

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Electrique
Filière : électrotechnique
Option : machine électrique

Réf:

Mémoire de Fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme:

MASTER

Thème

***Etude et analyse des défauts de
roulement des machines électriques***

Présenté par :
Okbi Mohamed Rafaa Sadek
Ghecham Mohamed Ali
Soutenu le : 30 septembre 2020

Devant le jury composé de :

Mr Ben Medour Mostafa

Mr Derghal Hamid

Mrs Laala Widad

Université de Biskra

Université de Biskra

Université de Biskra

Président

Examinateur

Encadreur

Année universitaire: 2019 - 2020

Remerciements

Ce travail a été réalisé à l'Université Mohamed Khider-Biskra, Département de génie électrique, spécialité machine électrique. Avant tout, nous remercions Allah le tout puissant de nous a donné la force et la foi et de nous a permis d'arriver à ce stade.

*A notre présidente de thèse
Madame Laala Widad
Doctorante à l'Université Mohamed Kheider-Biskra.*

Vous avez bien voulu nous confier ce travail riche d'intérêt et nous guider à chaque étape de sa réalisation. Vous nous avez toujours réservé le meilleur accueil, malgré vos obligations professionnelles. Vos encouragements inlassables, votre amabilité, votre gentillesse méritent toute admiration. Nous saisissons cette occasion pour vous exprimer notre profonde gratitude tout en vous témoignant notre respect.

Nos remerciements les plus vifs à Monsieur Ben Medour Mostafa Docteur à l'Université Mohamed Khider-Biskra pour avoir accepté de présider le jury de ce mémoire. C'est pour nous un grand honneur de vous voir siéger dans notre jury. Veuillez trouver, Monsieur, le témoignage de notre grande reconnaissance et de notre profond respect.

Nos vifs remerciements également à Monsieur Derguel Hamid Docteur à l'Université Mohamed Khider-Biskra pour accepter de juger notre travail. Veuillez croire, Monsieur, à l'assurance de notre respect et de notre reconnaissance.

Enfin, Nous remercions toutes personnes ayant contribué et aidés de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

*Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il
faut...*

*Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude,
L'amour, le respect, la reconnaissance...*

*Aussi, c'est tout simplement que
Je dédie ce thème*

*A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur
amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout
au long de mes études,*

*A mon frère et ma sœur : mouhi eddine et hadjer pour
leurs encouragements permanents, et leur soutien
moral,*

*Je vous dédie ce travail avec tous mes vœux de bonheur,
de santé et de réussite, à mon binôme*

Okbi Mohamed Rafaa Sadek

À tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment.

Mohamed Ali Ghecham

Dédicace

*Toutes les lettres ne sauraient trouver les mots qu'il
faut...*

*Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude,
L'amour, le respect, la reconnaissance...*

*Aussi, c'est tout simplement que
Je dédie ce thème*

*A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur
amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout
au long de mes études.*

*A mes frères et sœurs pour leurs encouragements
permanents, et leur soutien moral.*

*Je vous dédie ce travail avec tous mes vœux de bonheur,
de santé et de réussite, à mon binôme*

Mohamed Ali Ghecham

À tous ceux que j'aime et ceux qui m'aiment.

Okbi Mohamed Rafea Sadek

Liste des figures

Chapitre 1 :

Figure I.1: Différentes composantes d'un roulement.....	5
Figure I.2: Roulement à billes sous charge axiale et radiale.....	6
Figure I.3: Différents types de roulement à billes.....	8
Figure I.4: Différents types de roulement à rouleaux.....	9
Figure I.5: Roulement à aiguille.....	10
Figure I.6: Cause des défauts dans les roulements.....	11
Figure I.7: Les différents types d'anomalies qui surviennent sur les roulements.....	12
Figure I.8: Cinématique de défaut de roulement.....	19

Chapitre 2 :

Figure II.1: Différents types des signaux vibratoires.....	24
Figure II.2: Vibrations périodiques.....	25
Figure II.3: Vibrations d'un système "masse-ressort".....	26
Figure II.4: Modélisations d'un système conservatif (gauche) et dissipatif (droite).....	27
Figure II.5: Système masses-ressorts en translation.....	27
Figure II.6: Balourd statique.....	29
Figure II.7: Balourd de couple.....	29
Figure II.8: Balourd dynamique.....	29
Figure II.9: Défaut d'alignement.....	30
Figure II.10: Schéma Le signal temporel d'un défaut de d'alignement.....	30
Figure II.11: Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroies.....	31
Figure II.12: Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies.....	31
Figure II.13: Palier lisse hydrodynamique.....	32
Figure II.14: Vue éclatée d'un roulement.....	33
Figure II.15: Ecaillage d'une piste.....	33
Figure II.16: Spectre réel d'une dent détériorée sur un engrenage.....	34
Figure II.17: Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.....	34
Figure II.18: Représentation temporelle.....	38
Figure II.19: Intérêt de l'utilisation du spectre moyenne pour la réduction de la variance du bruit.....	40

Chapitre 3 :

Figure III.1: Le banc d'essai expérimental.	44
Figure III.2: Les signaux vibratoires en fonctions : (a) roulement sain, (b) roulement avec défaut de bille, (c) roulement avec défaut de cage interne, (d) roulement avec défaut de cage externe.	45
Figure III.3: Indicateurs scalaires en fonction des défauts pour faible charge.	46
Figure III.4: Indicateurs scalaires en fonction des défauts pour forte charge.....	47
Figure III.5: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté DE.....	48
Figure III.6: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté DE.....	49
Figure III.7: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté DE.....	49
Figure III.8: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté FE.	49
Figure III.9: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté FE.	50
Figure III.10: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté FE. ...	50
Figure III.11: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté DE.....	51
Figure III.12: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté DE.....	52
Figure III.13: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté DE.....	52
Figure III.14: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté FE.	52
Figure III.15: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté FE.	53
Figure III.16: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté FE.	53
Figure III.17: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	54
Figure III.18: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	55
Figure III.19: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	56

Figure III.20: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).	57
Figure III.21: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).	57
Figure III.22: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).....	58
Figure III.23: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).	58
Figure III.24: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).	58
Figure III.25: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).....	59
Figure III.26: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague interne 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).	59
Figure III.27: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague externe 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).	60
Figure III.28: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).....	60
Figure III.29: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague interne 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725 tr/min).	60
Figure III.30: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague externe 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725 tr/min).	61
Figure III.31: Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725tr/min).....	61
Figure III.32: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	62
Figure III.33: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	63
Figure III.34: L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.	64
Figure III.35: La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bague intérieur.	65
Figure III.36: La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bague extérieur.....	65
Figure III.37: La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bille.....	66

Liste des tableaux

Tableau 1: Les tailles des défauts de roulement simulé sur le banc de l'UWCR.....	44
Tableau 2: Fréquences de défaut (multiple la fréquence de l'axe en Hz).....	44
Tableau 3: Indicateurs statistiques avec roulements sain et défectueux pour une vitesse 1796 tr/mn.	46
Tableau 4: Indicateurs statistiques avec roulements sain et défectueux pour une vitesse 1725 tr/mn.	46
Tableau 5: Fréquences caractéristiques des différents éléments du roulement pour une vitesse de 1796tr/mn (fr=29.93).....	48
Tableau 6: Fréquences caractéristiques des différents éléments du roulement pour une vitesse de 1725 tr/mn (fr=28.75 HZ).	51
Tableau 7: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bague intérieur.....	54
Tableau 8: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bague extérieur.	55
Tableau 9: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bille.....	56
Tableau 10: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bague intérieur.....	62
Tableau 11: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bague extérieur.....	63
Tableau 12: Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bille.....	64

Liste des abréviations

SNR : Société Nouvelle de Roulements

FFT : Fast Fourier Transformation

FC : Facteur Crête

DES : Densité Spectrale D'énergie

DSP : Densité Spectrale de Puissance

DE : Drive End

FE : Fan End

Résumé

La maintenance des machines tournantes par l'analyse des vibrations a considérablement évolué ces dernières années grâce aux techniques avancées de traitement du signal. Ces techniques permettent maintenant de détecter à un stade précoce l'existence d'un défaut, d'identifier sa nature, de déterminer sa gravité et de suivre son évolution, Cette technique connaît un grand succès pour la surveillance des machines tournantes.

Ce travail présente les résultats d'une étude expérimentale sur l'application des mesures vibratoires du roulement par différentes méthodes : analyse temporelle et spectrale nous étions menés à faire une étude permettant de distinguer un roulement sain d'un roulement défectueux et de détecter les défauts.

ملخص

صيانة الآلات الدوارة عن طريق تحليل الاهتزاز لديها تطورت بشكل كبير في السنوات الأخيرة بفضل تقنيات متقدمة في معالجة الإشارات. هذه التقنيات الآن تجعل من الممكن الكشف في مرحلة مبكرة عن وجود عيب، وتحديد طبيعته، وتحديد شدته ومراقبة تطوره، وهذه التقنية تشهد نجاح كبير لمراقبة الآلات الدوارة.

يعرض هذا العمل نتائج دراسة تجريبية حول تطبيق قياسات الاهتزاز للدرجة بطرق مختلفة: التحليل الزمني والطيفي قادنا إلى إجراء دراسة للتمييز بين درجة صحية من درجة معيبة والكشف عن العيوب.

abstract

Maintenance of rotating machines by vibration analysis has significantly evolved in recent years thanks to advanced signal processing techniques. These techniques now make it possible to detect at an early stage the existence of a defect, identify its nature, determine its severity and monitor its evolution, this technique is a great success for the monitoring of rotating machines.

This work presents the results of an experimental study on the application of vibration measurements of bearing by different methods: temporal and spectral analysis, we were led to make a study to distinguish a healthy bearing from a defective bearing and detect defects.

Table des matières

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

Chapitre 1: les roulements à billes

I.1 Introduction :	4
I.2 Généralité sur les roulements :.....	4
I.2.1 Géométries et constitution d'un roulement :.....	4
➤ La bague extérieure :	5
➤ La bague intérieure :	5
➤ La cage :	5
➤ Les éléments roulants :	5
I.2.2 Caractéristique des roulements à billes :	5
I.2.3 Types de roulement :	6
I.2.3.1 Roulements radiaux et axiaux :	7
I.2.3.2 Roulements standard et spéciaux :	7
➤ Roulements à billes à gorges profondes :	7
➤ Roulements à billes à contact oblique :	7
➤ Roulements à rouleaux cylindriques :	8
➤ Roulements à rouleaux coniques :	8
➤ Roulements à rouleaux sphériques :	9
➤ Roulements à aiguilles :	9
I.3 Le choix de type de roulement :	10
I.4 Défauts de roulements :.....	11
➤ Ecaillage de fatigue :	13
➤ Ecaillage superficiel :	13
➤ Grippage :	13
➤ Empreintes par déformation :	13
➤ Faux effet Brinell :	13
➤ Usure :	13

➤ Cratères et cannelures :.....	13
➤ Coups, fissures, cassures :.....	13
➤ Corrosion de contact :.....	13
➤ Corrosion :.....	13
➤ Détérioration des cages :.....	13
I.4.1 Les avaries et les remèdes pour quelque default :.....	13
❖ L'écaillage :.....	13
❖ Coups, fissures, cassures :.....	14
❖ Détérioration de cage :.....	14
❖ Grippage :.....	15
❖ Corrosion:.....	15
❖ Corrosion de contact :.....	16
❖ Usure :.....	16
❖ Cratères et cannelures :.....	16
❖ Empreintes par déformation :.....	17
I.5 Cinématique de défaut de roulement et Fréquences caractéristiques : 17	
➤ Défaut sur la bague extérieure:.....	17
➤ Défaut sur la bague intérieure :.....	17
➤ Défaut sur la cage :.....	18
➤ Défaut sur l'élément roulant :.....	18
I.6 Relation entre les défauts de roulements et les vibrations : 19	
I.6.1 Fréquences caractéristiques et modes propres d'un roulement de type 6205-2RS JEM SKF.....	19
I.6.2 Excitation des fréquences caractéristiques :.....	19
I.6.3 Excitation des modes propres de la bague externe :.....	20
I.7 Conclusion :..... 20	

Chapitre 2: Analyse vibratoire de la machine asynchrone

II.1 Introduction :.....	22
II.2 Mouvement vibratoire :.....	22
II.2.1 Définition :.....	22
II.2.2 Signal vibratoire :.....	23

II.2.3	Type des signaux :	23
II.2.3.1	Déterministe :	24
II.2.3.2	Aléatoire :	24
II.2.4	Différentes formes de vibrations :	25
II.2.4.1	Vibrations périodiques :	25
II.2.4.2	Vibrations aléatoires :	25
II.2.4.3	Vibrations d'un système "masse-ressort" :	25
II.3	Degrés de liberté :	26
II.3.1	Vibrations des systèmes à 1 degré de liberté :	26
II.3.2	Vibrations des systèmes à 2 degré ou plus de liberté :	27
II.4	Principales causes de vibrations des machines :	27
II.4.1	Défauts d'origines mécaniques :	28
➤	Balourd statique.....	28
➤	Balourd de couple.....	29
➤	Balourd dynamique	29
II.4.2	Défauts d'alignement:	30
II.4.3	Défaut de courroies :	31
II.4.4	Défaut de desserrage :	32
II.4.5	Paliers lisses :	32
II.4.6	Les défauts de roulements :	32
II.4.7	Les défauts d'engrenages :	33
II.4.8	Défauts d'origines hydrauliques :	35
II.4.8.1	Cavitation :	35
II.4.8.2	Passages d'aubes ou de pales :	35
II.4.9	Défauts d'origines électriques :	35
II.4.9.1	Défauts stationnaires (asymétrie du champ) :	35
II.4.9.2	Défaut tournant :	35
II.4.9.3	Barre de rotor cassé dans les moteurs asynchrones :	36
II.4.9.4	Courts circuits au niveau du stator :	36
II.5	Analyse vibratoire des machines tournantes :	36
II.5.1	Mesure :	36
II.5.2	Méthodes d'analyse :	37
II.5.2.1	Méthode temporelles :	37

➤ Les indicateurs scalaires :.....	38
II.5.2.2 Méthodes fréquentielles :.....	39
II.6 Conclusion :	41
Chapitre 3 : Etude des défauts du roulement par analyse temporelle et fréquentielle	
III.1 Introduction :.....	43
III.2 Description du banc d'essai :.....	43
➤ Géométrie et caractéristique du roulement à étudier :.....	44
III.3 Analyse temporelle :.....	45
III.4 Analyse fréquentielle :.....	47
III.5 Conclusion :.....	66
Conclusion générale.....	67
Bibliographies et références.....	68

Introduction générale

Les entraînements électriques à base de machine asynchrone sont largement utilisés dans les applications industrielles en raison de leur faible coût, de leurs performances et de leur robustesse. Cependant, des modes de fonctionnement dégradés peuvent apparaître durant la vie de la machine. L'une des raisons principales de ces défaillances reste les défauts de roulements à billes. Afin d'améliorer la sûreté de fonctionnement des entraînements, des schémas de surveillance peuvent être mis en place afin d'assurer une maintenance préventive. Ce travail de mémoire traite de la détection et du diagnostic des défauts mécaniques et plus particulièrement des défauts de roulements dans une machine asynchrone. Généralement, une surveillance vibratoire peut être mise en place. Cette méthode de surveillance est cependant souvent chère du fait de la chaîne de mesure.

La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines. La maintenance des biens de production repose en grande partie sur l'état des mécanismes nécessaires au fonctionnement, personne n'ignore l'importance d'un entretien régulier pour la disponibilité des machines, mais lorsqu'il s'agit d'assurer la sécurité des biens, des personnes et de l'environnement, l'entretien s'avère notoirement insuffisant et nécessite des approches plus fines développées dans les stratégies de maintenance.

Parmi les outils de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations est celui qui connaît aujourd'hui un des développements les plus importants du fait de l'évolution des techniques dans les domaines de l'informatique et du traitement du signal. La finalité de ce type de surveillance est destinée à assurer la sécurité de l'installation en évitant des dégradations importantes par le déclenchement d'alarmes, lorsque le niveau des vibrations atteint des valeurs jugées excessives pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Il existe différentes techniques d'investigations utilisées dans le domaine du suivi vibratoire des machines tournantes.

Cela constitue des paramètres nécessaires pour le choix des outils de traitements du signal pour l'analyse des mesures vibratoires sur ces machines. Les signaux vibratoires enregistrés représentent un phénomène variable en fonction du temps et de l'espace, et les informations intrinsèques contenues sont souvent répétitives et oscillatoires. Ils sont traduits naturellement par des signaux en termes d'amplitude, du temps et de fréquence.

Il existe plusieurs techniques pour mettre en œuvre les outils classiques de traitement du signal, tels que la transformée de Fourier (pour le tracé et l'analyse du spectre), ainsi que le calcul d'indicateurs scalaires tels que le facteur crête (FC), le facteur (K) et le kurtosis (KU).

Le premier chapitre donne un aperçu sur les différentes anomalies qui sont rencontrées dans roulements et leurs fréquences caractéristiques qui conduisent au concept d'une maintenance préventive par analyse vibratoire. Le deuxième chapitre rappelle les principales méthodes de traitement des signaux vibratoires utilisées dans la détection des défauts dans les machines tournantes. Il est également consacré à introduire les bases théoriques des méthodes d'analyse fréquentielles et temporelles, les plus connues comme la transformée de Fourier, ainsi que l'analyse du kurtosis (KU), le facteur crête (FC) et le facteur (K).

Le troisième chapitre concerne la simulation de quelques signaux vibratoires, leurs analyses par les méthodes énumérées ci-dessus.

CHAPITRE I :

Les roulements à billes

I.1 Introduction :

Les roulements sont des éléments clés de toute machines tournantes, ils sont souvent sujets à des dégradations qui peuvent provoquer l'arrêt du processus de production. Dans certains cas ils peuvent causer des accidents de fonctionnement graves. [1]

Les roulements sont plus récents par rapport aux paliers lisses, l'apparition des roulements a été conditionnée par le remplacement du frottement de glissement par celui de roulement. Ils sont largement utilisés dans le domaine de la construction mécanique, en particulier dans le domaine des machines tournantes. L'utilisation aussi de ce produit dans le domaine de l'automobile a donnée l'occasion de perfectionnement de la méthode de fabrication, ainsi que l'amélioration de sa qualité. [1]

Les vibrations de roulements génèrent souvent des signaux relativement complexes qui varient en fonction de plusieurs facteurs : la charge, la présence de défauts et la géométrie du roulement. Quand des défauts ponctuels surviennent, des chocs sont générés et créent des vibrations qui peuvent être soit analysées dans le domaine temporel (niveau crête, efficace, facteur de crête, Kurtosis, Cepstre) ou bien dans le domaine fréquentiel (analyse spectrale ou d'enveloppe, transformées de Hilbert, etc.). [1]

I.2 Généralité sur les roulements :

On appelle roulement, une pièce mécanique composé de plusieurs éléments entre deux organes, un mobile et l'autre immobile, le roulement est destiné à remplacer le glissement par roulement afin de réduire le frottement, il est définis deux critères qui sont : le type et les dimensions. [2]

I.2.1 Géométries et constitution d'un roulement :

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. [10]

La surface sur laquelle roulent les éléments roulants est appelée « chemin de roulement ». [10]

Elle supporte les charges appliquées aux roulements. En général, la bague intérieure est montée sur l'arbre et la bague extérieure dans le logement. [10]

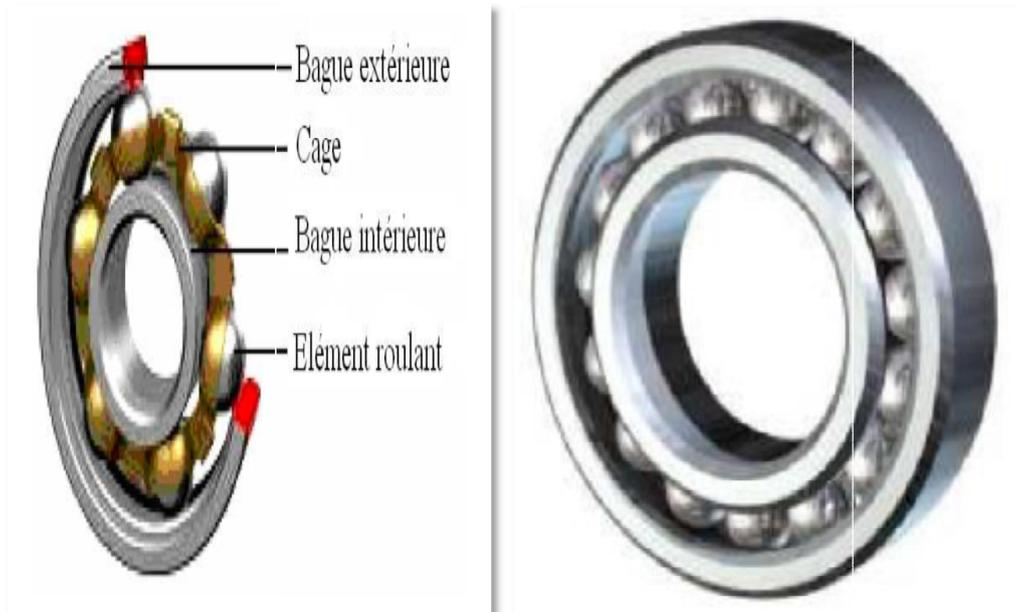


Figure I.1 : Différentes composantes d'un roulement.

- **La bague extérieure** : C'est l'élément qui limite les dimensions extérieure elle sera montée dans un logement fixe (bague extérieure fixe) ou dans un moyeu tournant (Bague extérieure tournante). [3]
- **La bague intérieure** : Elle est montée sur un arbre fixe ou mobile. C'est fixe si la bague extérieure est mobile, et le contraire. [3]
- **La cage** : elle a pour rôle de maintenir le même écartement entre les éléments roulants, à fin de préserver la même zone de charge du roulement, elle ne supporte aucune charge. [3]
- **Les éléments roulants** : Ils s'agissent éléments des roulements qui assurent la transmission de la charge entre les deux bagues du roulement, ils sont responsables de la rotation relative d'une bague par rapport à l'autre. [3]

I.2.2 Caractéristique des roulements à billes :

En générale, les roulements à billes acceptent à la fois des charges radiales et des charges axiales (figure 2). Leur utilisation à basse (-20°) comme à haute température (jusqu'à 120°) est possible (100° suivant).[7] La rigidité de ces roulements peut être augmentée par une pré-charge consistant à contraindre axialement les roulements pour

forcer tous les éléments roulants à prendre une surface de contact maximale avec les pistes. Le graissage est simple, la quantité de graisse consommée très faible et le couple de frottement au démarrage est plus faible comparé à d'autre type de roulements, et de plus n'est que légèrement supérieur au couple de frottement dynamique. [6] Les roulements à billes sont fabriqués suivant des normes internationales, et interchangeables et facilement disponibles. [8]

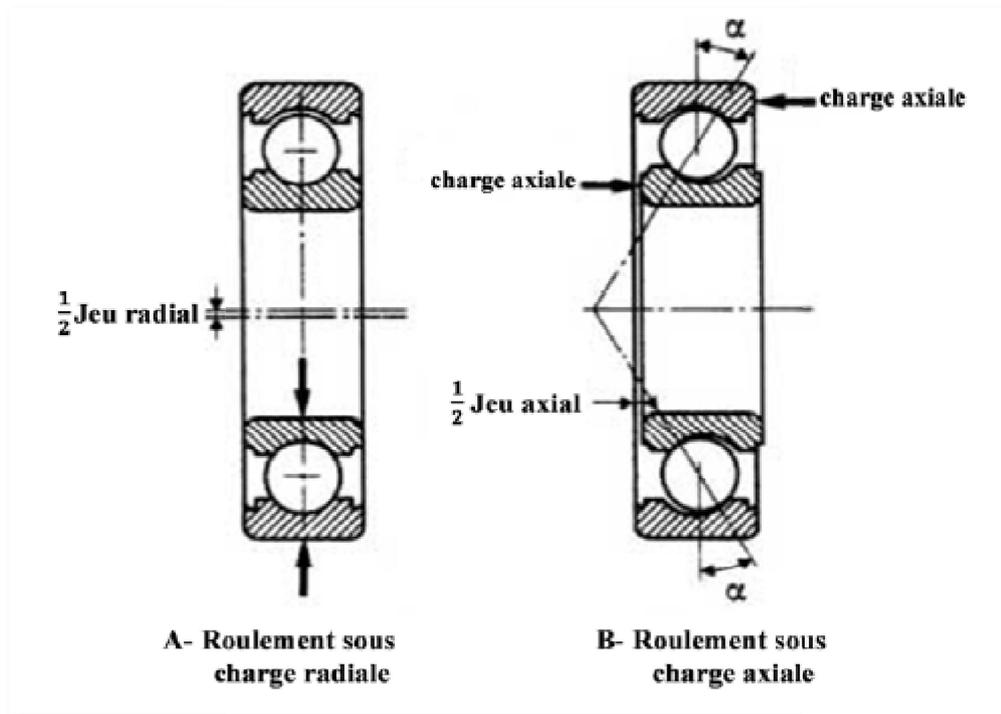


Figure I.2 : Roulement à billes sous charge axiale et radiale.

