perturbations autour d'un état d'équilibre.
- Les forces de volume f_v sont en général considérées négligeables.
- L'amortissement structural est pris en compte par la loi constitutive.

- **Dans le domaine fluide:**

- l'onde acoustique est supposée harmonique autour d'une ambiance au repos en l'absence de forces de volume (acoustique linéaire).

Une fois ces hypothèses considérées, les équations générales de la vibro-acoustique sont :

- **Equation d'équilibre élastodynamique sur le domaine Ω_S :**

$$\sigma_{ij,j}(\mathbf{u}) + \rho_S \omega^2 \mathbf{u}_i = 0$$

[II.1]

Où ρ_S masse volumique du solide

- Conditions aux limites cinématiques type Dirichlet sur Γ_1 :

$$u_i = \bar{u}_i$$

[II.2]

- Conditions aux limites statiques type Neumann sur Γ_2 :

$$\sigma_{ij}(\mathbf{u})n_j = \bar{F}_i \quad \text{[II.3]}$$

- Action des forces de pression du fluide sur le solide le long de l'interface Γ .

$$\sigma_{ij}(\mathbf{u})n_j = pn_i \quad [\text{II.4}]$$

- Excitation du fluide par les vibrations structurales le long de l'interface Γ .

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho_F \omega^2 u_i n_i \quad [\text{II.5}]$$

où ρ_F masse volumique du fluide

Si les vitesses structurales sont données, le problème est dit faiblement couplé et l'équation (II.5) se réduit à un condition de Neumann sur le fluide.

- **Equation de Helmholtz pour la propagation de l'onde de pression acoustique p sur le domaine Ω_S .**

$$\Delta p + k^2 p = 0 \quad [\text{II.6}]$$

Avec;

$$k = \frac{\omega}{C}$$

Une présentation assez complète de la problématique plus générale de l'interaction fluide-structure peut être trouvée dans [10].

II.4.1.2) Couplage vibro-acoustique faible : [8].

Dans le cas particulier de l'acoustique faiblement couplée où le comportement structural est représenté directement par des conditions aux limites sur le fluide, le problème général de la vibro-acoustique (équation II.1 à II.6) peut s'exprimer sous la forme :

- Dans le domaine fluide:

$$\Delta p + k^2 p = 0 \quad [\text{II.7}]$$

- Sur la frontière Γ_1

$$p = \bar{p} \quad [\text{II.8}]$$

- Sur la frontière Γ_2

$$n^i \nabla p = -j \cdot \rho_F c \cdot k \cdot \bar{v}_n \quad [\text{II.9}]$$

- Sur la frontière Γ_R

$$n^t \nabla p = -j \cdot \rho_F c \cdot k \cdot A_n \cdot p \quad [\text{II.10}]$$

où la frontière Γ est décomposée en :

- Γ_1 : Frontière sur la quelle sont définies les conditions aux limites de Dirichlet (pression imposée),
- Γ_2 : Frontière sur la quelle sont définies les conditions aux limites de Neumann (vitesse normale imposée \bar{v}_n correspondant aux accélérations structurales) ,
- Γ_R : Frontière sur la quelle sont définies les conditions aux limites de Robin (lien entre pression et vitesse normale introduisant le coefficient d'admittance A_n modélisant l'amortissement structural).

II.4.2) Discrétisation:

II.4.2.1) Forme discrétisée :

Sous forme discrétisée, le problème général de la vibro-acoustique (**Equation II.1**) s'écrit pour toute

méthode de discrétisation de type Galerkin (FEM, sans maillage, ...) :

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_S + j\omega\mathbf{C}_S - \omega^2\mathbf{M}_S & \mathbf{K}_{SF} \\ \mathbf{K}_{FS} & \mathbf{K}_F + j\omega\mathbf{C}_F - \omega^2\mathbf{M}_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad [\text{II.11}]$$

- \mathbf{K}_S , \mathbf{C}_S et \mathbf{M}_S : Matrices de rigidité, d'amortissement et de masse structurales;
- \mathbf{K}_F , \mathbf{C}_F et \mathbf{M}_F : Matrices de « rigidité », d'amortissement et de « masse » acoustiques ;
- \mathbf{K}_{SF} et \mathbf{K}_{FS} : Matrices de couplage.

Cette formulation n'est pas symétrique mais peut être rendue symétrique. [10]

Dans le cas faiblement couplé, les matrices \mathbf{K}_{SF} et \mathbf{K}_{FS} sont nulles mais le vecteur \mathbf{f} , contenant les vitesses acoustiques sur le bord (**Equation II.9**), dépend du vecteur \mathbf{p} .

II.4.2.2) Erreur de dispersion et erreur de pollution :

Pour introduire les notions d'erreur de dispersion et d'erreur de pollution, on considère la partie réelle du champ de pression d'un problème unidimensionnel discrétisé par des éléments finis linéaires. F. Ihlenburg et al ont démontré l'estimation suivante:

$$e_h \leq C_1 kh + C_2 Lk^3 h^2 \quad (kh < 1) \quad [\text{II.12}]$$

- e_h : Erreur de discrétisation en semi-norme H^1 (norme sur le gradient uniquement),
- L : Dimension géométrique caractéristique
- C_1 et C_2 : Constantes indépendantes de k et h .

Le premier terme de l'équation (1.12) représente l'erreur locale et le second représente l'erreur de pollution. L'erreur locale est l'erreur d'approximation entre la solution exacte et l'interpolant. Pour avoir une erreur locale constante, il suffit de garder kh constant. Une règle de bonne pratique consiste à discrétiser une longueur d'onde par un certain nombre d'éléments, (par exemple 6 à 10 éléments) linéaires. [11].

Cette règle est toujours en vigueur dans le monde industriel qui y voit une application du théorème d'échantillonnage de Shannon. Cependant, l'équation (1.12) montre que l'erreur est dominée (lorsque $k > 1$) par l'erreur de pollution qui n'est pas contrôlée par cette règle de bonne pratique. Pour contrôler l'erreur de pollution, il faudrait garder le terme $k^3 h^2$ constant, ce qui conduirait à des maillages beaucoup plus raffinés que ceux que l'on peut raisonnablement traiter aujourd'hui.

L'erreur de pollution est principalement due à l'erreur de dispersion (**figure II-2**) où l'on voit que tout se passe comme si l'onde acoustique se propageait à une vitesse du son différente dans le milieu discret, que l'on qualifie donc de dispersif.

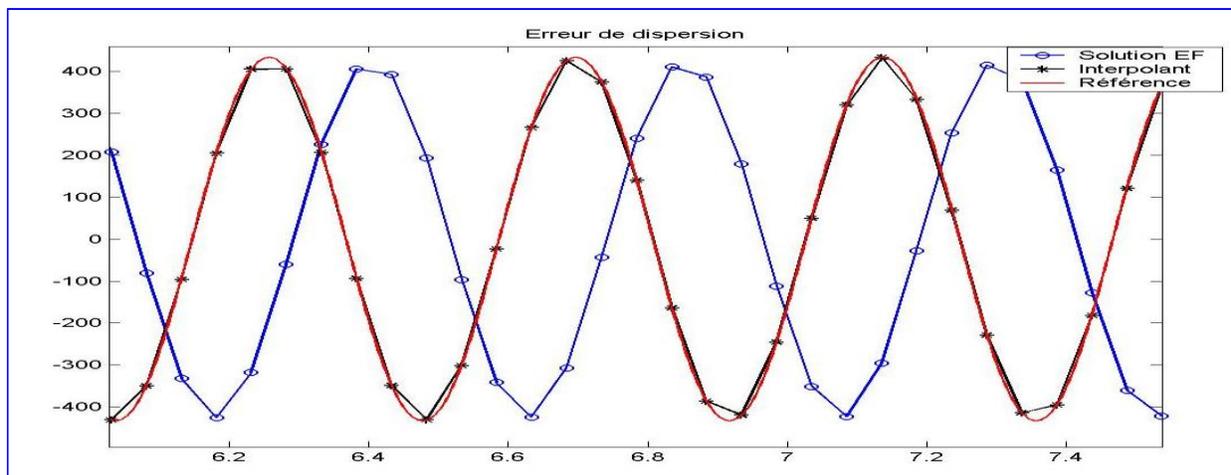


Figure II.10: Partie réelle de la pression le long d'un tube

Une manière très classique de mesurer l'erreur de dispersion uniquement $e(q)$, c'est-à-dire l'erreur sur le nombre d'onde, lorsque l'on considère une onde plane se propageant le long d'une direction faisant un angle q avec l'axe x , consiste à calculer

$$e(\theta) = \frac{|k^h - k|}{k} \quad [\text{II.13}]$$

où k est le nombre d'onde analytique et k^h le nombre d'onde de la solution discrète.

II.4.2.3) Méthodes de discrétisation :

Le présent paragraphe présente les méthodes alternatives proposées dans la littérature. Bien qu'une classification de celles-ci garde toujours un caractère un peu arbitraire, nous envisageons une classification en trois catégories :

- Les méthodes de stabilisation ;
- Les méthodes d'ordre élevé, c'est-à-dire celles où le sous-espace de discrétisation contient des termes d'ordre élevé ;
- Les méthodes permettant la sélection de sous-espaces prédéfinis soit par incorporation d'une information sur la solution analytique du problème homogène connue a priori, soit par incorporation d'une information préalablement calculée.

1. Méthodes de stabilisation :

Plusieurs méthodes dérivées de la méthode des éléments finis classiques ont été proposées pour réduire la dispersion. La première idée, transposée de la mécanique des fluides, consiste à stabiliser la solution numérique. Trois méthodes relèvent de cette catégorie.

- Méthode **GLS** (Generalised Least-Squares / Moindres carrés généralisés [12], [13].
- Méthode **QSFEM** (Quasi-Stabilised Finite Element Method / Méthode des éléments finis quasi stabilisée [14]. Elle consiste en l'optimisation des coefficients de la matrice du système sur la base de différentes grilles d'éléments. Cette méthode n'est toutefois pas adaptée aux maillages non uniformes ni aux conditions aux limites non régulières.
- Méthode **RFFEM** (Residual-Free Finite Element Method / Méthode sans résidu [15], Elle consiste à ajouter une fonction bulle au niveau élémentaire qui satisfait exactement à l'équation de Helmholtz. Cette solution est une somme infinie de termes qui doit bien sûr être tronquée.

2. Méthodes d'ordre élevé :

- **La méthode EFGM (Element-free Galerkin method):** C'est une application de la méthode de **Galerkin** sans élément. Initialement proposée par T. Belytschko [16] sur la base de la méthode des éléments diffus antérieure [17], a été proposée pour l'acoustique dans [18]. Cette méthode a l'avantage d'offrir des ordres de continuité arbitraire, existe aujourd'hui dans la famille des méthodes sans maillage. Dans cette approche, on tire profit du caractère non rationnel des fonctions d'interpolation. [19].
- Une analyse de dispersion [20] montre que la méthode **EFGM** standard (avec base linéaire) offre de meilleurs résultats que les méthodes **GLS** et **RFFEM**.
- Cette méthode peut encore être améliorée en enrichissant la base du sous-espace de discrétisation par des termes dépendants de kh . Dans ce cas, la méthode **EFGM** se comporte comme la méthode QSFEM, tout en n'étant pas restreinte aux maillages réguliers.
- Ces résultats encourageants ne permettent toutefois pas d'atteindre les moyennes fréquences [19].
- Il est également possible de formuler une version-p qui intègre un ensemble de fonctions trigonométriques. N.S. Bardell et al. [21] ont réalisé une implantation d'une telle approche pour analyser des plaques composites.
- Une étude des blocages numériques courants pour les plaques et les coques (membrane, cisaillement transversal) pour la version-p de la méthode des éléments finis est donnée dans [22].

Dans le but de comparer la méthode **EFGM** aux méthodes stabilisées citées ci-dessus et d'analyser leurs propriétés de dispersion, considérons uniquement des maillages réguliers d'éléments carrés définis comme suit : une fonction bilinéaire est associée à chaque noeud coin, des bulles de degré p_1, p_2, p_3, p_4 peuvent être ajoutées aux noeuds côtés et une fonction bulle de degré p_5 peut être ajoutée au noeud centre de l'élément. Pour p_5 , il est nécessaire de préciser le degré dans les directions x (p_{5x}) et y (p_{5y}). Un élément hp est donc décrit par les paramètres $p_1(=p_3), p_2(=p_4), p_{5x}$ et p_{5y} soit p_1, p_2, p_{5x}, p_{5y} .

Pendant très longtemps, les **versions-p** de la méthode des éléments finis n'étaient pas très populaires car elles conduisaient rapidement à des matrices de système mal conditionnées. Les versions récentes, basées sur des **polynômes hiérarchiques**, ont toutefois résolu ces inconvénients et des logiciels commerciaux sont aujourd'hui basés sur des méthodes des éléments finis *hp* [23].

La **figure II-3** montre que:

- la **MEF** avec des fonctions bilinéaires est la méthode la plus dispersive.
- Ensuite vient l'élément *hp* **1122**.
- Ensuite l'élément **1133** et la méthode **RFFEM** qui présentent des résultats sensiblement identiques. Cela signifie qu'ajouter des fonctions bulles de degré 3 est équivalent à une méthode **RFFEM**, qui requiert le calcul d'une fonction bulle analytique par un développement en série.
- Ensuite, vient la méthode **GLS** dont l'erreur maximale est plus petite que pour les précédentes, mais elle peut être plus mauvaise pour d'autres directions.

La méthode **QSFEM** est incontestablement la méthode la moins dispersive (dont l'erreur est quasiment nulle). La méthode **QSFEM** donne clairement la solution la plus précise mais est restreinte aux maillages réguliers d'éléments carrés

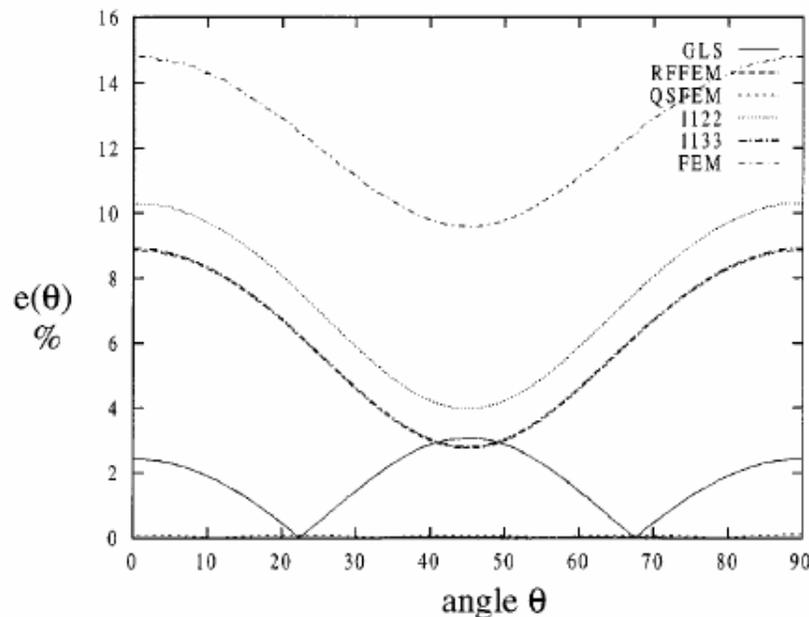


Figure II.3 : Erreur de dispersion e en fonction de l'angle de propagation θ pour une onde plane se propageant dans une cavité carrée [24].

3. Méthodes de sous-espace d'approximation prédéfini :

Cette méthode vient de l'idée d'incorporer dans le sous-espace de discrétisation une information locale sur la solution. Pour les problèmes unidimensionnels, l'incorporation des fonctions trigonométriques $\sin(kx)$ et $\cos(kx)$ conduit pour toutes les formulations à la solution exacte.

Pour les espaces de dimension supérieure, ce n'est plus le cas mais plusieurs tentatives ont été proposées pour exploiter cette idée. Deux approches peuvent être proposées :

a. 1ère approche :

" Incorporer dans la base un ensemble de fonctions harmoniques correspondant à plusieurs angles de propagation, ou pré-calculer localement une première solution qui est ensuite exploitée pour définir la base du sous-espace de discrétisation".

Ces approches sont résumées ci-après.

- **Méthode des éléments finis étendue:**

Chadwick, Bettess et al. [25], [26] utilisent une méthode des éléments finis standard, étendue plus tard aux éléments infinis, pour proposer une nouvelle formulation appropriée aux ondes courtes (short waves). Au départ, les auteurs proposent d'incorporer des fonctions harmoniques pour la résolution d'un problème acoustique formulé en un potentiel. L'intégration numérique pour une telle approche semble avoir été un obstacle majeur car les auteurs ont proposé plus tard [25] d'appliquer la même méthode à une formulation en amplitude et phase. Une méthode itérative était proposée pour des problèmes bidimensionnels : un premier calcul permet de déterminer une première approximation locale de la phase, qui est ensuite incorporée dans la base du sous espace de discrétisation permettant le recalcul de la solution. Les auteurs ont étendu cette formulation aux problèmes de diffraction dans un milieu infini [26].

