

Université Mohamed Khider de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie Département de génie électrique

MÉMOIRE DE MASTER

Sciences et Technologies Electromécanique Electromécanique

Réf.:..

Présenté et soutenu par :

Nadji Ihab Mohamed Anes Riguet Islam

Diagnostic des défauts du moteur asynchrone dans le domaine temporel

Jury:

Dr.	DERGHAL Hamid	MAA	Université de biskra	Rapporteur
Dr.	MEGHRBI Ahmed Chaouki	MCA	Université de biskra	Président
Pr.	ZOUZOU Salaheddine	PR	Université de biskra	Examinateur

Année universitaire: 2019 - 2020



Université Mohamed Khider de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie Département de génie électrique

MÉMOIRE DE MASTER

Sciences et Technologies Electromécanique Electromécanique Réf.:..

Présenté et soutenu par :

Nadji Ihab Mohamed Anes

Riguet Islam

Diagnostic des défauts du moteur asynchrone dans le domaine temporel

Présenté par : Avis favorable de l'encadreur :

Nadji Ihab Mohamed Anes DERGHAL Hamid signature

Riguet Islam

Avis favorable du Président du Jury

Dr. MEGHRBI Ahmed Chaouki

Signature

Cachet et signature

Dédicace

Je dédie ce travail à mon cher père et ma chère mère qui grâce à eux je suis arrivée à ce niveau.

A ma chère sœur, et toute la famille Nadji et Mecidi

Toutes mes amies et mes camarades

Mon binôme Islam

Toute la promotion (2019/2020) électromécanique

A toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près pour la réalisation de ce travail.

Nadji Ihab Mohamed Anes

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mes très chère parents qui mon soutenues pendant toute mon existence, qui sont ma fierté et mon exemple.

Mes frres et Mes sœurs

Tous mes amis(es), particulièrement BEKOUCH, MAJDI, RAHIM.

A mon binôme ANES.

A toutes les personnes qui ont contribué de loin ou de près pour la réalisation de ce travail.

Riguet Islam

Remerciement

Tout d'abord nous remercions Dieu qui nous a aidés à élaborer notre mémoire.

Nous exprimons nos profondes gratitude à notre encadreur Dr. Hamid Derghal pour nos avoir dirigé ce travail, nous le remercions pour la qualité de ses conseils, sa patience et son aide tout au long de notre thèse.

Nos remerciements tous nos professeurs dans le département du génie électrique pour son aides et ces conseils durant notre cursus universitaire, et à tous les membres de jury qui ont bien voulu juger et examiner le présent mémoire.

Nous remercions toute personnes ayant contribues de près ou de loin au bon déroulement de ce travail.

Résumé

Le diagnostic des défauts mécaniques de la machine tournante 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. Ce travail s'inscrit dans la thématique de la surveillance et diagnostic des défauts mécaniques et plus particulièrement des défauts de roulements.

Les défauts des roulements est l'une des principales causes de défaillance dans les machines tournantes. La technique la plus utilisée pour la surveillance et le diagnostic des roulements est l'analyse des vibrations. Cette technique connait 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 la transformation des ondelettes

L'objectif de ce travail est d'étudier l'influence des paramètres suscités sur la sensibilité des indicateurs scalaires, qui sont des outils d'aide au diagnostic des défauts simulés sur les roulements.

Mots clés : diagnostic, vibration, analyse vibratoire, roulement, transformation des ondelettes, indicateurs scalaires, défaut.

Abstract

The diagnosis of mechanical faults in rotating machinery by vibration analysis has evolved considerably in recent years thanks to advanced signal processing techniques. These techniques now make it possible to detect the existence of a defect at an early stage, to identify its nature, to determine its seriousness, and to follow its evolution. This work is part of the theme of monitoring and diagnosing mechanical faults and more particularly bearing faults.

Defects in bearings are one of the main causes of failure in rotating machinery. The most widely used technique for monitoring and diagnosing bearings is vibration analysis. This technique is very successful for the monitoring of rotating machines.

This work presents the results of an experimental study on the application of the vibratory measurements of the bearing by different methods: temporal analysis and the transformation of wavelets.

The objective of this work is to study the influence of the parameters generated on the sensitivity of the scalar indicators, which are tools to aid in the diagnosis of simulated defects on bearings.

Keywords: diagnosis, vibration, vibration analysis, rolling, wavelet transformation, scalar indicators, defect.

ملخص

تطور تشخيص الأعطال الميكانيكية في الآلات الدوارة عن طريق تحليل الاهتزاز بشكل كبير في السنوات الأخيرة بفضل تقنيات معالجة الإشارات المتقدمة. تتيح هذه التقنيات الآن الكشف عن وجود خلل ما في مرحلة مبكرة، وتحديد طبيعته، وتحديد شدته ومتابعة تطوره. هذا العمل هو جزء من موضوع مراقبة وتشخيص الأعطال الميكانيكية وبشكل خاص أخطاء المدحرجات.

تعتبر العيوب في المدحرجات أحد الأسباب الرئيسية لفشل الآلات الدوارة. الأسلوب الأكثر استخدامًا لرصد وتشخيص المدحرجات هو تحليل الاهتزاز. هذه التقنية ناجحة جدًا في مراقبة الآلات الدوارة

يعرض هذا العمل نتائج دراسة تجريبية حول تطبيق القياسات الاهتزازية للحمل بطرق مختلفة: التحليل الزمني وتحويل الموجات.

الهدف من هذا العمل هو دراسة تأثير المعلمات المتولدة على حساسية المؤشرات العددية، وهي أدوات تساعد في تشخيص أخطاء المدحر جات المحاكاة.

الكلمات المفتاحية: التشخيص، الاهتزاز، تحليل الاهتزاز المدحرجات، التحول الموجى، المؤشرات العددية، الخلل.

Liste des figures

	Chapitre	I :	Diagnostic	des	machines	tournante	:
--	----------	------------	------------	-----	----------	-----------	---

Figure. (I.1): Eléments d'une machine tournante	(4)
Figure. (I.2) : Elément de roulement -montage de roulement avec un élément	(5)
Figure. (I.3): Machine à courant continu	(6)
Figure. (I.4): Machine synchrone	(6)
Figure. (I.5): Machine asynchrone	(7)
Figure. (I.6): Quelques causes de balourd	(8)
Figure. (I.7): Image de balourd statique	(8)
Figure. (I.8): Image de balourd de couple	(9)
Figure. (I.9): Désalignement angulaire et parallèle	(9)
Figure. (I.10): mouvais serrage mécanique et leur image vibratoire	(10)
Figure. (I.11): Défaut d'engrenage	(10)
Figure. (I.12) : Diffèrent méthodes d'analyse	(11)
Chapitre II : Chapitre II : L'analyse vibratoire :	
Figure. (II.1): Naissance d'une vibration.	(16)
Figure. (II.2): Exemple d'une vibration et description de ses caractéristiques	(17)
Figure. (II.3): Vibration harmonique	(18)
Figure. (II.4): Vibration périodique	(19)
Figure. (II.5): Vibration apériodique	(19)
Figure. (II.6): Exemple de diagnostic	(21)
Figure. (II.7): Instrumentations pour l'analyse vibratoire	(22)
Figure. (II.8): Points de mesure	(22)
Figure. (II.9): Surveillance On line et Off line	(23)
Figure. (II.10): Etats de la machine en fonction de la vitesse de vibration	(23)
Figure.(II.11): Algorithme de Mallat unidimensionnel	(27)
Figure. (II.12): Décomposition en multi-niveaux	(28)