1.2.3 Types de roulement :

Il existe plusieurs type de roulement et sont classe selon le type d'éléments roulant (bille ou rouleau), Les roulements à billes sont classés en différentes catégories suivant la forme de leur bague (roulements à billes à gorge profonde, à contact oblique). Les roulements à rouleaux sont classés suivant la forme des rouleaux (roulements à rouleaux cylindriques, coniques, à rotule sur rouleaux, roulements à aiguilles). [11]

Les roulements sont également répartis en roulements radiaux qui encaissent principalement des charges radiales et les butées pour les charges axiales. Les roulements se subdivisent encore en d'autres catégories : simple, double, ou à quatre rangées d'éléments roulants, roulements a bagues séparables ou non. [11]

Les types de roulements sont présentés ci dessous :

I.2.3.1 Roulements radiaux et axiaux :

La plupart des roulements peuvent supporter à la fois des charges radiales et des charges axiales. Les roulements ayant un angle de contact inférieur à 45° supportent mieux les charges radiales que les charges axiales. Ils sont appelés roulements radiaux. Les roulements ayant un angle de contact supérieur à 45° supportent mieux les charges axiales que les charges radiales. Ils sont appelés roulements axiaux ou butées. Il est possible de faire des combinaisons de roulements radiaux et axiaux qui possèdent alors les caractéristiques propres des roulements radiaux et des roulements axiaux. [11]

I.2.3.2 Roulements standard et spéciaux :

Grâce à leur normalisation et leur interchangeabilité internationale, les roulements peuvent être employés de façon très rationnelle. C'est pourquoi il est conseillé d'utiliser des roulements standards avec un équipement mécanique. Par ailleurs, il est possible ou parfois nécessaire d'utiliser des roulements non normalisés et de fabrication spéciale permettant de garantir des fonctions spécifiques au sein d'une machine. Les roulements standards présentent les caractéristiques suivantes:

➤ **Roulements à billes à gorges profondes :**

Les roulements à billes à gorges profondes sont les roulements les plus utilisés dans de nombreux domaines. Ils sont composés de roulements protégés, les étanchéités avec graisse facilitant leur utilisation. Ils sont également composés de roulements avec des segments d'arrêt pour faciliter le positionnement lors du montage de la bague extérieure, de roulements de compensation de dilatation qui absorbent les variations de dimension de la surface de serrage dues à la température du logement. [11]

➤ **Roulements à billes à contact oblique :**

La ligne qui relie le point de contact de la bague intérieure, les billes et le point de contact de la bague extérieure tourne avec un certain angle (angle de contact) suivant la direction radiale. Il existe trois angles de contact standard. [11]

Les roulements à contact oblique peuvent supporter une charge axiale, mais ne peuvent être montés seuls à cause de l'angle de contact. Ils doivent toujours être montés par paires ou combinés. Les roulements à billes à contact oblique à deux rangées (pistes

doubles) ont un angle de contact est de 25° . Les roulements à billes à quatre points de contact peuvent supporter des charges axiales dans les deux directions. [11]

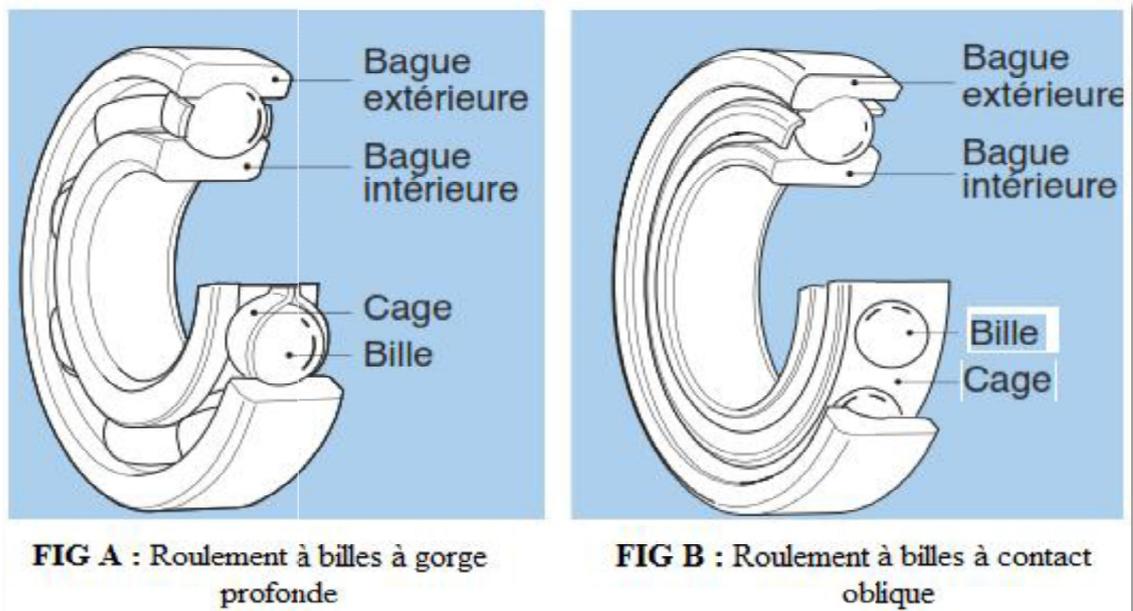


Figure I.3 : Différents types de roulement à billes.

➤ **Roulements à rouleaux cylindriques :**

Les éléments roulants sont des rouleaux, ce qui donne une capacité de charge élevée. Les rouleaux sont guidés par les épaulements de la bague intérieure et/ou extérieure. Celles-ci peuvent être séparables pour faciliter le montage, et elles peuvent être montées en ajustement serre sur l'arbre et dans le logement. S'il n'y a pas d'épaulements, la bague concernée peut se déplacer librement en direction axiale. Les roulements à rouleaux cylindriques sont idéaux pour être utilisés comme des « paliers libres » qui encaissent la dilatation de l'arbre. Lorsqu'il y a des épaulements, le roulement peut supporter une légère charge axiale entre les faces des rouleaux et les épaulements. [11]

➤ **Roulements à rouleaux coniques :**

Les roulements à rouleaux coniques sont conçus de manière à ce que le chemin de roulement des bagues intérieures et extérieures et les génératrices des rouleaux coniques se coupent en un point qui se trouve sur l'axe du roulement. Les enroulements reçoivent des charges combinées provenant de l'intérieure et roulent en se servant de cet appui comme guidage. Une force induite se produit axialement lorsqu'une charge radiale est appliquée.

[11]

Les roulements doivent donc être montés par paire. La bague intérieure à rouleaux et la bague extérieure sont séparables, ce qui facilite le montage avec un jeu ou pré-charge. Le réglage du jeu interne (ou pré-charge) après montage est délicat et demande une attention particulière. Les roulements à rouleaux coniques sont capables de supporter de fortes charges axiales et radiales.

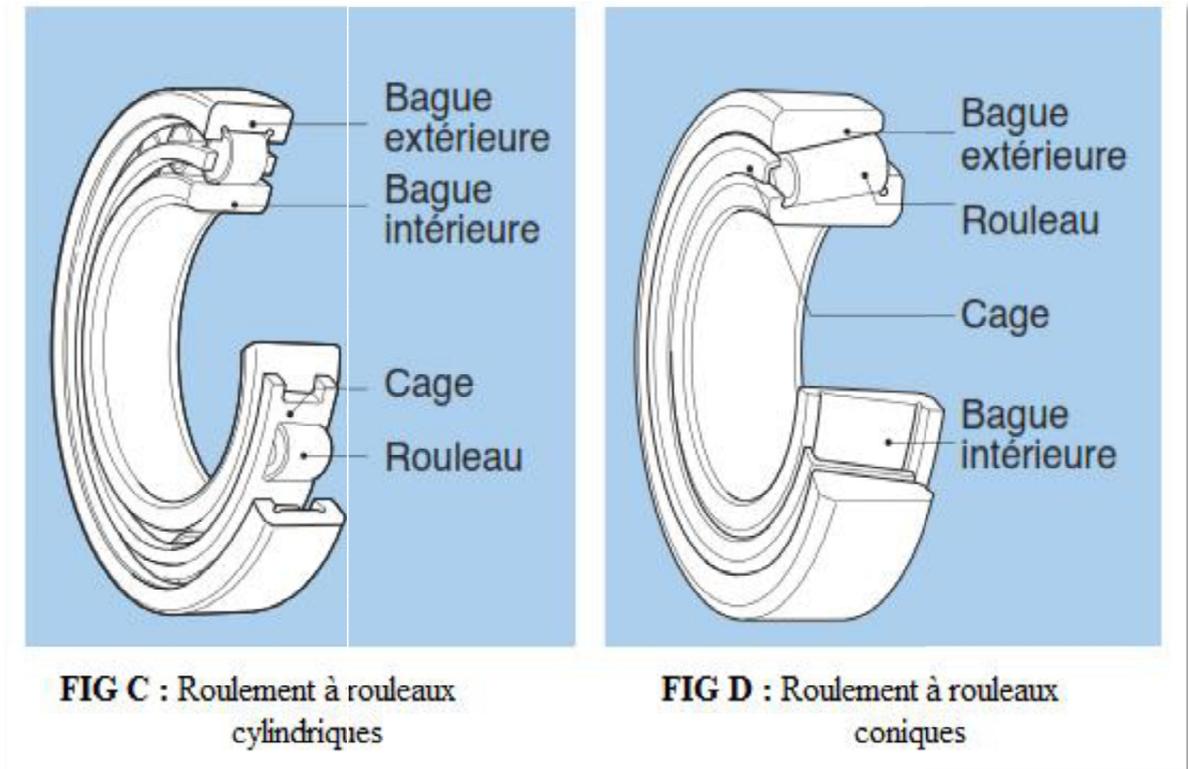


Figure I.4 : Différents types de roulement à rouleaux.

➤ **Roulements à rouleaux sphériques :**

Equipes d'une bague extérieure dont le chemin de roulement est sphérique, et d'une bague intérieure avec deux rangées d'éléments roulants à rotule. Il existe plusieurs types de roulements différenciés par leur conception interne. Les roulements à rotule sur rouleaux peuvent également être proposés avec une bague intérieure dont l'alésage est conique. Le roulement peut être facilement monté sur un arbre grâce à un manchon de serrage ou de démontage. Il est capable de supporter de fortes charges et est donc souvent utilisé dans l'industrie. Lorsqu'une charge axiale extérieure trop importante est appliquée au roulement, la rangée non chargée peut subir des dommages. C'est pourquoi qu'il faut faire vérifier les conditions de fonctionnement. [11]

➤ **Roulements à aiguilles :**

Les éléments roulants des roulements à aiguilles sont des aiguilles dont le diamètre maximal est de 5mm et sont 3 à 10 fois plus longues que leur diamètre. La section des roulements est mince, mais la capacité de charge est élevée malgré leur taille. Etant donné le grand nombre d'aiguilles, la rigidité de ces roulements est importante. Ils sont idéaux pour des mouvements d'oscillations et de pivotement. Il existe de nombreux types de roulements à aiguilles. [11]

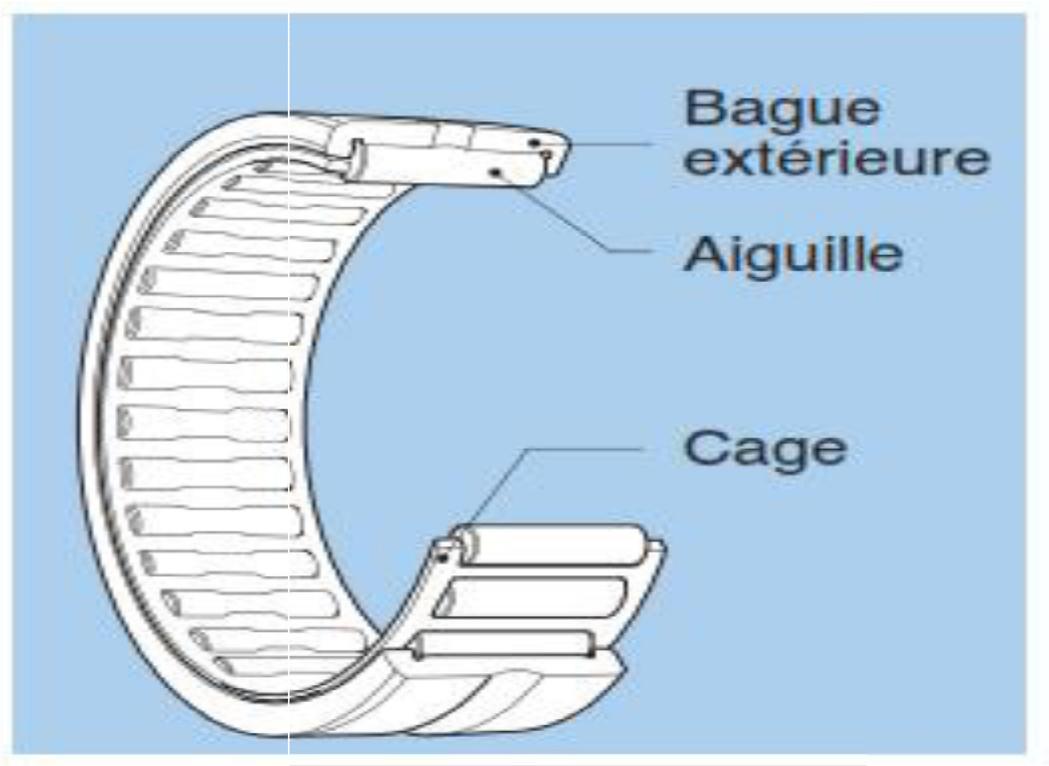


Figure I.5 : Roulement à aiguille.

I.3 Le choix de type de roulement :

Le choix du type et de la taille d'un roulement est basé sur les conditions de fonctionnement et les caractéristiques de construction à fin d'assurer un bon fonctionnement à des coûts réduits. Les facteurs qu'il faut tenir en considération pour réa les suivants :

1. Savoir la nature, la direction ainsi que l'intensité de la charge que doit supporter le roulement.
2. La vitesse de rotation du roulement.
3. La durée de vie souhaitée (demandée).
4. La température à laquelle

5. La précision de fonctionnement à fin de permettre roulement.
6. Il faut tenir en compte le mode de la lubrification, ainsi que le type du lubrifiant.
7. La nature de la machine pour faire le choix du type.
8. La matière de l'arbre et du logement qui permette de calculer le jeu résiduel (fonctionnel) du roulement.
9. L'encombrement (l'espace) réservé au roulement. [4], [5]

I.4 Défauts de roulements :

En effet les roulements sont les éléments les plus importants des machines tournantes.

Souvent, ils sont soumis à des excitations qui provoquent dans la majorité des cas des défauts cause d'une défaillance partielle ou totale de la machine dont les conséquences sont catastrophiques. D'après les statistiques, les roulements sont dans 19% des cas la cause de la défaillance de la machine. [12]

En réalité il est rare que le roulement lui-même soit mis en cause lors d'une défaillance prématurée. Selon des statistiques SNR, dans 90% des cas les causes sont à chercher dans des éléments extérieurs qu'on peut d'ailleurs résumer dans la figure suivante :

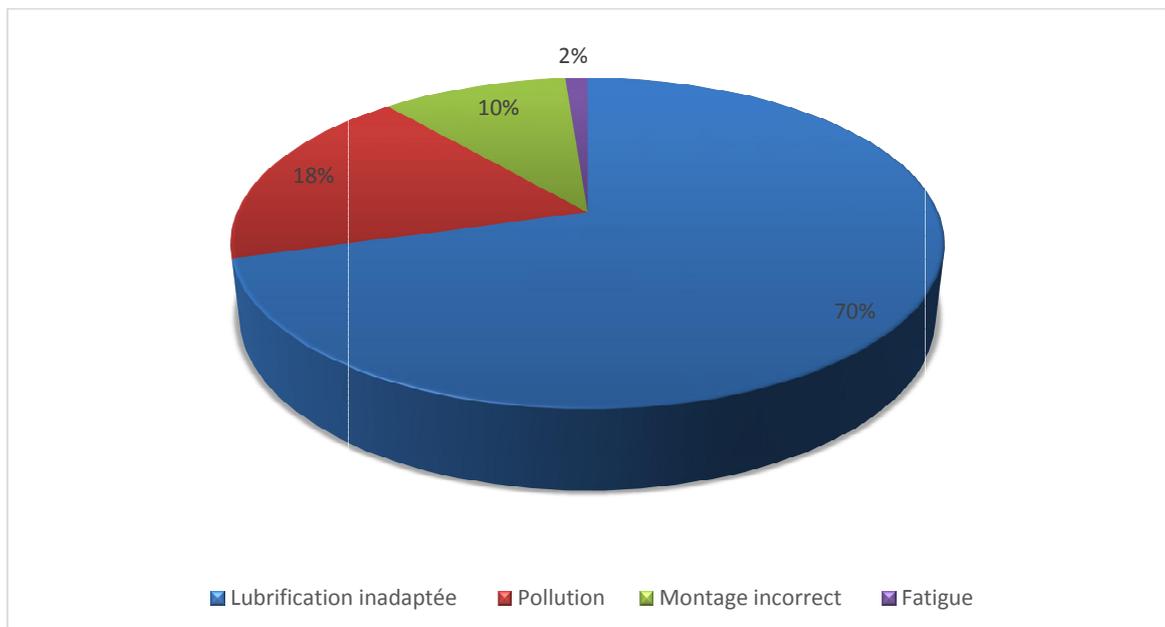


Figure I.6 : Cause des défauts dans les roulements.

Selon SNR [1], il y a onze aspects des principales détériorations de roulements. Pour chaque défaut cité, nous présentons une photo correspondante :



Figure I.7 : Les différents types d'anomalies qui surviennent sur les roulements.

- **Ecaillage de fatigue** : Présent sous forme de fissuration et enlèvement des fragments de matière.
- **Ecaillage superficiel** : Taches en surface provenant d'arrachement superficiel de métal.
- **Grippage** : Echauffement violent, déformation des corps roulants, laminage du métal.
- **Empreintes par déformation** : Empreintes sur les pistes et les corps roulants.
- **Faux effet Brinell** : Enlèvement de matière par abrasion au niveau des points de contact internes du roulement.
- **Usure** : Usure généralisée des corps roulants, des pistes et des cages, teinte grise.
- **Cratères et cannelures** : Piqûres à bord net ou succession de plages étroites parallèles, liées à un passage de courant électrique.
- **Coups, fissures, cassures** : Chocs violents, enlèvement de matière en surface, fissures, rupture des bagues.
- **Corrosion de contact** : Coloration rouge ou noire sur les surfaces d'appui déroulement, dans l'alésage et sur le diamètre extérieur.
- **Corrosion** : Oxydation localisée ou généralisée, à l'extérieur ou à l'intérieur du roulement.
- **Détérioration des cages** : Déformation, usure, rupture. Des statistiques plus précises montrent que 90% des défauts de roulements sont dus soit à la bague extérieure ou intérieure, rarement la cage et la bille. En effet les deux pistes subissent les effets dus à la transmission de charge par les éléments roulants ce qui les rend plus sujettes à la dégradation. [12]

I.4.1 Les avaries et les remèdes pour quelque default :

❖ L'écaillage :

➤ Cause :

- 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.

➤ **Actions correctives :**

- 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.

❖ **Coups, fissures, cassures :**

➤ **Causes :**

- Chocs excessifs.
- Mauvaise manipulation (coups trop violents portés sur le roulement, présence de particules métalliques de taille importante).
- Écaillage important au niveau des pistes.
- Ajustements trop serrés.
- Chanfreins d'entrée trop faibles.

➤ **Actions correctives :**

- Vérifier le type de lubrifiant.
- Revoir l'ajustement et les matières.
- Vérifier conditions d'utilisation.
- Vérifier les conditions de manipulation lors du montage.

❖ **Détérioration de cage :**

➤ **Causes :**

- Moment excessif.
- Vitesse de rotation trop élevée ou survitesses ponctuelles.
- Lubrification insuffisante.
- Chocs avec corps étrangers.
- Vibrations excessives.

- Mauvaise manipulation lors du montage (désalignement).

➤ **Actions correctives**

- 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.

❖ **grippage :**

➤ **Causes :**

- Lubrification insuffisante.
- Présence de fines particules étrangères.
- Désalignement du logement par rapport à l'arbre.
- Rugosité de surface.
- Glissement des éléments roulants.

➤ **Actions correctives :**

- 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.

❖ **Corrosion:**

➤ **Causes :**

- Stockage du roulement inadapté.
- Emballage endommagé ou inefficace.
- Produit anticorrosion en quantité insuffisante.
- Pénétration d'eau, d'acide, etc.
- Manipulation à main nue.

➤ **Actions correctives :**

- Vérifier les conditions de stockage.
- Vérifier l'absence d'eau dans le lubrifiant.

- Améliorer l'étanchéité.
- Manipuler le roulement avec soin.

❖ **Corrosion de contact :**

➤ **Causes :**

- Ajustements inadéquats.
- Micro mouvements oscillants.
- Lubrifiant inadapté.
- Charges non constantes.
- Vibrations et oscillations avec roulement à l'arrêt.

➤ **Actions correctives :**

- Sélectionner un roulement mieux adapté.
- Vérifier le type de lubrification.
- Choisir des ajustements adaptés.
- Transporter séparément la bague intérieure et extérieure.

❖ **Usure :**

➤ **Causes :**

- Présence de particules étrangères dans le lubrifiant.
- Quantité de lubrifiant insuffisante.
- Rouleaux déformés.

➤ **Actions correctives :**

- Vérifier l'efficacité du lubrifiant ainsi que le principe de lubrification.
- Améliorer l'étanchéité.
- Vérifier la valeur de désalignement.

❖ **Cratères et cannelures :**

➤ **Causes :**

- Fuite de courant électrique passant au travers du roulement.

➤ **Actions correctives :**

- Vérifier ou établir une mise à la terre de l'ensemble de la machine.
- Prévoir une isolation électrique du roulement.

❖ **Empreintes par déformation :**

➤ **Causes :**

- Présence de corps étrangers dans le roulement.
- Efforts de montage trop violent suite à un désalignement important.

➤ **Actions correctives :**

- 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.

I.5 Cinématique de défaut de roulement et Fréquences caractéristiques :

Chaque type de défaut a sa propre signature et est caractérisé par une fréquence fondamentale, qui peut être calculée à partir de la structure et des dimensions du roulement et 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 expressions analytiques de ces fréquences caractéristiques sont développées d'après et qui sont données les équations (1) à (4) :

➤ **Défaut sur la bague extérieure:**

Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation (1). Dans la littérature, pour une charge constante, on trouve que ce type de défaut engendre une modulation d'amplitude à la fréquence de rotation de l'arbre autour de la fréquence de défaut, cette dernière est donnée par :

$$f_{BE} = \frac{Nb * f_r}{2} \left(1 - \frac{Da * \cos \beta}{Dm} \right) \quad (1)$$

➤ **Défaut sur la bague intérieure :**

Sa fréquence caractéristique est donnée dans l'équation (2). Cette fréquence est modulée par sa fréquence de rotation de l'arbre (bandes latérales autour de la raie de défaut).

$$f_{BI} = \frac{Nb * f_r}{2} \left(1 + \frac{Da * \cos \beta}{Dm} \right) \quad (2)$$

➤ **Défaut sur la cage :**

La fréquence de caractéristiques d'un défaut de cage est donnée par l'équation (3)
Cette fréquence représente la fréquence de rotation de la cage.

$$f_{cage} = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{Da * \cos \beta}{Dm} \right) \quad (3)$$

➤ **Défaut sur l'élément roulant :**

La fréquence de passage d'un défaut de bille (ou de rouleau), sur la bague externe ou sur la bague intérieure, est donnée par l'équation (4) :

$$f_{bille} = \frac{Dm * f_r}{2Da} \left(1 - \left(\frac{Da * \cos \beta}{Dm} \right)^2 \right) \quad (4)$$

Pour les roulements où le nombre de billes est compris entre 6 et 12, il a été montré que les fréquences vibratoires des défauts de la bague externe et interne peuvent être approchées à :

$$f_{BE} = 0.4Nb * f_r$$

$$f_{BI} = 0.6Nb * f_r$$

$$f_C = 0.4f_r$$

La durée de vie d'un roulement s'exprime par le nombre de tours ou le nombre d'heure de fonctionnement à vitesse constante du rotor qu'il supporte avant l'apparition de défauts sur les bagues ou sur l'élément roulant.