- **Les méthodes sans maillage:**

Elles fournissent également un excellent cadre d'approximation pour enrichir l'espace de discrétisation avec des informations locales sur le caractère ondulatoire de la solution.

Lacroix et al. [27] ont proposé d'étudier, pour l'acoustique faiblement couplée, deux approches :

- la première consiste à incorporer un ensemble d'ondes planes,
- la deuxième, similaire à l'idée de Chadwick et al., consiste à calculer itérativement une base locale grâce à un calcul préalable de la phase. Cette méthode est également décrite au chapitre 2.

- **La méthode EFGM:**

Elle a été formulée pour la réponse (statique et) dynamique des plaques et coques. Une analyse du blocage en cisaillement transversal est proposée dans [28] et une application aux plaques composites laminées dans [29].

- **La méthode RKPM (Reproducing Kernel Particle):**

Elle a été proposée initialement par Liu et al. [30], a été, entre autres, formulée par Uras et al. [31] et par Christon et al. [32] pour une classe particulière de problèmes acoustiques et par Zhou et al. [33] pour les problèmes de vibrations.

- **La méthode PUM (Partition of Unity Method):**

C'est une méthode proposée initialement par I. Babuška et al. [34], [35]. C'est qui permet d'incorporer naturellement des informations locales. Elle est devenue aujourd'hui très populaire et qui est très proche conceptuellement des méthodes sans maillage. Cette méthode peut être vue comme une méthode des éléments finis généralisée dont les idées principales sont la construction d'espaces d'interpolation avec des propriétés locales d'approximation tout en conservant la conformité de ces espaces. Dans la référence [36], [37]. la méthode PUM est formulée avec un enrichissement local déduit de la solution exacte de l'élastodynamique. Les termes de la solution exacte du problème homogène sont introduits partout dans la base puisque la pollution (la dispersion) est un phénomène global. Exactement comme pour l'acoustique, une très nette amélioration de la précision est obtenue si l'on enrichit la base du sous-espace avec une information locale sur la solution,

préalablement calculée. Cette formulation, détaillée dans le chapitre 3, est disponible pour les poutres et les plaques. Une première implantation a également été réalisée pour des plaques composites avec un matériau visco-élastique [38].

b. 2ème approche :

" L'application à l'étude de la propagation des ondes de la méthode de Trefftz". Cette dernière a été initialement proposée par Zienkiewicz et al. [39]. Cependant, à cette époque du développement des méthodes Trefftz, l'efficacité et la précision dépendaient très fort du problème. Dans le cadre de la vibro-acoustique, Desmet et al. [40], [41] ont proposé une approche d'éléments Trefftz par moindres carrés pour la dynamique et une méthode hybride pour l'élastodynamique. L'élément clé lorsque l'on utilise une méthode de Trefftz est la définition d'un ensemble complet de fonctions T(refftz) qui garantit la convergence de la méthode. Bien que la convergence théorique ait déjà été démontrée, il subsiste manifestement de nombreux aspects numériques à résoudre, liés notamment à un mauvais conditionnement numérique. Ces problèmes peuvent être résolus par une décomposition en sous-domaines.

De par ce point, la méthode de Trefftz semble alors être limitée à des géométries très simples afin ne pas augmenter déraisonnablement le nombre de sous-domaines à considérer.

- **La méthode VTCR (Variational Theory of Complex Rays):**

Elle a été proposée par P. Ladevèze et al. comme une nouvelle formulation dans laquelle ils considèrent des approximations par sous-domaines a priori indépendantes, c'est-à-dire des approximations ne satisfaisant pas a priori aux conditions cinématiques et statiques aux interfaces entre sous-domaines [42]. Ces conditions sont introduites explicitement dans la formulation variationnelle proposée. Une deuxième caractéristique de la méthode est l'introduction de deux échelles d'approximation et l'on suppose que la solution peut être décomposée localement en une série infinie de modes de vibration. P. Ladevèze et al. suggèrent également de post-traiter des grandeurs effectives comme l'énergie élastique, l'énergie cinétique, le travail dissipé, les déplacements effectifs, etc. La méthode a été appliquée avec succès à des

assemblages de sous-structures homogènes ou hétérogènes [43], [44], [45]. Elle a également été formulée pour les volumes, les plaques et les coques.

Enfin, dans la référence [46], la méthode est formulée pour calculer la solution sur une gamme de fréquences en décomposant la solution en une valeur moyenne et une perturbation. La méthode VTCR pourrait être étendue assez naturellement à l'acoustique. Cette méthode, quoique prometteuse, présente également une limitation liée à son mode de décomposition car elle est très sensible aux conditions aux limites. Elle s'applique donc également préférentiellement à des géométries simples.

- **La méthode (DGM - Discontinuous Galerkin Method):**

C'est une méthode qui a été proposée par Farhat et al. [47], [48]. Elle similitude la méthode VTCR, mais dans laquelle les auteurs proposent de décomposer la solution en deux contributions.

- La première est une approximation éléments finis classique, polynomiale par morceaux, et calculée sur un maillage grossier.
- La seconde est un enrichissement additionnée à la première et qui peut être discontinue.

II.5) Conclusion :

La continuité est ensuite forcée par une méthode de multiplicateurs de Lagrange. Les enrichissements sont faciles à construire puisqu'ils peuvent être construits indépendamment de la géométrie ou du degré d'interpolation. Ils sont alors choisis, comme dans les méthodes PUM ou Trefftz, en y incorporant une information locale.

Une différence avec la méthode PUM est la construction par enrichissement ajouté et non multiplié. D'excellents résultats ont été publiés pour l'acoustique faiblement couplée sur des géométries relativement simples.

Chapitre III

Études des défauts de roulement

III.1) Introduction :

Dans une machine industrielle, le mouvement cinématique le plus rencontré est le mouvement de rotation autour d'un axe fixe. Les organes transformateur d'énergie tels que moteur électriques, embrayages, réducteurs de vitesse et variateurs de vitesse; ainsi que les organe et mécanismes transmetteurs d'énergie tels que poulie-courroie, pignon-chaîne et engrenages sont tous des éléments de machines animés d'un mouvement de rotation autour d'un axe fixe. Ce type de mouvement n'est possible qu'à travers la mise en oeuvre de l'une des fonction mécanique à savoir la fonction guidage en rotation. La figure III.1 présente une classification des différentes solutions constructives pour assurer la fonction guidage en rotation. Dans ce qui suit, on s'intéressera à la fonction guidage en rotation assurée par les roulements.

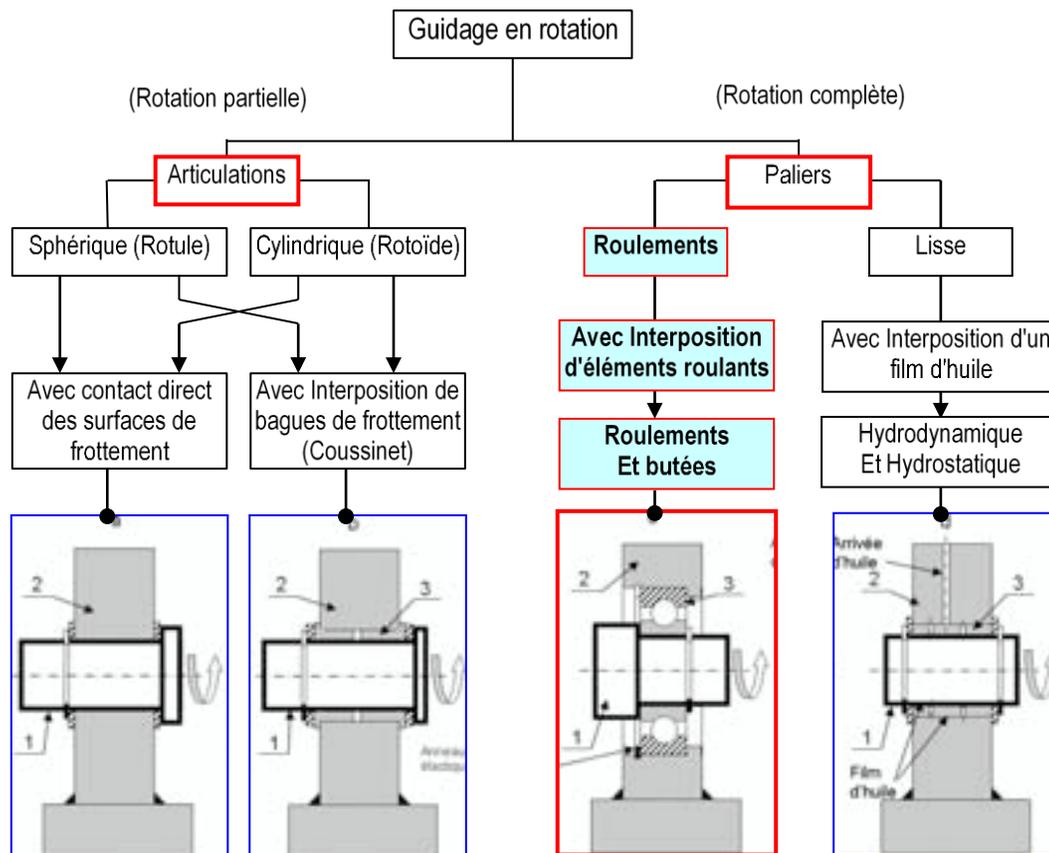


Figure III.1: Classification des guidages en rotation.

III.2) Généralités sur les roulements :

III.2.1) Définition: [49]

Les roulements sont des éléments de machines qui ont pour rôle d'assurer un guidage en rotation de haute précision et une capacité de charge élevée entre un élément tournant et un élément fixe, tout en maintenant un faible frottement, de faibles vibrations et une faible émission de bruit.

III.2.2) Constitution des roulements :

La majorité des roulements sont composés d'une bague intérieure et d'une bague extérieure, d'éléments roulants (billes ou rouleaux), et d'une cage. Les éléments roulants situés entre les deux bagues du roulement sont maintenus à égale distance les uns des autres par la cage qui les guide et facilite leur rotation (figure III.2).

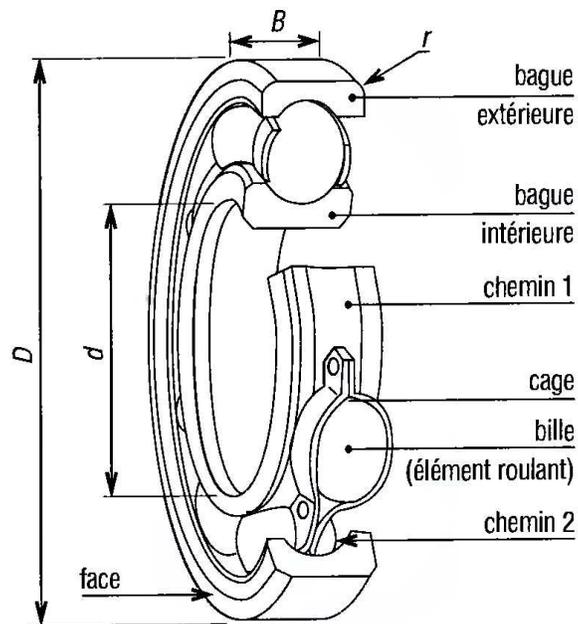


Figure III.2 : constitutions d'un roulement. [50]

En général, la bague intérieure est montée sur l'arbre et la bague extérieure dans le logement (figure III.3).

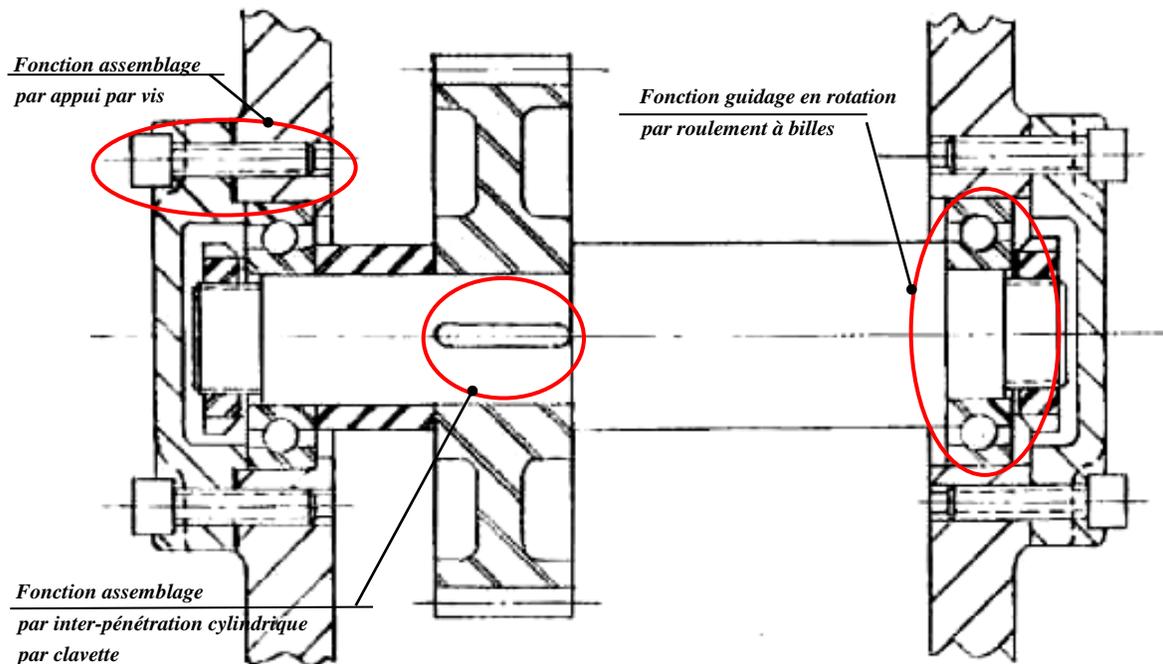


Figure III.3 : montage d'un roulement [51]

1) Éléments roulants :

Les éléments roulants se divisent en deux catégories : les billes et les rouleaux. Ces derniers sont classés en fonction de leur forme, rouleaux cylindriques, rouleaux coniques, rouleaux sphériques ainsi que les aiguilles. Dans le cas des billes, le contact entre les éléments roulants et les bagues pour les roulements à billes est ponctuel alors que le contact pour les roulements à rouleaux est linéaire. Les roulements sont conçus de telle manière que les éléments roulants effectuent simultanément une rotation autour de leur propre axe et autour de l'axe des pistes.

2) Bagues :

Les bagues sont des éléments qui sont en contact soit avec la partie tournante soit avec la partie fixe. Dans le cas d'un arbre tournant, la bague extérieure est montée avec un ajustement glissant dans son logement tandis que la bague intérieure est montée avec un ajustement serré sur l'arbre et tourne avec lui. Dans le cas d'un alésage tournant, la bague extérieure est montée avec un ajustement serré dans son logement et tourne avec lui, tandis que la bague intérieure est montée sur l'arbre avec un ajustement glissant. Par ailleurs, les billes sont en contact, d'une part

avec la piste de roulement interne et d'autre part avec la piste de roulement externe. On parlera d'ailleurs sans distinction de piste de roulement, de bande de roulement ou bien de chemin de roulement.

3) Cages :

La cage étant que structure mince ne supporte pas directement les efforts appliqués au roulement. Son rôle est de maintenir les éléments roulants à égale distance les uns des autres tout en les retenant à l'intérieur du roulement. Les types de cage varient en fonction de leur fabrication (en tôle emboutie, usinée, massive acier ou laiton, polyamide injecté).

III.2.3) caractéristiques des roulements :

Les roulements sont produits sous de diverses formes et variantes ayant chacune des caractéristiques distinctes. En comparaison avec les paliers lisses, les roulements ont les avantages suivants :

- a) Le couple de frottement au démarrage est plus faible
- b) Ils sont fabriqués suivant des normes internationales, sont interchangeables et facilement disponibles.
- c) Le graissage est simple et la quantité de graisse consommée très faible. En règle générale,
- d) Ils acceptent à la fois des charges radiales et des charges axiales.
- e) Leur utilisation à basse comme à haute température est possible.
- f) La rigidité des roulements peut être augmentée par un pré charge.