Chapitre III : Diagnostic des roulements par l'analyse vibratoire dans le domaine temporel :
Figure. (III.1): Principaux éléments constitutifs d'un roulement(31)
Figure. (III.2) : roulement a une rangé de billes a contact oblique(33)
Figure. (III.3): Roulement à rotule sur deux rangées de billes(33)
Figure. (III.4): Roulement a une rangée de rouleaux cylindriques(33)
Figure. (III.5): Roulement à aiguille(34)
Figure. (III.6): charge supportées par les roulements(34)
Figure. (III.7) : différentes type de défaillances des roulements(36)
Figure. (III.8): photos représentant les différents défauts de roulements. (a)- Usure généralisée (b)- Cage détériorée (c)-Corrosion (d)- Présence de cratères (e)- Écaillage (f)- Fissure et cassure (g)- Grippage (h)- Traces d'empreintes
Figure. (III.9) : géométrie et dimensions d'un roulement(38)
Figure. (III.10): Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête(40)
Figure. (III.11) : Évolution de TALAF en fonction du diamètre du défaut(41)
Figure. (III.12) : Évolution de TALAF en fonction du diamètre du défaut(42)
Chapitre IV : Diagnostic des roulements par l'analyse vibratoire dans le domaine temporel :
Figure. (IV.1) Le banc d'essai (WCRU)(44)
Figure. (IV.2) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure(45)
Figure. (IV.3) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(45)
Figure. (IV.4) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bille(46)
Figure. (IV.5) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure(46)
Figure. (IV.6) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bille(47)
Figure. (IV.7) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(47)
Figure. (IV.8) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bille(48)
Figure. (IV.9) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(48)

Liste des figures

Figure. (IV.10) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure(49)
Figure. (IV.11) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure(49)
Figure. (IV.12) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bille(50)
Figure. (IV.13) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(50)
Figure. (IV.14) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure(51)
Figure. (IV.15) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bille(51)
Figure. (IV.16) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(52)
Figure. (IV.17) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure(52)
Figure. (IV.18) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bille(53)
Figure. (IV.19) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure
Figure.(IV.20) :Décomposition ondelette de niveau3 du signal sain(54)
Figure. (IV.21) : Décomposition ondelette de niveau3 du signal avec défaut IR(55)
Figure.(IV.22) : Énergie moyenne contenue dans les sous-bandes de fréquences 1, 2, 3 et 4 pour les données de vibration pour les paliers à roulement (a) sans aucun défaut, (b) défaut IRF, (c) défaut BF, (d) défaut ORF

Liste des tableaux

Tableau (I.1): Différentes techniques d'analyse de l'état d'une machine tournant	(13)
Tableau (II.1): les différents indicateurs temporels	(26)
Tableau. (III.1) : les pourcentages des causes des défauts	(37)
Tableau. (III.2) : les résultats de facteurs de crête	(39)
Tableau. (III.3): Tableau de classement des machines par a port les résultats de RMS	(40)
Tableau. (III.4) : Critère de sévérité du kurtosis	(41)
Tableau. (III.5) : Critère de sévérité du skewness	(41)
Tableau : (IV.1). Sous-bandes de fréquences pour la décomposition DWT de troisième nive	eau(54)

Introduction générale	1)
Chapitre I : Diagnostic des machines tournante :	
Introduction	4)
1. Machine tournante(4)
1.1 Le rotor(4	4)
1.2 La structure(4	4)
1.3 Les liaisons(5	5)
2. Types des machines tournantes(5)
2.1 Machines à courant continu (MCC)(6)
2.2 Machines Synchrones (MS)(6)
2.3 Machines Asynchrones (MAS)(7	7)
3. Les défauts des machines tournante	7)
3.1 Balourd(7)
a. Balourd statique(8	5)
b. Balourd de couple(9	9)
3.2 Désalignement(9)
3.3 Défauts d'un mauvais serrage mécanique(9	9)
3.4 Engrènement(1	0)
3.5 Les défauts de roulements(1	0)
4. Classement « VIS » des machines(1	1)
5. Les méthodes de diagnostic(1	.1)
6. Les différentes techniques d'analyse(1	2)
7. Choix d'une technique d'analyse(1	2)
Conclusion(14)
Chapitre II : L'analyse vibratoire :	
Introduction(1	6)
I. Généralité sur les vibrations	

1. Définition d'une vibration(16)
2. Naissance d'une vibration(16)
3. Caractéristiques de vibration(17)
a. Fréquence(17)
b. Amplitude(17)
c. Phase(17)
4. Nature d'une vibration(18)
4.1 Vibration harmonique(18)
4.2 Vibration périodique(18)
4.3 Vibration apériodique(19)
5. Les grandeurs de mesure(19)
5.1 Déplacement(19)
5.2 Vitesse(20)
5.3 Accélération(20)
6. Vibration des machines tournantes(20)
II. Analyse vibratoire
II. Analyse vibratoire 1. Analyse vibratoire(20)
•
1. Analyse vibratoire(20)
1. Analyse vibratoire

8.1 Algorithme de Mallat	(27)
Conclusion.	(29)
Chapitre III : Diagnostic des roulements par l'analyse vibratoire dans temporel :	s le domaine
Introduction	(31)
1. Géométrie et constitution d'un roulement	(31)
1.1 La bague extérieure	(32)
1.2La bague intérieure	(32)
1.3 La cage	(32)
1.4 Les éléments roulants	(32)
2. Différents types des roulements	(32)
2.1Roulement à une rangée de billes oblique	(32)
2.2 Roulement à rotule sur deux rangées de billes	(33)
2.3 Roulement à une rangée de rouleaux cylindriques	(33)
2.4 Roulement à aiguille	(34)
3. Charge supportées par les roulements	(34)
4. Choix du roulement	(34)
5. Durée de vie d'un roulement	(35)
6. Défaillance des roulements	(35)
a. Endommagement primaire	(35)
b. Endommagement secondaire	(35)
7. Cause des défauts	(37)
8. Fréquences caractéristiques pour les défauts d'un roulement	(37)
a. Défaut de la bague interne	(38)
b. Défaut sur la bague externe	(38)
c. Défaut de l'élément roulant	(38)
9. Méthode de détection les défauts des roulements	(39)
9.1 Principe de la mesure	(39)
9.2 Indicateurs scalaires	(39)
a. Facteur crête	(39)
b. RMS	(40)

c. Kurtosis	(41)
d. Skewness	(41)
e. TALAF et THIKAT	(41)
Conclusion.	(42)
Chapitre IV : Application sur la base de données (WCRU)	
Introduction	(44)
1. Le banc d'essai	(44)
2. Extraction des indicateurs temporels	(45)
2.1 RMS	(45)
2.2 Kurtosis	(46)
2.3 Skewness.	(48)
2.4 Facteur de crête	(49)
2.5 Thikat	(51)
2.6 Talaf	(52)
3. La Transformée en ondelette discrète	(54)
Conclusion	(56)
Conclusion général	(57)
Référence	(60)
ANEXXE	