Avec :

N_b : Nombre de bille.

D_a : Diamètre de billes [mm].

D_m : Diamètre moyen du roulement [mm].

β : Angle de contact [rad].

f_r : La fréquence de rotation [Hz].

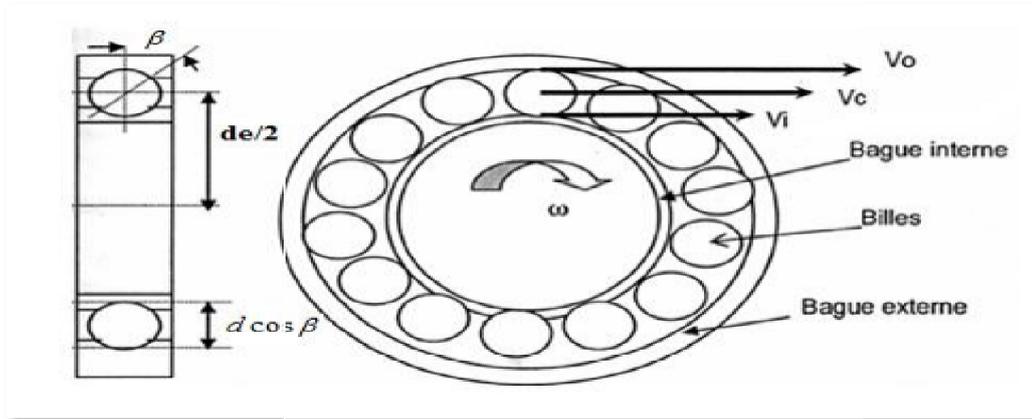


Figure I.8 : Cinématique de défaut de roulement.

Les logiciels édités par les constructeurs de roulements permettent de déterminer rapidement et sans calcul les fréquences de défauts des roulements de la machine surveillée. [13]

I.6 Relation entre les défauts de roulements et les vibrations :

I.6.1 Fréquences caractéristiques et modes propres d'un roulement de type 6205-2RS JEM SKF :

De manière générale, les fabricants de roulements ne divulguent pas la géométrie exacte des éléments des roulements. Cependant, ils offrent des outils de calcul permettant de connaître les fréquences caractéristiques d'un roulement spécifique en fonction de la vitesse de rotation de celui-ci. Dans le cas des roulements à billes de type 6205-2RS JEM SKF équipant la machine asynchrone d'étude, pour une fréquence de rotation mécanique de $f_r = 25.95$ [Hz], les fréquences de bague externe, interne, de cage et de bille valent respectivement :

$$f_{be} = 106.97 \text{ [Hz].}$$

$$f_{bi} = 162.57 \text{ [Hz].}$$

$$f_c = 11.88 \text{ [Hz].}$$

$$f_{bille} = 69.52 \text{ [Hz].}$$

I.6.2 Excitation des fréquences caractéristiques

Lorsqu'un défaut localise apparaît en un point d'un des éléments du roulement, cela entraîne une vibration à la fréquence caractéristique associée à l'élément en défaut. En effet, si un défaut se situe sur le chemin de roulement d'une des bagues ou sur une bille, il se produit un choc mécanique à chaque fois que le défaut est confondu avec un point de contact bille/bague. Ces chocs répétés se traduisent alors par des vibrations. De manière

simplifiée, cette vibration peut être modélisée par un signal périodique dont la période fait intervenir la période caractéristique de l'élément en défaut. On pourra alors parler de fréquence de défaut.

Selon la localisation du défaut ou sa sévérité, les vibrations font intervenir des multiples de la fréquence caractéristique du défaut créant ainsi un peigne d'harmoniques, mais également d'autres fréquences caractéristiques comme la fréquence de bille, la fréquence de cage ou la fréquence de rotation mécanique[14], [15]. Les premières fréquences multiples des fréquences caractéristiques seront qualifiées de « basse-fréquence ». Dans les cas de défaillances non localisées, les harmoniques vibratoires peuvent également faire intervenir les fréquences de bague, de cage, de bille mais aussi la fréquence de rotation mécanique [16].

I.6.3 Excitation des modes propres de la bague externe

Il a été montré que la rugosité du contact bille/bague, ainsi que la présence de défauts localisés, excitent les modes propres des bagues de roulement. Par ailleurs, dynamiquement parlant, le roulement peut être modélisé par des masses représentant les bagues et les billes reliées entre elles par des ressorts symbolisant les contacts élastiques bille/bague [17], [18], [19]. Ainsi, seuls les modes propres de la bague externe sont détectables par des accéléromètres placés sur les paliers de la machine, les vibrations engendrées par les modes propres de la bague interne étant filtrées par les contacts élastiques.

La connaissance des fréquences des modes propres de la bague externe des roulements est donc essentielle lorsqu'on cherche à détecter la dégradation de ces derniers. Par ailleurs, les vibrations faisant intervenir les fréquences des modes propres de la bague externe seront qualifiées de « haute-fréquence ». Lors de l'apparition de défauts, le signal vibratoire peut être modélisé par un train d'impulsions à la fréquence correspondant à la localisation du défaut. [20]

Conclusion:

Nous avons présenté dans ce chapitre des notions génériques concernant les roulements ainsi que les différents types de roulements.

Ensuite, on a détaillé les différents défauts qui peuvent affecter les roulements, et on a mentionné les fréquences caractéristiques de chaque défaut.

Dans le chapitre suivant on verra l'état de l'art sur les méthodes utilisées pour le diagnostic des défauts de roulements dans l'industrie.

CHAPITRE II :

Analyse vibratoire de la machine asynchrone

II.1 Introduction :

Le roulement est un dispositif destiné à guider un assemblage en rotation peut être bien surveillé par l'analyse vibratoire, la vibration doit être mesurée par des capteurs de vibration telle que l'accéléromètre et des transducteurs de vitesse. Les mesures doivent être prises sur les roulements ou d'autres pièces de structure qui répondent de manière significative aux forces dynamiques et caractérisent la vibration globale de la machine. [21-22]

Les fréquences de roulement les plus connues dans les machines électriques sont les fréquences caractéristiques de défaut définies dans les équations (1) à (4) mentionnées au chapitre (I) Par la surveillance de ces fréquences.

Cependant la surveillance de ces fréquences peut être difficile parce que ces fréquences sont de faibles amplitudes et peuvent être noyées dans le bruit. Pour améliorer la performance de détection de défaut, d'autres techniques sont nécessaires.

Des recherches ont été réalisées dans le développement de divers algorithmes de détection de défaut par vibrations de la machine, Ces algorithmes peuvent être classifiés dans le domaine temporel ainsi que dans le domaine fréquentielle.

L'approche de l'enveloppe est une méthode qui se base sur la recherche de l'information à travers la modulation d'amplitude de cette fréquence de résonance [23] afin de ramener le signal en basses fréquences. Celle-ci s'est avérée très satisfaisante du point de vue pratique où elle a permis de détecter le défaut ou les fréquences caractéristiques qui se manifestent clairement dans le spectre d'enveloppe mieux que dans le signal FFT conventionnel [24] et qui permis de diagnostiquer aisément le défaut de piste interne. [25]

Cette méthode est robuste par rapport au bruit, ceci est dû au filtrage autour de la fréquence de résonance.

II.2 Mouvement vibratoire :

II.2.1 Définition :

Un mouvement vibratoire est un mouvement périodique se produisant de part est d'autre d'une position d'équilibre. On peut aussi définir un mouvement vibratoire par sa fréquence (f), La fréquence indique le nombre d'oscillations complètes (dans les sens aller-retour) se produisant par seconde. On peut établir la relation entre la fréquence et la période :

$$T=1/f \text{ et } f=1/T$$

La période T des oscillations est le temps mis par le système pour revenir à une position identique quel que soit le choix de cette position. C'est aussi, le temps mis pour faire une oscillation complète ou un « aller-retour ». Mathématiquement, le mouvement périodique de période T est défini par:

$$x(t+T) = x(t)$$

II.2.2 Signal vibratoire :

Un signal est la représentation physique de l'information, qu'il convoie de sa source à son destinataire.

La description mathématique des signaux est l'objectif de la théorie du signal, Elle offre les moyens d'analyser, de concevoir et de caractériser des systèmes de traitement de l'information.

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

- Une partie du signal provient des phénomènes cycliques (déterministes ou non) se produisant dans le système, comme la rotation des arbres, les chocs des engrenements, les mouvements existants au sein d'un roulement.
- Une partie aléatoire, due aux phénomènes parasites générés lors du fonctionnement d'un système (jeu, frottement, ...) Ces signaux ne sont globalement pas stationnaires. En effet, ils ne sont pas indépendants du temps même si la vitesse de fonctionnement reste constante. Cette non-stationnarité a plusieurs origines :
 - Vieillessement du système.
 - Excitation du système en vibration due aux chocs internes successifs voire chaotiques (engrenages, roulements...).
 - Non-stationnarité des efforts transmis à travers le système.
 - Imperfection des surfaces de contact, et contact variable entre dentures.

II.2.3 Type des signaux :

La figure II.1 représente les différents types des signaux:

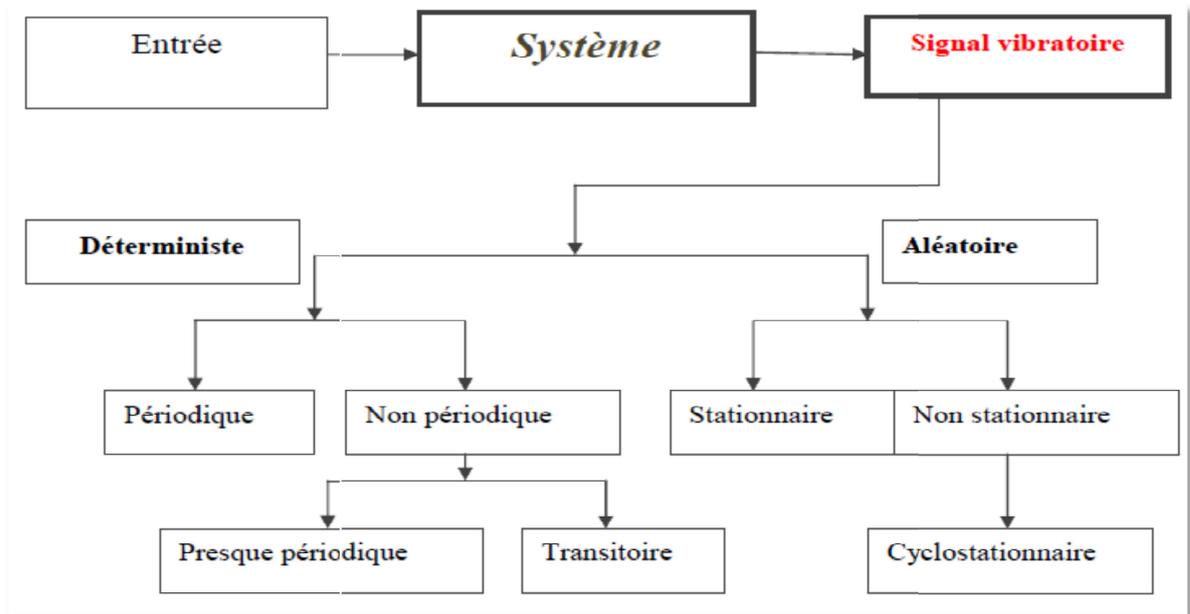


Figure II.1 : Différents types des signaux vibratoires.

II.2.3.1 Déterministe :

Des signaux (périodique ou non périodique) dont l'évolution en fonction du temps peut être parfaitement décrite par un modèle mathématique. Ces signaux proviennent de phénomènes pour lesquels on connaît les lois physiques correspondantes et les conditions initiales, permettant ainsi de prévoir le résultat.

Les signaux non périodiques se composent d'une part des signaux pseudo périodiques formés d'une somme de sinusoïdes de périodes différentes et d'autre part des signaux transitoires dont l'existence est limitée dans le temps. Ces signaux "certains" peuvent en principe être reproduits rigoureusement identiques à eux-mêmes. [28]

II.2.3.2 Aléatoire :

Le signal aléatoire fait intervenir deux notions:

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

Ce sont les signaux qui ont caractère non reproductible et imprévisible. [28]

II.2.4 Différentes formes de vibrations :

II.2.4.1 Vibrations périodiques :

Le motif d'une vibration périodique consiste en la superposition, c'est-à-dire l'addition algébrique d'une vibration pure fondamentale et de vibrations pures harmoniques.

Les fréquences des harmoniques sont des multiples entiers de celle du fondamental. Par exemple, le mouvement d'un piston d'un moteur à combustion interne génère des oscillations harmoniques.

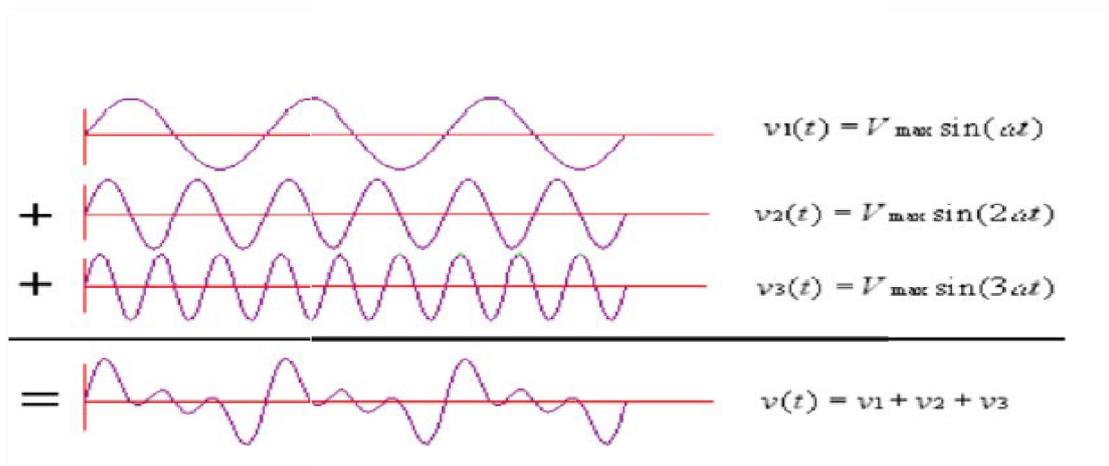


Figure II.2 : Vibrations périodiques.

II.2.4.2 Vibrations aléatoires :

La forme d'onde des vibrations n'a pas toujours une structure aussi simple que celle des vibrations pures et des vibrations harmoniques. Très souvent, on ne peut plus y distinguer la répétition d'un motif. La forme du signal vibratoire évolue au contraire constamment de manière anarchique. Ce sont les vibrations aléatoires.

II.2.4.3 Vibrations d'un système "masse-ressort" :

Tout système mécanique, incluant les machines industrielles les plus complexes, peut être représenté par un ou plusieurs systèmes composés d'un ressort, d'un amortisseur et d'une masse. Le corps humain, souvent qualifié de "belle mécanique", est décomposé à la figure suivante en plusieurs sous-systèmes "masse-ressort-amortisseur" représentant la tête, les épaules, la cage thoracique, etc.

Système mécanique complexe:

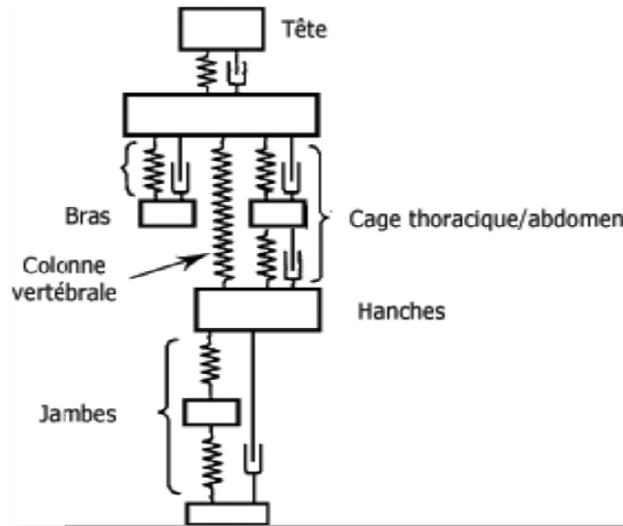


Figure II.3 : Vibrations d'un système "masse-ressort".

La vibration appliquée à l'homme sort du cadre de ce guide. Par contre, comprendre le phénomène vibratoire associé au système "masse-ressort" constitue une excellente entrée en matière. Pourquoi ? Parce que celui-ci représente le système mécanique le plus simple qui existe. Vous allez apprendre à le décrire en termes d'amplitude, de fréquence et de phase. [29]

II.3 Degrés de liberté :

II.3.1 Vibrations des systèmes à 1 degré de liberté :

Le système à un degré de liberté constitue le modèle le plus simple d'une structure. En réalité les structures ne sont pas rigides, elles bougent et se déforment dans plusieurs directions, leur mouvement est donc constitué de plusieurs inconnues (une infinité).

Cependant pour beaucoup de situations un modèle à un degré de liberté (quelque fois à deux degrés de liberté) permet une prédiction très satisfaisante du comportement de la structure, et présente l'avantage de pouvoir être résolu rapidement "à la main". De plus les phénomènes intervenant pour les systèmes à un degré de liberté, et leur interprétation seront forcément présents dans les systèmes discrets et dans les systèmes continus. Il faut distinguer deux systèmes à un degré de liberté, le système masse-ressort, conservatif, et le système masse-ressort-amortisseur (dissipatif), présentes sur la Figure (II.4). [30]

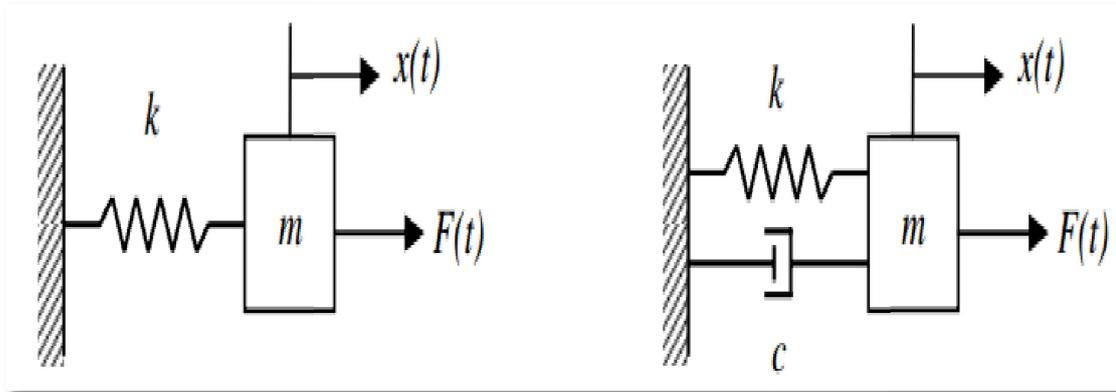


Figure II.4 : Modélisations d'un système conservatif (gauche) et dissipatif (droite).

II.3.2 Vibrations des systèmes à 2 degré ou plus de liberté :

Les systèmes qui nécessitent deux coordonnées indépendantes pour spécifier leurs positions sont appelés systèmes à deux degrés de liberté.

Considérons le système ci-dessous, constitué de deux masses m_1 et m_2 reliées respectivement par deux ressorts de raideur k_1 et k_2 à deux bâtis fixes. Les deux masses sont reliées par un ressort de raideur K . Ce ressort est appelé ressort de couplage. [31]

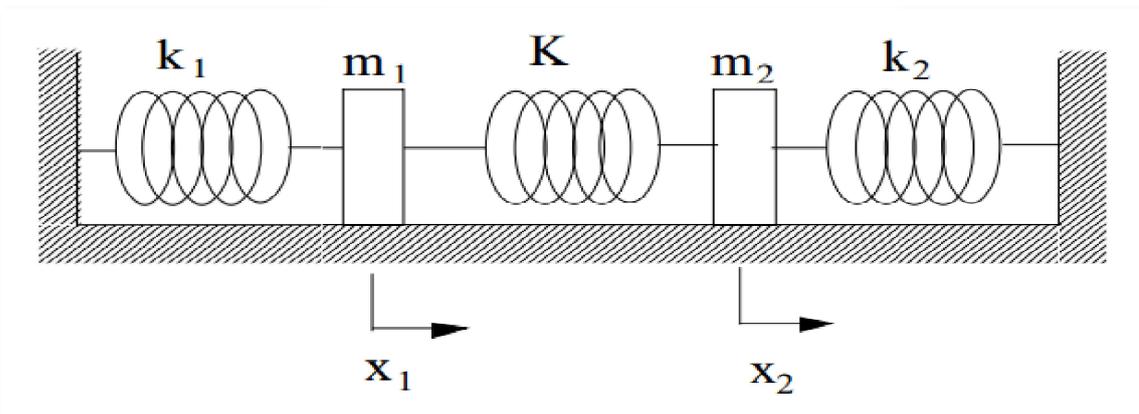


Figure II.5 : Système masses-ressorts en translation.

II.4 Principales causes de vibrations des machines :

Les vibrations peuvent être le résultat de plusieurs facteurs, isolés ou combinés. N'oubliez pas que les problèmes de vibrations ne sont pas provoqués uniquement par l'équipement principal mais peuvent aussi provenir d'un équipement auxiliaire.

Une machine idéale ne doit créer aucune vibration, puisque les vibrations sont toujours synonymes de perte d'énergie.

Lorsque la structure est bonne, seules de faibles vibrations se produisent. Avec l'âge de la machine qui augmente, les pièces de la machine se déforment et les propriétés dynamiques de la machine changent.

Des erreurs d'alignement et des balourds apparaissent, les pièces s'usent et le jeu de palier devient plus grand, Ces processus se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui se transmet à la machine.

En raison de l'énergie vibratoire, les fréquences de résonance des différentes machines sont excitées.

Nous notons que les vibrations apparaissent:

- Au niveau des paliers.
- Au niveau des courroies dentées dans l'engrenage.
- Au niveau des arbres gauchis ou en cas d'erreur d'alignement.
- En cas de balourds sur des pièces en rotation.
- En cas de jeu dans les paliers lisses.

II.4.1 Défauts d'origines mécaniques :

Un déséquilibre de rotor (ou balourd) est causé par la répartition des masses de celui-ci, lorsque les positions des centres de gravité des différentes sections droites ne sont pas confondues avec l'axe de rotation du rotor. L'effet dynamique sur ces centres de gravité provoque des actions mécaniques tournantes de la part du rotor sur ses paliers. Ces actions sont caractérisées par une vibration sinusoïdale à une fréquence synchrone à la fréquence de rotation. En absence d'équipement d'analyse à haute résolution, le déséquilibre est souvent le premier à être mis en cause en cas de vibration importante à cette fréquence [32], alors que cette vibration peut résulter de plusieurs défauts différents. Le balourd peut être d'origine :

- Mécanique : dégradation des pales (dépôts d'impuretés...).
- Thermique : modification de la géométrie des parties tournantes en fonction de la température.

Les différents types de balourd sont :

➤ **Balourd statique**

C'est l'état où l'axe central d'inertie Δ est uniquement déplacé parallèlement à l'axe de rotation de l'arbre Z. (Figure II.6)

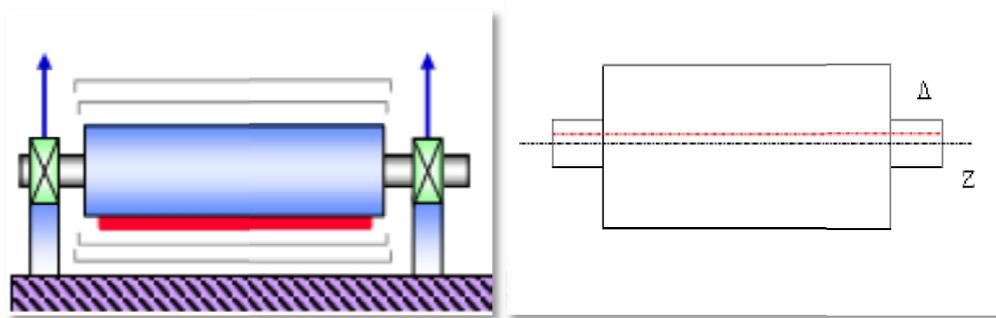


Figure II.6 : Balourd statique.