III.2.3) Typologies des roulements :

Selon le type de chargement, les roulements sont classés en trois grandes catégories (figure III.4)

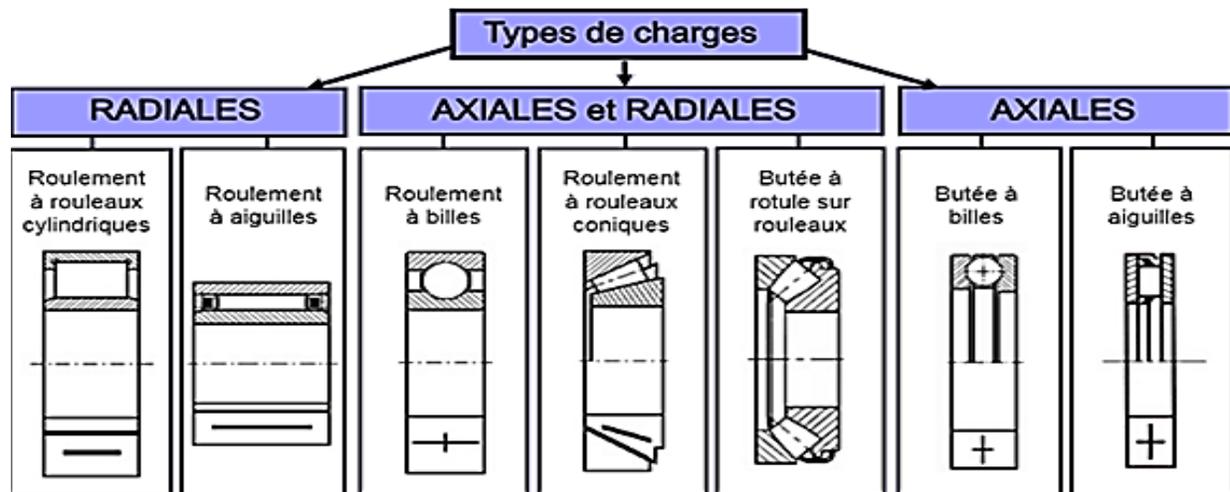
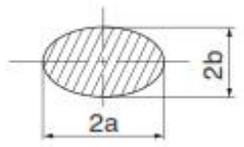
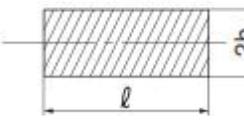


Figure III.4 : catégorie de roulements selon le type de charges [52]

Une comparaison entre les roulements à billes et à rouleau est présentée dans le tableau III.1:

Tableau III.1 comparaison entre les roulements à billes et à rouleaux [52]			
	Capacité de charge	Caractéristique	Contact avec piste
Roulement à billes	<i>La capacité de charge est faible, mais les roulements radiaux sont capable de supporter à la fois de charges axiales Et radiaux.</i>	<i>Grâce au contact ponctuel, la Résistance de roulage est faible. Adaptés à des applications à haute vitesse et à couple de frottement réduit. Le niveau sonore est faible.</i>	 <p><i>Contact ponctuel : la surface de contact est ovale lorsqu'une charge est appliquée.</i></p>
Roulement à rouleaux	<i>La capacité de charge est plus importante pour ce type de roulement. Les roulements à rouleau cylindrique munis d'un épaulement peuvent supporter de faibles charges axiales. Des roulements combinés à rouleau conique appariées permettent de supporter une charge axiale dans les deux directions.</i>	<i>Du fait du contact linéaire, le couple de rotation ainsi que la rigidité des roulements à rouleaux sont plus élevés que celui des roulements à billes.</i>	 <p><i>Contact linéaire : la surface du contact est rectangulaire lorsqu'une charge est appliquée</i></p>

III.2.4) Défauts de roulement :

Sachant que les roulements sont des éléments de liaison rigides, tout défauts qui apparaît sur le roulement a une incidence sur les vibrations de la machine. Les vibrations générées au sein d'un roulement sont de faible amplitude, ressemblant a un bruit aléatoire. Si un défaut survient au niveau de l'un des éléments constitutifs du roulement, une impulsion se produit chaque fois qu'un contact se produit. Le défaut a donc une fréquence caractéristique qui dépend de la géométrie du roulement et de son lieu d'existence (sur la bague intérieure, sur la bague extérieure, ou sur un élément roulant). Cependant, les amplitudes des vibrations induites par les défauts ne sont pas d'un niveau très élevé. Elles sont noyées parmi les composantes plus énergétiques de la machine comme celles des engrenages ou celles liées à un déséquilibre ou un balourd.

III.2.4.1) Types de défaut de roulement: [53]

Les roulements étant des éléments de machines les plus sollicités aux efforts dynamiques, ils sont par conséquent les plus exposés à la dégradation. D'où leur prise en charge de manière précoce dans les activités de maintenance prédictive. Ainsi pour augmenter leur longévité, de nombreux progrès ont été effectués dans le développement des procédés de leur fabrication, ainsi que dans les techniques de leur surveillance et leur contrôle en maintenance. En générale un roulement est simple dans sa forme et dans son concept, mais extrêmement efficace pour réduire le frottement et l'usure dans une grande partie des machines industrielles.

Malheureusement, pendant son fonctionnement le roulements est exposés à des défaillances ou à des anomalies dont les effets peuvent :

- Provoquer une interruption de processus
- Occasionner une marche dégradée de la machine industrielle
- Approuver une non-conformité du produit
- Etre à l'origine d'un risque d'accident sur machine.

Et dont les causes peuvent être associés à des origines telles que:

- Le milieu environnant dans lequel il se trouve
- La machine sur laquelle est monté
- La main d'oeuvre chargé de le manipuler
- La matière dont il est fait
- La méthode par laquelle il est exploité.

Les causes restent encore un champs d'investigation où il y a beaucoup de choses à découvrir et notamment sur les facteurs qui pourraient affecter la longévité du roulement. Dans ce qui suit on présente les principaux défauts et anomalies d'un roulement, leurs causes et les actions correctives qui leur sont applicables.

a) Défaut d'écaillage :

Dans le cas d'un défaut d'écaillage, la surface des pistes présente des lésions superficielles (figure III.5). Par la suite, l'écaillage des pistes se généralise.



Figure III.5: Défauts d'écaillage

Causes	Actions correctives
-charges trop importantes, fatigue, mauvaise manipulation. -montage incorrect. -précision de fabrication du logement ou de l'arbre insuffisante. -jeu interne trop faible. -présence de particules étrangères. -corrosion. -mauvaise lubrification. -baisse de dureté suite à des températures trop importantes.	-vérifier la sélection du roulement. -vérifier le jeu interne du roulement. -vérifier la définition de l'arbre et du logement. -vérifier les conditions de fonctionnement. -revoir les méthodes de montage. -vérifier les pièces annexes du montage. -revoir le système de lubrification.

Table III.2 : Défauts d'écaillage

b) Défaut de blocage :

Le roulement chauffe de façon continue .la matière change de couleur. Le roulement peut se bloquer (figure III.6).



Figure III.6 : Blocage

Causes	Action correctives
-jeu interne trop faible (éventuellement par suite de l’ovalisation des portées de roulements) -lubrification insuffisante ou mal adaptée -surcharge importante -rouleaux inclinés ou de travers -baisse de dureté suite à des températures trop importantes.	-vérifier l’efficacité du lubrifiant ainsi que le type de lubrifiant -vérifier le jeu interne du roulement (à augmenter si nécessaire) -vérifier la valeur de désalignement -vérifier les différentes conditions d’utilisation -vérifier la méthode de montage des roulements.

Table III.3 : Blocage

c. Fissures et cassures :

C'est un écaillage ponctuel avec présence de fissures et de cassures figure III.7.



Figure III.7: Fissure et cassure des bagues.

Causes	Actions correctives
-chocs excessifs. -mauvaise manipulation (coups trop violents portés sur le roulement, présence de particules métalliques de taille importante). -ecaillage important au niveau des pistes. -ajustements trop serrés. -chanfreins d'entrée trop faibles.	-vérifier le type de lubrifiant. -revoir l'ajustement et les matières. -vérifier conditions d'utilisation. -vérifier les conditions de manipulation lors du montage.

Table III.4 : fissure et cassure des bagues.

d. Détérioration de cage :

On assiste à une cage déformée, rupture de la cage, rupture de rivets (figure III.8).



Figure III.8 : détérioration de cage.

Causes	Actions correctives
-moment excessif. -vitesse de rotation trop élevée ou survitesses ponctuelles. -lubrification insuffisante. -chocs avec corps étrangers. -vibrations excessives. -mauvaise manipulation lors du montage (désalignement).	-vérifier le type de lubrification. -vérifier si le type de cage est adapté. -vérifier la rigidité de l'arbre et du logement. -vérifier les conditions de fonctionnement. -vérifier les conditions de manipulation lors du montage.

Table III.5 : Détérioration de cage.

e. Déformation du chemin de roulement :

Usure ou déformation irrégulière le long des surfaces du chemin(ou piste) de roulement (figure III.9).



Figure III.9 : Déformation du chemin de roulement.

Causes	Actions correctives
-précision incorrecte de l'arbre ou du logement. -mauvais montage. -rigidité de l'arbre ou du logement insuffisante. -vibration de l'arbre causée par un jeu interne trop grand.	-vérifier le jeu interne du roulement. -vérifier la tolérance de l'arbre et du logement. -vérifier la rigidité de l'arbre et du logement.

Table III.6 : Déformation du chemin de roulement.

f. Usure et grippage :

Les chemins de roulements sont rugueuses et présentent des empreintes superficielles. Les épaulements de guidage ainsi que les extrémités des rouleaux deviennent rugueux (figure III.10).



Figure III.10 : usure et grippage.

Causes	Actions correctives
<ul style="list-style-type: none"> -lubrification insuffisante. -présence de fines particules étrangères. -désalignement du logement par rapport à l'arbre. -rugosité de surface. -glissement des éléments roulants. 	<ul style="list-style-type: none"> -vérifier l'efficacité du lubrifiant ainsi que le principe de lubrification. -améliorer l'étanchéité. -vérifier la valeur de la pré-charge. -vérifier les conditions d'utilisation. -vérifier les méthodes et manipulations et de montage du roulement.

Table III.7 : usure et grippage.

g. Corrosion :

Apparition de traces de corrosion sur le roulement, coloration rougeâtre, corrosion éventuelle au pas des éléments roulants (figure III.11).



Figure III.11 : corrosion des pistes.

Causes	Actions correctives
-stockage du roulement inadapté. -emballage endommagé ou inefficace. -produit anticorrosion en quantité insuffisante. -pénétration d'eau, d'acide, etc. -manipulation à main nue.	-vérifier les conditions de stockage. -vérifier l'absence d'eau dans le lubrifiant. -améliorer l'étanchéité. -manipuler le roulement avec soin.

Table III.8 : Corrosion des pistes.

h. Corrosion de contact :

Les surfaces de contact sont recouvertes de fines particules colorées provenant de micro-vibrations en fonctionnement. Existence de traces de "brinelling" sur les pistes provenant de vibrations lorsque le roulement est à l'arrêt (figure III.12).



Figure III.12 : Corrosion de contact.

Causes	Actions correctives
-ajustements inadéquats. -micromouvements oscillants. -lubrifiant inadapté. -charges non constantes. -vibrations et oscillations avec roulement à l'arrêt.	-sélectionner un roulement mieux adapté. -vérifier le type de lubrification. -choisir des ajustements adaptés. -transporter séparément la bague intérieure et extérieure.

Table III.9 : Corrosion de contact.

i. Usure :

Usure des pistes de roulement, modification de la précision géométrique, présence de rayures, rodages des différents éléments roulants (figure III.13).



Figure III.13 : Usure (modification de la précision géométrique).

Causes	Actions correctives
-présence de particules étrangères dans le lubrifiant. -quantité de lubrifiant insuffisante. -rouleaux déformés.	-vérifier l'efficacité du lubrifiant ainsi que le principe de lubrification. -améliorer l'étanchéité. -vérifier la valeur de désalignement.

Table III.10 : Usure (modification de la précision géométrique).

j. Passage de courants électriques à travers le roulement :

Présence de cratères ainsi que de cannelures sur les pistes du roulement (figure III.14).



Figure III.14 : Effet de passage du courant sur les roulements.

Causes	Actions correctives
-fuite de courant électrique passant au travers du roulement.	-vérifier ou établir une mise à la terre de l'ensemble de la machine. -prévoir une isolation électrique du roulement.

Table III.11 : Effet de passage du courant sur les roulements.

k. Rayures et empreintes :

Eraflures provoquées lors du montage, rayures provoquées par des corps étrangers très durs, enfoncement de la matière dû à une manipulation inadaptée (figure III.15).



Figure III.15 : rayures et empreintes.

Causes	Actions correctives
-présence de corps étrangers dans le roulement. -efforts de montage trop violent suite à un désalignement important.	-montage minutieux à effectuer. -améliorer l'étanchéité (pour éviter l'entrée de corps étrangers). -améliorer la propreté du poste de travail et des pièces annexes.

Table III.2 : Rayures et empreintes.

l. Rotation de bagues :

Etat de surface du logement d'aspect poli ou coloration. Traces de frottement visible(figure III.16).



Figure III.16 : rotation de bagues.

<i>Causes</i>	<i>Actions correctives</i>
<p><i>-ajustements insuffisants.</i></p> <p><i>-manchon de serrage pas assez serré.</i></p> <p><i>-variations de température importantes provoquant des dilatations inégales.</i></p> <p><i>-charges très importantes.</i></p>	<p><i>-vérifier les ajustements.</i></p> <p><i>-vérifier les conditions de fonctionnement.</i></p> <p><i>-vérifier les précisions des portées de roulement.</i></p>

Table III.13: Rotation de bagues.

m. Taches et décoloration :

Disparition du lustre des surfaces de chemin de roulement. Surfaces mates, rugueuses, et/ou trouées, couvertes de petits bosses (figure III.17).



Figure III.17 : Taches et décoloration.

Causes	Actions correctives
-entrée de particules étrangères. -lubrification insuffisante.	-vérifier l'efficacité du lubrifiant ainsi que le type de lubrification. -améliorer l'étanchéité. -vérifier la pureté de l'huile lubrifiante (propreté du filtre, etc.).

Table III.14: Taches et décoloration.

n. Ecaillage en peau d'organe (peeling) :

Petites traces d'écaillage (environ 10µm), présence de nombreuses rayures très fines (figure III.18)



Figure III.18 : écaillage en peau d'organe (peeling).

Causes	Actions correctives
-entrée de particules étrangères. -lubrification insuffisante.	-vérifier l'efficacité du lubrifiant ainsi que le type de lubrification. -améliorer l'étanchéité. -améliorer les conditions de manipulation.

Table III.15 : Ecaillage en peau d'organe (peeling).

III.2.3.2) Caractérisation des défauts de roulement:

Suite à l'inventaire des différents types de défauts de roulement responsables de leur endommagement, on peut les rassembler en deux catégories: défauts localisés et défauts distribués.

1. Les défauts localisés :

Cette catégorie survient généralement à la suite du processus de fatigue du matériau. Ils comprennent des fissures, des piqûres ou des éclats.

2. les défauts distribués :

cette catégorie est dus à des imperfections de fabrication inévitables, comprennent la rugosité de surface, l'ondulation, les chemins de roulement mal alignés et les éléments roulants hors dimensions.

Dans ce qui suit, seuls les défauts localisés seront considérés.

III.2.5) Défaut de roulement localisé :

Les réponses aux vibrations causées par des défauts localisés sont importantes pour la surveillance de l'état et la maintenance du système. Les réponses aux vibrations causées par des défauts distribués sont utilisées pour l'inspection qualité.

Les défauts localisés peuvent affecter la bague extérieure, la bague intérieure, la cage ou les éléments roulants. Quel que soit le composant défectueux (qu'il soit situé sur la bague extérieure, sur la bague intérieure ou sur la bille), un trou de géométrie régulière (circulaire) et caractérisé par un diamètre a été utilisé pour simuler le défaut dans ce travail (figure iii.19).

On distingue:

- Défaut sur bague fixe: dans ce cas, tout défaut localisé sur sa surface aura une position angulaire constante, correspondant généralement à la direction du chargement extérieur appliqué.
- Défaut sur bague tournante: dans ce cas, tout défaut localisé sur sa surface se déplacera à la même angulaire que la bague.
- Défaut sur élément roulant: dans ce cas, tout défaut localisé sur la surface de l'élément roulant (bille ou rouleau), aura un mouvement composé de deux rotations par rapport au centre du roulement: rotation de la bille autour de son axe propre (mouvement relatif) plus la rotation du centre de la bille par rapport au centre du roulement (mouvement d'entraînement engendré par la rotation de la cage par rapport au centre du roulement.