Liste des abréviations

MCC Machines à courant continu

MS Machines Synchrones

MAS Machines Asynchrones

Ac Amplitude crête

Acc L'amplitude crête à crête

Aeff L'amplitude efficace

RMS Root Mean Squar

RMS0 (Root Mean Squar) d'un roulement sain

FC Facteur de crête

KU Kurtosis

 σ L'écart type

F Fréquence du mouvement

w Vitesse angulaire ou pulsation de mouvement $(2\pi f)$

 φ Phase de mouvement par rapport à un repère dans le temps

K Le facteur K

SK Skewness

EMD Décomposition Modale Empirique

EEMD Décomposition Modale Empirique d'Ensemble

Introduction Générale:

Les machines tournantes sont des composants essentiels dans les systèmes industriels et de production d'énergie. La disponibilité et la fiabilité des machines sont cruciales pour garantir une alimentation et une transmission de puissance fiables. Une défaillance prématurée peut entraîner des pertes économiques substantielles.

Dans ce contexte, la surveillance et le diagnostic des machines tournantes sont devenus un outil efficace pour détecter de façon précoce les défauts et en suivre 1'évolution dans le temps.

La maintenance des machines nécessite une bonne compréhension des phénomènes liés à l'apparition et au développement des défauts. Détecter l'apparition d'un défaut à un stade précoce et suivre son évolution présente un grand intérêt industriel. En effet, il existe un vaste choix de techniques utilisées dans la surveillance des machines telles que : l'émission acoustique, l'analyse vibratoire, la thermographie et l'analyse des huiles.

L'analyse vibratoire est très importante dans le domaine de la surveillance et du diagnostic des organes mécaniques dans les machines tournantes. Elle extrait des informations concernant l'état de fonctionnement de ces dernières en utilisant des méthodes du traitement du signal.

L'analyse vibratoire est couramment utilisée pour le diagnostic des machines tournantes et fait appel à des outils de traitement du signal qui ont vu leur champ d'application s'élargir d'année en année. 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 (le facteur de crête et kurtosis, valeur efficace....) et la technique des ondelettes.

L'un des problèmes les plus importants parmi ceux que pose la maintenance par analyse vibratoire est celui du diagnostic des roulements (les pièces les plus sensibles dans une machine tournante). On retrouve ces composants mécaniques dans de nombreuses machines tournantes comptes tenus de leur simplicité et leur capacité à éviter les frottements mécaniques. La détection de pannes de ces roulements se fait en analysant les vibrations enregistrées avec des accéléromètres mis en place pour le diagnostic.

Nous allons faire une étude sur une expérience qui a été élaboré au niveau de l'université de « CASE WESTERN RESERVE » en prenant en considération les donnée de cette dernière recueillis sur des roulements avec plusieurs défauts, et la contribution de la méthode temporel et la technique des ondelettes pour la détecter et l'identification des défauts.

Ce travail a pour but d'appliquer le traitement de signal dans la maintenance industrielle, en faisant un diagnostic pour la détection et la caractérisation des défauts qui peuvent affecter les différents éléments de roulements par la méthode d'analyse vibratoire dans le domaine temporel ont appliqué les inducteurs scalaires (Kurtosis, Facteur de crête, et Valeur efficace ...) et la technique des ondelettes. Sur les signaux sains et défaillants.

Introduction Générale

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres répartis comme suit :

Le premier chapitre porte sur une étude bibliographique sur les machines tournantes dans laquelle, nous présentons leurs différents types et leurs principaux défauts, ainsi que les différentes techniques utilisées au diagnostic de ces défauts.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons un aperçu théorique sur les vibrations et l'analyse vibratoire. Ensuite, nous présentons la méthode temporelle et la technique des ondelettes et son principe et ses caractéristiques.

Dans le troisième chapitre on décrira les constituants principaux d'un roulement, on détaillera ses modes de défaillance et les fréquences caractéristiques des défauts et comment faire leur diagnostic par rapport les indicateurs scalaire.

Dans le quatrième chapitre nous allons choisir la méthode temporelle et la technique des ondelettes. Pour faire le traitement de signal pour le diagnostic et la détection des défauts, dans cette partie nous étudierons quelques signaux des roulements à l'état défaillant et on les compare avec celui de l'état sain afin de détecter et identifier les défauts liés aux roulements et suivre l'évolution de ce dernier. Il est à noter que les signaux des roulements qu'on va utiliser ont été pris du banc d'essai Américain « CASE WESTERN RESERVE ».

Chapitre I : Diagnostic des machines tournantes

Introduction:

Les machines tournantes jouent un rôle souvent stratégique dans un procédé de fabrication ce qui exige le choix d'une bonne procédure, de garder et de maintenir les machines industrielles dans un bon état de fonctionnement et d'augmenter leur durée de vie et ainsi économiser beaucoup de temps et d'argent concernant leur maintenance. Pour cela, la connaissance des organes mécaniques et de leurs défauts aide à atteindre ce but.

L'objectif de ce chapitre est de donner un aperçu théorique sur les machines tournantes dans laquelle, nous présentons leurs différents types et leurs principaux défauts, ainsi que les différentes techniques utilisées au diagnostic de ces défauts.

1. Machine tournante:

Une machine est un ensemble des pièces mécaniques, hydrauliques ou électriques concourant à exercer une ou plusieurs fonctions données et, en particulier, l'application d'une force modulée ou non, destinée à vaincre une résistance ou à assurer un mouvement avec ou sans transmission de force.

Les machines tournantes sont des systèmes dans lesquels on peut distinguer : un rotor, une structure et des liaisons [1].

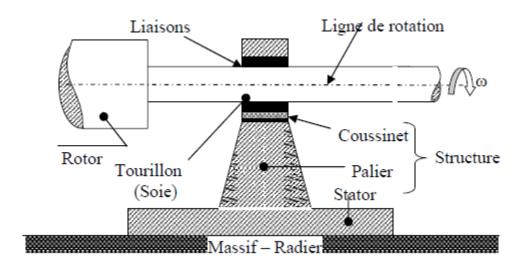


Figure. (I.1): Eléments d'une machine tournante. [1]

1.1 Le rotor :

Est une structure dont les éléments tournent autour d'une ligne de rotation définie en fonction de l'état mécanique de ce dernier, en général distincte d'un axe (ligne droite). Le rotor fabriqué avec plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique...) réalise une Fonction bien définie :

(Manipulation fluide, de solide, parcours dans un champ électromagnétique...etc.) [1].