➤ **Balourd de couple**

C'est l'état où l'axe central d'inertie Δ coupe l'axe de rotation au centre de gravité. Le centre de gravité est situé sur l'axe de rotation, l'équilibre statique est réalisé. (Figure II.7)

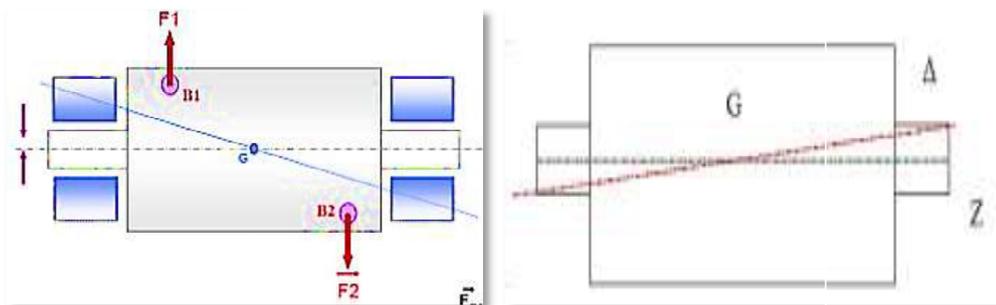


Figure II.7 : Balourd de couple.

➤ **Balourd dynamique**

C'est l'état tel que l'axe central d'inertie Δ et l'axe de rotation Z de l'arbre ne sont pas coplanaires. Cette dernière configuration permet de schématiser le déséquilibre le plus général.

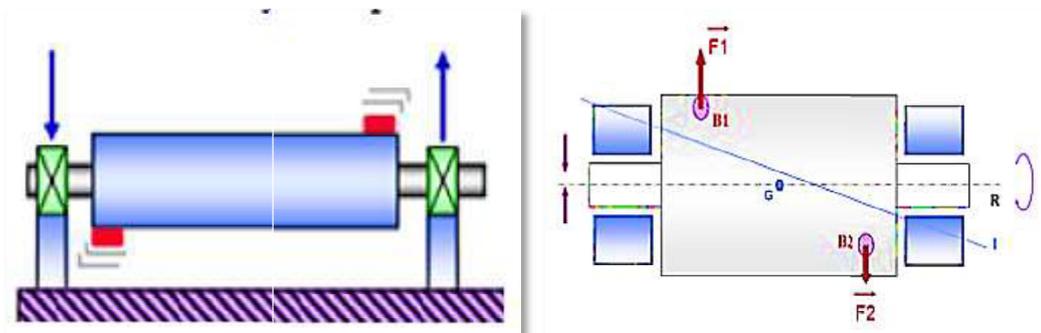


Figure II.8 : Balourd dynamique.

II.4.2 Défauts d'alignement:

Un défaut d'alignement peut apparaître lorsqu'un arbre doit entraîner un autre arbre, souvent par l'intermédiaire d'un accouplement. Il y'a 2 types de désalignements :

- Le décalage d'axe : les axes sont parallèles mais non concentriques.
- Le désalignement angulaire : les axes ne sont pas parallèles.

Dans la réalité, les défauts d'alignement sont une combinaison du décalage d'axe et du désalignement angulaire.

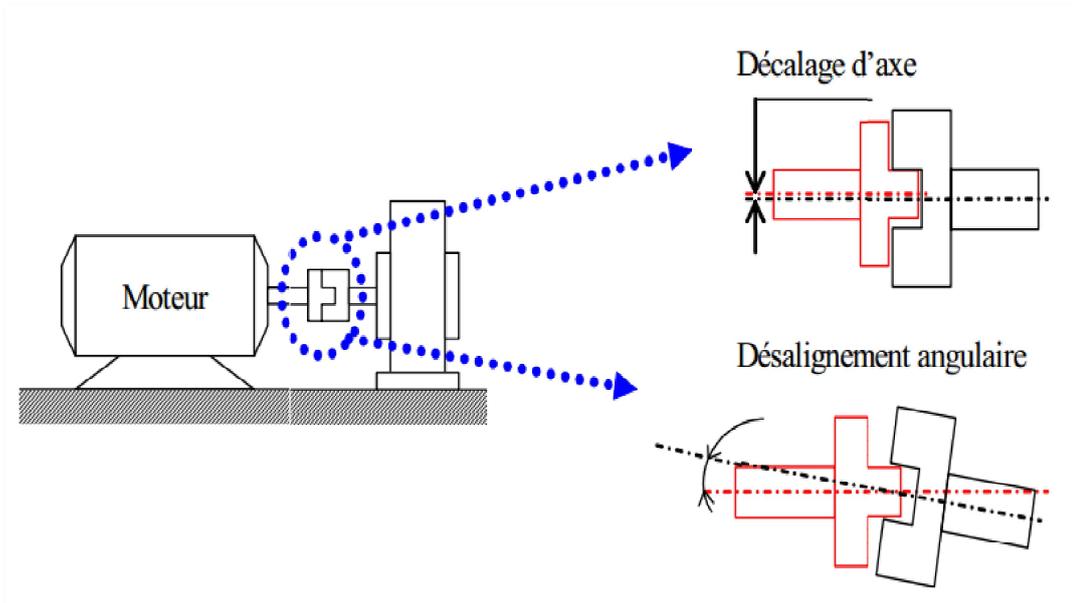


Figure II.9 : Défaut d'alignement.

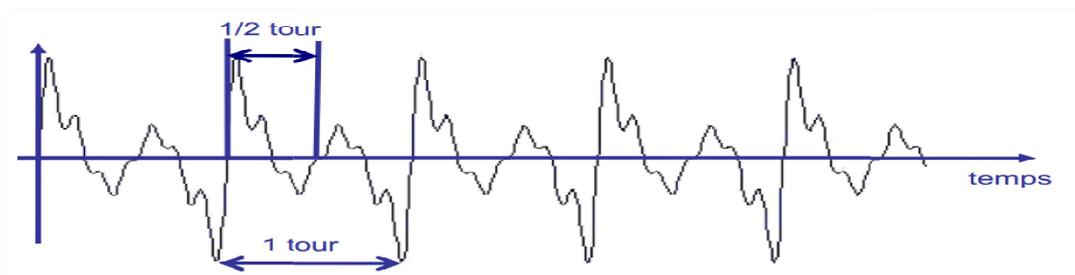


Figure II.10 : Schéma Le signal temporel d'un défaut de d'alignement.

On retrouve un phénomène périodique à la fréquence de rotation (période = temps pour faire 1 tour) mais également des phénomènes se répétant chaque $\frac{1}{2}$ tours et $\frac{1}{3}$ tour. Cela se traduira le plus souvent par la présence de composantes d'ordre 2, 3 ou même 4 de la fréquence de rotation avec des amplitudes supérieures à celles de la composante d'ordre 1.

Les composantes multiples d'une fréquence dans un spectre sont appelées les harmoniques de cette fréquence. Un défaut d'alignement est donc révélé par un pic d'amplitude prépondérant à généralement 2 fois la fréquence de rotation (parfois 3 ou 4 fois).

II.4.3 Défaut de courroies :

Les principaux défauts rencontrés sur ce type de transmission sont :

- Une détérioration localisée d'une courroie (partie arrachée, défaut de jointure...), implique généralement un effort ou un choc dont la fréquence de répétition correspond à la fréquence de passage de ce défaut.
- Des courroies détendues.
- Un mauvais alignement des poulies, induit une composante d'amplitude élevée. [33]

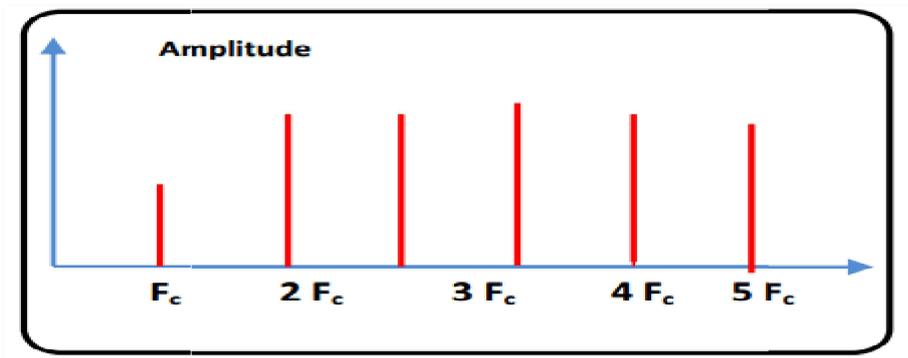


Figure II.11 : Image vibratoire théorique d'un défaut de transmission par courroies.

L'image vibratoire donne un pic d'amplitude importante à la fréquence de passage des courroies, et ses harmoniques (Figure II.11).

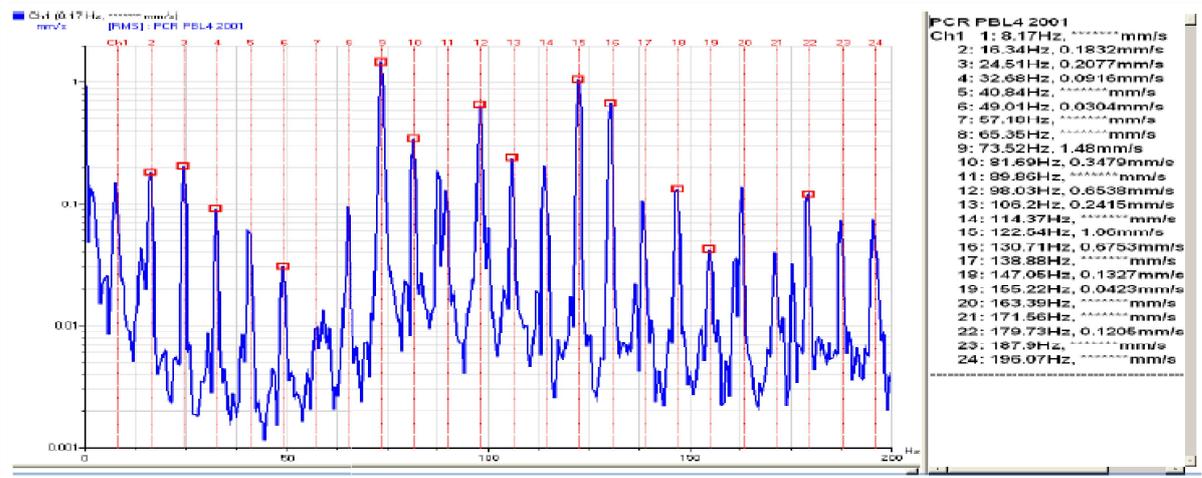


Figure II.12 : Spectre réel d'un défaut de transmission par courroies.

Figure (II.12) montre le spectre réel mesuré sur une transmission par poulies courroies. On voit bien la présence d'un pic à la $2 F_c$, $2F_c$, $3F_c$, $4F_c$ (La fréquence F_c est de 8,17 Hz).

II.4.4 Défaut de desserrage :

L'image vibratoire induite par un desserrage ou par une fissuration d'ancrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation de desserrage.

II.4.5 Paliers lisses :

Les paliers servent de support pour l'arbre, ils assurent aussi son positionnement. Ils sont de deux types : fluides et à roulement. Parmi les paliers fluides on trouve les paliers lisses hydrodynamiques. Dans lesquels l'arbre est en équilibre sur le film d'huile entretenu par la rotation. La position d'équilibre est définie par l'angle de calage qui est l'angle formé par la droite des centres et la direction de la charge de l'arbre dans le palier. Cet angle dépend de la technologie du palier et à une forte incidence sur la stabilité de la machine [34].

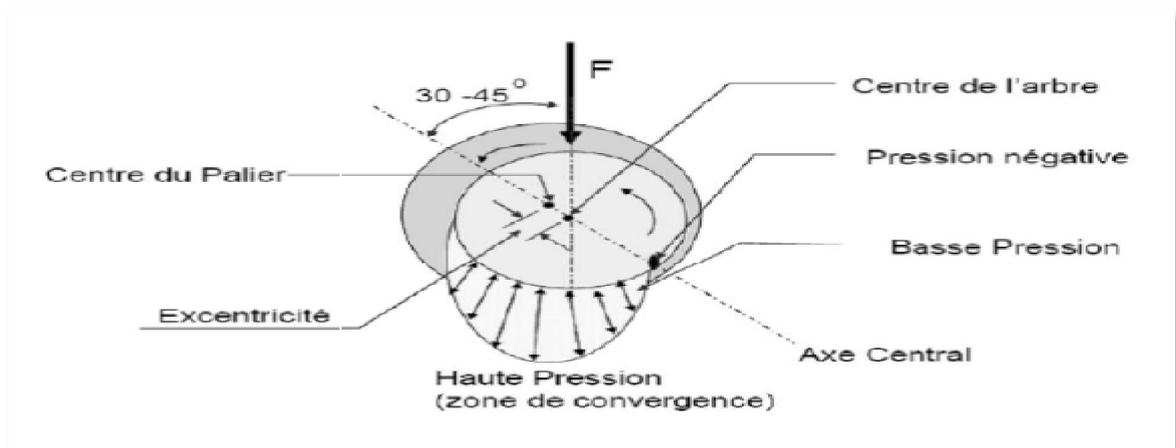


Figure II.13 : Palier lisse hydrodynamique.

II.4.6 Les défauts de roulements :

Par définition, la durée de vie d'un roulement est une donnée statistique caractérisant le nombre de tours qu'il peut effectuer en étant soumis à une contrainte spécifique, avant de présenter des défauts d'écaillage des surfaces de contact. Lorsqu'un défaut localisé apparaît en un point d'un des éléments du roulement, cela entraîne une vibration à la fréquence

caractéristique associée à l'élément en défaut. En effet, si un défaut se situe sur le chemin de roulement d'une des bagues ou sur une bille, il se produit un choc mécanique à chaque fois que le défaut est confondu avec un point de contact bille/bague. Ces chocs répétés se traduisent alors par des vibrations [35].

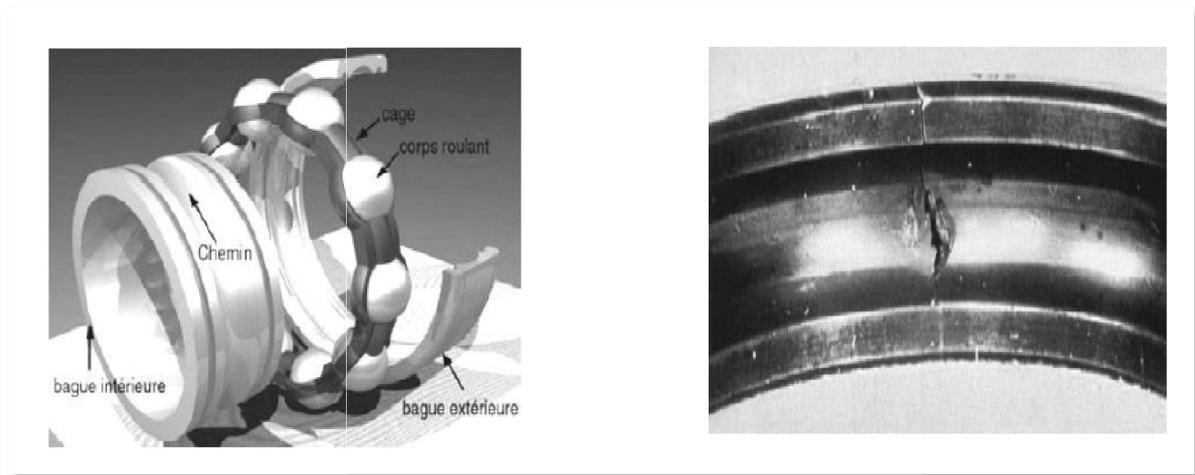


Figure II.14 : Vue éclatée d'un roulement.

Figure II.15 : Ecaillage d'une piste.

II.4.7 Les défauts d'engrenages :

Dans le phénomène d'engrènement, il se produit un choc chaque fois qu'une dent menant est en contact avec une dent menée. Considérons un engrenage composé d'un pignon E1 possédant z_1 dents tournant à la vitesse f_1 et d'une couronne E2 possédant z_2 dents et tournant à la vitesse f_2 . La fréquence de rotation du pignon sera f_1 , celle de la couronne sera f_2 , et l'engrènement se fera au rythme d'engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents. Soit : $f_{eng} = z_1 f_1 = z_2 f_2$

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_{eng} et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre. Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée [36].

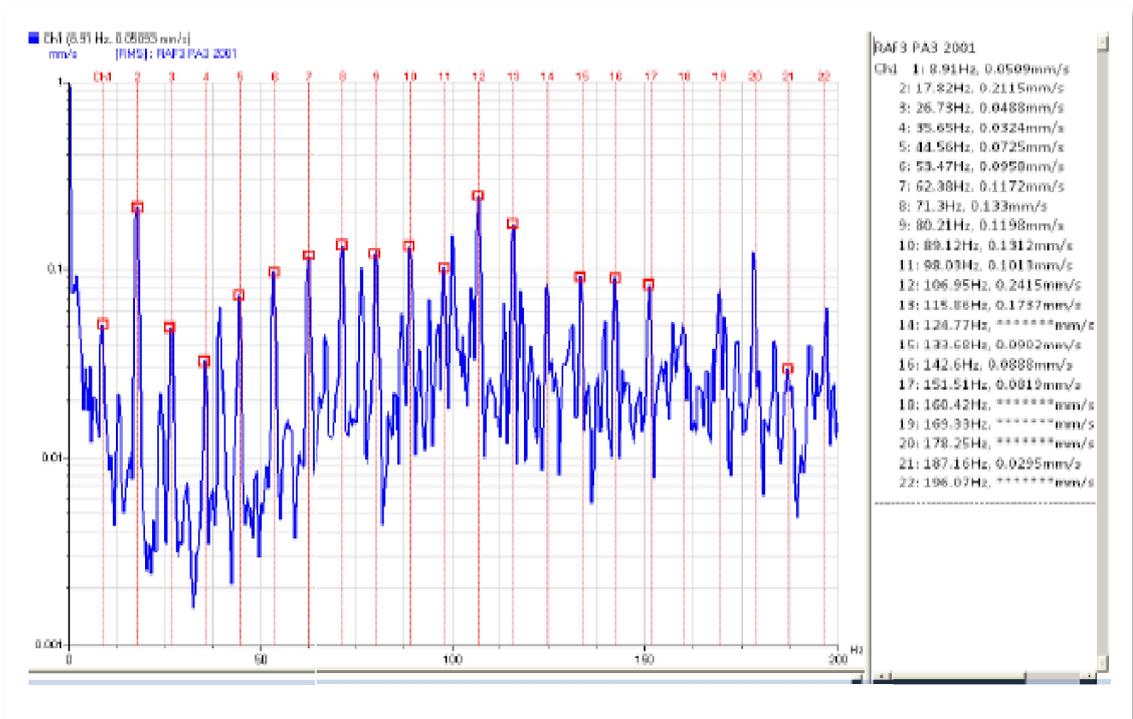


Figure II.16 : Spectre réel d'une dent détériorée sur un engrenage.

La Figure (II.16) montre l'exemple d'un spectre réel de ce type de défaut.

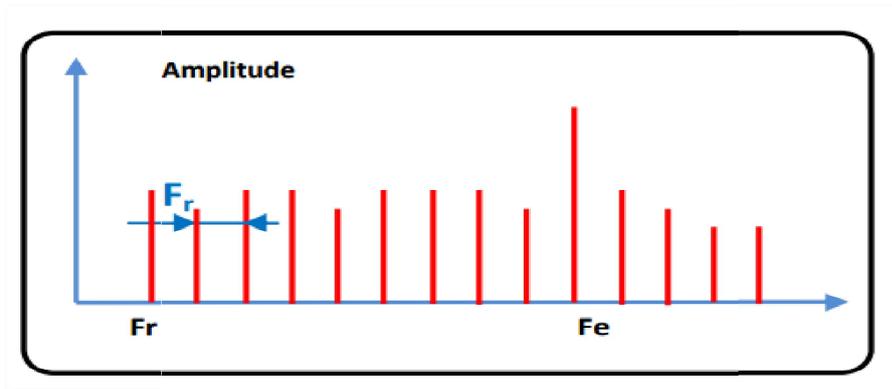


Figure II.17 : Image vibratoire théorique d'un engrenage présentant une dent détériorée.

Si l'une des roues présente une dent détériorée, il se produit un choc dur, à chaque tour du pignon. Le spectre correspondant (Figure II.17) montre un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation du pignon détérioré s'étalant jusqu'aux hautes fréquences.

II.4.8 Défauts d'origines hydrauliques :

II.4.8.1 Cavitation :

Il s'agit d'un défaut d'écoulement d'un fluide qui se produit quand la pression, à l'intérieur de la pompe, s'abaisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz. La cavitation est causée par un débit d'aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe [37].

II.4.8.2 Passages d'aubes ou de pales :

Ce sont les anomalies caractéristiques des pompes et des ventilateurs. Souvent elles ne sont pas destructives toutes seules, mais elles génèrent des bruits intenses et des vibrations pouvant être la source de défauts de roulements ou usure des composantes de la machine.

II.4.9 Défauts d'origines électriques :

II.4.9.1 Défauts stationnaires (asymétrie du champ) :

L'asymétrie du champ de moteur électrique peut être causée par un défaut de l'armature du stator ou du rotor. Les défauts les plus répandus sont :

- Excentricité statique, entrefer non constant.
- Déséquilibre de phase.
- Défaut d'isolement.
- Spires en court-circuit, point chaud.
- L'asymétrie du champ est mise en évidence par une amplitude à deux fois la fréquence d'alimentation, sans bandes latérales.

II.4.9.2 Défaut tournant :

L'asymétrie du champ rotorique est causée par :

- Barres rotoriques cassées.
- Défaut résistif sur les liaisons barres-anneaux.
- Anneaux de court-circuit fissurés ou cassés, ces défauts peuvent être détectés sur le spectre vibratoire par la mise en évidence de :
 - Répartition asymétrique des bandes latérales espacées de deux fois la fréquence d'alimentation par rapport à la fréquence d'encoches.

- Fréquence principale d'alimentation avec bandes latérales espacées de la fréquence de glissement.

II.4.9.3 Barre de rotor cassé dans les moteurs asynchrones :

La cassure ou rupture de barre est un des défauts les plus fréquents au rotor. Elle peut se situer soit au niveau de son encoche soit à l'extrémité qui la relie à l'anneau rotorique. La détérioration des barres réduit la valeur moyenne du couple électromagnétique. Ceci engendre des vibrations mécaniques et donc, un fonctionnement anormal de la machine [38].

II.4.9.4 Courts circuits au niveau du stator :

Le court-circuit entre phases provoquerait un arrêt complet de la machine. Cependant, un court-circuit entre spires conduit à un déséquilibre de phases ce qui a une répercussion directe sur le couple électromagnétique [39].

En général, la cause du dommage ne peut pas être mesurée directement, seul l'effet le peut à savoir, les vibrations. Les vibrations peuvent être transmises sous forme de bruit de structure ou bien générées sous forme de bruit aérien.

II.5 Analyse vibratoire des machines tournantes :

Toutes les machines en fonctionnement produisent des vibrations, images des efforts dynamiques engendrent par les pièces en mouvement, ainsi, une machine neuve en excellent état de fonctionnement produit très peu de vibrations.

La détérioration du fonctionnement conduit le plus souvent à un accroissement du niveau des vibrations, en observant l'évolution de ce niveau, il est par conséquent possible d'obtenir des informations très utiles sur l'état de la machine.

Ces vibrations occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour effectuer un diagnostic, la modification de la vibration d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle de dégradations, voire de pannes.

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

II.5.1 Mesure :

Pour mesurer les effets des vibrations engendrées par le fonctionnement ou les dysfonctionnements d'un roulement à billes, il faut placer des capteurs externes au roulement.