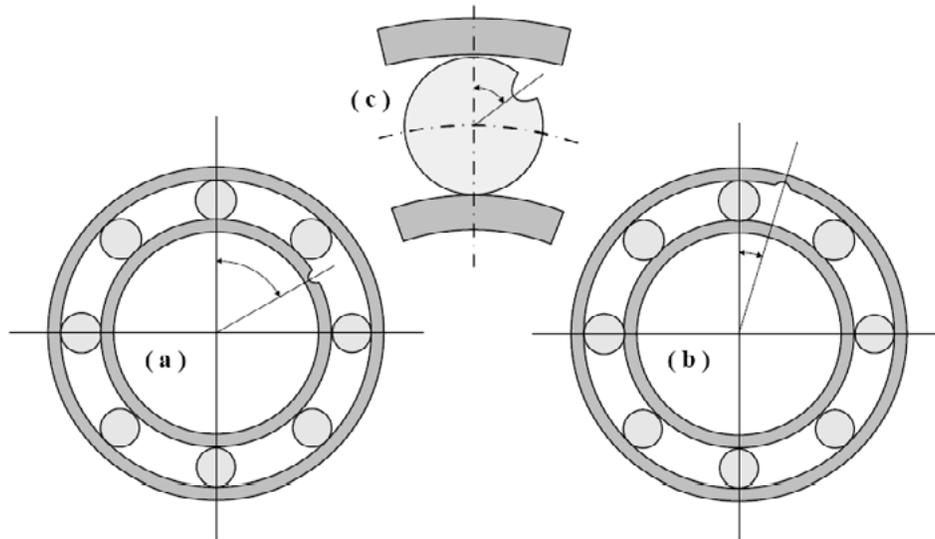


Figure III.19 : Différentes positions de défauts localisés affectant un roulement à billes. [49]
 (a) défaut sur la bague intérieure. (b) défaut sur la bague extérieure. (c) défaut sur la balle

III.2.5.1) Paramètres géométriques:

pour le but de traiter les défauts de roulement, un certain nombre de symboles sera utilisé . Les (figure III.20) termes les plus fréquemment utilisés sont expliqués dans cette section. Pour une liste détaillée des termes et définitions spécifiques aux roulements, se reportez à la norme "iso 5593 roulements- vocabulaire". Les symboles les plus courants sont indiqués dans le tableau III.17

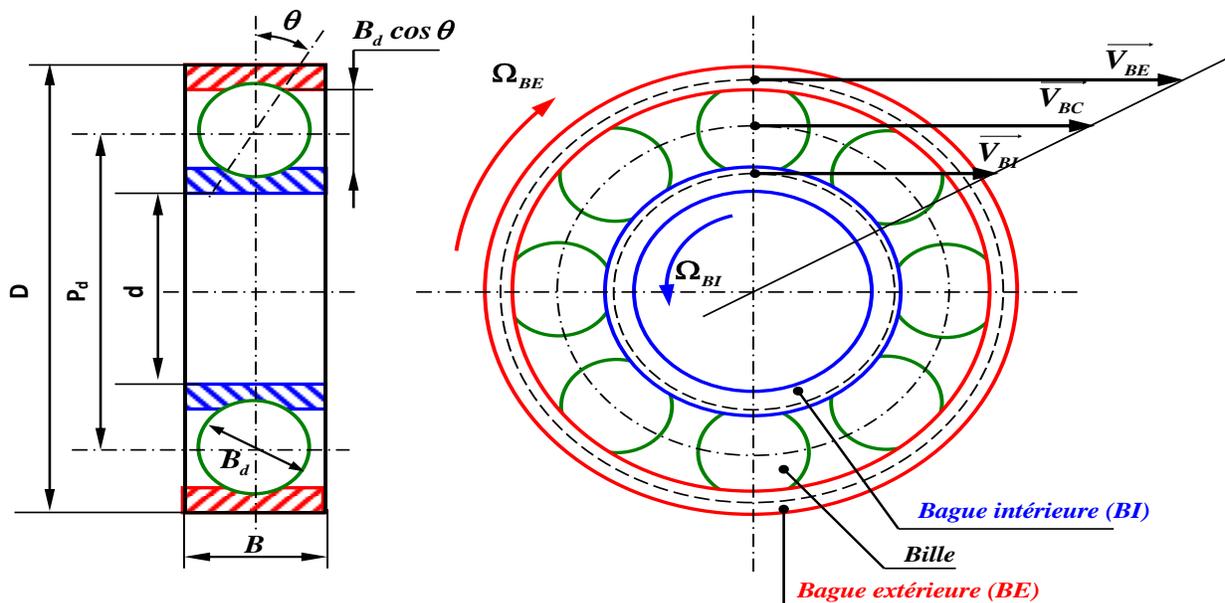


Figure III.20 : Paramètres géométriques et cinématiques. [56]

d : diamètre intérieur nominale du roulement	$\overrightarrow{V_{BE}}$: vitesse tangentielle d'un point sur la BE
D : diamètre extérieur du roulement	
B : largeur du roulement	$\overrightarrow{V_{BI}}$: vitesse tangentielle d'un point sur la BI
Nb : nombre de billes (éléments roulants)	$\overrightarrow{V_{BC}}$: vitesse tangentielle du centre la $Bille$
B_a : ball diameter (diamètre des billes)	Ω_{BE} : vitesse angulaire de la BE
P_a : pas diamétral (pitch diameter)	Ω_{BI} : vitesse angulaire de la BI
θ : angle de contact bille -bague	

Table III.16 : Paramètres géométriques et cinématiques

III.2.5.2) Paramètres cinématique :

Quand une surveillance vibratoire est appliquée à un roulement, chaque type de défaut possède sa propre signature vibratoire qui se caractérise par une fréquence fondamentale calculée à partir de la structure et des dimensions du roulement ainsi que de la fréquence de rotation de l'arbre. En analyse vibratoire, il est donc possible d'observer certaines bandes de fréquences et d'identifier le type de défaut. Les différentes expressions de ces fréquences caractéristiques sont développées d'après [56].

a) Fréquence fondamentale du roulement :

La fréquence fondamentale f_0 du roulement est donnée par:

$$f_0 = \frac{N}{60} \quad \text{[III.1]}$$

- N : fréquence de rotation (tr/min)

b) Fréquence d'un défaut sur élément roulant (BSF : ball spin frequency) :

la première fréquence caractéristique de défaut d'un roulement correspond à la fréquence de rotation de l'élément roulant (bille ou rouleau), sur lui-même (le spin). De plus, cet élément roulant rencontre une fois la bague intérieure et une fois la bague extérieure par tour, il génère donc des chocs à $2 \times BSF$. La fréquence de passage d'un élément roulant en croisant un défaut sur la bague extérieure ou intérieure, est donnée par:

$$BSF = \frac{1}{2} \left(\frac{P_d}{B_b} \right) (\Omega_{BI} - \Omega_{BE}) \left(1 - \left(\frac{B_b \cos \theta}{P_d} \right)^2 \right) \quad [\text{III.2}]$$

➤ **Fréquence du train de bille (FTF : fundamental train frequency) :**

La fréquence de ce défaut se manifeste par la présence de raies à la fréquence **BPFI** , et ses harmoniques. A l'instar de la bague interne, des bandes latérales autour de **BPFI** , (fréquence de défaut d'élément roulant) et $2 \times BSF$, ces bandes seront distantes d'une fréquence égale à la fréquence de défaut de la cage **FTF** . La fréquence fondamentale de la cage à billes **FTF** c'est la vitesse angulaire correspondant à la vitesse linéaire du centre des billes V_C . Sa fréquence caractéristique est donnée par :

$$FTF = \frac{2V_{BC}}{P_d} \quad [\text{III.3}]$$

Sachant que:

$$V_{BC} = \frac{V_{BE} + V_{BI}}{2} \quad [\text{III.4}]$$

Et

$$V_{BI} = \frac{1}{2} (P_d - B_d \cos \theta) \Omega_{BI} \quad [\text{III.5}]$$

$$V_{BE} = \frac{1}{2} (P_d + B_d \cos \theta) \Omega_{BE} \quad [\text{III.6}]$$

On obtient:

$$FFT = \frac{1}{2} \left[\Omega_{BI} \left(1 - \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) + \Omega_{BE} \left(1 + \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) \right] \quad [\text{III.7}]$$

Dans le cas d'un arbre tournant ($\Omega_{BE} = 0$ et $\Omega_{BI} = \Omega$), la fréquence fondamentale du train sera:

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) \Omega \quad [\text{III.8}]$$

Dans le cas d'un alésage tournant ($\Omega_{BI} = 0$ et $\Omega_{BE} = \Omega$), la fréquence fondamentale du train sera:

$$FTF = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) \Omega \quad [\text{III.9}]$$

- fréquence de passage des billes sur la be (*BPFO* : ball pass frequency on an outer race) :

Bien que la charge appliquée sur la bague externe soit constante, on peut remarquer une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre autour de la fréquence de défaut. Sa fréquence caractéristique est donnée dans la relation. Sa fréquence caractéristique est donnée par:

$$BPFO = \frac{1}{2} Nb (\Omega_{BI} - \Omega_{BE}) \left(1 - \frac{B_b \cos \theta}{P_d} \right) \quad [\text{III.10}]$$

Ou bien

$$BPFO = Nb \left| (FTF - \Omega_{BE}) \right| \quad [\text{III.11}]$$

Si la bague extérieure est fixe, $\Omega_{BE} = 0$, la fréquence de passage des billes sur la be est donnée par:

$$BPFO = \frac{Nb}{2} \left(1 - \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) \Omega \quad [\text{III.12}]$$

Ou bien

$$BPFO = Nb \times FTF \quad [\text{III.13}]$$

- Fréquence de passage des billes sur la bi: (*BPFI* : ball pass frequency on an innerrrace)

Cette fréquence est modulée par sa fréquence de rotation de l'arbre (bandes latérales autour de la raie de défaut). Sa fréquence caractéristique est donnée par :

$$BPFI = \frac{1}{2} Nb (\Omega_{BI} - \Omega_{BE}) \left(1 + \frac{B_b \cos \theta}{P_d} \right) \quad [\text{III.14}]$$

Ou bien

$$BPFI = Nb \times \left| (\Omega_{BI} - FTF) \right| \quad [\text{III.15}]$$

Si la bi est fixe, $\Omega_{BI} = 0$. la fréquence de passage des billes sur la bi est donnée par:

$$BPF I = \frac{Nb}{2} \left(1 + \frac{B_d \cos \theta}{P_d} \right) \Omega \quad [\text{III.16}]$$

III.2.5.3) paramètres de chargement :

Pour un roulement ayant Nb éléments roulants (figure III.21), on définit les paramètres suivants:

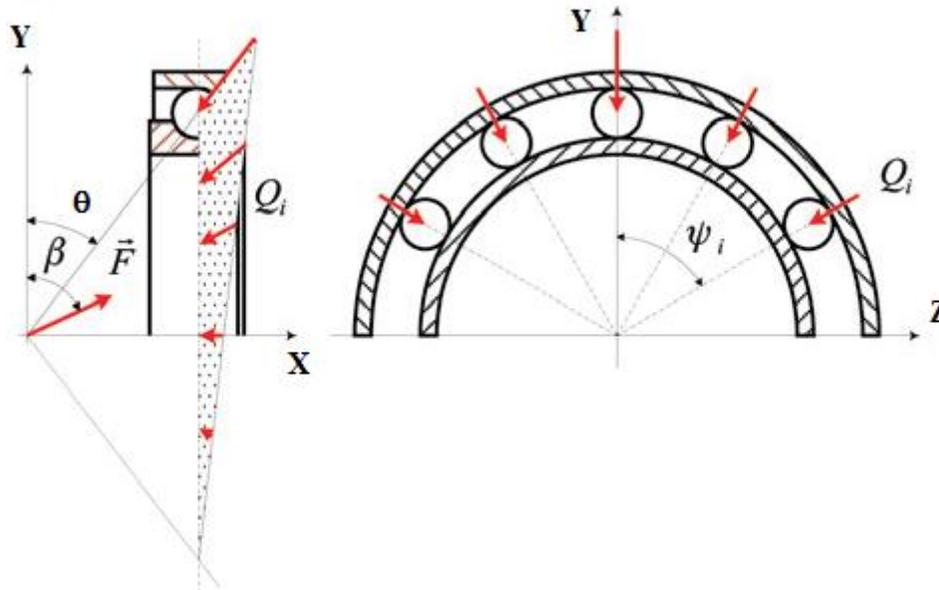


Figure III.21 : Efforts de chargement et conditions d'équilibre. [49]

1. L'effort de chargement global :

Lorsque le roulement est sollicité à un effort de chargement externe \vec{F} , on a:

$$\vec{F} = \vec{F}_A + \vec{F}_R \quad [\text{III.18}]$$

Où \vec{F}_A et \vec{F}_R sont respectivement les composantes axiale et radiale de la force \vec{F} , tel que:

$$\|\vec{F}_A\| = \|\vec{F}_R\| \cdot \tan \beta \quad [\text{III.19}]$$

Où β est l'angle entre la force de chargement et la direction radiale.

2. Déplacement relatif des bagues :

Le déplacement de la bague intérieure BI par rapport à la bague extérieure BE sera exprimé par:

$$\vec{\delta} = \vec{\delta}_A + \vec{\delta}_R \tag{III.20}$$

Où $\vec{\delta}_A$ et $\vec{\delta}_R$ sont respectivement les vecteurs des déplacements axial et radial.

3. Charge répartie :

La charge exercée sur n'importe quel élément roulant, à n'importe quel angle ψ_i mesuré à partir de la direction de charge maximale, est donnée par (figure iii.22):

$$Q_i = \begin{cases} Q_{max} \left[1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2 \varepsilon} \right]^{1.5} & \text{pour } -\psi_m \leq \psi_i \leq \psi_m \\ 0 & \text{pour autre} \end{cases} \tag{III.21}$$

Où

- ψ_m : angle limite chargement.
- Q_{max} : charge maximal sur un élément roulant
- ε : facteur de répartition de la charge, défini par:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{\delta_A}{\delta_R} \operatorname{tg} \theta \right) \right] \tag{III.22}$$

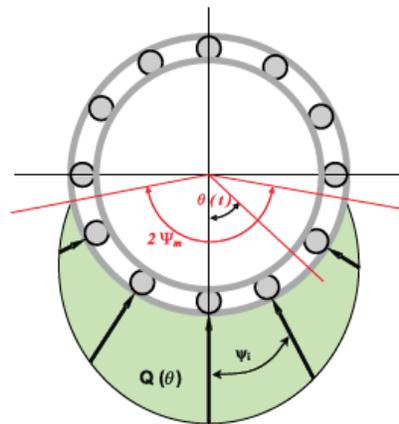


Figure III.22 : Distribution des charges sous une force radiale concentrée

III.3) Modelisation de la force excitatrice :

Dans le cas du défaut localisé, la source d'excitation externe sera une excitation mécanique sous forme d'une l'impulsion générée chaque fois qu'un élément roulant passe au dessus du défaut. Ainsi, tout mouvement sur les zones défectueuses, produit des impacts qui se traduisent par des

impulsions de choc. Ces mouvements transitoires sont généralement caractérisés par des événements soudains et de courtes durées. En raison de la fatigue du matériau, l'action d'excitation à l'intérieur du roulement peut être causée par l'enlèvement d'une partie des surfaces dures.

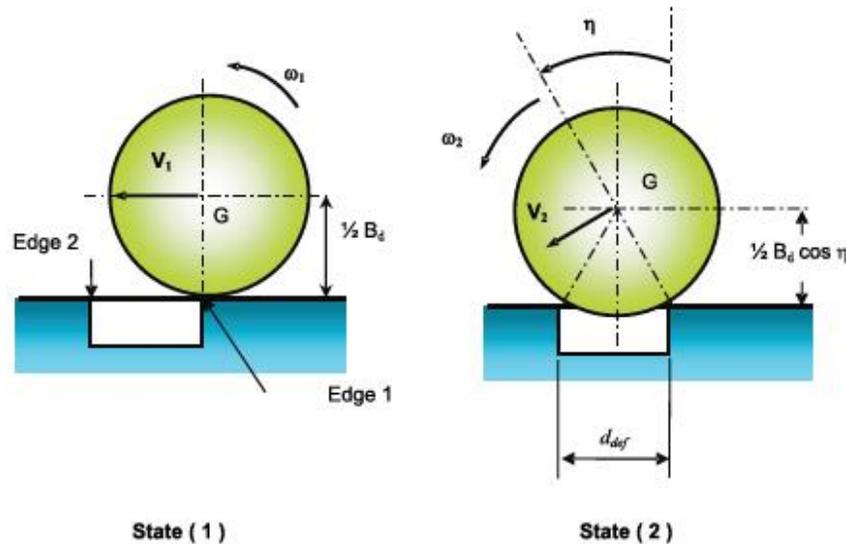


Figure III.23: Cinématique du mouvement de la bille autour du bord de la zone défectueuse, l'état 1 est avant le choc, l'état 2 est après le choc

III.3.1) Force de choc :

La plupart des applications de roulements impliquent la rotation en régime permanent d'une ou des deux courses. Les vitesses de rotation sont généralement modérées, afin d'éviter les forces centrifuges de la bille ou les mouvements gyroscopiques importants et par conséquent ces effets peuvent être négligés. La force de l'impact ressenti par les composants du roulement lorsque la bille traverse une zone défectueuse dépend des vitesses relatives et de la charge externe appliquée. Par conséquent, la force d'impact devrait produire:

- Une composante statique, développée dans les relations (3.20).
- Une composante dynamique résultant du choc de la bille contre le bord de la zone défectueuse.