1.2 La structure :

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants :

Les coussinets : ils sont de faible dimension au droit des tourillons des rotors. Des bagues, Peuvent être substituées aux coussinets (roulements).

Les paliers : relient les coussinets (bagues) au stator.

Le stator : (enveloppe de la machine) il contient les éléments essentiels, à savoir les circuits magnétiques dans les machines électriques, les ailettes pour les turbomachines.

Le massif : il peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes Terrestres. Dont les massifs sont liés au radier.

Le radier : c'est un élément spécifique au système. Il assure la liaison entre le massif et Le sol et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes [1].

1.3 Les liaisons :

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage des rotors. Les liaisons sont classées dans trois ensembles : à fluide, à roulements, magnétique.

Les liaisons fluides : ce sont les paliers lisses, en fait c'est l'huile de lubrification qui Constitue la liaison entre le rotor et le coussinet. Pendant le fonctionnement, des rotors montés sur des paliers lisses, c'est à l'huile de lubrification (de grande viscosité) d'apporter plus d'amortissement indispensable au fonctionnement tranquille des machines tournantes.

Les liaisons à roulements : la bague intérieure est montée sur le rotor et la bague extérieure. Dans le palier la liaison s'organise par un épilâmes entre les billes et les bagues figure (I.2).

Les liaisons magnétiques : sont utilisées dans les machines-outils, les machines des satellites, celles de la médecine, les volants d'inertie embarqués pour la restitution d'énergie [1].

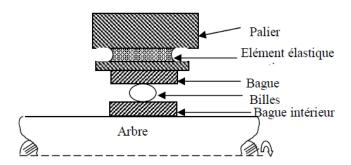


Figure. (I.2) : Elément de roulement -montage de roulement avec un élément amortisseur [1].

2. Types des machines tournantes :

Dans le domaine des machines électriques, il existe quelques principes généraux de fonctionnement. La classification classique fait apparaître les grandes familles suivantes :

- Machines à courant continu.
- Machines synchrones et alternateurs.
- Machines asynchrone.

2.1 Machines à courant continu (MCC) :

Une machine à courant continu est une machine électrique. Il s'agit d'un convertisseur électromécanique permettant la conversion bidirectionnelle d'énergie entre une installation électrique parcourue par un courant continu et un dispositif mécanique selon la source d'énergie.

- En fonctionnement moteur, l'énergie électrique est transformée en énergie mécanique.
- En fonctionnement générateur, l'énergie mécanique est transformée en énergie électrique

(elle peut se comporter comme un frein). Dans ce cas elle est aussi appelée dynamo.

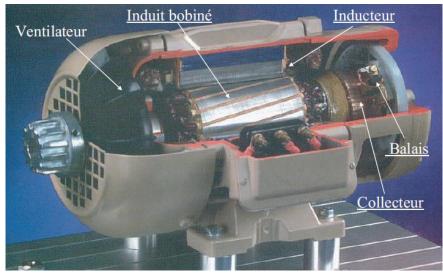


Figure. (I.3): Machine à courant continu.

2.2 Machines Synchrones (MS):

Le terme machine synchrone regroupe toutes les machines dont les vitesses de rotation de l'arbre de sortie sont égales à la vitesse de rotation du champ tournant. Pour obtenir un tel fonctionnement, le champ magnétique rotorique est généré soit par des aimants, soit par un circuit d'excitation à courant continu.

Les machines synchrones sont réversibles et donc peuvent fonctionner en Générateur et Moteur. Une machine synchrone est utilisée surtout comme génératrice de courant alternatif dans les centrales électriques mais elle est aussi largement utilisée comme moteur ainsi que comme Compensateur synchrone qui en réalité est un moteur synchrone fonctionnant à vide.

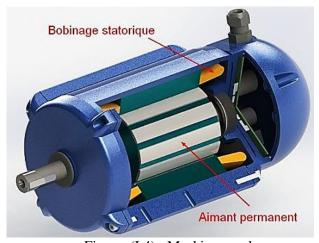


Figure. (I.4): Machine synchrone.

2.3 Machines Asynchrones (MAS):

Le stator de la machine asynchrone est analogue à celui d'une machine synchrone. Il existe deux types de rotor pour les machines asynchrones

- Le rotor bobiné en court-circuit.
- Le rotor en cage d'écureuil.

Le principe de fonctionnement des moteurs asynchrones est différent bien qu'il exploite le même champ tournant que les moteurs synchrones. Le rotor ne tourne pas en synchronisme avec le champ magnétique, il tourne moins vite, on dit qu'il est asynchrone [2].

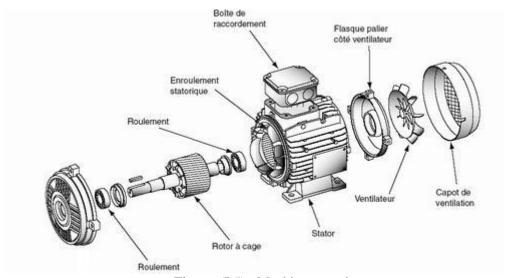


Figure. (I.5): Machine asynchrone.

3. Les défauts des machines tournante :

Dans les machines tournantes les organes les plus sensibles sont les engrenages, les roulements et les arbres.

3.1 Balourd:

C'est la cause de vibration la plus commune et la plus fréquente rencontrée. Ce phénomène se produit à la vitesse de rotation, et peut être causé par une mauvaise répartition spatiale des masses dans la structure, entraînant un déplacement du centre de gravité en dehors de l'axe géométrique du rotor de la machine tournante [3]. La force engendrée par le balourd est une fonction de la masse, et du rayon du cercle, sur lequel le rotor tourne. Elle est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation. Le phénomène de balourd, se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation [9].

Un défaut de balourd est donc relevé par :

- Une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale.
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux sur le même palier de rotor.
- Prépondérance de l'amplitude liée à la fréquence de rotation. Le déphasage entre les deux composantes d'ordre 1 de la fréquence de rotation sur le même palier, selon deux directions radiales orthogonales, est de 90°.

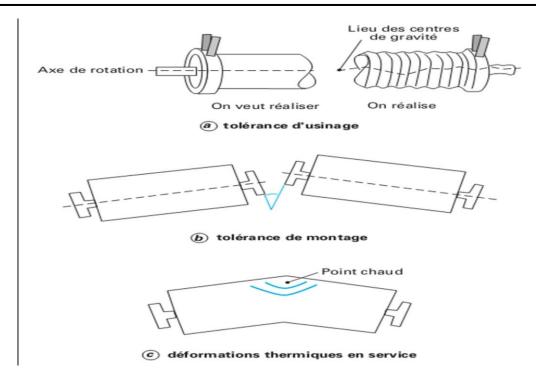


Figure. (I.6): Quelques causes de balourd. [5]

a. Balourd statique:

Le balourd statique est la condition de déséquilibre où l'axe central principal est décalé parallèlement au centre de rotation.

Le balourd statique, peut être décelé en plaçant la pièce ouvrière sur des tranchants de couteaux parallèles. Le coté lourd du rotor se déplacera vers le bas.