La méthode la plus couramment utilisée est de placer sur le carter de la machine, auprès des roulements à surveiller, des accéléromètres mesurant les accélérations subies. Notons que le positionnement des capteurs revêt un caractère essentiel pour une bonne détection des défauts. Les accéléromètres sont souvent de nature piézo-électrique : une masse est utilisée pour convertir une accélération en effort qui, lui-même, est converti en charge électrique par un cristal piézo-électrique. Cette charge est ensuite intégrée par un conditionneur pour donner une tension représentative de l'accélération mécanique. De plus amples précisions sont disponibles dans les accéléromètres piézo-électriques sont de nature très sensible, ce qui permet une mesure efficace. [40]

Cependant, ils nécessitent un étalonnage très précis. Il en va de même pour les conditionneurs. En effet, la sensibilité d'un accéléromètre est comprise entre quelques pico Coulomb par g (pC.g^{-1}) et quelques nano Coulomb par g (nC.g^{-1}), g étant ici la valeur de l'accélération de la pesanteur. Après amplification, la tension de mesure est généralement comprise entre 10 et 100mV.g^{-1} . [40]

II.5.2 Méthodes d'analyse :

Les machines en fonctionnement induisent généralement des vibrations. Pour assurer leurs surveillances on doit prendre en considération l'analyse de ces vibrations. Certains cas nécessitent simplement un calcul ou relevé d'un indicateur suivi d'une comparaison avec un seuil. D'autres, nécessitent une analyse plus fine par outils de traitement du signal, afin de localiser les éléments défectueux. [41]

Les défauts de roulements couvrent un axe important de recherche dans les dernières années, Plusieurs techniques de détection de défauts des roulements ont été proposées récemment, la plupart étudie les signatures de défauts dans les signaux vibratoires, certaines études des signatures de défauts dans les signaux courants ,La base de ces techniques utilisées pour la détection de défaut repose sur des algorithmes qui utilisent des outils mathématiques comme la transformée de Fourier, l'analyse temps fréquence ou le Kurtosis spectral, Nous présentons au-dessous quelques outils de traitement du signal adéquats à la détection et au diagnostic des défauts.

II.5.2.1 Méthode temporelles :

L'amplitude du signal vibratoire est représentée en fonction du temps (Figure II.18). La figure montre un exemple de cette représentation pour un signal sinusoïdal. Si l'on décrit mathématiquement un signal sinusoïdal, nous obtenons :

$$a(t) = A \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

Où :

Variable $a(t)$: c'est la valeur instantanée de la grandeur considérée.

Module A : est l'amplitude maxi du signal.

Période T : c'est l'intervalle de temps au bout duquel la variable $x(t)$ reprend la même valeur dans la même direction.

ω : la pulsation ($\omega = 2\pi f$) [rd/s].

φ : La phase à l'instant $t = 0$.

Pour décrire complètement ce signal, il suffit de connaître :

A : Amplitude maximal du signal.

φ : Phase, elle est représentative du temps qui s'écoule entre une référence que l'on se donne et l'instant que l'on considère. Elle est exprimée en unité d'angle. [42]

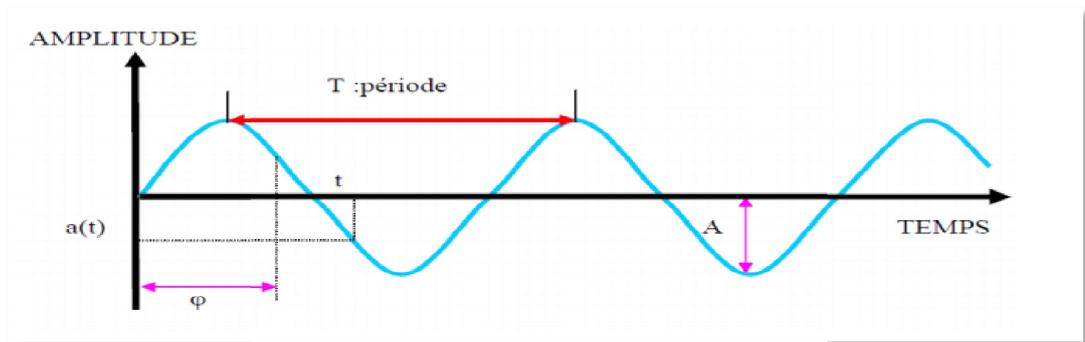


Figure II.18 : Représentation temporelle.

- **Les indicateurs scalaires :**

A partir des mesures vibratoires, des traitements sont mis en place pour détecter les défauts de roulements, les plus simples étant la construction d'indicateurs scalaires. Dans ce cas, la mesure temporelle est traitée directement. Nous allons présenter trois des indicateurs les plus courants : le facteur crête (FC), le facteur (K) et le kurtosis.

Considérons un signal vibratoire temporel discrétisé $x(n)$ de longueur(N) et de moyenne empirique $\langle x \rangle$.

Le facteur crête s'exprime comme le rapport entre la valeur maximale du module du signal et la valeur efficace du signal (2.5). Le facteur K (2.6), est le produit des grandeurs

précédentes. Enfin, le kurtosis (2.7) est une grandeur statistique permettant d'analyser le caractère « pointu » ou « plat » d'une distribution. [40]

$$F_c = \frac{\max(|x(n)|)}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [X(n)]^2}} \quad (2.5)$$

$$K = \max |X(n)| \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [X(n)]^2} \quad (2.6)$$

$$\text{Kurtosis} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [X(n) - \bar{X}]^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [X(n) - \bar{X}]^2 \right]^2} \quad (2.7)$$

L'interprétation du facteur crête se fait au travers de son évolution au fur et à mesure de la dégradation du roulement. Il doit augmenter dans les premières phases d'usure et diminuer en fin de vie du roulement. Le facteur K, quant à lui, doit augmenter avec l'usure du roulement. On pourra retenir que, dans tous les cas, sa valeur est multipliée par 10 entre la mesure effectuée pour le roulement sain et celle pour le roulement dégradé. [43] Il en va de même pour le kurtosis dont la valeur augmente avec la dégradation du roulement. Lorsque le roulement est sain, le kurtosis est proche de 3, ce qui correspond à un signal à distribution gaussienne. [40] Par ailleurs, pour améliorer la qualité d'analyse fournie par le kurtosis, des méthodes de filtrage du signal vibratoire peuvent être mises en place. [44], [45]

Les indicateurs vibratoires doivent par ailleurs être utilisés dans des bandes fréquentielles dépendantes du roulement considéré. En effet, pour être efficaces, les indicateurs scalaires s'appliquent sur des signaux dont la fréquence d'échantillonnage permet de prendre en compte au moins le premier mode propre de résonance de la bague externe.

II.5.2.2 Méthodes fréquentielles :

La première méthode à investiguer pour détecter des harmoniques dans un signal est l'analyse spectrale. [47] Mathématiquement, la transformée de Fourier (TF) est définie comme un produit scalaire. Considérons un signal réel déterministe $x(t)$ à énergie finie. [48] La transformée de Fourier du signal $X(f)$ est définie par (2.8), son calcul pour un signal discret $x(k)$ de longueur N étant donné en (2.9).

L'analyse spectrale est largement utilisée dans le cadre de l'analyse vibratoire des roulements à billes pour détecter la présence éventuelle de défauts. De manière générale, le module de la transformée de Fourier est analysé. Dans le cadre du diagnostic des machines

électriques, certains travaux analysent la phase de la transformée de Fourier mais son interprétation se révèle délicate. [46]

$$\text{TF}_f\{x(t)\} = X(f) = \langle x(t), e^{2\pi jft} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-2\pi jft} dt \quad (2.8)$$

$$X(m) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k)e^{-\frac{2\pi jmk}{N}} \quad (2.9)$$

Le contenu fréquentiel d'un signal à énergie finie peut être représenté par la densité spectrale d'énergie (DSE). Dans le cas de signaux discrets, la DSE et le spectre d'amplitude sont définis via la transformée de Fourier discrète (2.9) respectivement par (2.10) et (2.11).

$$P_x(m) = |X(m)|^2 \quad (2.10)$$

$$S_x(m) = |X(m)| \quad (2.11)$$

Dans le cas de signaux bruités et donc aléatoires, on définit la densité spectrale de puissance (DSP) (2.12) comme la transformée de Fourier de l'auto corrélation $C_x(\beta)$ du signal (2.13).

$$\text{DSP}_x(f) = \text{TF}_f\{C_x(\beta)\} \quad (2.12)$$

$$C_x(\beta) = E[x(t)\bar{X}(t - \beta)] \quad (2.13)$$

Dans le cas d'un signal ergodique, il est possible d'obtenir une estimation de la DSP du signal à partir de la DSE d'une réalisation du signal aléatoire, considère alors comme un signal déterministe à énergie finie. En effet, le signal à puissance finie, étant observé sur une durée finie, devient d'énergie finie. De manière générale, l'analyse spectrale peut faire intervenir une fenêtre d'apodisation ou résulter d'une analyse moyennée.

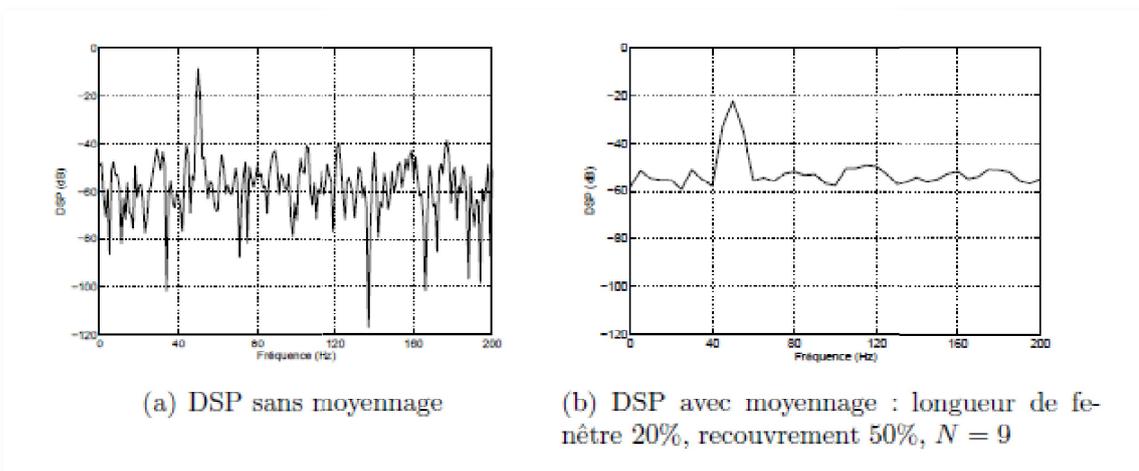


Figure II.19 : Intérêt de l'utilisation du spectre moyenne pour la réduction de la variance du bruit.

II.6 Conclusion :

Les vibrations sont les résultats de forces dynamiques à l'intérieur des machines qui comprennent des éléments roulants et à l'intérieur des structures qui sont connectées à la machine. Les différents éléments vibreront à des fréquences et des amplitudes différentes. Les vibrations créent de la fatigue et de l'usure et elles sont souvent à l'origine de la rupture de la machine.

Dans le chapitre qui suit on s'intéressera à la détection des défauts de roulements à l'aide des approches utilisées.

CHAPITRE III :

Etude des défauts du roulement par
analyse temporelle et fréquentielle

III.1 Introduction :

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs, la détection des défauts et l'analyse détaillée des défauts, On utilise à cet effet des paramètres calculés soit dans le domaine temporel, soit dans le domaine fréquentiel. Dans ce chapitre, nous allons appliquer deux approches pour le diagnostic des différents défauts du roulement. La première approche repose sur les indicateurs scalaires temporels, Tandis que la deuxième utilise l'analyse spectrale.

Les signaux utilisés dans ce travail sont issus des données disponibles sur le site : the Case Western Reserve University Bearing Data Center Web site.

III.2 Description du banc d'essai :

Les mesures expérimentales présentées dans ce travail sont entièrement basées sur les données de vibration obtenues à partir de la base de données de l'université de Western Reserve (Figure III.1), se compose d'un moteur asynchrone (à gauche), un capteur de couple (au centre), un dynamomètre (à droite), et un circuit électronique de commande (non représentée). Les roulements ont été utilisés pour des défauts de diamètres 0.007 inches (0.1778 (mm)) et 0.014 inches (0.3556 (mm)). Les essais ont été réalisés sur le palier côté accouplement (Drive End bearing) et côté ventilateur (Fan End bearing) de type 6205-2RS JEM SKF. [42]

Les signaux vibratoires ont été acquis à l'aide des accéléromètres, qui ont été attachés sur le boîtier avec des bases magnétiques. Les signaux vibratoires ont été recueillis en utilisant un enregistreur DAT à 16 canaux, et ont été post-traités dans un environnement MATLAB.

Nous avons réalisé nos mesures avec une fréquence d'échantillonnage de 12 kHz, Tous Les tests ont été déroulés avec une vitesse de rotation de l'ordre de 1796, 1772, 1750 et 1725tr/min. Les données ont été obtenues dans les quatre modes suivants :

- 1- Etat normal.
- 2- Défaut de bague intérieure.
- 3- Défaut de bague extérieure.
- 4- Défaut de bille.

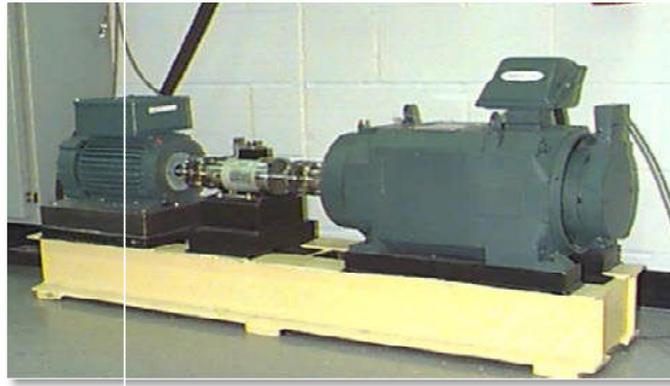


Figure III.1 : Le banc d'essai expérimental.

➤ **Géométrie et caractéristiques du roulement à étudier :**

Les caractéristiques et la géométrie de roulement à étudier coté accouplement, et les fréquences caractéristiques des différents éléments sont mentionnés respectivement dans les tableaux 1 et 2 :

Diamètre intérieur (mm)	Diamètre extérieur (mm)	Épaisseur (mm)	Diamètre de bille (mm)	Diamètre moyen de roulement (mm)
25.00122	51.99888	15.00124	7.94004	38.5

Tableau 1 : Les tailles des défauts de roulement simulé sur le banc de l'UWCR.

Fréquences des défauts :(coefficient multiplié par la fréquence de rotation en Hz)

Bague intérieure	Bague extérieure	Cage	Elément roulant
5.4152	3.5848	0.39828	4.7135

Tableau 2 : Fréquences de défaut (multiple la fréquence de l'axe en Hz).

III.3 Analyse temporelle :

La première façon de représentation du signal vibratoire délivré par un capteur, est la représentation en fonction du temps (représentation temporelle). Cette stratégie consiste à suivre, au cours du temps, le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement.

Cette méthode utilise des indicateurs qui permettent évaluer l'état de fonctionnement global des équipements. En effet, l'approche temporelle se résume aux indicateurs statistiques. Nous allons présenter trois des indicateurs les plus courants : le facteur crête (FC), le facteur (K) et le kurtosis(KU).

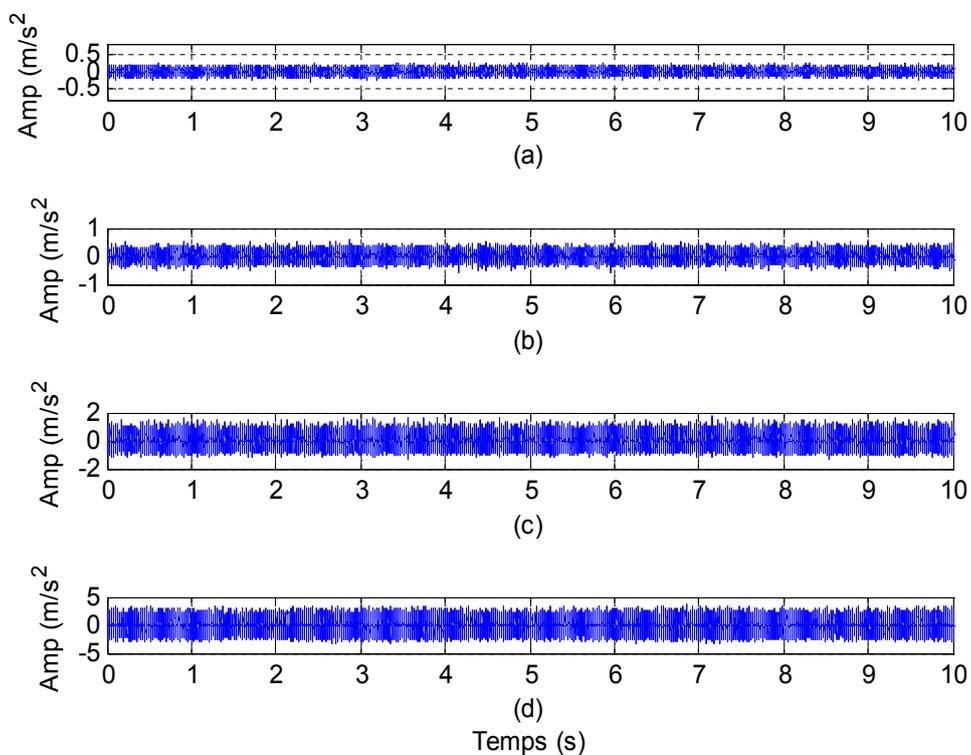


Figure III.2 : Les signaux vibratoires en fonctions : **(a)** roulement sain, **(b)** roulement avec défaut de bille, **(c)** roulement avec défaut de cage interne, **(d)** roulement avec défaut de cage externe.

	Sain	Bague_ext	Bague_int	Bille
FC	4,2196	5,4225	5,9653	4,3597
K	0,023	2,4306	0,5071	0,0845
KU	2,7642	7,6494	5,3956	2,9847

Tableau 3 : Indicateurs statistiques avec roulements sain et défectueux pour une vitesse 1796 tr/mn.

	Sain	Bague_ext	Bague_int	Bille
FC	4,6515	5,5757	5,3298	4,6901
K	0,0202	1,8782	0,5242	0,1107
KU	2,9572	7,9637	5,2911	2,8897

Tableau 4 : Indicateurs statistiques avec roulements sain et défectueux pour une vitesse 1725 tr/mn.

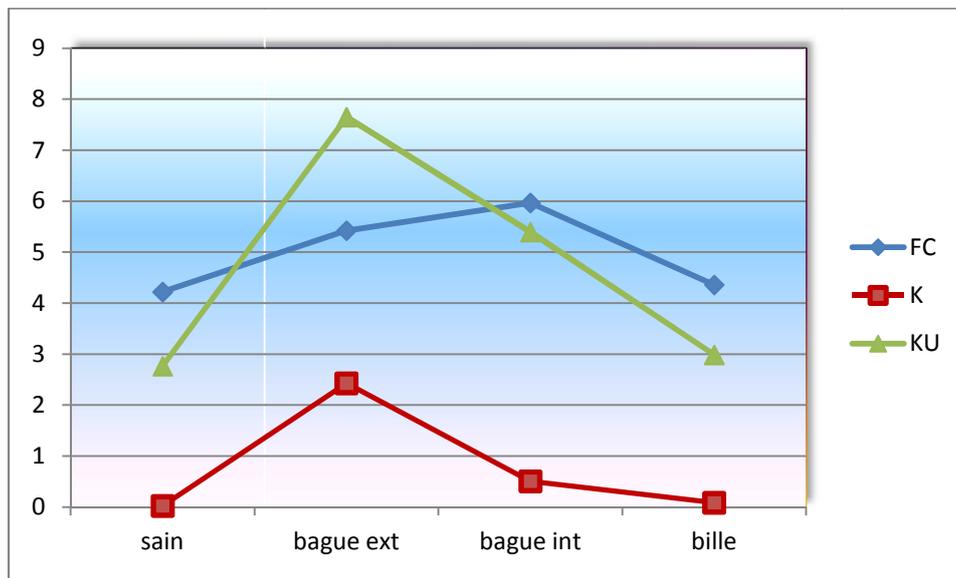


Figure III.3 : Indicateurs scalaires en fonction des défauts pour faible charge.

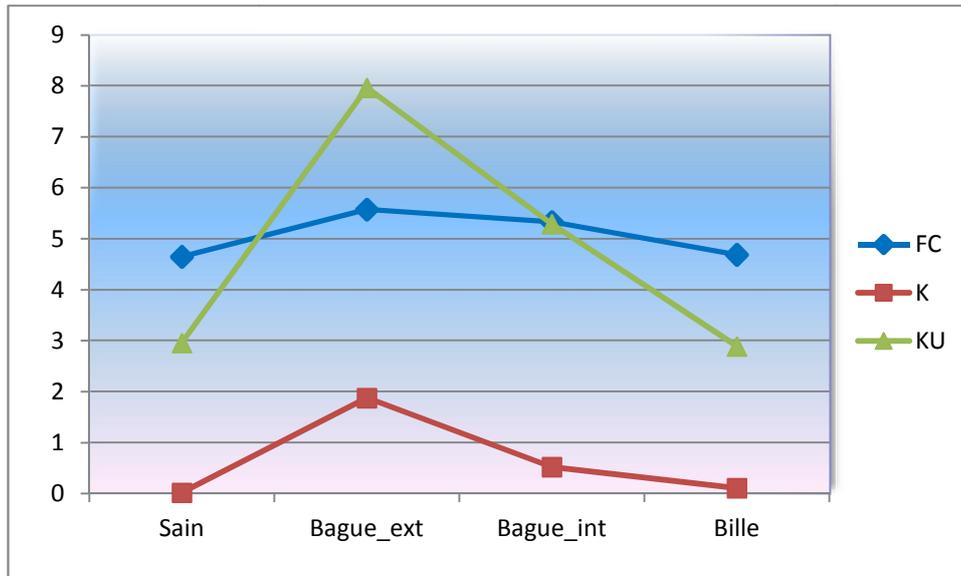


Figure III.4 : Indicateurs scalaires en fonction des défauts pour forte charge.

D'après les résultats précédents figures (III.1 et III.2) qui représentent les trois indicateurs scalaires (FC, K, KU) calculés à partir des signaux vibratoires, pour des fonctionnements à forte et faible charge. L'analyse de ces indicateurs nous conduit aux constats suivants :

- Les trois indicateurs permettent de décerner entre l'état sain et défectueux pour les défauts de bagues extérieur et intérieur.
- Pour le fonctionnement forte charge, les trois indicateurs ne permettent pas de décerner entre l'état sain et le défaut de bille.
- Pour le fonctionnement faible charge, seul le kurtosis (KU) permet de décerner entre l'état sain et le défaut de bille.

Pour sur monter ce désavantage, on adopte une autre méthode qui l'analyse spectrale.

III.4 Analyse fréquentielle :

L'analyse fréquentielle utilisant la transformée de Fourier rapide FFT et une norme d'alarme qui fournit la connaissance des niveaux de seuil de signal vibratoire.

Les figures et les tableaux représentent l'analyse spectrale de la vitesse pour un défaut de roulement au niveau de la bague extérieure, La bague intérieur et la bille aux faibles et fortes charges. On a fait un ZOOM sur le spectre dans un intervalle bien déterminé, et nous pouvons vérifier la présence de signature de défaut.

Les équations utilisées pour calculer les fréquences de défauts sont mentionnées dans le chapitre 1.

Le tableau 5 représente les fréquences théoriques calculées pour une très faible charge à vitesse de 1796 tr/min.

Défaut de roulement	Fréquences [HZ]
Défaut de bague interne	162.46
Défaut de bague externe	106.90
Défaut de bille	69.47

Tableau 5 : Fréquences caractéristiques des différents éléments du roulement pour une vitesse de 1796tr/mn ($f_r=29.93$).

Afin de comparer les résultats entre les fréquences théoriques (calculées) et réels, nous avons analysés les signaux vibratoires par FFT en deux positions (côté accouplement et côté ventilateur).

Les figures (III.5) à (III.10) représentent les spectres vibratoires pour un défaut de roulement 0.007 inches en deux positions (côté accouplement et côté ventilateur) avec une vitesse de 1796 tr/min.