Sachant qu'un choc mécanique est la transmission d'une énergie cinétique à un système matériel, en un temps relativement court, la conservation de l'énergie mécanique entre l'état initial (avant choc, voir figure 4) et l'état 2 (après choc) est:

$$\left(\frac{1}{2} m V_{BC,1}^2 + \frac{1}{2} I \Omega_{BC,1}^2 \right) + \left(\frac{1}{2} m g B_d \right) = \left(\frac{1}{2} m V_{BC,2}^2 + \frac{1}{2} I \Omega_{BC,2}^2 \right) + \left(\frac{1}{2} m g B_d \cos \eta \right) \quad [\text{III.23}]$$

Où:

- I : moment d'inertie de la bille

$$I = \frac{2}{5} m \left(\frac{B_d}{2} \right)^2 \quad [\text{III.24}]$$

- V_{BC} : vitesse linéaire de centre de la bille
- Ω_{BC} : vitesse angulaire de la bille autour de son centre

$$V_{BC} = \frac{1}{2} B_d \Omega_{BC} \quad [\text{III.25}]$$

Après réarrangement des relations précédentes, on a:

$$\Delta V^2 = V_{BC,2}^2 - V_{BC,1}^2 = \frac{10}{14} g B_d (1 - \cos \eta) \quad [\text{III.26}]$$

En supposant l'angle η très petit, on peut avancer que:

$$\sin \eta = \frac{(d_{def}/2)}{(B_d/2)} = \frac{d_{def}}{B_d} \approx \eta \quad [\text{III.27}]$$

Donc,

$$1 - \cos \eta \approx \frac{\eta^2}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{d_{def}}{B_d} \right)^2 \quad [\text{III.28}]$$

En substituant la relation (3.27) dans la relation (3.25), il vient que:

$$\Delta V^2 = V_2^2 - V_1^2 = \frac{10}{28} g \left(\frac{d_{def}}{B_d} \right)^2 \quad [\text{III.29}]$$

Des expériences avec chute libre de corps contre une plaque d'acier montrent que la force d'impact varie en fonction du carré de la vitesse de choc [55]. Ainsi, l'expression de la force dynamique (impactante), obtenue à partir de telles expériences, est donnée par:

$$F_D = K_{imp1} \times \Delta V^2 \quad [\text{III.30}]$$

Où K_{imp1} est une constante dépendant du matériau impactant et des valeurs de masse décroissantes.

En excluant la masse (ou la force statique F_s) de l'équation (3.29) on aura:

$$F_D = K_{imp2} \times F_S \times \Delta V^2 \quad [\text{III.31}]$$

Où K_{imp2} est une constante dépendant uniquement du matériau impactant.

Pendant le phénomène de choc, la force totale F_{Tot} qui frappe l'arête 2 sera la somme de la composante statique F_S , déterminée dans l'équation (3.20), et de la composante dynamique F_D , donnée dans l'équation (3.30).

Par conséquent, la force d'impact totale est:

$$\begin{aligned} F_{Tot} &= F_S + F_D \\ F_{Tot} &= F_S (1 + K_{imp-2} \Delta V^2) \end{aligned} \quad [\text{III.32}]$$

En tenant compte de l'équation (3.25), l'expression de la force d'impact totale qui est à l'origine des vibrations est donnée par:

$$F_{Tot} = F_S [1 + K_{imp-2} \times \Delta V^2] = F_S \left[1 + K_{imp} \times \left(\frac{d_{def}}{B_d} \right)^2 \right] = Q_{max} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2\varepsilon} \right)^t \left[1 + k_{imp} \times \left(\frac{d_{def}}{B_d} \right)^2 \right] \quad [\text{III.32}]$$

Où K_{imp} est le coefficient d'impact, en fonction à la fois du matériau impactant et de la géométrie du roulement.

III.4) Model vibratoire d'un roulement: [49]

Comme toutes les machines, les roulements sont construits à partir de nombreuses pièces différentes et le calcul de leur comportement dynamique exact est très compliqué, et parfois même impossible. Par conséquent, un modèle simple est généralement utilisé pour représenter l'ensemble de la structure portante.

III.4.1) Modèle vibratoire de la bague:

Chaque fois qu'un défaut, situé en position angulaire, est heurté par l'élément roulant, à l'intérieur d'une zone chargée, la bague contenant le défaut est entraînée dans un mouvement de flexion vibrant. Un tel mouvement se produira théoriquement dans plusieurs modes différents.

Cependant, afin de simplifier la caractérisation des paramètres, on adopte les hypothèses suivantes:

- Seul le premier mode de vibration, qui prend une forme elliptique, a été considéré.

- Le grand axe de l'ellipse a été appelé la direction radiale principale. Il correspond à la direction d'application du défaut, à la direction de la force impulsive et aussi à la direction des degrés de libertés assumés par le modèle.
- Les bagues intérieure et extérieure seront chacune représentées par une association masse-ressort correspondant à un système à un seul degré de liberté.
- L'amortissement interne est négligé,
- la fréquence propre du mode de vibration en flexion numéro n est donnée par [56]:

$$\omega_n = \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{EI}{\mu R^4}} \quad \text{[III.33]}$$

Où

- ω_n : fréquence naturelle de la bague [rad/s],
- n : ordre du mode vibratoire en flexion.
- E : module d'élasticité longitudinal [n/m2],
- I : moment quadratique de la section transversale de la bague [m4],
- μ : masse linéique [kg/m],
- R : rayon de l'axe neutre de la bague [m]

Une fois la masse de la bague est connue, sa raideur peut être obtenue par

$$K_{BI} = M_{BI} \omega_{BI}^2 \quad \text{[III.34]}$$

$$K_{BE} = M_{BE} \omega_{BE}^2 \quad \text{[III.35]}$$

Où

ω_{BI} et ω_{BE} sont les fréquences naturelle du premier mode de flexion $n = 2$ pour les deux bagues.

III.4.2) Modèle vibratoire général :[49]

Si l'on considère le rotor, le roulement et le boîtier et les supports, le modèle deviennent rapidement complexes, avec un grand nombre de degrés de liberté .afin de centrer l'étude sur la réponse vibratoire du roulement en conservant une modèle, il a été constaté que l'application d'un système à trois degrés de libertés pour modéliser le système de roulement, comme le montre la figure III.24, était une hypothèse bonne et suffisante pour centrer l'étude sur réponse du

roulement vibratoire dans la direction radiale principale ou dans la ligne radiale θ_m du maximum déformation.

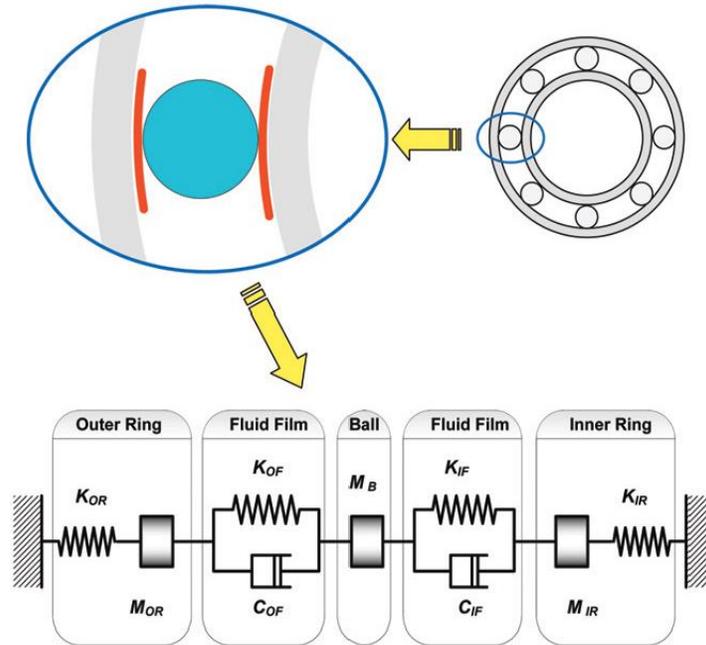


Figure III.24: Modèle de système de roulement dans la direction radiale principale. [49]

Dans ce modèle, nous considérons uniquement le comportement du roulement et avons modélisé le roulement boîtiers comme supports infiniment rigides.

- Nous n'avons pas pris en compte les contributions de le corps et éléments de support de la machine.
- Ainsi, ce modèle simplifié nécessitera des ajustements pour le calcul de l'amplitude de la réponse vibratoire.

Lorsque la charge appliquée au roulement est modérée, le comportement du roulement peut être supposé linéaire et le système mécanique décrivant le mouvement du roulement peut être décrit par une équation différentielle du second ordre non homogène linéaire:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F\} \tag{III.36}$$

Où les matrices $[m]$, $[k]$, and $[c]$ sont:

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{BE} & 0 & 0 \\ 0 & M_B & 0 \\ 0 & 0 & M_{BI} \end{bmatrix} \tag{III.37}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{BE} + K_{FE} & -K_{FE} & 0 \\ -K_{FE} & K_{FE} + K_{FI} & -K_{FI} \\ 0 & -K_{FI} & K_{BI} + K_{FI} \end{bmatrix} \quad \text{[III.38]}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{FE} & -C_{FE} & 0 \\ -C_{FE} & C_{FE} + C_{FI} & -C_{FI} \\ 0 & -C_{FI} & C_{FI} \end{bmatrix} \quad \text{[III.39]}$$

Où:

- M_{BE} : masse de la bague extérieure [kg],
- M_{BI} : masse de la bague intérieure [kg],
- M_B : masse de la bille [kg],
- K_{BE} : rigidité de la bague extérieure [n / m],
- K_{BI} : rigidité de la bague intérieure [n / m],
- K_{FE} : rigidité du film de fluide situé entre be et bille [n / m],
- K_{FI} : rigidité du film fluide situé entre bi et bille [n / m],
- C_{FE} : coefficient d'amortissement du film fluide situé entre be et bille [n.s / m]
- C_{FI} : coefficient d'amortissement du film fluide situé entre bi et bille [n.s / m]

Le vecteur de déplacement $\{y\}$ suivant la direction radiale et le vecteur de force $\{F\}$ dû aux chocs d'excitation induits par le roulement sur les défauts de surface sont:

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} y_{BE} \\ y_B \\ y_{BI} \end{Bmatrix} \quad \text{[III.40]}$$

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_{BE} \\ F_B \\ F_{BI} \end{Bmatrix} \quad \text{[III.41]}$$

Les trois composantes du vecteur $\{f\}$ sont évaluées en utilisant la relation (3.32). Cependant:

- Si le défaut affecte la bague extérieure (be) du roulement, le vecteur force sera:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} F_{BE} = F_T \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

- Si le défaut affecte l'un des éléments roulants du roulement, le vecteur force sera:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ F_B = F_T \\ 0 \end{Bmatrix}$$

- Si le défaut affecte la bague intérieure (bi) du roulement, le vecteur force sera:

$$\{F\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_{BI} = F_T \end{Bmatrix} \quad \text{[III.42]}$$

III.5) Conclusion:

- Le présent chapitre a été consacré à la modélisation des défauts de roulements.
- En premier lieu ont été présentés les différents types de roulements, suivi d'un inventaire des différents défauts qui peuvent affecter un roulement lors de son exploitation en mettant l'accent sur l'aspect maintenance préventive conditionnelle et notamment la surveillance vibratoire des roulements.
- En deuxième lieu, une caractérisation d'un défaut du roulement a été faite à travers la géométrie du roulement, les fréquences cinématiques ainsi que la répartition du chargement qui sollicite les éléments roulants donnée par la relation (3.20).
- Une fois la caractérisation du défaut de roulement faite, notre travail a concerné la découverte du modèle des défauts types localisés à travers la théorie des chocs mécanique, et à travers le principe de la conservation de l'énergie mécanique, l'expression de la force d'impact qui est à l'origine d'une excitation mécanique a été établie.
- La relation (3.32) donne la force d'impact qui est proportionnelle au carré de la largeur de la taille du défaut.
- La formulation de [51] semble plus précise que celle proposée par [57] dans laquelle la force d'impact est de premier degré par rapport à la largeur de la taille du défaut et pour laquelle l'erreur entre les valeurs théoriques et expérimentales peut aller jusqu'à 15%.
- En troisième lieu, l'aspect vibratoire développé par [51] a été repris à travers les relations qui donnent les fréquences naturelles des bagues ainsi que leurs rigidités. A la fin, le modèle du comportement dynamique global a été présenté avec écriture des différents

matrices et vecteurs qui composent l'équation de mouvement du système roulement complet.

Chapitre IV

Étude de cas

IV.1) Introduction :

Dans ce chapitre on considère le traitement par analyse de signal de deux cas réels : le premier est un roulement sein sans défaut majeur et le deuxième un roulement défectueux.

La méthode utilisée pour le traitement de ce type de problème est généralement l'analyse de Fourier, cependant dans la plupart des cas réels le signal émis par le roulement se trouve noyé dans ceux émis par l'arbre et les engrenages car ils sont en général dans une gamme de fréquences plus grandes. L'analyse de l'enveloppe est une méthode très prometteuse qui est en train de se faire de la place dans les outils d'analyse les plus efficaces. Dans la suite on va exposer la puissance de cette méthode en l'appliquant aux deux cas mentionnés.

Conscients de la pertinence de cette méthode, les développeurs du logiciel commercial Matlab ont introduit depuis quelques versions une fonction spécialement dédiée à cette analyse qu'est : `envspectrum ()` et qui peut être trouvée dans la « Signal Processing Toolbox ».

IV.2) Les données utilisées :

Les données réelles brutes utilisées dans ce chapitre sont celles de la compétition MFPT [<https://www.mfpt.org/fault-data-sets/>].

Elles contiennent:

- 23 ensembles de données collectés à partir de machines dans diverses conditions de panne.
- Les 20 premiers ensembles de données sont collectés à partir d'un banc d'essai de roulements dont:
- Les 20 premiers ensembles de données sont collectés à partir d'un banc d'essai de roulements dont:
 - 3 dans de bonnes conditions,
 - 3 avec des défauts dans la bague extérieure sous charge constante,
 - 7 avec des défauts dans la bague extérieure sous diverses charges et
 - 7 avec des défauts dans la bague intérieure sous diverses charges.
- Les 3 ensembles de données restants proviennent de machines du monde réel:
- Les emplacements des pannes sont inconnus.

On ne va utiliser que les données collectées sur le banc d'essai avec des conditions connues.

Chaque jeu de données contient le signal d'accélération (capté par accéléromètre), le taux d'échantillonnage, la vitesse d'arbre et le poids ou la "charge".

Les fréquences représentant les différents emplacements de défaut sont calculées à partir des formules :

- BSF : équation (III.2) Dans la page 52
- FTF : équation (III.9) Dans la page 52
- BPFO : équation (III.12) Dans la page 53
- BPF1 : équation (III.16) Dans la page 53

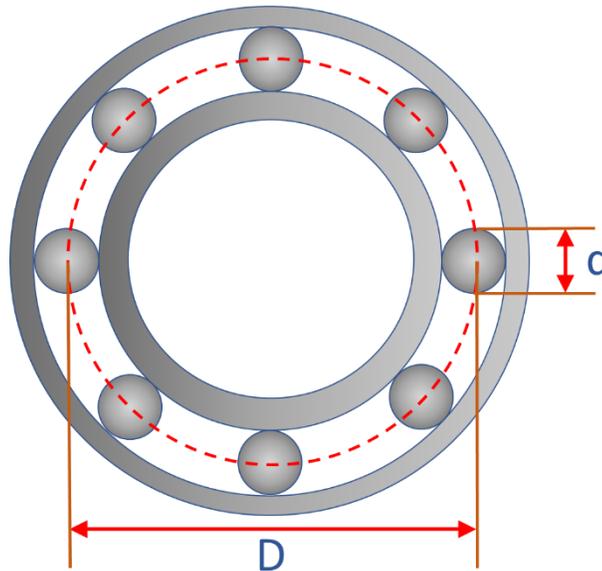


Figure IV.1: Les caractéristiques du roulement

Les caractéristiques du roulement étudié et représenté sont :

$d=5.696 \text{ mm}$ est le diamètre de la bille,

$D=31.623 \text{ mm}$ est le diamètre primitif.

$f_r = 25 \text{ Hz}$ est la vitesse de l'arbre,

N_b est le nombre d'éléments roulants, $N_b = 8$

$\phi = 0^\circ$ est l'angle de contact du roulement

IV.3) Calcul des fréquences des défauts possibles :

Lorsque des éléments roulants heurtent les failles locales au niveau des chemins de roulement extérieurs ou intérieurs, ou lorsque des défauts sur l'élément roulant frappent les chemins de roulement extérieur ou intérieur, l'impact modulera les fréquences critiques correspondantes, par ex. BPFO, BPFI, FTF, BSF. Par conséquent, le signal d'enveloppe produit par la démodulation d'amplitude transporte davantage d'informations de diagnostic qui ne sont pas disponibles à partir de l'analyse spectrale du signal brut (Fourier).

$$BPFO = \frac{8 \times 25}{2} \left(1 - \frac{0.235}{1.245} \cos(0) \right) = 81.1245 \text{ Hz} , \quad BPFI = \frac{8 \times 25}{2} \left(1 + \frac{0.235}{1.245} \cos(0) \right) = 118.8755 \text{ Hz}$$

$$FTF = \frac{25}{2} \left(1 - \frac{0.235}{1.245} \cos(0) \right) = 10.1406 \text{ Hz} , \quad BSF = \frac{1.245}{2 \times 0.235} \left(1 - \left(\frac{0.235}{1.245} \cos(0) \right)^2 \right) = 2.5546 \text{ Hz}$$

IV.4) Cas d'un roulement sans défaut :

Le signal brut relevé de l'entraînement du roulement sans défaut est donné par :

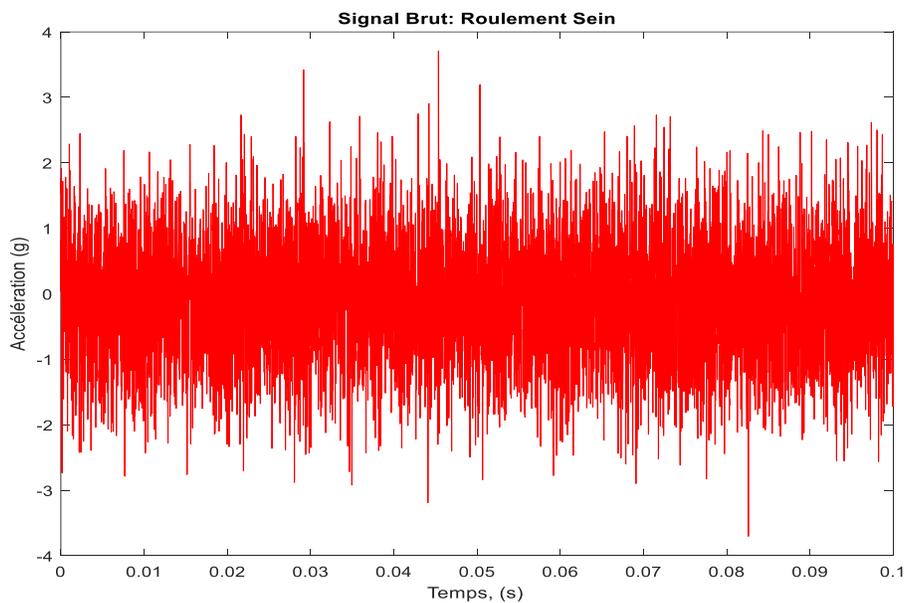


Figure IV.2 : Signal temporel brut de l'accélération.