Le balourd statique, peut souvent être décelé en comparant l'amplitude et la phase de vibration du palier ou de l'arbre aux bouts du rotor. On a trouvé des lectures d'amplitude et de phase de

vibration identiques mesurées aux paliers ou à chaque bout de l'arbre.

Ce type de balourd peut être corrigé en ajoutant ou en enlevant du poids dans un seul plan de correction.

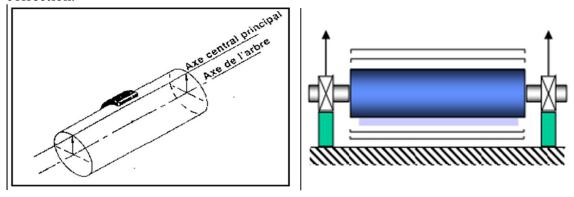


Figure. (I.7): Image de balourd statique [6].

b. Balourd de couple :

Le couple est toute simplement deux forces parallèles égales agissant en direction opposée, mais sur la même ligne droite.

Le balourd à chaque extrémité du rotor, mais sur des côtés opposés de la ligne du centre de rotation, crée un déséquilibre de couple.

Le balourd de couple devient apparent seulement lorsque la pièce est en rotation, et peut souvent être identifié en comparant les lectures d'amplitude et de phase de vibration du palier au de l'arbre à chaque bout de rotor.

Les lectures d'amplitudes sont égales, mais les lectures de phase seront en désaccord de 1800. Contrairement au balourd statique, qui peut être corrigé sur un seul plan, le balourd de couple ne peut être corrigé qu'en faisant des corrections d'équilibre sur deux plans.

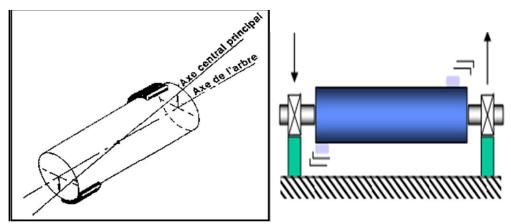


Figure. (I.8): Image de balourd de couple [6].

3.2 Désalignement :

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

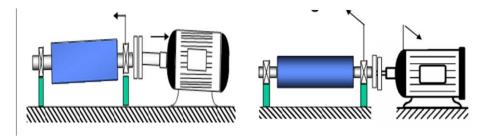


Figure. (I.9) : Désalignement angulaire et parallèle

3.3 Défauts d'un mauvais serrage mécanique :

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

Une analyse du déphasage entre deux mesures prises orthogonalement sur un même palier permet de différencier une anomalie due à un balourd (force tournante), d'un défaut de serrage ou d'une déformation du support (force directionnelle due à la contrainte).

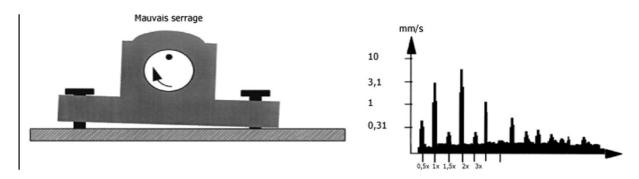


Figure. (I.10): mouvais serrage mécanique et leur image vibratoire.

3.4 Engrènement :

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

Un défaut d'engrenage provoque des vibrations à la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents (feng= N1*f1=N2*f2). [7]



Figure. (I.11): Défaut d'engrenage.

3.5 Les défauts de roulements :

Les roulements jouent le rôle d'interface électromécanique entre le stator et le rotor. En outre, ils représentent l'élément de maintien de l'axe de la machine permettant d'assurer une bonne rotation du rotor. Dans l'article [8], l'auteur présente la plupart des défauts survenant dans les roulements des moteurs à induction ainsi que les raisons de leur vieillissement. Comme il a été présenté précédemment, ce type de défaut est le plus fréquent sur les machines de fortes puissances. Il est généralement lié à l'usure du roulement et plus précisément une dégradation des billes, ou de la bande de roulement. Ses causes possibles :

- l'usure due au vieillissement.
- la température de fonctionnement élevée.
- la perte de lubrification
- l'huile contaminée (par des paillettes métalliques issues de la dégradation des billes ou de bande de roulement)
- le défaut de montage
- les courants d'arbres (Shaft Current).

4. Classement « VIS » des machines :

Afin de ne pas surveiller inutilement des machines qui n'ont pas une importance capitale, les industriels établissent souvent le classement suivant [9] :

- machines Vitales: machines non doublées dont la panne entraîne l'arrêt de la production. Les frais et les délais de remise en état sont importants. Les pertes de production sont inacceptables.
- machines Importantes: machines doublées ou non dont la panne entraîne une baisse sensible de la production. Les frais et délais de remise en état sont importants, les pertes de production aussi.
- machines Secondaires : machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

5. Les méthodes de diagnostic :

La surveillance d'un équipement de machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation ou de performance, il existe différentes techniques d'analyse (figure) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc...

Le choix de l'indicateur dépend du type de machine à étudier et du type de défaillance que l'on souhaite détecter. Pour les machines tournantes, un indicateur de type vibratoire permet de détecter la plupart des défauts, on établit une courbe d'évolution de l'indicateur au cours du temps. Sur cette courbe, on définit différents seuils correspondant à un niveau d'alerte, à une alarme, à un niveau de défaillance, ces niveaux sont établis soit par expérience soit en appliquant une norme pour les roulements, on utilise des abaques de sévérité vibratoire pour définir les différents seuils [10].

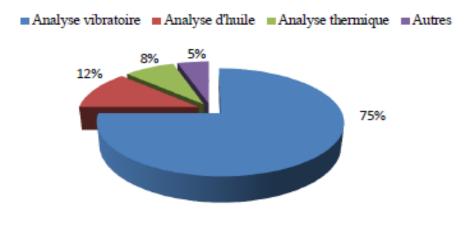


Figure. (I.12): Diffèrent méthodes d'analyse

6. Les différentes techniques d'analyse : [10]

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

7. Choix d'une technique d'analyse :

Chaque méthode a son champ d'application privilégié. Par exemple, l'analyse vibratoire convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquences déterminées (situées généralement entre quelques Hertz et plusieurs dizaines de KHz). Elle couvre aussi les défauts spécifiques aux roulements (à plus hautes fréquences). Au-delà de 20 KHz, il est souvent préférable d'utiliser un contrôle par ultrasons ou par émission acoustique. L'analyse acoustique se limite à la détection de bruits dans les fréquences audibles, mais lorsque la dégradation d'un roulement se manifeste en une fréquence audible, il est souvent trop tard pour intervenir. L'analyse d'huile consiste principalement à analyser les particules présentes dans l'huile, ce qui va révéler une usure anormale d'un ou plusieurs organes. Elle doit être appliquée dans le cas de machines où l'huile joue un rôle primordial et lorsque l'analyse des débris d'usure est significative.[11]

	Principaux avantages	Principales limitations	Champs d'application privilégiée
Analyse vibratoire	 détection de défauts à un stade précoce possibilités de réaliser un diagnostic approfondi autorise une surveillance continue permet de surveiller l'équipement à distance (télémaintenance) 	 spectres parfois difficile à interpréter dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses 	- détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc) et de sa structure.
Analyse d'huile	- détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement - possibilités de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules	 ne permet pas de localiser précisément le défaut nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	- contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrifiant, analyse des éléments d'usure.
Thermo graphie IR	 permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation interprétation souvent immédiate des résultats 	- détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire - contrôle limité à ce que « voit » la caméra (échauffements de surface) - ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi	- détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de de lubrification en particulier)
Analyse acoustique	 permet de détecter l'apparition des défauts audibles autorise une surveillance continue 	 sensibilité au bruit ambiant diagnostic souvent difficile à réaliser problèmes de répétabilité des mesures 	- détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau (I.1): Différentes techniques d'analyse de l'état d'une machine tournante.