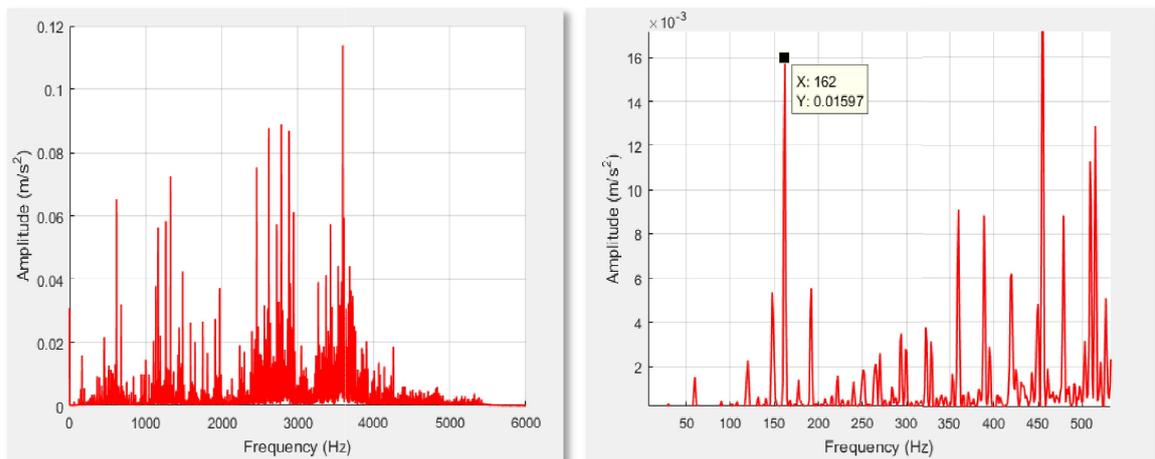


Figure III.5 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté DE.

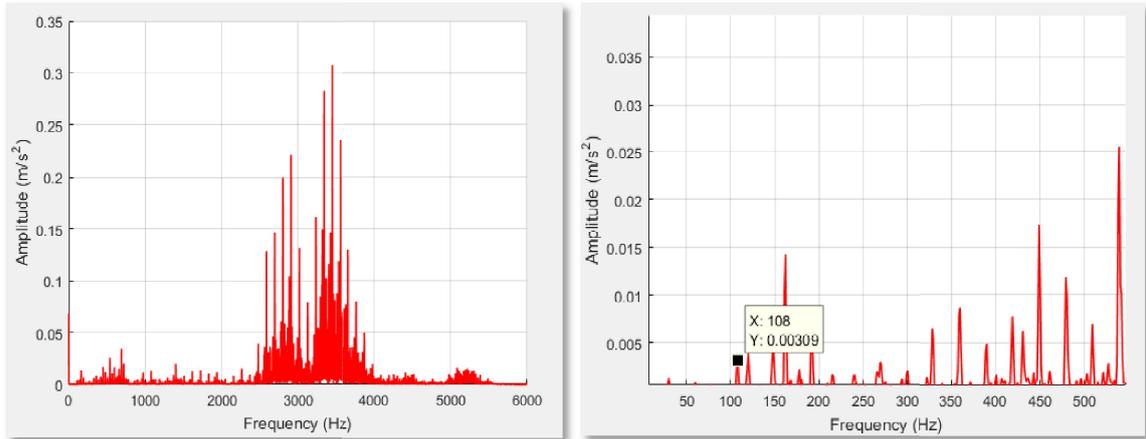


Figure III.6 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté DE.

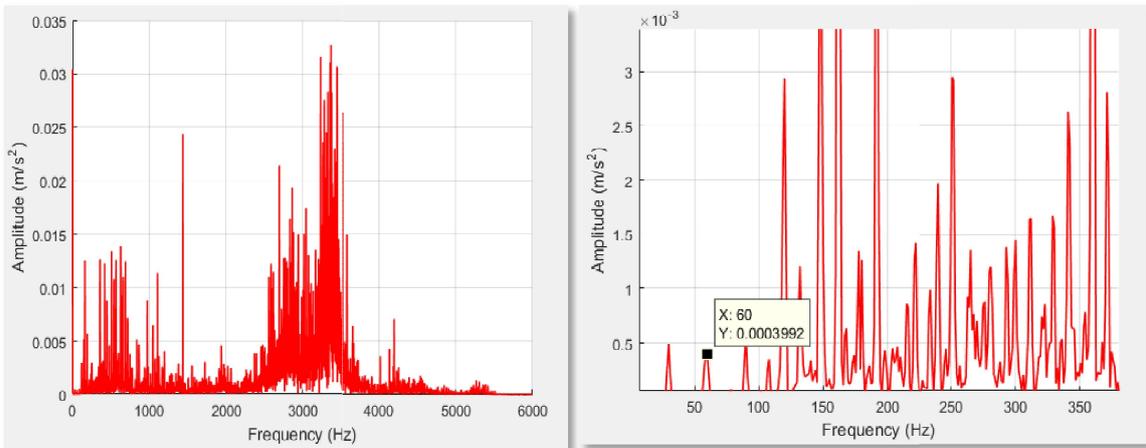


Figure III.7 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté DE.

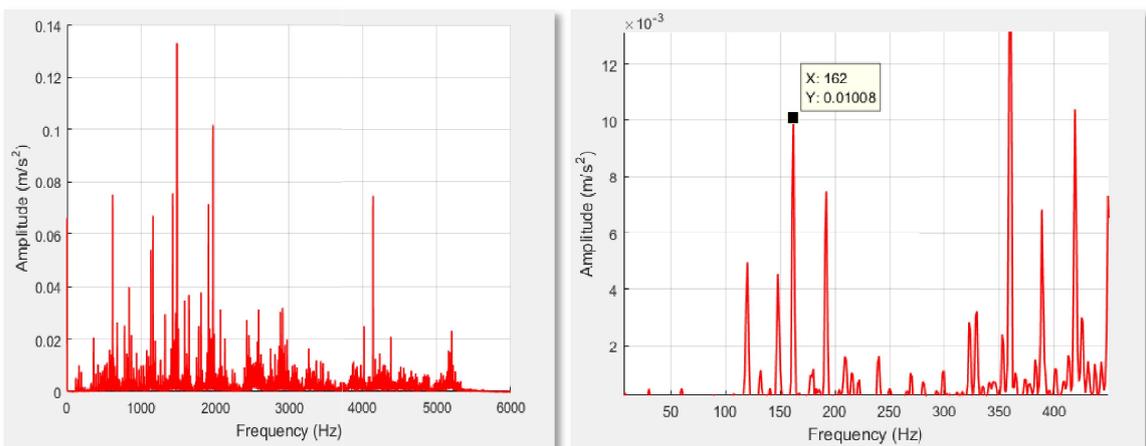


Figure III.8 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté FE.

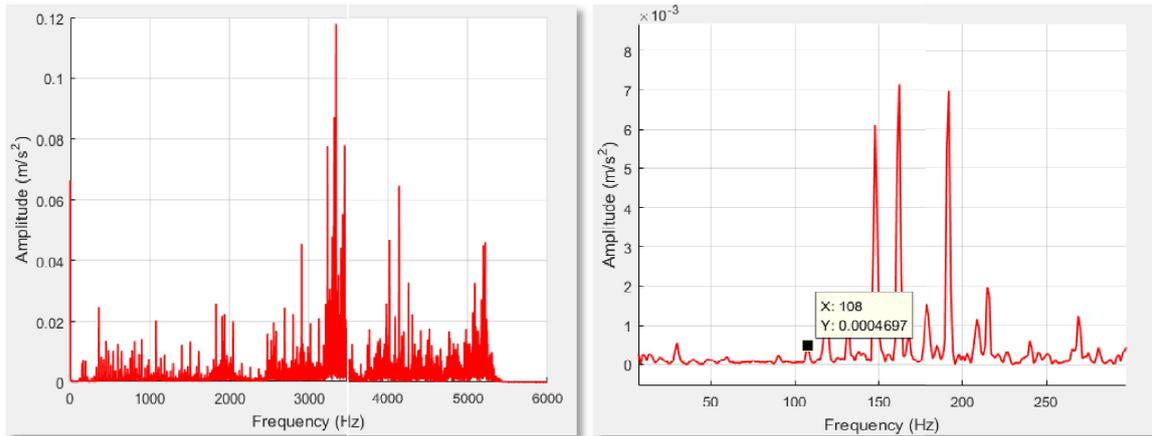


Figure III.9 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté FE.

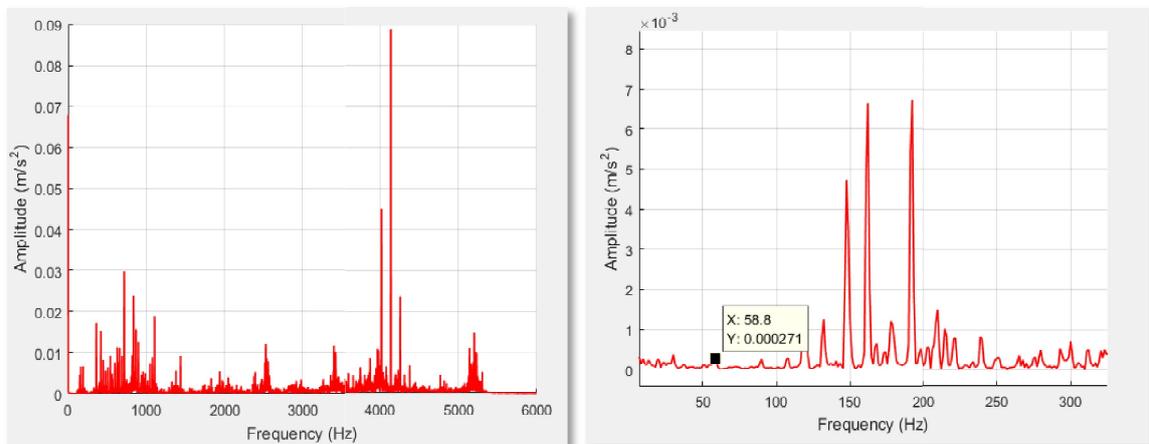


Figure III.10 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté FE.

- Les figures (III.5 et III.8) présentent le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague interne à coté DE et FE respectivement, des amplitudes élevées ont été observées dans le spectre en plusieurs points. L'apparition d'un pic à 162 Hz est proche de la fréquence théorique de défaut de la bague interne.
- Le spectre pour un roulement avec un défaut de bague externe à coté DE et FE respectivement est illustré aux figures (III.6 et III.9). On constate la présence d'un harmonique à 108 Hz, ces fréquences à faible amplitudes sont proches à la fréquence théorique de défaut de bague externe.
- les figures (III.7 et III.10) présentent des fréquences de défaut de bille à coté DE et FE respectivement, les harmoniques observés 60 Hz et 58.8 Hz à faible amplitudes, ces fréquence sont un peu loin de la fréquence théorique.

- On remarque pour une faible charge, les valeurs d'amplitude (FE) sont plus grandes par rapport à (DE).

Le tableau 6 représente les fréquences théoriques calculées pour une forte charge à vitesse de 1725 tr/min.

Défaut de roulement	Fréquences [HZ]
Défaut de bague interne	154.54
Défaut de bague externe	104.2
Défaut de bille	66.73

Tableau 6 : Fréquences caractéristiques des différents éléments du roulement pour une vitesse de 1725 tr/mn ($f_r=28.75$ HZ).

Les figures (III.11) à (III.16) représentent les spectres vibratoires pour un défaut de roulement 0.007 inches en deux positions (côté accouplement et côté ventilateur) avec une vitesse de 1725 tr/min.

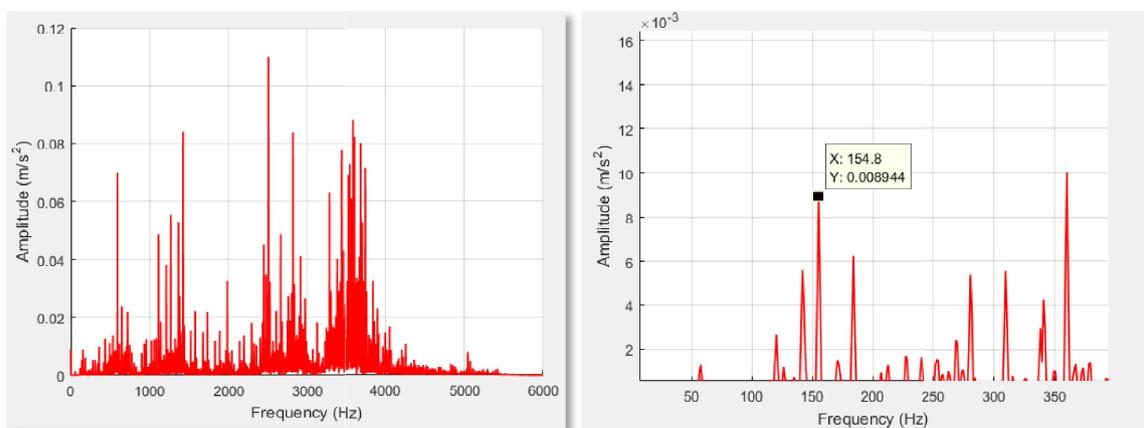


Figure III.11 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté DE.

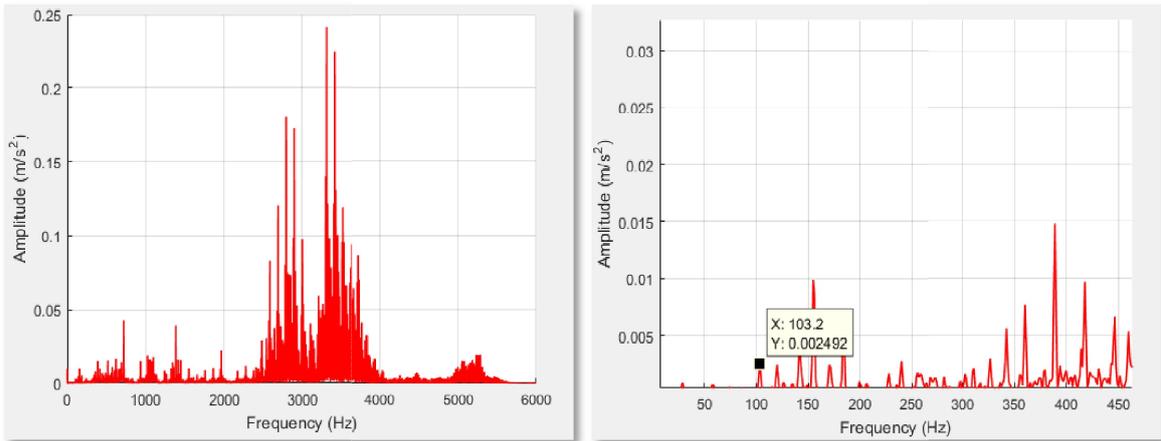


Figure III.12 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté DE.

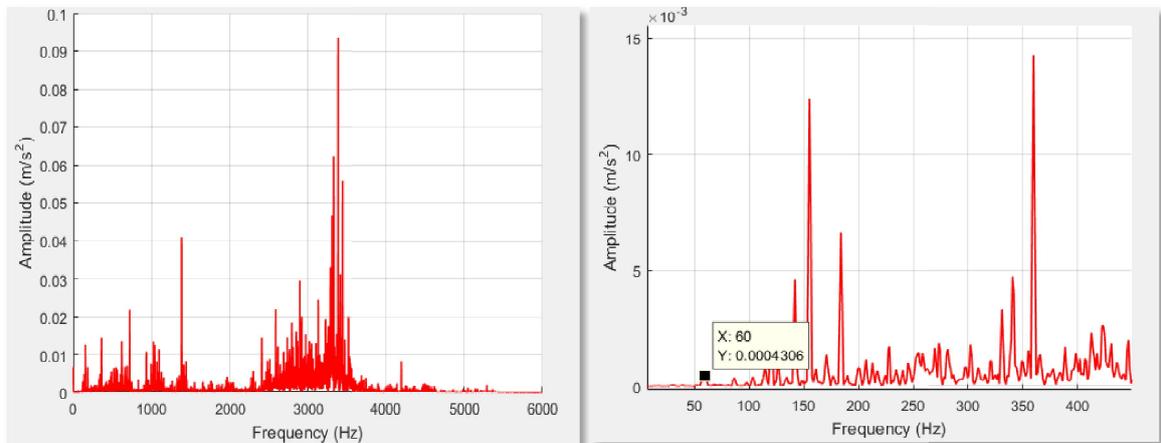


Figure III.13 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté DE.

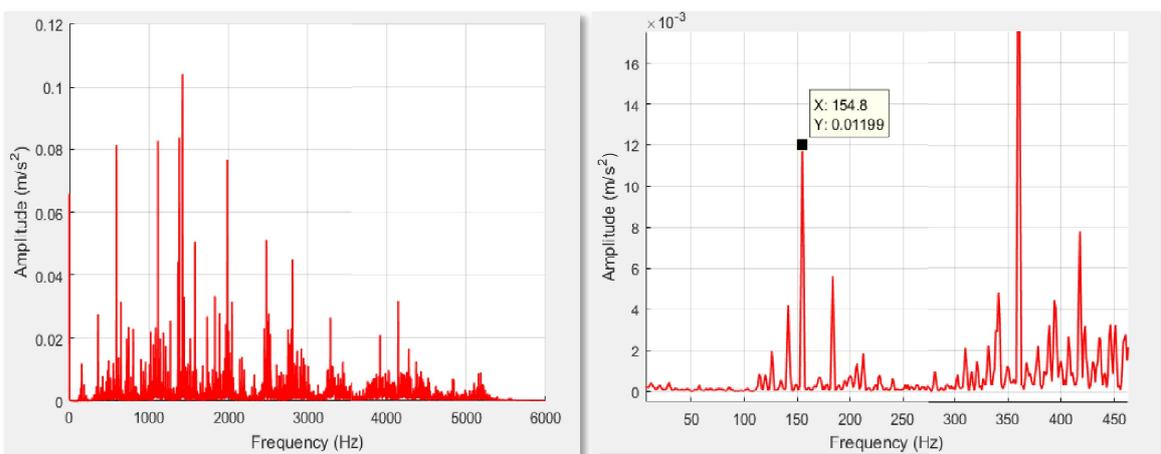


Figure III.14 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.007 inches coté FE.

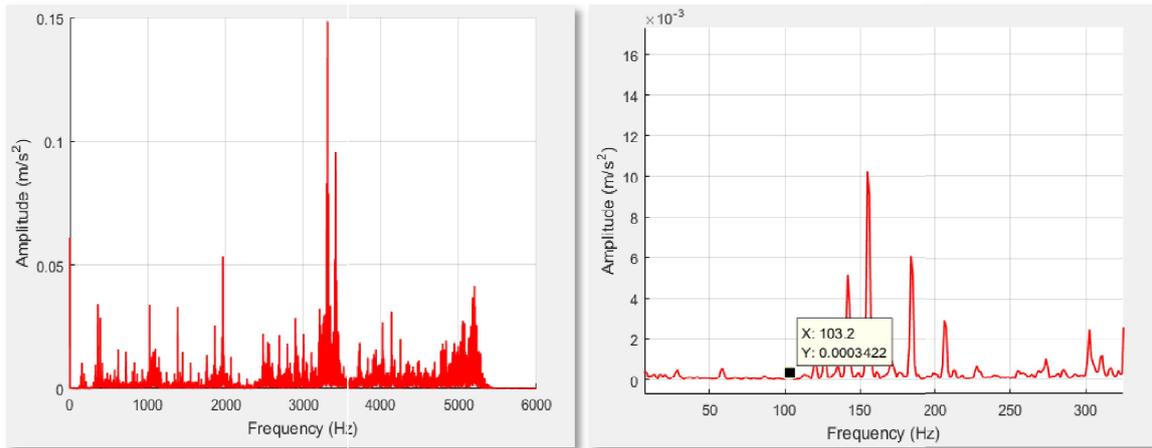


Figure III.15 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.007 inches coté FE.

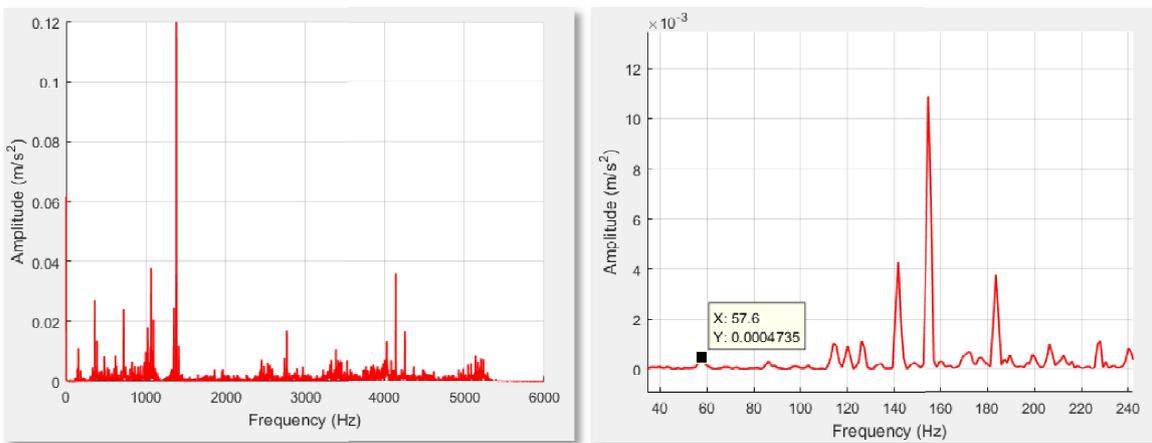


Figure III.16 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.007 inches coté FE.

L'analyse de ces résultats d'aboutir à ces remarques :

- Les fréquences des harmoniques diminuent avec l'augmentation de la charge.
- On remarque dans les bagues intérieures plusieurs harmoniques avec des pics de grande amplitude, c'est que le défaut sur cette bague est grave.
- On remarque dans une forte charge que les valeurs d'amplitude (DE) sont plus grandes par rapport à (FE).

Le tableau 7 présente les différentes charges avec les fréquences de la bague intérieures à côté DE et FE. Il est bien clair que les fréquences associées à chaque charge gardent la même position par contre l'Amplitude coté DE est plus grande que celle coté FE. Ceci est bien net à la figure (III.17).

Les charges \ Les défauts	La Bague intérieur(DE)		La Bague intérieur(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.01597	162	0.01008	162
1 HP	0.01425	159.6	0.005338	159.6
2 HP	0.01577	157.2	0.005217	157.2
3 HP	0.008944	154.8	0.01199	154.8

Tableau 7 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bague intérieur

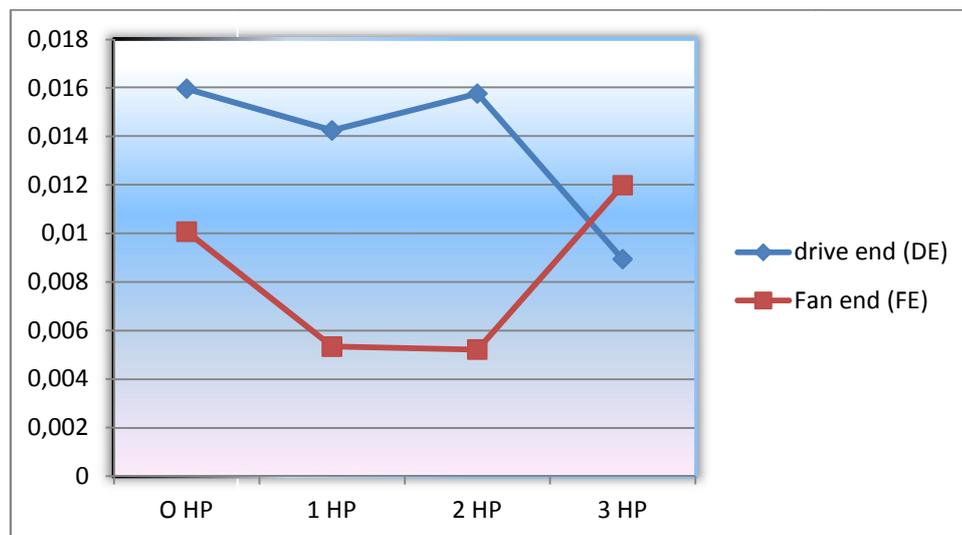


Figure III.17 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

On reprend le même travail que précédemment mais cette fois avec un défaut de bague extérieur. Les résultats présentés au tableau 8 et à la figure (III.18) sont similaires aux résultats pour le défaut de bague intérieur.

Les défauts Les charges	La Bague extérieur(DE)		La Bague extérieur(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.00309	108	0.000469	108
1 HP	0.002384	106.8	0.000442	106.8
2 HP	0.002057	105.6	0.000294	104.4
3 HP	0.002492	103.2	0.000342	103.2

Tableau 8 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bague extérieur.