Le spectre par transformation de Fourier de la puissance est représenté, on remarque qu'il n'y a aucun détails distinctif ce qui est prévu vu que le roulement est sein.

La même chose est remarquée sur les courbes : de l'enveloppe ainsi que son spectre représenté par :

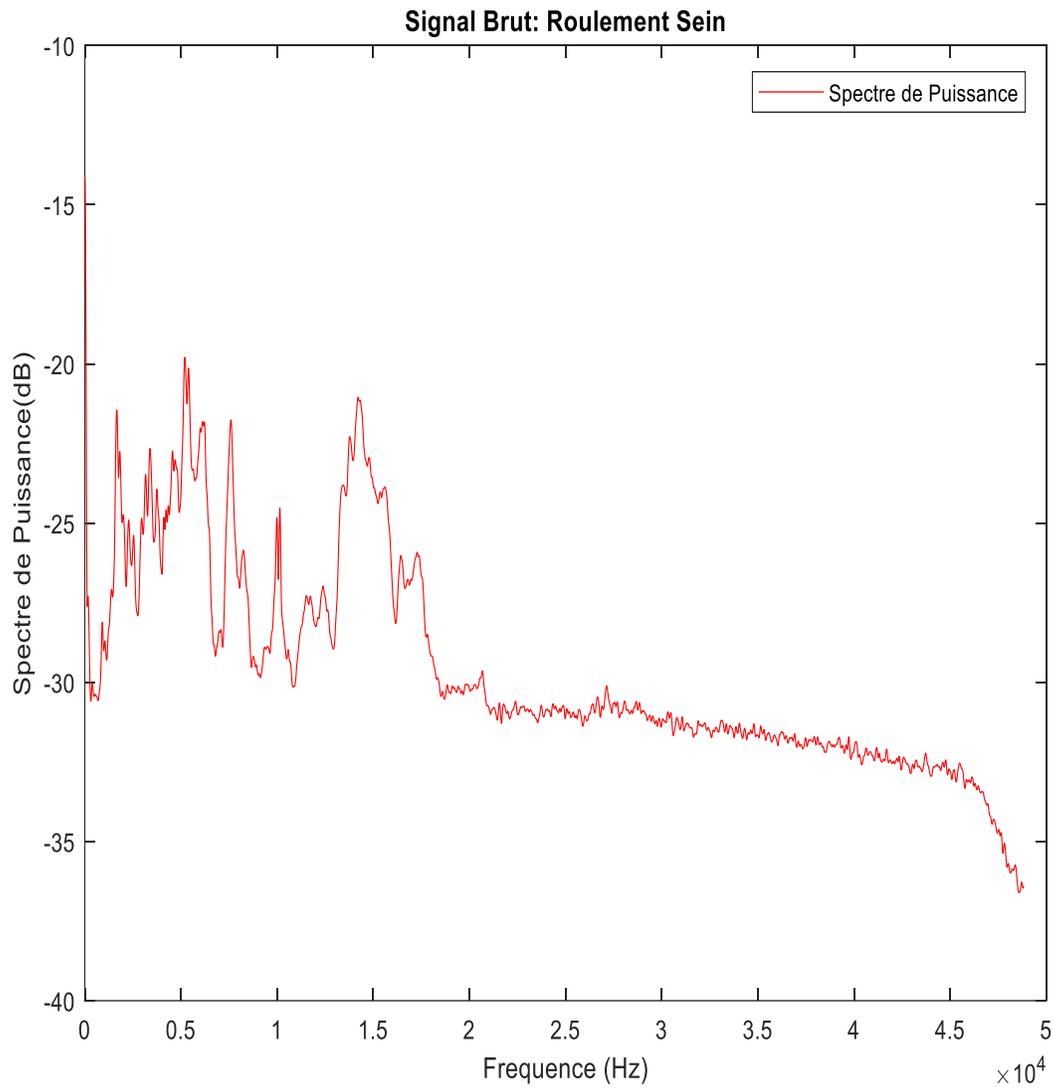


Figure IV.3: Le spectre de puissance du roulement sans défaut.

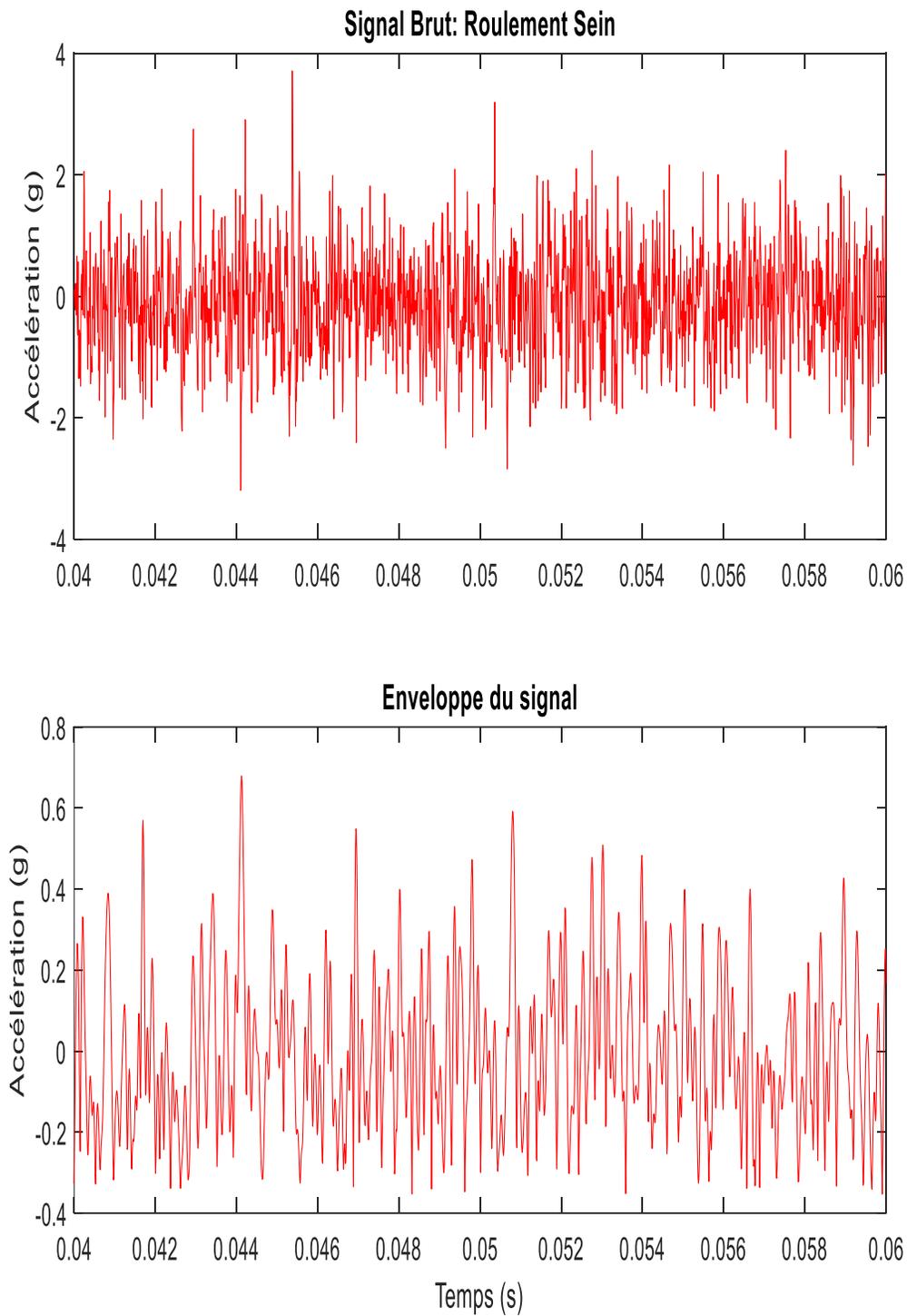


Figure IV.4 : Le signal brut et son enveloppe

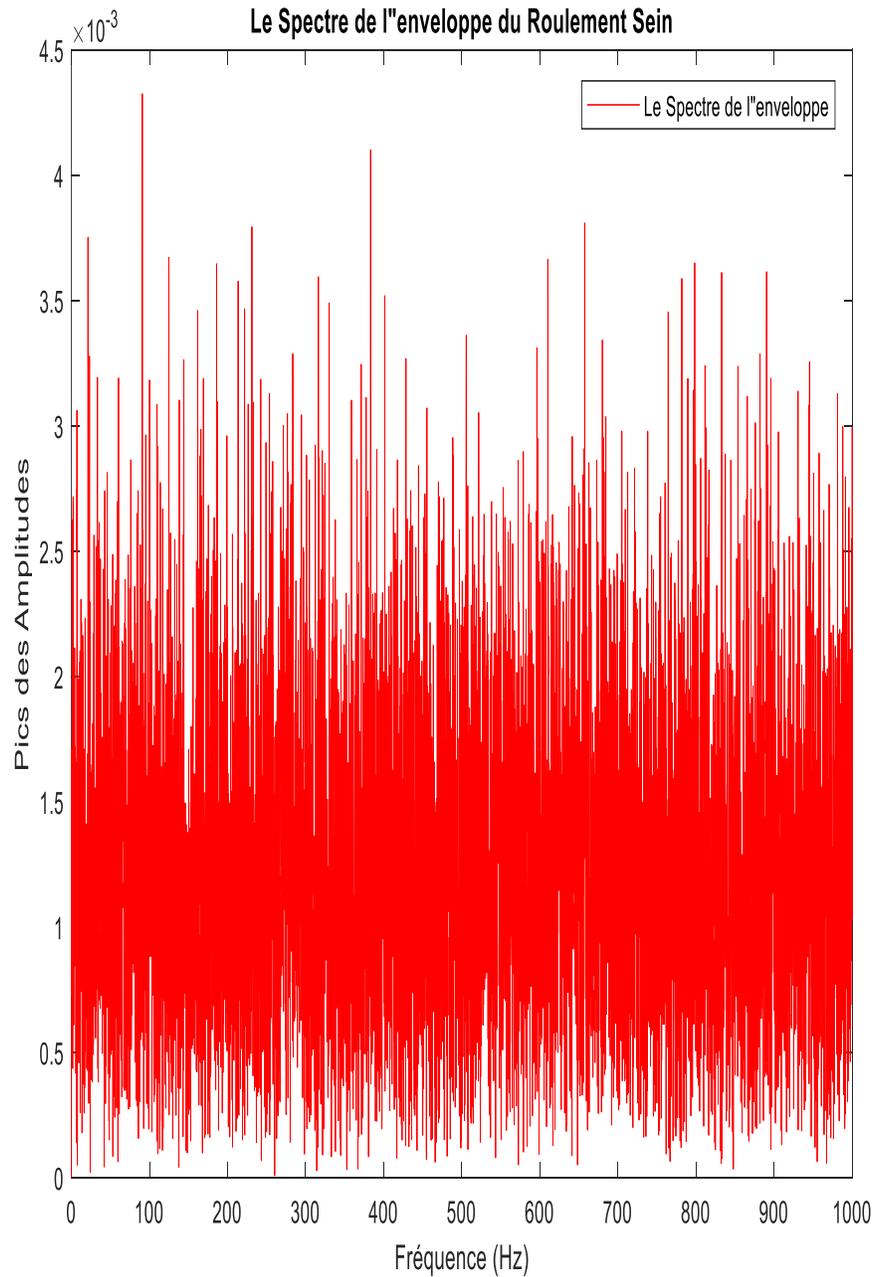


Figure IV.5 : Le Spectre de l'enveloppe lié au roulement sans défaut

Le spectre d'enveloppe d'un signal du roulement sein ne montre pas de pics significatifs qui correspondent aux fréquences de défauts calculées.

IV.5) Cas du roulement défectueux :

Le signal brut relevé de l'entraînement du roulement défectueux est donné par:

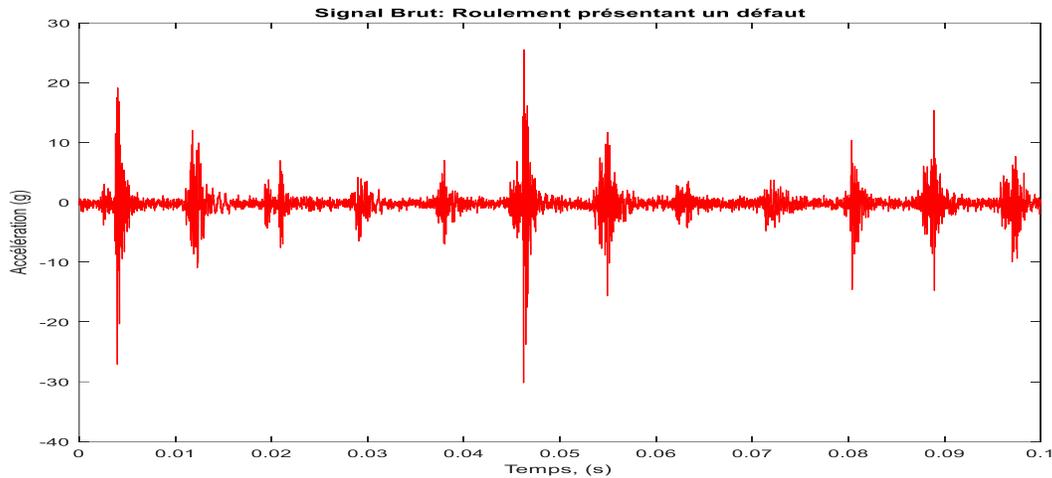


Figure IV.6 : Amplitude de l'accélération dans le domaine temporel

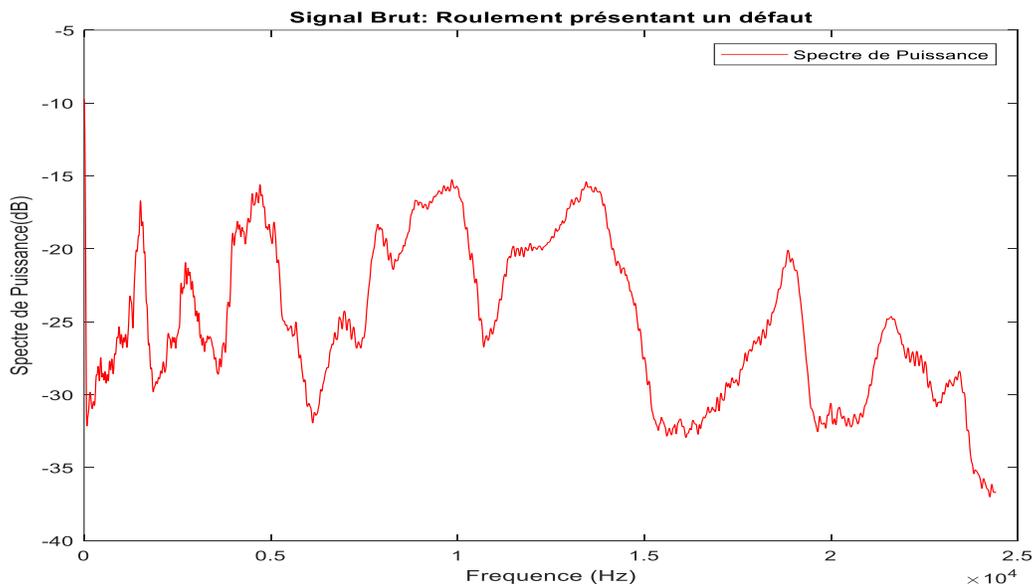


Figure IV.7 : Spectre de puissance dans le domaine fréquentiel.

Même dans le domaine fréquentiel (transformé de Fourier) il est difficile de distinguer le type de défaut. On zoome maintenant sur le spectre de puissance du signal brut dans la gamme des basses fréquences pour examiner de plus près la réponse en fréquence.