Conclusion:

Généralement la maintenance jeu un rôle fondamental dans le monde industriel, tel que la prévention des installations, la prolongation de durée de vie des équipements et la prévision des pannes qui peut protéger l'entreprise contre les arrêts non programmés. La connaissance de nos machines et leur importance dans la chaîne de production, ainsi la nature de chaque pièce nous aide à choisir la meilleure stratégie de maintenance convenable pour éviter au maximum les pannes.

Le principe de l'analyse vibratoire est basé sur l'idée que les machines tournantes en fonctionnement engendrent des défauts tel que, un balourd un désalignement, un défaut de roulement, un écaillage de dents d'engrenage, qui donnent des signaux vibratoires très compliqués.

Dans ce chapitre, nous avons présenté un aperçu théorique sur les principaux défauts des machines tournants et leurs méthodes de diagnostic, notamment l'analyse vibratoire qui sera détaillé dans le prochain chapitre.

Chapitre II : L'analyse vibratoire

Introduction:

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 approprie des défauts, d'éviter la casse et de n'intervenir sur une machine qu'au bon moment et pendant des arrêts programmes de production.

Dans ce chapitre on présente généralité sur les vibrations et l'analyse vibratoire dans le domaine temporelle.

I. Généralité sur les vibrations :

1. Définition d'une vibration :

La norme ISO 2041 «VIBRATION ET CHOCS –VOCABULAIRE (AOUT 1990)» définit la vibration par : "Vibration avec le temps de l'intensité d'une grandeur caractéristique d'un mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternée (grande et petite) par rapport à une certaine valeur moyenne de référence".

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient autour d'une position moyenne, dite position d'équilibre, si l'on observe le mouvement d'une masse suspendue à un ressort on constate qu'il se traduit par :

- Un déplacement : la position de la masse varie de part et d'autre du point d'équilibre ;
- Une vitesse de déplacement : variation du déplacement par rapport au temps ;
- Une accélération : variation de la vitesse par rapport au temps.

2. Naissance d'une vibration :

Une vibration est créée lorsque l'on déplace la masse (la boule) de sa position d'équilibre à une position maximale. Si l'on considère que le mouvement n'est pas amorti, la boule vibrera indéfiniment entre ses deux positions maximale et minimale.

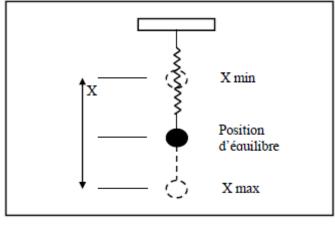


Figure. (II.1): Naissance d'une vibration.

3. Caractéristiques de vibration :

Une vibration se caractérise principalement par sa fréquence, son amplitude et sa nature.

a) Fréquence:

• **Définition** : la fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné, lorsque l'unité de temps choisie et la seconde, la fréquence s'exprime en hertz (Hz).

Une vibration qui se produira 50 fois par seconde aura donc une fréquence de 50 hertz.

L'Hertz est la fréquence d'un phénomène périodique dont la période est 1 seconde.

• Relation entre fréquence et période :

Si la fréquence f d'un phénomène est de 50 hertz, c'est-à-dire 50cycle par seconde, la durée de cycle (ou période T) est de 1/50e de seconde, Ainsi : f =50hz T= 1/50e

La fréquence f est donc l'inverse de la période T: f=1/T. (II.2)

• Unités:

Si l'unité normalisée (unité SI) de la fréquence est le hertz (Hz) en rencontre parfois des valeurs exprimées en CPM (cycles par minute) ou RPM (révolutions par minute).

b) Amplitude:

• Définition :

On appelle amplitude d'une onde vibratoire la valeur de ses écarts par rapport au point d'équilibre. On peut définir :

- L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelle amplitude crête(Ac) au niveau crête.
- L'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête (Acc) ou niveau crête a crête.
- L'amplitude efficace (Aeff), aussi appelée RMS (Root Mean Squar) ou niveau efficace.

c) Phase:

La phase est définie comme étant «la position d'une pièce en vibration à un moment donné en référence à un point fixe ou une autre pièce en vibration».

- La vitesse est déphasée de $\pi/2$ par rapport au déplacement vibratoire.
- L'accélération vibratoire est déphasée de $\pi/2$ par rapport à la vitesse vibratoire et de π par rapport au déplacement vibratoire.

En pratique, la mesure de phase offre un moyen simple de comparer un mouvement de vibration par rapport à un autre, ou bien, de déterminer comment une pièce vibre relativement à une autre pièce.

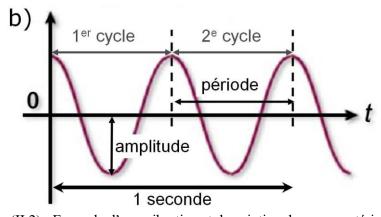


Figure. (II.2): Exemple d'une vibration et description de ses caractéristiques.

4. Nature d'une vibration :

Les vibrations mécaniques sont des mouvements oscillants autour d'une position moyenne d'équilibre. Ces mouvements oscillants, caractéristiques de l'effort qui les génère, peuvent être, soit périodiques, soit apériodique (c'est-à-dire transitoires ou aléatoire) selon qu'ils se répètent ou non, identiquement à eux même après une durée déterminée.

Une machine tournante quelconque en fonctionnement génère des vibrations que l'on peut classer de la façon suivant :

4.1 Vibration harmonique:

Une vibration harmonique est une vibration dont le diagramme amplitude – temps est représenté par une sinusoïde.

Le meilleur exemple d'une vibration harmonique est celle génère par le balourd d'un rotor en mouvement.



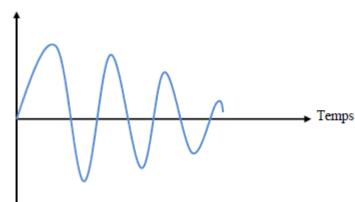


Figure. (II.3): Vibration harmonique.

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = X_0. \sin(wt + \varphi) \qquad (II.3)$$

Avec:

w : vitesse angulaire ou pulsation de mouvement $(2\pi f)$

f : fréquence du mouvement.