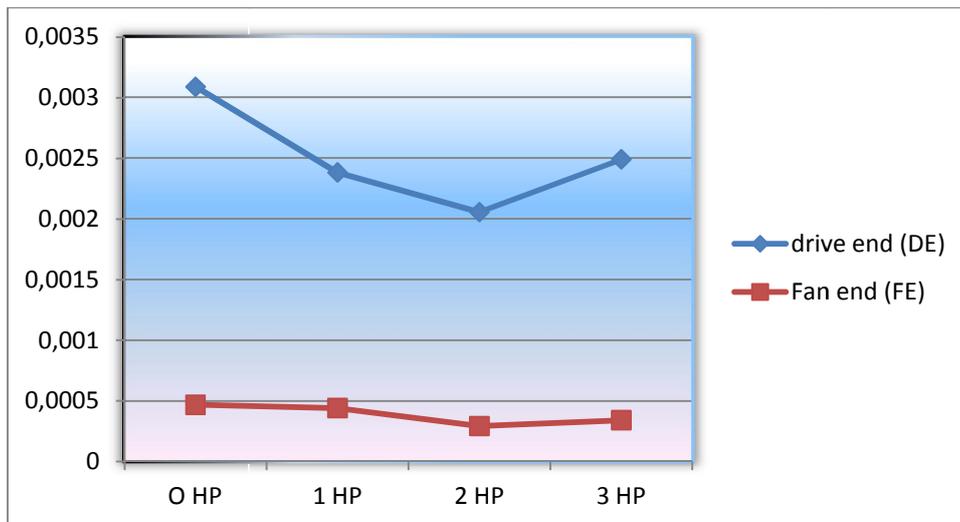


Figure III.18 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

Des résultats semblables que les deux précédentes cas, avec un défaut de bille, sont présenté au tableau 9 et à la figure (III.19).

Les défauts Les charges	La bille(DE)		La bille(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.000399	60	0.000271	58.8
1 HP	0.000552	60	0.000383	58.8
2 HP	0.000524	60	0.000379	57.6
3 HP	0.000430	60	0.000473	57.6

Tableau 9 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.007 inches sur la bille.

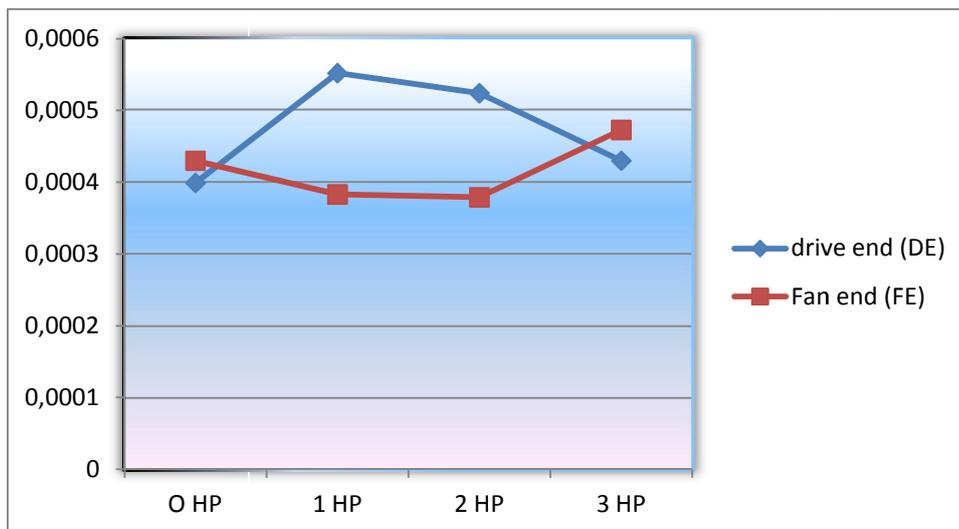


Figure III.19 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

D'après les résultats précédents, on note que les valeurs théoriques et expérimentales donnent des résultats proches à côté accouplement (Drive End bearing) et à côté ventilateur (Fan End bearing), pour faible, moyenne et forte charge, avec une sévérité de défaut de roulement 0,007 inches sur la bague intérieur, la bague extérieur et la bille.

Les figures (III.20) à (III.25) représentent les spectres vibratoires pour un défaut de roulement avec une sévérité de 0.014 inches en deux positions (côté accouplement et côté ventilateur) avec une vitesse de 1796 tr/min.

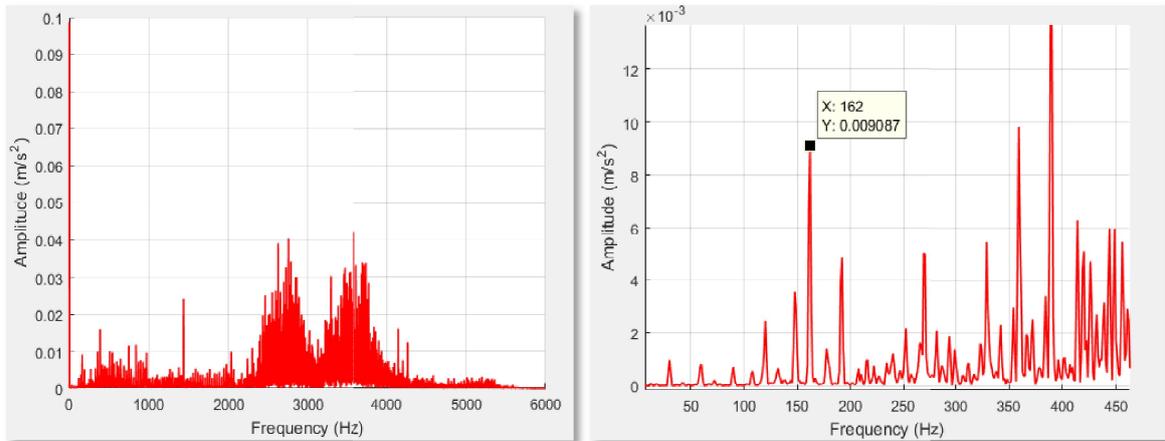


Figure III.20 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).

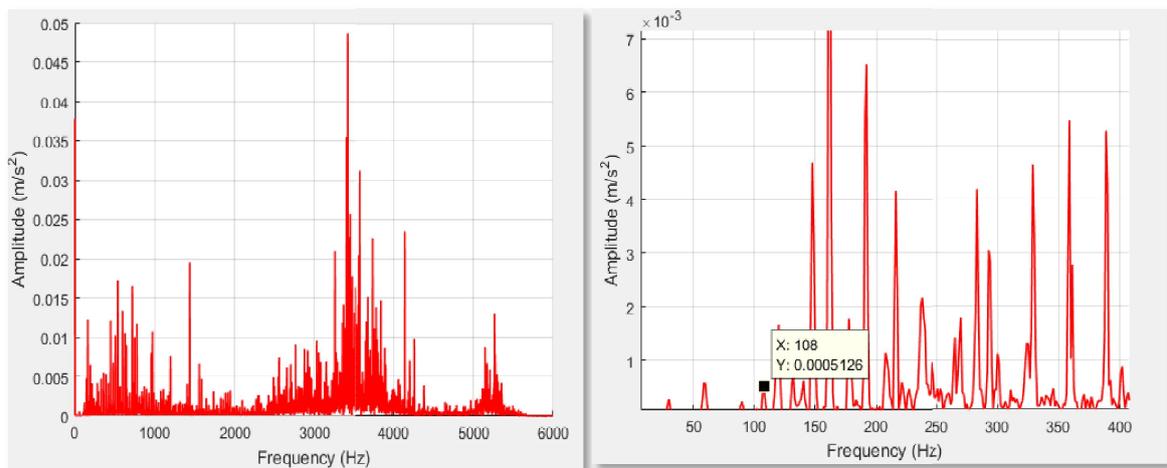


Figure III.21 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).

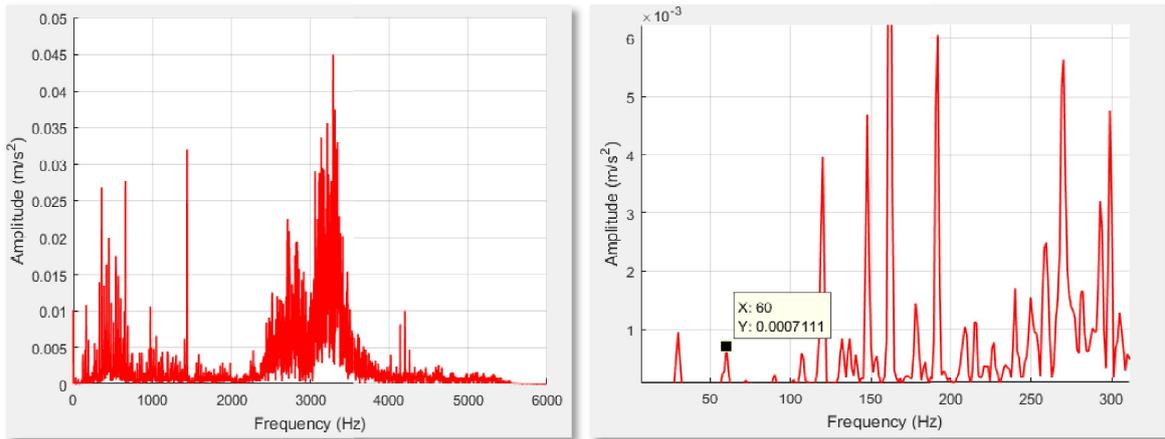


Figure III.22 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté DE (Vitesse 1796 tr/min).

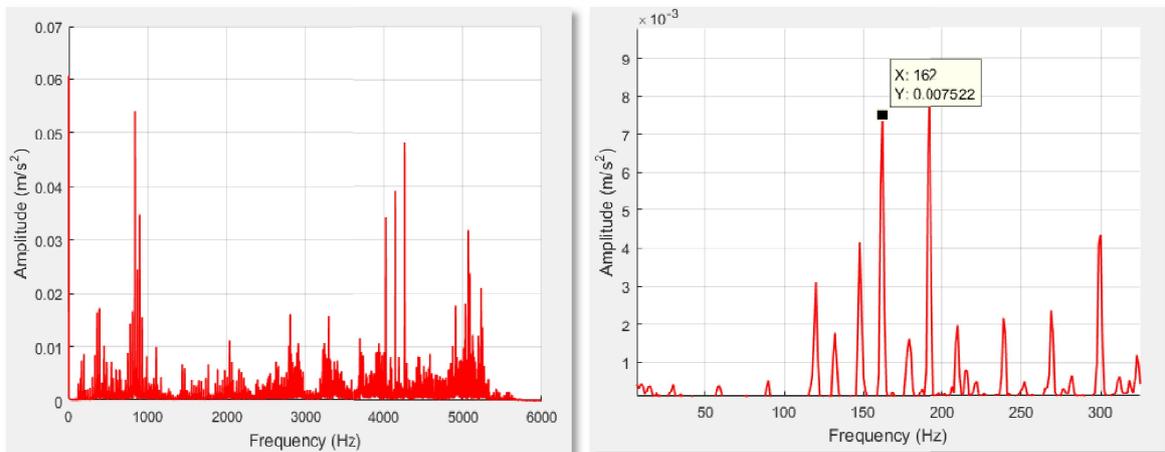


Figure III.23 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues interne 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).

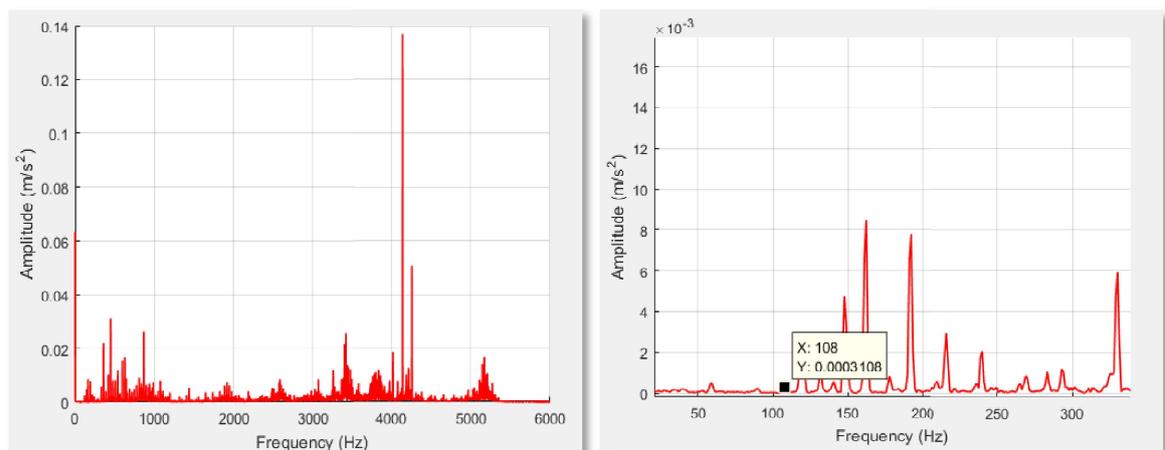


Figure III.24 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bagues externe 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).

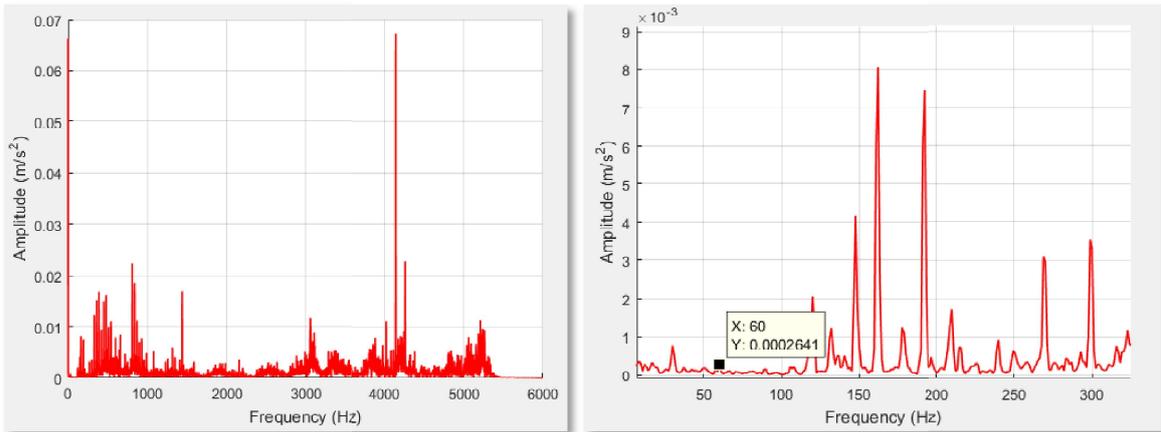


Figure III.25 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté FE (Vitesse 1796 tr/min).

- On remarque dans les figures (III.20 à III.22) plusieurs harmoniques à faible et moyenne fréquences a côté accouplement.
- Les figures (III.23) à (III.25) présentent des harmoniques avec amplitudes faible.

Les figures (III.26) à (III.31) représentent les spectres vibratoires pour un défaut de roulement 0.014 inches en deux positions (côté accouplement et côté ventilateur) avec une vitesse de 1725 tr/min.

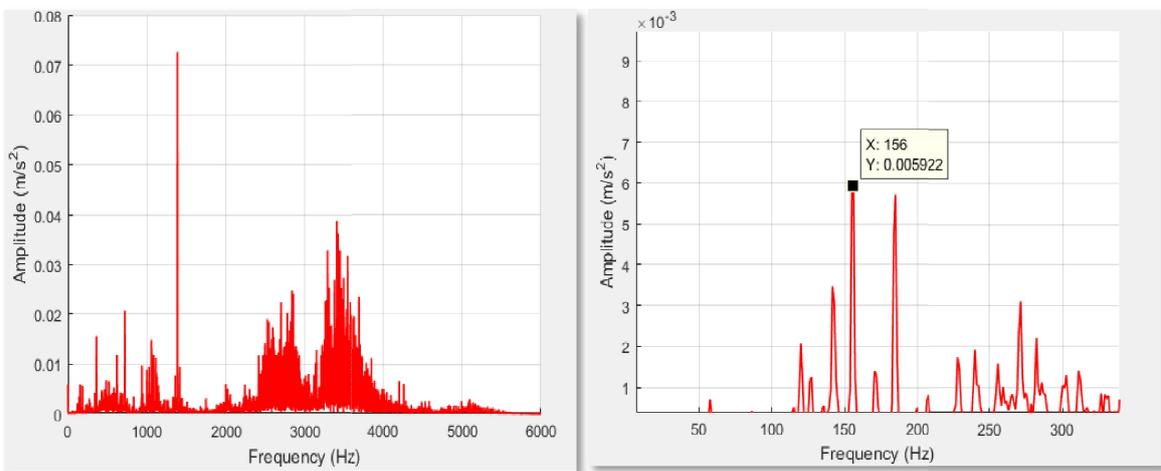


Figure III.26 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague interne 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).

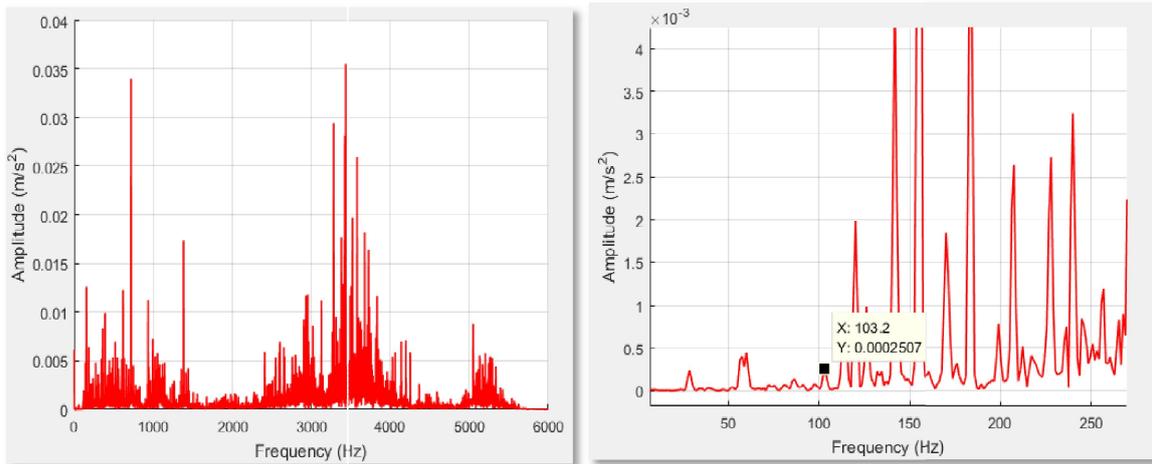


Figure III.27 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague externe 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).

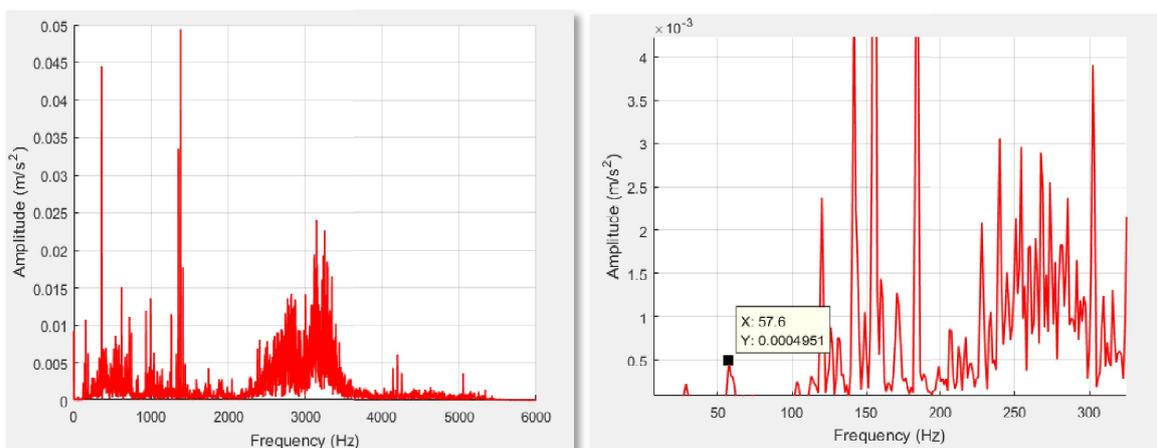


Figure III.28 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté DE (Vitesse 1725 tr/min).

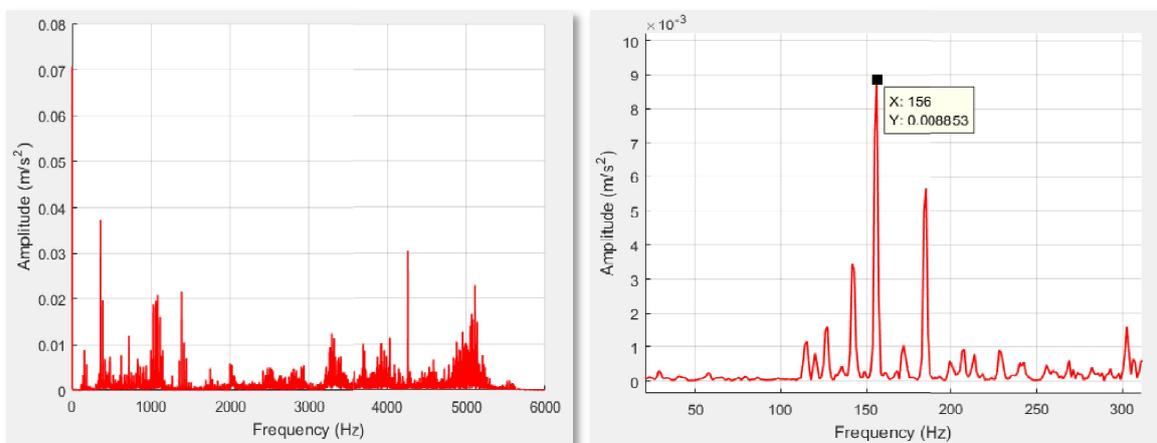


Figure III.29 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague interne 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725 tr/min).

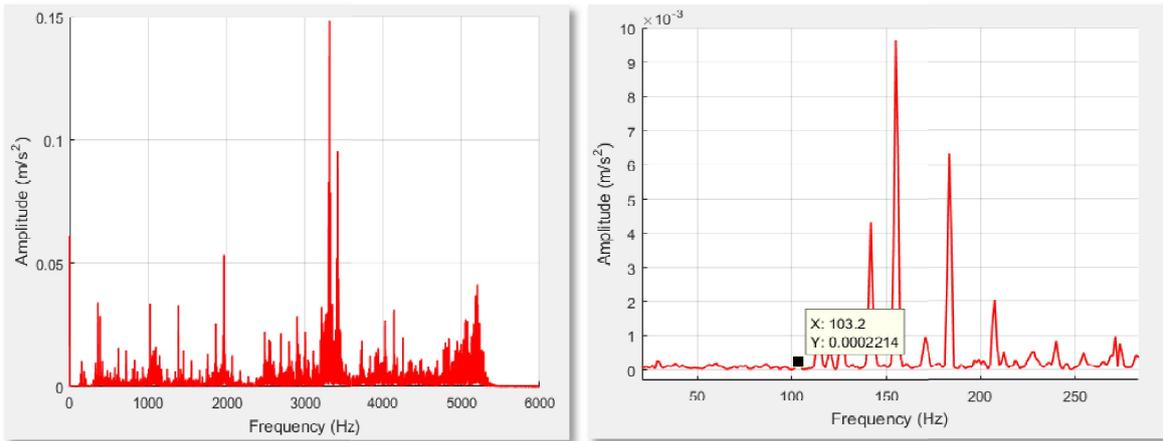


Figure III.30 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de bague externe 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725 tr/min).