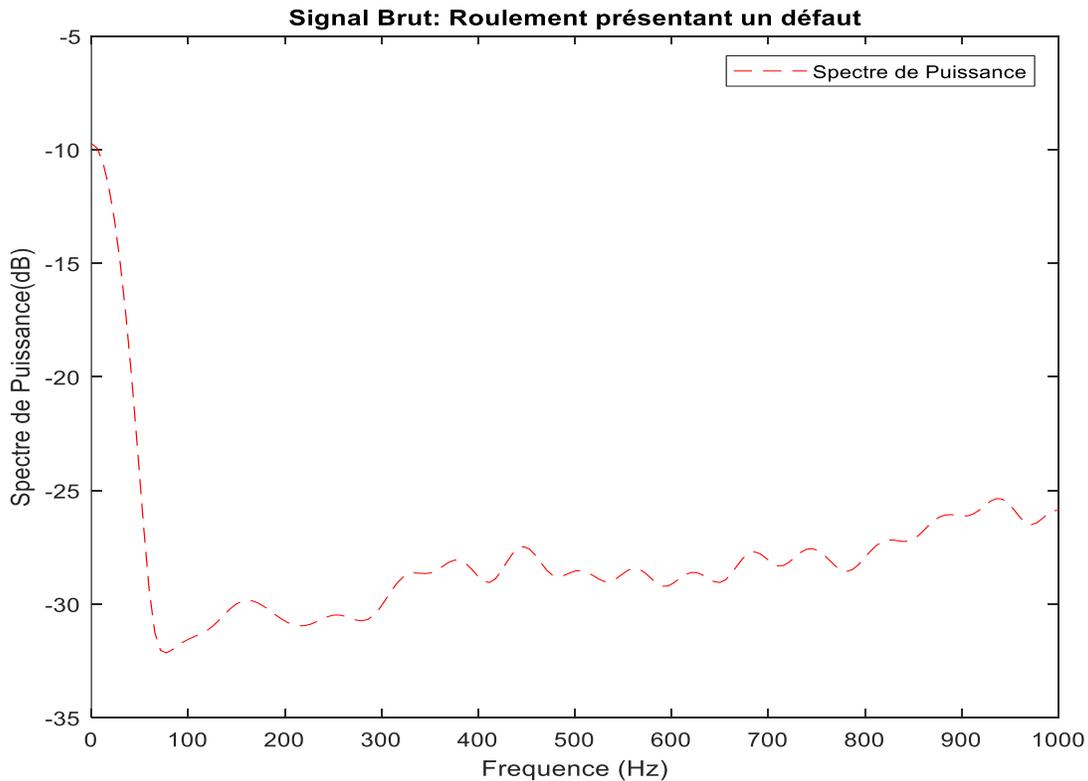


Figure IV.8 : Zoom vers la région [0, 1000 Hz] du spectre de puissance dans le domaine fréquentiel.

Toujours, aucun motif clair n'est visible. L'analyse de fréquence sur le signal brut ne fournit pas d'informations claires de diagnostic.

En regardant les données du domaine temporel, on observe que l'amplitude du signal brut est modulée à une certaine fréquence, et la fréquence principale de la modulation est d'environ :

$$1 / 0,009 \text{ Hz} \approx 111 \text{ Hz.}$$

On sait que la fréquence à laquelle l'élément roulant heurte un défaut local au niveau de la bague intérieure, c'est-à-dire BPFI, est de 118,875 Hz. Cela indique que le roulement a **potentiellement** un défaut de bague intérieure.

Pour extraire l'amplitude modulée, on calcule l'enveloppe du signal brut et on visualise après l'avoir filtré par un filtre pass-bas.

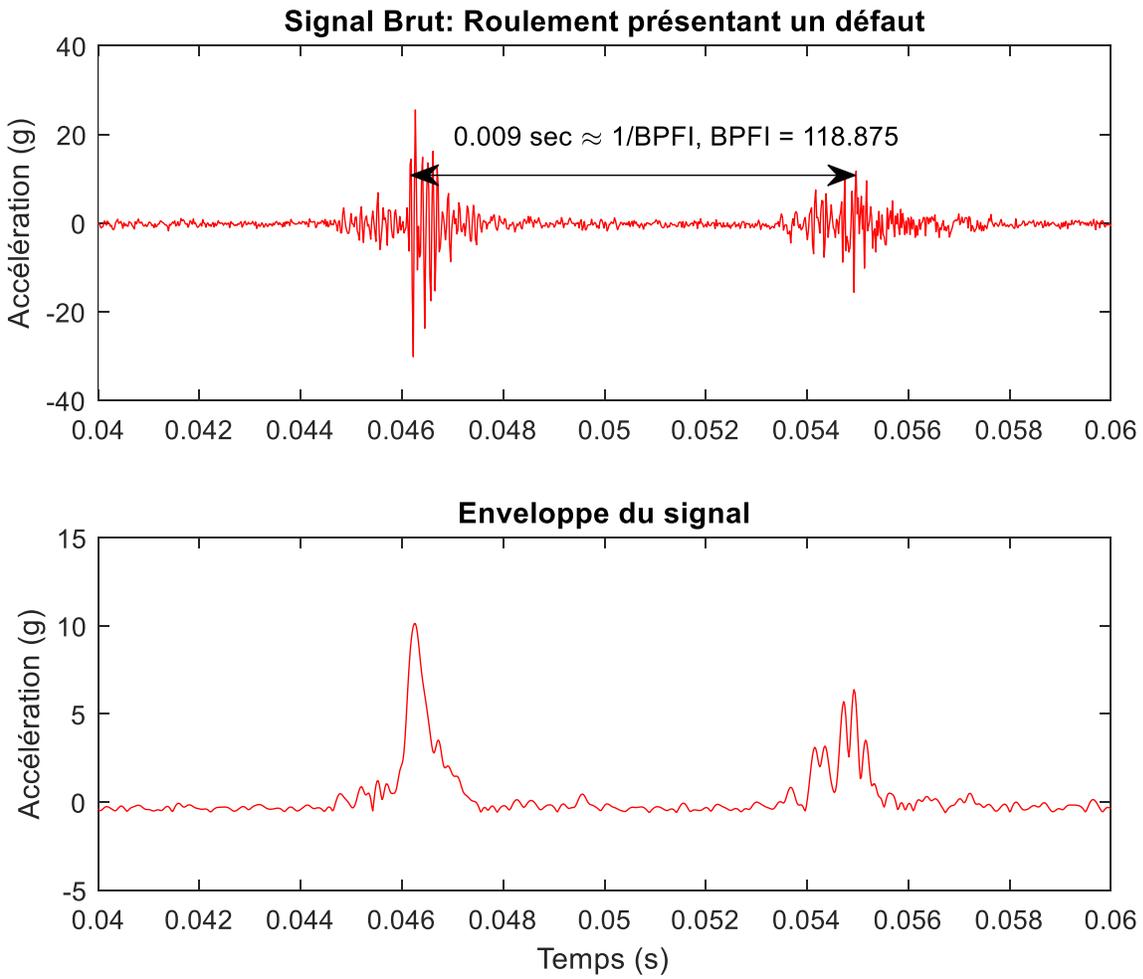


Figure IV.9 : Entre [0.04 s, 0.06 s] **en haut :** le signal brut et **en bas :** l’enveloppe du même signal

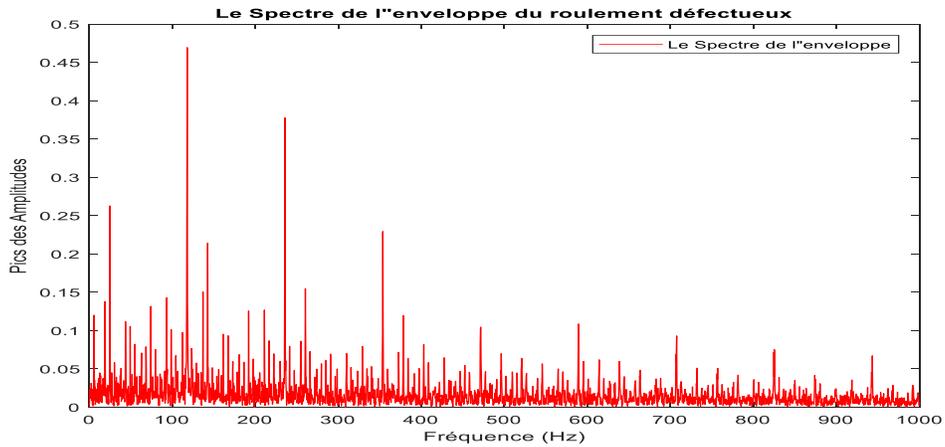


Figure IV.10 : Le Spectre de l’enveloppe du roulement défectueux.

On voit clairement que le spectre de l'enveloppe présente une succession de pics équidistants, ce qui signifie que c'est la signature de l'un des 4 défauts avec ses harmoniques. Pour identifier lequel des défauts BPFI, BPFO, FTF ou BSF correspond au cas étudié on va ajouter la fréquence de chacun et ses harmoniques dans le spectre de l'enveloppe de la **Error! Reference source not found.** ce qui nous donne les 4 figures suivantes :

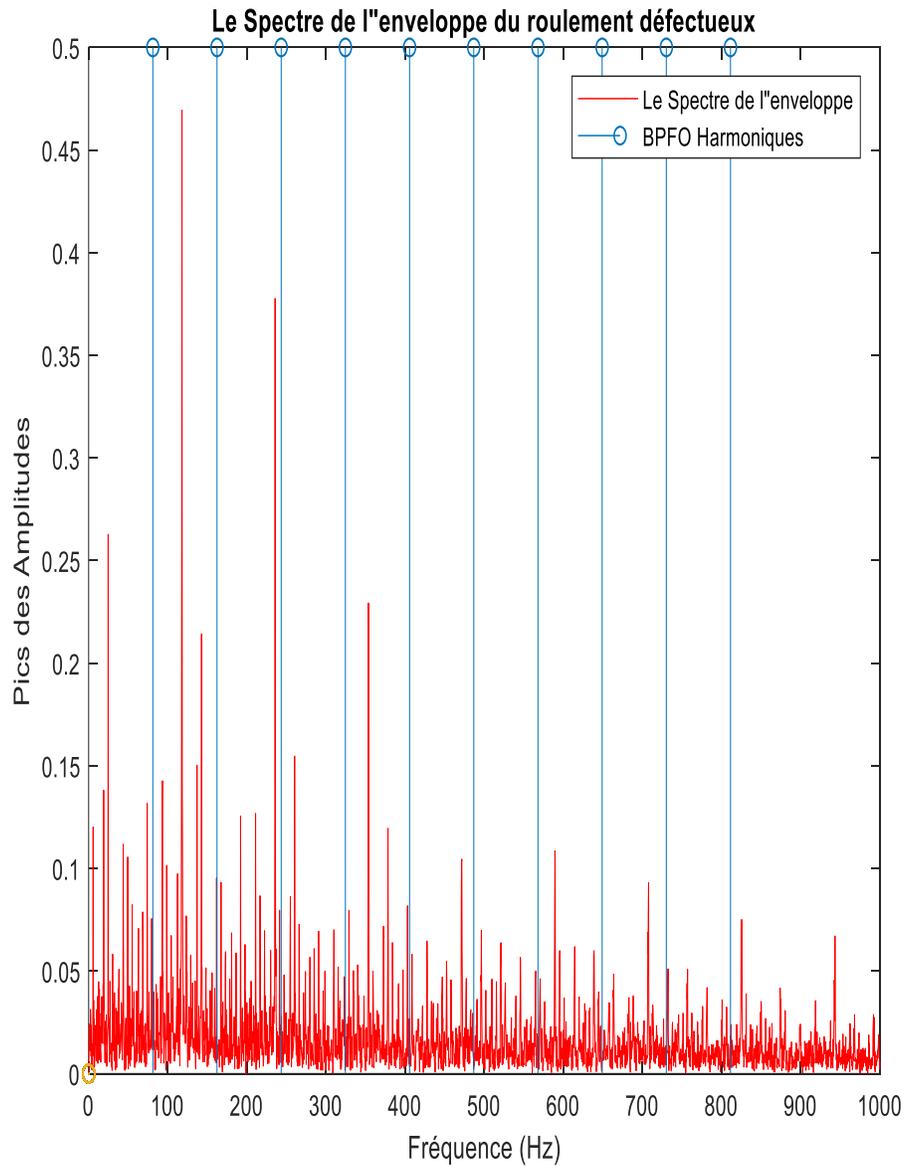


Figure IV.11 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BPFO.

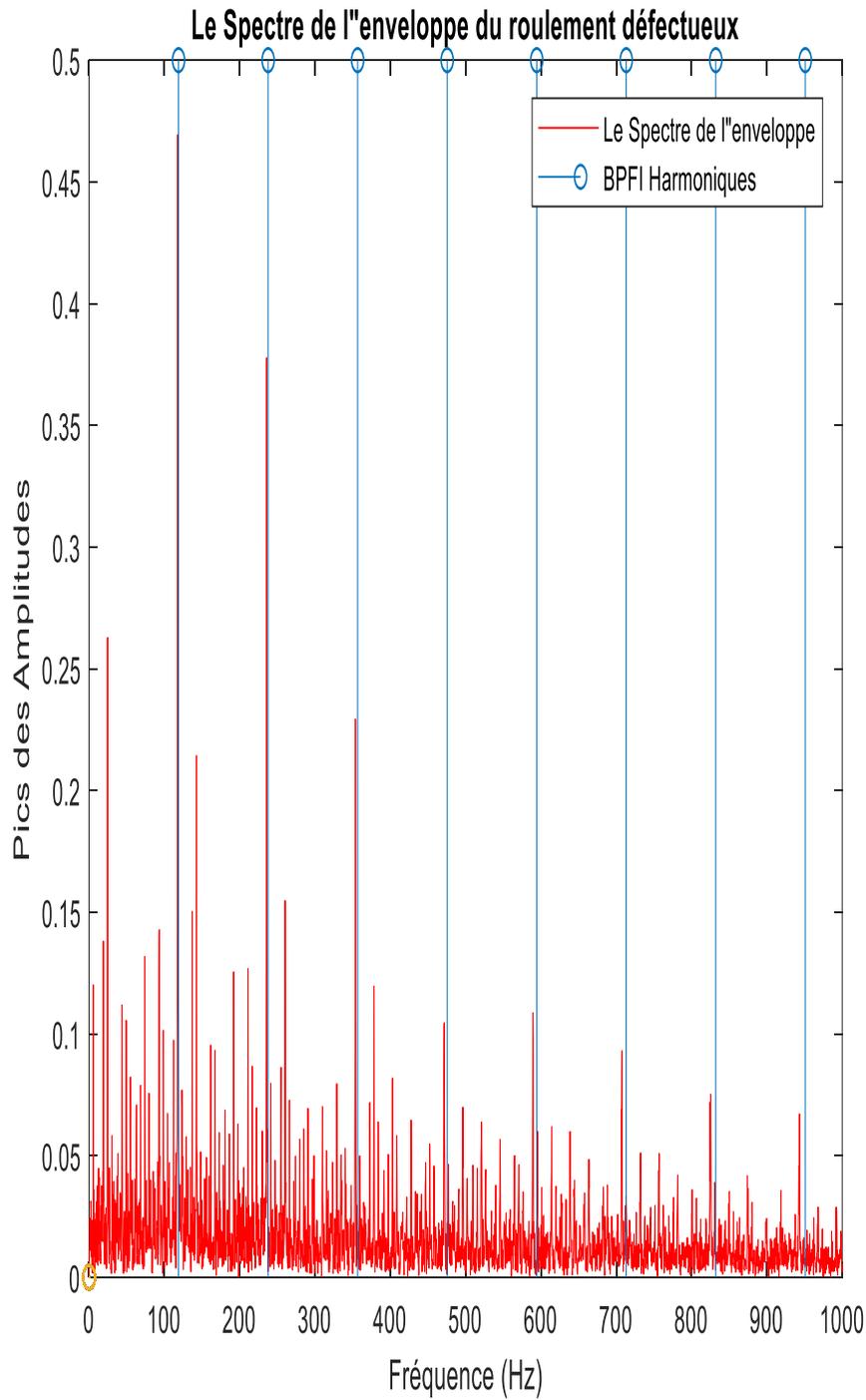


Figure IV.12 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BPF1.

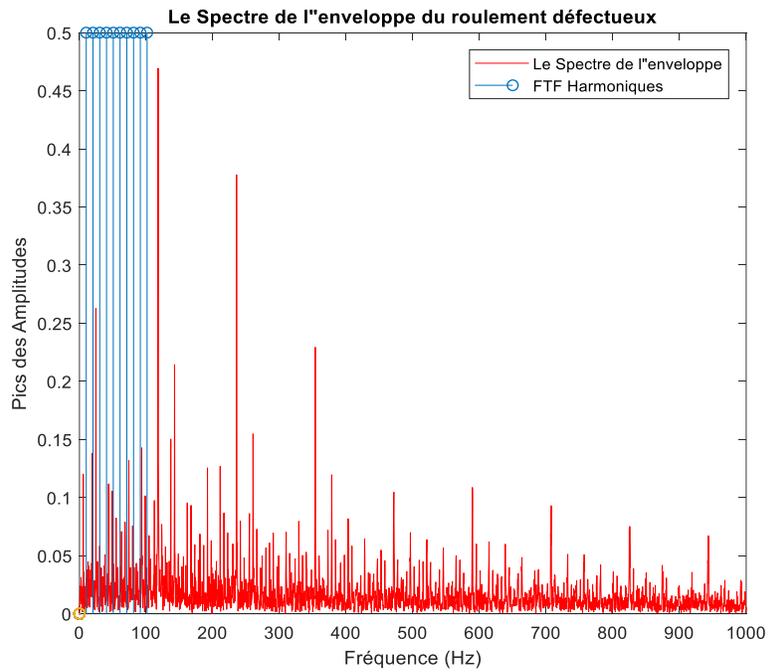


Figure IV.13 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de FTF.