 $\boldsymbol{\varphi}$: Phase de mouvement par rapport à un repère dans le temps.

4.2 Vibration périodique :

Correspondre à un mouvement sinusoïdal pur comme celui d'un diapason ou, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser.

Les mouvements sinusoïdaux élémentaires sont appelés « composantes harmoniques » et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement étudié qui est appelée «fréquence fondamentale» ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1. [12]

Une vibration périodique est telle qu'elle se reproduit exactement après un certain temps appelé période.

Une telle vibration est créé par une excitation elle- même périodique.

C'est le cas plus fréquent rencontré sur la machine.

Une vibration périodique est la composée de plusieurs vibrations harmoniques.

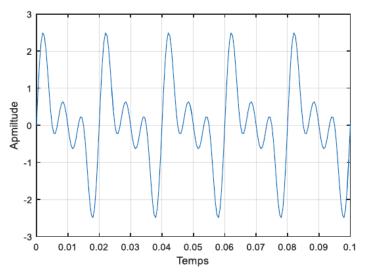


Figure. (II.4): Vibration périodique.

Elle est d'écrit par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=1}^{n} [Xi \sin(Wi t + \varphi i)]$$
 (II.4)

4.3 Vibration apériodique :

Est telle que son comportement temporel est quelconque, c'est-à-dire que l'on n'observe jamais de reproductibilité dans le temps, c'est le cas des chocs qu'enregistre sur quelques systèmes.

Elle est décrite par l'équation :

$$X(t) = \sum_{i=0}^{n} [Xi \sin(Wi \ t + \varphi)] \quad (\text{II.5})$$

wo .w₁w_n sont des multiples de wo

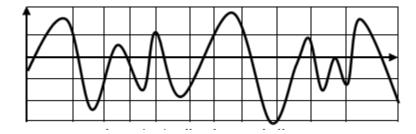


Figure. (II.5): Vibration apériodique.

5. Les grandeurs de mesure :

Une vibration mécanique peut être mesurée selon les trois grandeurs suivantes [12,13] :

- Déplacement.
- vitesse.
- accélération.

5.1 Déplacement :

Grandeur vectorielle qui définit le changement de position d'un corps ou point matériel par rapport à un système référence.

5.2 Vitesse:

Vecteur qui représente la dérivée de déplacement par rapport au temps.

$$V(t) = \frac{s(t)}{dt}$$
 (II.5)

5.3 Accélération:

Dérivée de la vitesse par rapport au temps.

$$A(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2v}{d^2t}$$
 (II.6)

Les relations entre ces grandeurs dans le cas d'une vibration harmonique sont :

$$s(t) = s.\sin(\omega t)$$
 (II.7)

$$s' = v(t) = s.\omega \sin(\omega t) = s.\omega \sin(\omega t + \frac{\pi}{2})$$
 (II.8)

$$s'' = a(t) = sw^2 \sin(\omega t) = s\omega^2 \sin(\omega t + \pi)$$
 (II.9)

- -Les grandeurs de déplacements pour détecter des phénomènes à basse-fréquence.
- Les grandeurs d'accélérations pour détecter des phénomènes à haute-fréquence.
- Les grandeurs de vitesses pour détecter des phénomènes à large gamme.

6. Vibration des machines tournantes :

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante.

Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers s'usent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent.

Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée.

C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement.

II. Analyse vibratoire:

1. Analyse vibratoire: [14]

L'analyse vibratoire est un des moyens utilisés pour suivre la santé des machines tournantes en fonctionnement. Cela s'inscrit dans le cadre d'une politique de maintenance prévisionnelle de l'outil de production industrielle.

Les objectifs d'une telle démarche sont de :

- réduire le nombre d'arrêts sur casse
- fiabiliser l'outil de production
- augmenter son taux de disponibilité
- mieux gérer le stock de pièces détachées, etc.

Une machine tournante en fonctionnement engendre forcément l'apparition d'efforts plus ou moins variables. Ces efforts peuvent être cause de défaillances ultérieures comme ils peuvent être conséquence de défaillances antérieures.

Les vibrations des machines sont considérées comme la réponse de la fonction de transfert de leurs structures aux différents efforts auxquels elles sont sollicitées.

La surveillance des vibrations de ces structures peut permettre donc de déceler l'apparition d'efforts perturbateurs à un stade précoce, permettant par la même occasion, de détecter ou d'avorter l'apparition de défaillances. En plus de son efficacité, la facilité relative de son installation rend l'analyse des signaux vibratoires une des techniques les plus utilisées pour la surveillance et le diagnostic des défauts des machines tournantes.

Lors de l'acquisition de l'information vibratoire, le choix des éléments constitutifs de la chaine de mesure ne doit pas être négligé, et ce afin de pouvoir enregistrer des signaux englobant l'information vibratoire la plus complète. Les techniques d'exploitation et de traitement des signaux vibratoires diffèrent d'un cas à l'autre en fonction de la dynamique et de la cinématique de la machine surveillée ainsi que de la nature des défauts soupçonnés. Dans les sections suivantes, seront décrites dans cet ordre la chaine de mesure des signaux vibratoires ainsi que les principales techniques de leurs exploitations.

Les vibrations ressenties ou mesurée sur une machine ne sont en fait que la réponse de la structure à la somme des excitations internes ou externes.

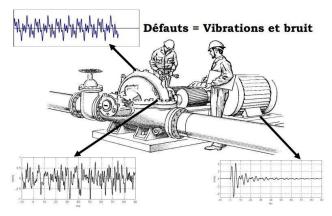


Figure. (II.6): Exemple de diagnostic.

2. Capteur des vibrations :

Chaque grandeur physique de vibration, déplacement, vitesse, accélération, est mesurable par le capteur adéquat, choisi selon l'application et la machine :

• Sonde de déplacement : modulation par la distance sonde – rotor, de courants de Foucault induits par la sonde. La carter est percé ; la vibration en est relative. La gamme est limitée aux bases fréquences. utilisée pour la sécurité et la surveillance des paliers lisses.

- **Vélocimétrie :** oscillation d'un aiment et f.e.m induit dans la bobine ; la vibration en mm/s est absolue. La gamme de fréquence est limitée aux moyennes fréquences. Robuste il est utilisé pour la sécurité d'arbre.
- **Accéléromètre :** compression/cisaillement piézoélectrique d'une céramique, la vibration en m/s² est absolue. La gamme s'étende jusqu'aux hautes fréquences. Universel, il permet aussi de couvrir les défauts de roulements.

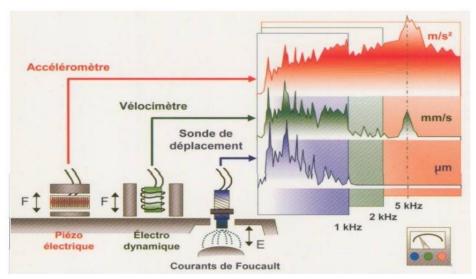


Figure. (II.7): Instrumentations pour l'analyse vibratoire.