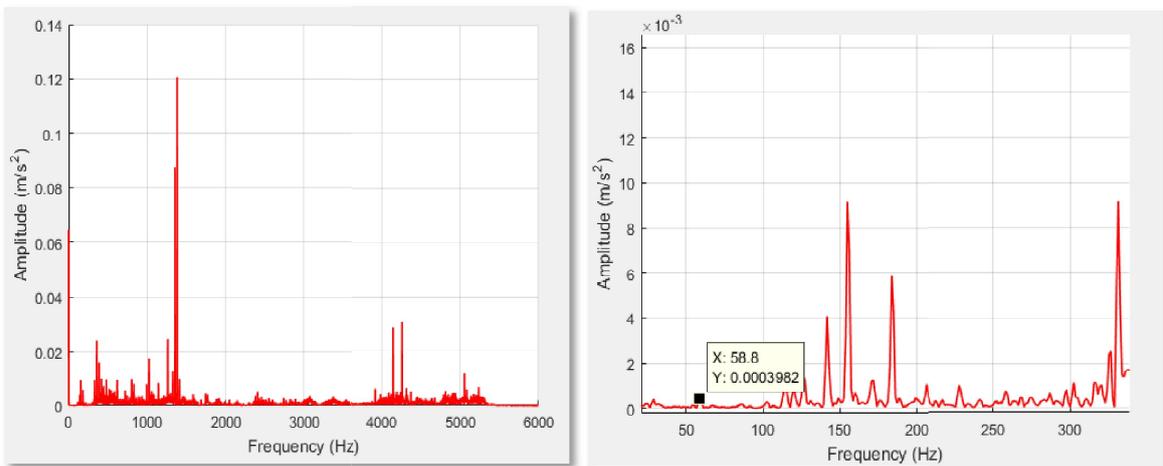


Figure III.31 : Le spectre vibratoire pour un roulement avec défaut de la bille 0.014 inches coté FE (Vitesse 1725tr/min).

Le tableau 10 présente les différentes charges avec ces fréquences de la bague intérieures à côté DE et FE avec l'augmentation de la charge.

Les défauts Les charges	La Bague intérieur(DE)		La Bague intérieur(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.009087	162	0.007522	162
1 HP	0.00664	159.6	0.009238	159.6
2 HP	0.007613	157.2	0.00909	157.2
3 HP	0.005922	156	0.008853	156

Tableau 10 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bague intérieure.

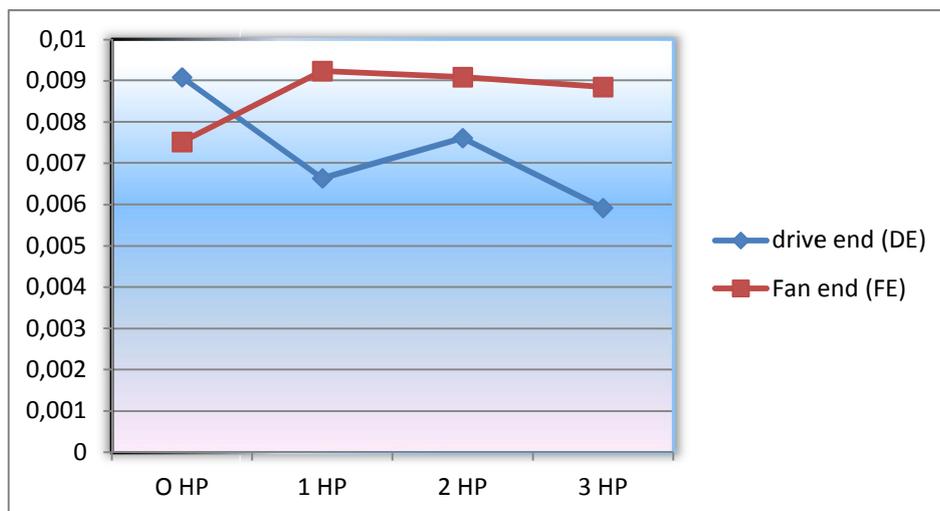


Figure III.32 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

- D'après le tableau 10 on remarque que les amplitudes de la bague intérieure sont élevées par rapport aux amplitudes des autres défauts.

Le tableau 11 présente les différentes fréquences avec ces fréquences de la bague extérieures à côté DE et FE avec l'augmentation de la charge.

Les défauts Les charges	La Bague extérieur(DE)		La Bague extérieur(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.000512	108	0.000310	108
1 HP	0.000525	105.6	0.000279	105.6
2 HP	0.000282	105.6	0.000241	104.4
3 HP	0.000250	103.2	0.000221	103.2

Tableau 11 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bague extérieur.

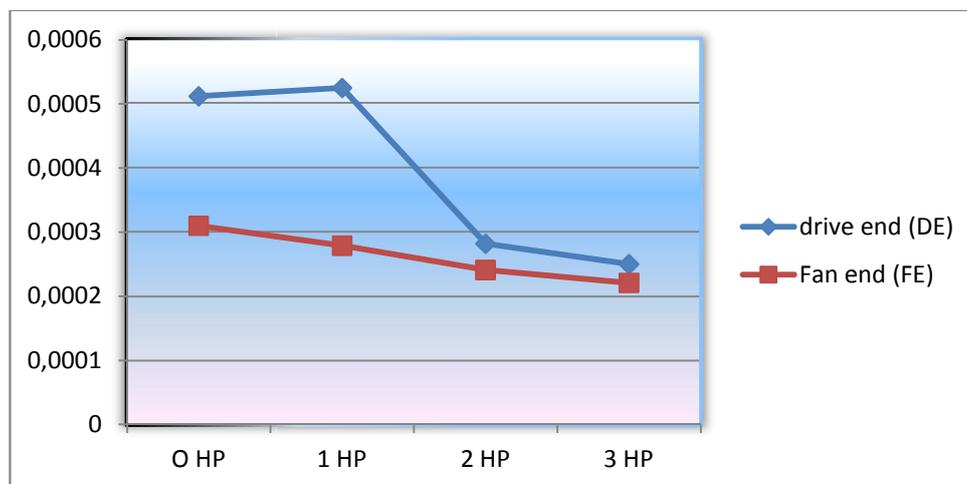


Figure III.33 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

- Dans la figure (III.33) : les valeurs d'amplitude diminuent avec l'augmentation de la charge.

Le tableau 12 présente les différentes fréquences avec ces fréquences de la bille à côté DE et FE avec l'augmentation de la charge.

Les défauts Les charges	La bille(DE)		La bille(FE)	
	L'amplitude	La fréquence	L'amplitude	La fréquence
0 HP	0.000711	60	0.000264	60
1 HP	0.000657	58.8	0.000237	57.6
2 HP	0.000330	58.8	0.000328	58.8
3 HP	0.000495	57.6	0.000398	58.8

Tableau 12 : Changement d'amplitude avec l'augmentation de la charge pour un défaut de roulement 0.014 inches sur la bille.

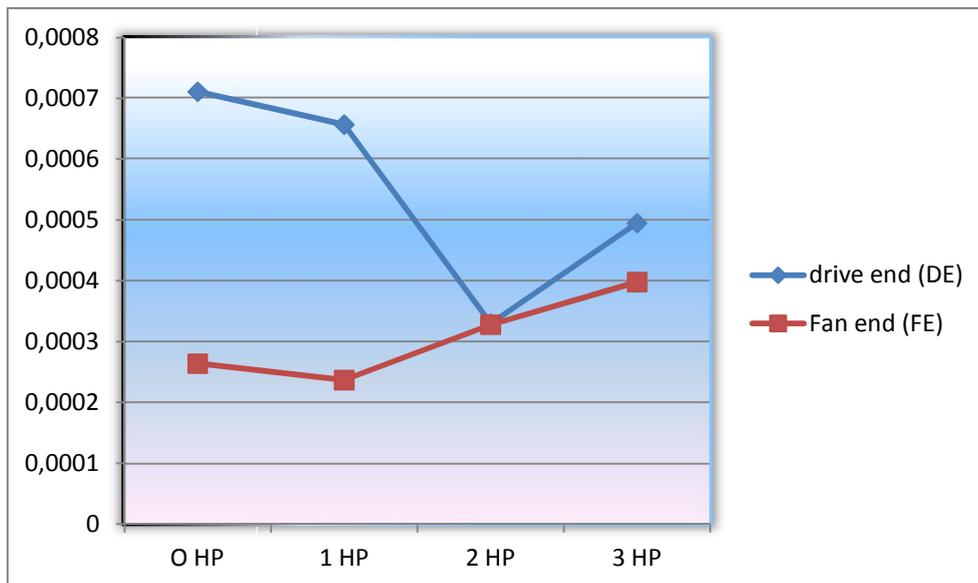


Figure III.34 : L'effet de la position du capteur de signal vibratoire réalisé sur le palier côté accouplement et côté ventilateur.

- Les valeurs d'amplitude sont très basse dans le défaut de la bille.

Les figures (III.35 à III.37) présentent le changement dans l'amplitude entre les deux défauts étudiés (0.007 et 0.014) avec l'augmentation de la charge.

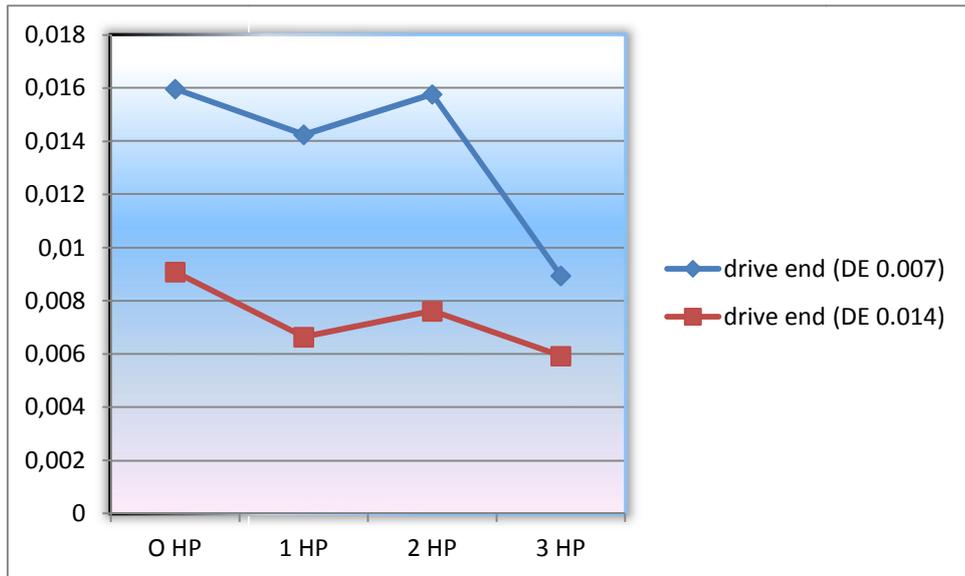


Figure III.35 : La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bague intérieure.

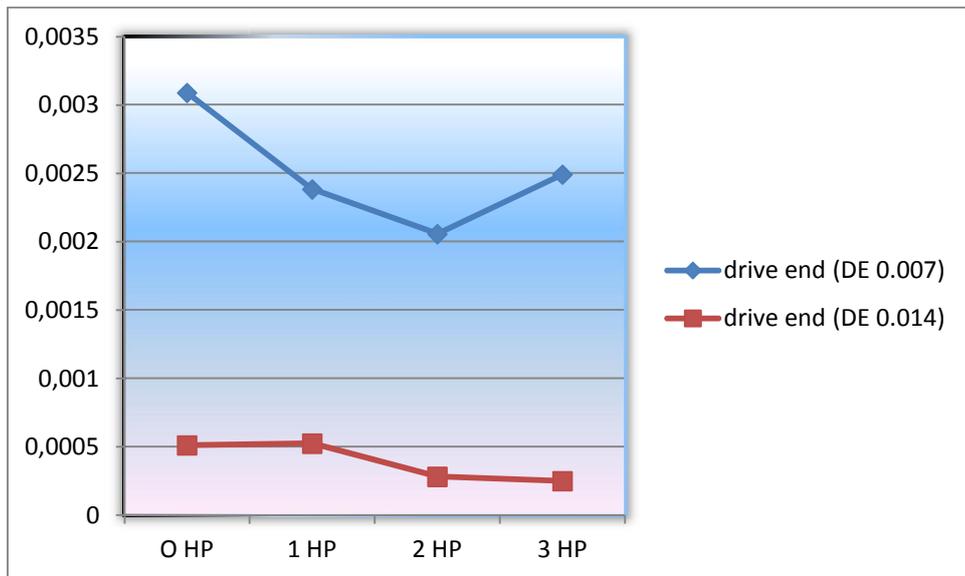


Figure III.36 : La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bague extérieure.

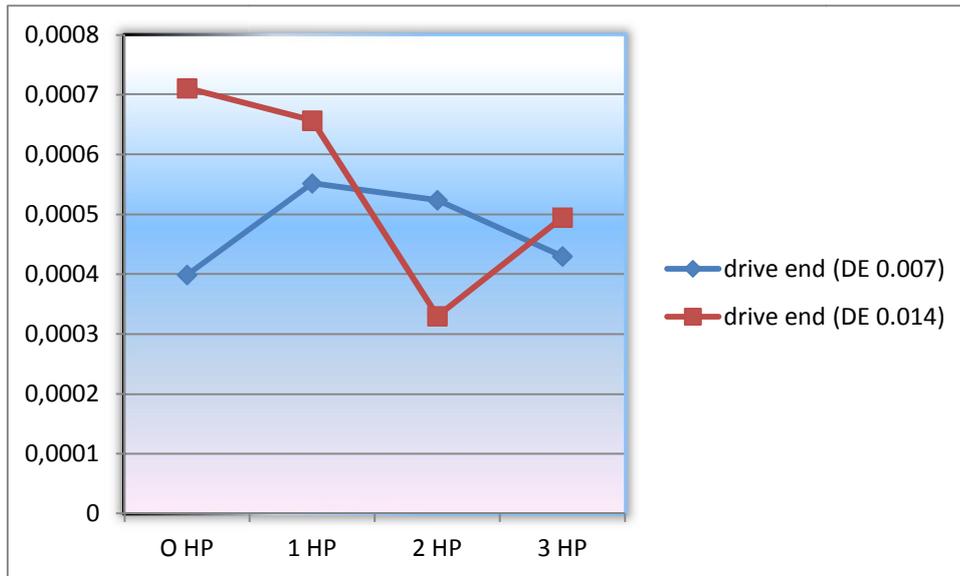


Figure III.37 : La différence de défauts côté accouplement pour différentes charges sur la bille.

- D'après les figures (III.35 et III.36) : on voit que les amplitudes de défaut 0.007 inches sont plus que celle de 0.014 inches.
- La figure (III.37) : on voit que le bruit affecte les amplitudes de la bille.

III.5 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté deux approches de diagnostic de défaut de roulements. La première repose sur l'utilisation des indicateurs scalaires qui utilisent les grandeurs temporelles. Lors de cette étude, nous avons trouvé l'impuissance de ces indicateurs de discerner entre un roulement sain et un autre avec défaut de bille. Cette limitation nous a poussés à pencher vers l'analyse spectrale.

Conclusion générale

Depuis la Révolution Industrielle, la maximisation de la production a été la principale préoccupation de l'industrie, et les scientifiques et les chercheurs ont également été impliqués dans la perception des systèmes de commande machine . L'évolution croissante des machines électriques tournantes dans les secteurs industriels oblige certains utilisateurs à se prémunir contre l'apparition d'un défaut provoquant le plus souvent un arrêt intempestif de la machine .Les techniques d'analyse des signaux sont discutées ainsi que leurs applications sur les roulements de type SKF avec des défauts distincts dans ce cas: le défaut de la bague intérieure et le défaut de la bague extérieure et le défaut de la bille .

Dans ce mémoire nous avons intéressé au diagnostic des défauts lié aux roulements. Le roulement est l'un des éléments essentiels, dont on ne peut jamais négliger l'importance est l'élément le plus susceptible de tomber en panne dans une machine tournante, ce qui oblige une détection et un diagnostic précoce de ces pannes. Le travail présenté s'inscrit dans le cadre de la maintenance préventive des machines tournantes.

Le premier chapitre de notre travail permet de donner une idée générale sur la Géométrie et la conception des roulements et leurs fréquences caractéristiques sont présentées, on avait aussi cité les différents types des roulements et les défauts qui peuvent les affecter en indiquant les de chaque défaut.

Le deuxième chapitre se réfère aux principes de base de l'analyse des vibrations appliquées au dispositif asynchrone. En outre, nous avons examiné les principales techniques d'analyse des vibrations utilisées pour détecter les défauts des roulements de deux façons: le temps et la fréquence.

Les travaux du troisième chapitre de cette étude ont été élaborés à partir d'expérimentations réalisées sur un banc d'essai, on a traités les signaux mesuré par différentes méthodes d'analyse vibratoire tel que : analyse temporelle (le facteur crête (FC), le facteur (K) et le kurtosis (KU)) et analyse spectrale qui est la transformée de Fourier, on avait fait une simulation sous Matlab dans le but d'extraire des signatures spectrales d'un roulement à l'état sain (fonctionnement normal), et à l'état défaillant. Une comparaison a été faite entre le spectre de référence et les spectres des états défaillants afin de suivre l'évolution de chaque défaut d'un élément de roulement en fonction de son diamètre.

Bibliographies et références

- [1] Bouamama Mohamed et al.,(2015). Détection des défauts des roulements par analyse spectrale. <https://www.researchgate.net/publication/336923175>, 8 ,1.
- [2] CHAIB Sid Ali et BOUSSAIDI Azeddine (2015-2016). DETECTION ET CARACTERISATION DES DEFAUTS DES ROULEMENTS PAR L'ANALYSE SPECTRALE. Thèse de master publiée. Université M'hamed BOUGARA Boumerdes.
- [3] Q. Meng, L. Qu, Rotating machinery fault diagnosis using Wigner distribution, *Mechanical Systems and Signal Processing*, pp 155-166, 1991.
- [4] Gilles DUDRAGNE, Daniel GIRODIN'application of a new model for calculating the fatigue life of rollig bearings.SNR-roulement.1999.
- [5] www.skf.com/skf/support/html/dictionary.
- [6] M. Mauret, "Classement et caractéristiques des roulements," *Techniques de l'ingénieur*, 1990.
- [7] A. H. Bonnett, "Cause and analysis of bearing failures in electrical motors," in *Petroleum and Chemical Industry Conference, 1992, Record of Conference Papers., Industry Applications Society 39th Annual*, 1992, pp. 87–95.
- [8] J. Tanguy, D. Chambellan, and R. Pommet, *Apparatus for determining bone mineral content*. 1992.
- [9] M. Moret, *Roulements et butées à billes et à rouleaux*. Ed. Techniques Ingénieur, 1990.
- [10] Trajin, B. (2009). "Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la detection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entrainements asynchrones. Application a la

surveillance des roulements a billes”, Doctoral dissertation, Institut National Polytechnique de Toulouse-INPT.

[11] “Roulement a bille et a rouleaux. (2007),document NTN (for new technologie network) corporation. CAT. NO. 2202-VIII/F.

[12] C. Breneur, Eléments de maintenance préventive de machines tournantes dans le cas de défauts combinés d’engrenages et de roulements, Thèse doctorat, INSA de Lyon, 2002.

[13] Thomas, M. &. (2002). “Fiabilité, maintenance prédictive et vibration des machines. Université du Québec, École de technologie supérieure. Livre.

[14] B. Li, M. Y. Chow, Y. Tipsuwan, J. C. Hung, Neural-Network-Based motor rolling bearing fault diagnosis, IEEE Transactions on Industrial Electro-nics, vol. 47, no. 5, Octobre 2000, pp. 1060-1069.

[15] B. Trajin, J. Regnier, J. Faucher, Bearing fault indicator in induction machine using stator current spectral analysis, Power Electronics Machine and Drives Conference, Avril 2008, pp. 592-596.

[16] J. R. Stack, T. G. Habetler, R. G. Harley, Fault classification and fault signature production for rolling element bearings in electric machines, IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 40, no. 3, Mai-Juin 2004, pp. 735-739.

[17] T. C. Lim, R. Singh, Vibration transmission through rolling element bearings, part II: System studies, Journal of Sound and Vibration, vol. 139, no. 2, Juin 1990, PP. 201-225.

[18] B. Mevel, Comportement dynamique des roulements `a billes, Thèse de doctorat de l’Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1992.

[19] H. Ohta, K. Kobayashi, Vibrations of hybrid ceramic ball bearings, Journal of Sound and Vibrations, vol. 192, no. 2, 1996, pp. 481-493.

[20] S. A. McInerny, Y. Dai, Basic vibration signal processing for bearing fault detection, IEEE Transactions on Education, vol. 46, no. 1, Février 2003, pp. 149-156.

[21] “Mechanical Vibration—Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-rotating Parts—Part 1: General Guidelines”, ISO 10816-1:1995(E), 1995

[22] “Mechanical Vibration—Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-rotating Parts—Part 3: General Guidelines”, ISO 10816-3:1998(E), 1998.

[23] David Hochmann and Eric Bechhoefer. “Envelope Bearing Analysis: Theory and Practice”, Goodrich Corporation. Fuel Utility Systems .100 Panton Road Vergennes, VT 05491 USA

[24] Donald Howieson. (February 2003), “Vibration Monitoring: Envelope Signal Processing Using Envelope Signal Processing in Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings”, JM02020. Diagnostic Instruments, Inc. 14 pages.

[25] Ing. X. MILISEN, Dr Ir V. LENAERTS .GRAMME - “Comparaison de différentes méthodes de détection de défauts dans les roulements”, (2006), Liège. Revue Scientifique des ISILF n°20.

[26] james l. crowley, «TRAITEMENT DU SIGNAL» ,8 octobre 2001.

[27] ADBI ZOHRA (2010), « étude des effet vibratoires sur la durée de vie de roulement a rouleaux » Mémoire de magister présenté à BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA.

[28] Serge Dos Santos «COURS DE TRAITEMENT DU SIGNAL» École Nationale d’Ingénieurs du Val de Loire Année 2008-2009.

- [29] Document réalisé par : Jacky DUMAS (01dB-STELL (Groupe MVI technologies Version Février 2001.
- [30] F. Axisa. Modélisation des systèmes mécaniques. Vol. II : systèmes continus. Hermès Science Publications, Paris, 2001.
- [31] Pr. DJELOUAH Hakim,(2006-2007). VIBRATIONS ET ONDES, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediène ,DJELOUAH Hakim
- [32] Hichem KHEDDOUCI et Amine MEBAREK « Analyse des Défauts des Machines Tournantes par Analyse Vibratoire » Mémoire d'ingénieur d'état Université de BOUMERDES, 2010.
- [33] Alain BOULENGER ET Christian PACHAUD. « Surveillance des machines par Analyse des vibrations » Livre, Edition Dunod - Paris, 2009.
- [34] Youcef RAHMANI et Nabil BIBA « Analyse vibratoire sur une machine tournante » Mémoire MASTER de l'université de BEJAIA, 2011.
- [35] Baptiste TRAJIN « Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones » THESE de doctorat, Institut National Polytechnique de TOULOUSE. 2009.
- [36] Alain BOULENGER ET Christian PACHAUD. « Surveillance des machines par Analyse des vibrations » Livre, Edition Dunod - Paris, 2009.
- [37] Alain BOULENGER ET Christian PACHAUD. « Surveillance des machines par Analyse des vibrations » Livre, Edition Dunod - Paris, 2009.
- [38] Ammar MEDOUED « surveillance et diagnostic des défauts des machines Électriques » THESE de doctorat, université de SKIKDA. 2012.
- [39] Rafik BENMERAD « outils de diagnostic appliqué à la machine asynchrone triphasé . À cage d'écureuil » Mémoire MAGISTER, université de CONSTANTINE, 2006.

- [40] R. Bigret, J. L. Féron, C. Pachaud, *Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes - modèles, mesurages, analyses des vibrations*, Masson, Paris, 1995.
- [41] TOUAFEK Ishak « Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : Comparaison de L'EMD et des ondelettes(WT) » mémoire magister. Université Ferhat Abbas Sétif 2011
- [42] Xiaohong Yuan, LilongCai, Variable amplitude Fourier series with its application in gearbox diagnosis, Part I: Principle and simulation, *Mechanical Systems and Signal Processing* 19 (2005) 1055–1066.
- [43] D. Augeix, *Analyse vibratoire des machines tournantes*, Techniques de l'Ingénieur, réf. BM 5 145, Janvier 2001.
- [44] F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet, L. Rasolofondraibe, *Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals*, *Control Engineering Practice*, vol. 12, no. 2, Février 2004, pp. 181-190.
- [45] J. P. Dron, F. Bolaers, L. Rasolofondraibe, *Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction : application to the detection of defects in ball bearings*, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 270, no. 1-2, Février 2004, pp. 61-73.
- [46] G. Didier, *Modélisation et diagnostic de la machine asynchrone en présence de défaillances*, Thèse de doctorat de l'université Henri Poincaré, Nancy-I, Octobre 2004.
- [47] S. M. Kay, *Modern Spectral Estimation : Theory and Application*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1988.
- [48] F. Castanié, *Analyse spectrale*, Hermes, Paris, 2003.