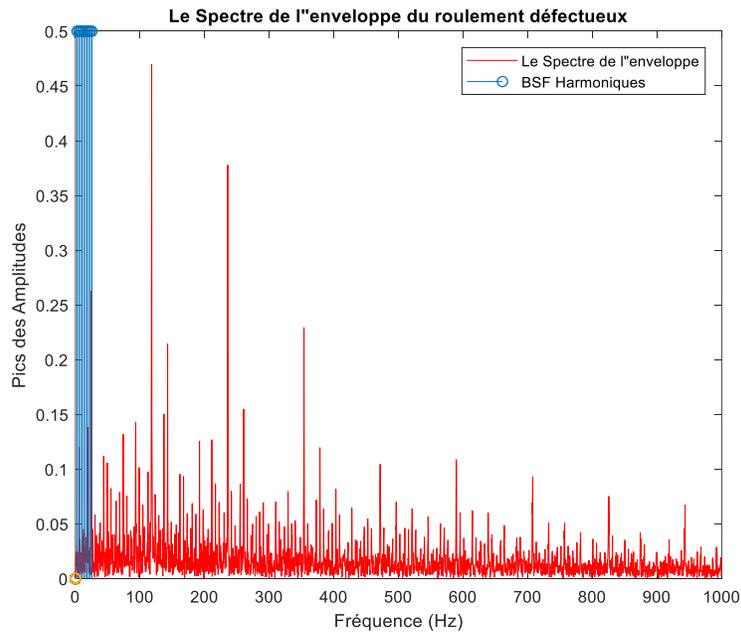


Figure IV.14 : Le Spectre de l'enveloppe avec les harmoniques de BSF.

Bien que les harmoniques de la fréquence de BPFO soient proches des pics de l'enveloppe, il est clair que ceux de la fréquence de BPF1 leur sont presque superposées. Quant aux harmoniques de FTF et BSF elles sont très écartées. Cela indique un défaut sur la bague interne du roulement.

IV.6) Conclusion :

Cet exemple montre l'efficacité de l'utilisation du spectre de l'enveloppe pour identifier les différents types de défauts dans les roulements et son avantage par rapport à l'analyse spectrale classique.

Conclusion

Au terme de ce mémoire, qui synthétise le projet de fin d'études de notre cursus universitaire au sein du département de génie mécanique de la faculté des sciences appliquées de l'université de Tiaret, le fait de traiter une problématique issue du milieu professionnel et industriel nous a donné l'occasion d'acquérir et de renforcer nos connaissances et techniques. En outre, le thème traité par notre projet de fin d'études nous a facilités en tant qu'étudiant l'intégration progressive dans notre future cadre de travail

Le but de ce mémoire étant l'introduction de la méthode d'enveloppe dans l'analyse des défauts des roulements comme alternative à l'analyse de Fourier seule.

Nous avons d'abord exposé les différents aspects et techniques de la maintenance en mécanique puis en a consacré tout un chapitre aux roulements et leurs défauts.

En fin nous avons introduit la méthode d'enveloppe comme une alternative à l'analyse de Fourier pure pour l'identification des défauts dans les roulements. Elle est appliquée à un exemple pratique et réel d'un défaut de roulement et comparée à l'analyse de Fourier.

En conclusion on peut affirmer sur la lumière de l'exemple étudié que la méthode dite d'enveloppe est vraiment une méthode très prometteuse pour l'identification de défauts dans les roulements.

Comme perspectives, on propose l'application simultanée et le test de cette méthode sur d'autres types de problèmes mécaniques caractérisés par des fréquences très écartées

Références

- [1] **R. Keith Mobley**, "*An introduction to predictive maintenance*", Butterworth-Heinemann, **2002**
- [2] **Cornelius. Scheffer, Paresh Girdhar** " Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance", **2004**.
- [3] https://www.researchgate.net/figure/Surveillance-de-la-degradation-Organisation-de-la-maintenance-conditionnelle_fig3_340563444 visité le 30/08/2020
- [4] **Boughagha Fouzi** PFE « *Diagnostic et détection des défauts mécaniques affectant les systèmes électromécaniques* » UNIVERSITÉ **BADJI MOKHTAR- ANNABA.2019**
- [5] **Foued Landolsi**, "*Technique de surveillance des machines*", polycope de cours, ISET Nabeul, **2010**.
- [6] **Brüel & Kjaer**, "*Sound and Vibration Measurement*", **1998**
- [7] **Abdallah KABOUCHE** Thèse de doctorat « *Techniques de Maintenance Prédictive pour l'Amélioration de la disponibilité des Installations* » UNIVERSITÉ **BADJI MOKHTAR- ANNABA.2015**
- [8] **Philippe Bouillard** Mémoire d'habilitation à diriger des recherches de l'Université **Pierre et Marie Curie (Paris VI)** Présenté à l'École Normale Supérieure de **Cachan** le 21 décembre 2004
- [9] **La vibroacoustique**, <https://www.sfa.asso.fr/fr/documentation/livre-blanc-/page68.pdf> visité le 19/09/2020 à 23:54
- [10] **P. Morand, R. Ohayon**, 'Fluid-Structure Interaction', **John Wiley and Sons Ltd, Chichester, England**, 1995.
- [11] **F. Ihlenburg, I. Babuška**, 'Finite Element Solution of the Helmholtz Equation with High Wave Number. Part 1: The h-Version of the FEM', *Comput. Math. Applic.*, 38(9): 9-37, 1995.
- [12] **I. Harari, T.J.R. Hughes**, 'Galerkin/least-squares finite element methods for the reduced wave equation with non-reflecting boundary conditions in unbounded domains', *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 98(3): 411-454, 1992.
- [13] **I. Harari, T.J.R. Hughes**, 'Finite element method for the Helmholtz equation in an exterior domain: model problems', *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 87: 171-194, 1991.
- [14] **I. Babuška, F. Ihlenburg**, E.T. Paik, S.A Sauter, 'A generalized finite element method for solving the Helmholtz equation in two dimensions with minimal pollution', *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 128: 325-359, 1995.

- [15] **L. Franca, C. Farhat, A. Macedo, M. Lesoinne**, ‘Residual-free bubbles for the Helmholtz equation’, *Int. j. numer. methods eng.* 40: 4003-4009, 1997.
- [16] **T. Belytschko, Y. Y. Lu and L. Gu**, ‘Element-Free Galerkin Methods’, *Int. j. numer. methods eng.* 37: 229-256 1994.
- [17] **B.Nayrolles, G. Touzot, P. Villon**, ‘Generalizing the finite element method: diffuse approximations and diffuse elements’, *Comput. Mech.* 10: 307-318 (1992)
- [18] **Ph. Bouillard, S. Suleau**, ‘Element-Free Galerkin solutions for Helmholtz problems: formulation and numerical assessment of the pollution effect’. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 162: 317-335, 1998.176(1-4): 147-163, 1999.
- [19] **S. Suleau, A. Deraemaeker, Ph. Bouillard**, ‘Dispersion and Pollution of Meshless Solutions for the Helmholtz Equation’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 190(5-7): 639-657, 2000.
- [20] **N.S. Bardell, J.M. Dunsdon, R.S. Langley**, ‘Free vibration analysis of coplanar sandwich panels’, *Composite Structures.*, 38(1-4): 463-475, 1997.
- [21] **F. Charron**, ‘On the selection of p -version shape functions for plate vibration problems’, *Computers and Structures*, 79: 119-130, 2001.
- [22] **K.Gerdes, L. Demkowicz**, ‘Solution of the 3D Helmholtz equation in arbitrary exterior domains using hp-FEM and IFEM’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*; 137: 239-FEM and IFEM’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*; 137: 239-273 1996
- [23] **A. Deraemaeker, I. Babuška, Ph. Bouillard**, ‘Dispersion and pollution of the FEM solution for the Helmholtz equation in one, two and three dimensions’. *Int. j. numer. methods eng.*, 46:471-500, 1999.
- [24] **E. Chadwick, P. Bettes**, ‘Modelling of progressive short waves using wave envelopes’, *Int. j. numer. methods eng.* 40: 3229-3245, 1997.
- [25] **E. Chadwick, P. Bettes, O. Laghrouche**, ‘Diffraction of short waves modelled using new mapped wave envelope finite and infinite elements’, *Int. j. numer. methods eng.* 45: 335-354, 1999.
- [26] **V. Lacroix, Ph. Bouillard, P. Villon**, ‘An iterative defect-correction type meshless method for acoustics’, *Int. j. numer. methods eng.* 57(15): 2131-2146, 2003.
- [27] **W. Kanok-Nukulchai, W. Barry, K. Saran-Yasoontorn, Ph. Bouillard**, ‘On elimination of shear locking in the element-free Galerkin method’, *Int. j. numer. methods eng.* 52: 705-725, 2001.

- [28] **K.Y. Dai, G.R. Liu, K. M. Lim and X.L. Chen**, ‘A mesh-free method for static and free vibration analysis of shear deformable laminated composite plates’, *Journal of Sound and Vibration*, 269:633-652, 2004.
- [29] **W.K. Liu, J. Adee, S. Jun**, ‘Reproducing kernel particle methods for elastic and plastic problems’, *Advanced Comput. Meth. Mat. Modeling*, ASME, 175-190, 1993.
- [30] **R. A. Uras, C. T. Chang, Y. Chen and W. K. Liu**, ‘Multiresolution Reproducing Kernel Particle Methods in Acoustics’, *Journal of Computational Acoustics*, 5(1): 71-94, 1997
- [31] **Th. E. Voth, Mark A. Christon**, ‘Discretization Errors Associated with Reproducing Kernel Methods: One-Dimensional Domains’. *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 190(18-19): 2429-2446, 2001.
- [32] **J. Zhou, H. Zhang, L. Zhang**, ‘Reproducing kernel particle method for free and forced vibration analysis’, *J. of Sound and Vibration*, *available online*, 2004.
- [33] **I. Babuška, J. Melenk**, ‘The partition of unity method’, *Int. j. numer. methods eng*, 40:727-758, 1997.
- [34] **I. Babuška, Z. Zhang**, ‘The partition of unity method for the elastically supported beam’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 152(1-2): 1-18, 1998.
- [35] **E. De Bel, P. Villon, Ph. Bouillard**, ‘Forced vibrations in the medium frequency range solved by a partition of unity method with local information’, *Int. j. numer. methods eng*, *accepted*, 2004.
- [36] **E. De Bel, Ph. Bouillard**, ‘Wave oriented meshless formulations for medium frequency 3D vibro-acoustic simulations’, *Proceedings of ECCOMAS2004*, Jyväskylä, Finland, 2004.
- [37] **L. Hazard, E. De Bel, Ph. Bouillard, J.-Y. Sener, J.-L. Migeot**, ‘Design of viscoelastic damping treatments in the medium frequency range’, *Proceedings of ISMA29, Int. Conf. On Noise and Vibration Engineering*, Leuven, 2004.
- [38] **Y.K. Cheung, W.G. Jin, O.C. Zienkiewicz**, ‘Solution of Helmholtz equation by Trefftz method’, *Int. j. numer. methods eng*, 32: 63-78, 1991.
- [39] **W. Desmet, B. van Hal, P. Sas, D. Vandepitte**, ‘A computationally efficient prediction technique for the steady-state dynamics analysis of coupled vibro-acoustic systems’, *Advances in Engineering Software*, 33:527-540, 2002.
- [40] **B. Van Hal, W. Desmet, D. Vandepitte and P. Sas**, ‘An efficient prediction technique for the steady-state dynamic analysis of flat plates’, *Internoise2000, 29th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*, France, 2000.

- [41] **P. Ladevèze**, ‘A new computational approach for structure vibrations in the medium frequency range’, *C.R. Acad. Sci., Série IIB.*, 322(12): 849-856, 1996.
- [42] **Ph. Rouch, P. Ladevèze**, ‘The varational theory of complex rays: a predictive tool for medium-frequency vibrations’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, 192(28-30):3301-3315, 2003.
- [43] **H. Riou, P. Ladevèze, Ph. Rouch**, ‘Extension of the vibrational theory of complex rays to shells for medium-frequency vibrations’, *Journal of Sound and Vibration*, 272: 341-360, 2004.
- [44] **P. Ladevèze, L. Arnaud, P. Rouch and C. Blanzé**, ‘The variational theory of complex rays for the calculation of medium-frequency vibrations’, *Engineering Computations*;18(1/2): 193-214, 2001.
- [45] **P. Ladevèze and H. Riou**, ‘Calculation of medium-frequency vibrations over a widefrequency range’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, *submitted*, 2004.
- [46] **C. Farhat, I. Harari and L. P. Franca**, ‘The discontinuous enrichment method’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*; 190: 6455-6479, 2001.
- [47] **C. Farhat, I. Harari and U. Hetmaniuk**, ‘A discontinuous Galerkin method with Lagrange multipliers for the solution of Helmholtz problems in the mid-frequency regime’, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*; 192: 1389-1419, 2003.
- [48] **I. Harari, C. Farhat and U. Hetmaniuk**, ‘Multiple-Stencil Dispersion analysis of theLagrange multipliers in a Discontinuous Galerkin method for the Helmholtz equation’ *J. Comput. Acoustics*, 11(2): 239-254, 2003.
- [49] **S.Sassi, B.Badri, M.Thomas**, "*A Numerical Model to Predict Damaged Bearing Vibrations*", *Journal of Vibration and Control*, **2007**.
- [50] **J.L Fanchon** "*Guide des sciences et technologies industrielles*", AFNOR-Nathan,**2001**
- [51] **L.Horve**, "*Shaft seals for dynamic applications*", Chicago Rawhide Manufacturing, Company Elgin, Illinois, Marcel Dekker, Inc., **1996**.
- [52] **NTN corporation**, "*Roulement à bille et à rouleaux*" Catalogue N° 2202-VIII/F, **2007**
- [53] **K.Merah**, "*Diagnostic des défauts de roulement d'un moteur par analyse vibratoire - Etude comparative avec l'analyse du courant statorique*", Mémoire de Magistère, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, **2016**.
- [54] **R.A. Collacott**."*Vibration Monitoring and Diagnoses*", Wiley, New York, **1979**.
- [55] **C.Zhang, J.Qiu, T.R.Kurfess, S.Danyluk, S.Y.Liang**, "*Impact dynamics modeling of bearing vibration for defect size estimation*," *International Journal of COMADEM*, **2000**

[56] **N.G.Nikolaou, I.A.Antoniadis**, "*Demodulation of vibration signals generated by defects in rolling element bearings using complex shifted morlet wavelets*," *Mechanical Systems and Signal Processing* 16(4), 677–694, **2002**.

Résumé

Ce travail nous a permis d'exposer les différents aspects des roulements et de leurs défauts dans un contexte de maintenance et aussi donner un aperçu sur sa modélisation.

Le cas étudié a montré l'efficacité de l'utilisation de la technique du spectre de l'enveloppe pour identifier les différents types de défauts dans les roulements et son avantage par rapport à l'analyse spectrale classique. Le modèle mathématique étudié dans le chapitre III peut être appliqué aux autres études sur le palier hybride qui font partie du même projet de recherche pour étudier l'influence du contrôle sur le comportement du rotor avec des roulements ayant défectueux.

Mots clés: Maintenance preventive conditionnelle, roulements, methode d'envolpe, specter.

Abstract

This work allowed us to expose the different aspects of bearings and their defects in a maintenance context and also to give an overview on its modeling. The case studied showed the effectiveness of using the envelope spectrum technique to identify the different types of defects in the bearings and its advantage over conventional spectral analysis. The mathematical model studied in Chapter III can be applied to other hybrid-level studies that are part of the same research project to study the influence of control on rotor behaviour with defective bearings.

Key words: Conditional ppreventive maintenance, bearings, envelope method, spectrum.

المخلص

هذا العمل سمح لنا بمعرفة الجوانب المختلفة من المحامل وعيوبها في سياق الصيانة وأيضا لإعطاء لمحة عامة عن النمذجة وأظهرت الحالة التي تمت دراستها فعالية استخدام تقنية الطيف المغلفة لتحديد الأنواع المختلفة من العيوب في المحامل وميزتها على تحليل الطيف التقليدي. يمكن تطبيق النموذج الرياضي الذي تمت دراسته في الفصل الثالث حيث يمكن تطبيقه على دراسات أخرى على المستوى الهجين التي تشكل جزءا من نفس المشروع البحثي لدراسة تأثير التحكم سلوك الدوار مع محامل معيبة .

الكلمات المفتاحية: الصيانة الوقائية المشروطة، المحامل، منهجية الطرف، الطيف.