3. Les points de mesure :

La plupart des vibrations de machines sont issues des parties tournantes ou oscillantes. Elles peuvent être d'origine mécanique, électromagnétique, hydraulique, etc. Elles sont transmises à la structure par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des paliers, et aux fondations par l'intermédiaire des fixations. On conçoit aisément que les meilleurs points de mesurage dans le cadre de la maintenance des machines sont les paliers et qu'il serait déraisonnable de prendre des mesures sur le cadre.

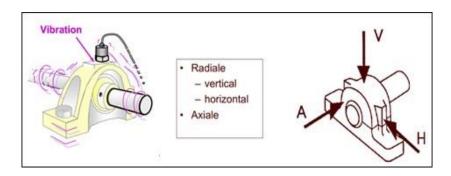


Figure. (II.8): Points de mesure.

4. Stratégie de mesurage :

Les signaux sortant des capteurs doivent être enregistrés et traité par un collecteur et analyseur des vibrations. On distingue alors deux types de surveillances :

Surveillance Permanente « ON-LINE » : par acquisition automatique, son rôle est d'assurer la sécurité de machine dangereuse, mais aussi de prévenir les avaries vitales pour la production.

Surveillance périodique (OFF-LINE): par collecte de données, le but est de prévoir les pannes et d'éviter l'opération de maintenance inutile. Un seul appareille permet de surveiller de nombreuses machines, on utiliser alors un collecteur de données.

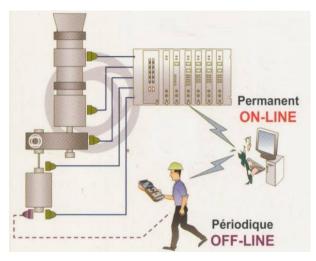


Figure. (II.9): Surveillance On line et Off line.

5. Norme de vibration mécanique : [14]

De nombreuses normes couvrent les paramètres vibratoire des machines tournantes (ISO, NF, VDI, API...), selon l'application et le type de machine. Certains paramètres de mesurage sont définis et des limites fixées, par exemple de 10 Hz (soit ≥600tr/min) à1000Hz pour l'évaluation des vibrations. Suivre ses directives doit, dans la plupart de cas, assure un fonctionnement satisfaisant.

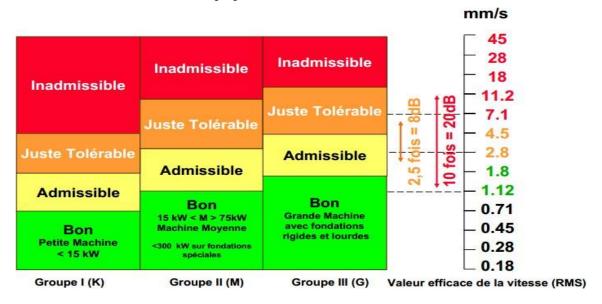


Figure. (II.10): Etats de la machine en fonction de la vitesse de vibration.

6. Analyse dans le domaine temporel :

L'analyse des signaux vibratoires dans le domaine temporel est l'une des techniques les plus faciles et les moins couteuses. L'information contenue dans le signal vibratoire engendre des variations d'amplitude et de temps lors d'apparition d'un défaut. Par exemple la périodicité d'un pique d'amplitude peut indiquer une certaine anomalie du système. Ainsi, l'approche temporelle est appropriée pour des vibrations périodiques engendrées par un défaut produisant des impulsions périodiques. Cependant, l'analyse des courbes de deux signaux vibratoires : l'un sain et l'autre en défaut peut révéler une différence des deux formes, mais cela n'indique pas la cause exacte du défaut, sa nature et sa gravité. D'ailleurs, certaines machines génèrent de fortes vibrations lors de son opération. Lorsque ces machines développent un défaut progressif, son évolution s'accroît constamment dans le temps tandis que l'augmentation du niveau des vibrations est difficile à percevoir. Si le niveau de gravité de ce défaut est bas, il est difficile à détecter les symptômes de ce défaut par les variations enregistrées sur la courbe du signal vibratoire.

Les systèmes mécaniques comme les roulements et les engrenages avec défauts localisés révèlent des caractéristiques qui ne peuvent pas être estimées dans le domaine temporel. Les caractéristiques de ces systèmes, définies comme aléatoires et non-déterministes, ne sont pas facilement cernées mais elles peuvent être estimées par des indicateurs statistiques qui offrent la possibilité de suivre l'aggravation du défaut. [15]

7. Indicateurs classiques :

Dans le cadre d'une surveillance par indicateurs statistiques, il est possible d'utiliser les grandeurs de déplacement, de vitesse ou d'accélération de la vibration. Pour cela, des paramètres comme le RMS (Root Mean Square ou Valeur Efficace), la valeur crête et l'énergie du signal vibratoire ont été largement utilisés, mais ils ne renseignent pas sur l'état de dégradation du système. [16] De ce fait, d'autres indicateurs sont apparus à partir du RMS et de la valeur crête. Il s'agit du facteur crête, kurtosis et du facteur de forme (skewness), qui sont actuellement les indicateurs scalaires les plus fréquents dans les applications industrielles.[17] Ils fournissent d'assez bons résultats pour la détection des défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques à savoir ceux des roulements et d'engrenages. [18]

a. La valeur efficace (RMS):

La valeur efficace ou la valeur RMS (Root Mean Square), noté xRMS est l'indicateur scalaire le plus couramment utilisé, il permet de mesurer l'énergie moyenne du signal, il est utilisé pour détecter des dissipations d'énergie anormalement élevées accompagnant la naissance d'un défaut. La RMS est la racine carrée de la moyenne quadratique du signal vibratoire temporel discrétisé x(n) de longueur N et de moyenne empirique x.

xRMS =
$$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (x(i)^2)}{N}}$$
 (II.10)

Malheureusement la valeur efficace n'évolue pas de manière significative au cours de la première phase de dégradation, il ne commence à croître que pendant la deuxième phase de dégradation. Ceci rend la détection précoce impossible et représente un inconvénient majeur dans la maintenance prédictive. De plus l'augmentation du niveau de bruit peut entraîner une mauvaise interprétation de la valeur RMS.

b. Facteur crête:

Contrairement à la valeur efficace, les indicateurs spécifiques comme le facteur crête est mieux adapté pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles telles que les écaillages de roulements. Le facteur crête est défini comme étant le rapport entre la valeur crête, noté xpeak, et la valeur efficace.

$$xFC = \frac{x \text{ peak}}{x \text{ RMS}}$$
 (II.11)

Le facteur crête a l'avantage de détecter le défaut dès son apparition et donne une information très précoce de la prédiction. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'un début d'écaillage apparait. Ceci est dû à la présence des chocs dans le signal vibratoire.

c. Kurtosis:

Le kurtosis est un indicateur qui permet de caractériser le degré d'aplatissement d'une distribution ce qui permet la détection précoce d'un défaut de roulement.

Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes du signal recueilli est gaussienne ce qui entraine une valeur de kurtosis proche de 3. Lorsqu'un défaut apparaît, sa valeur devient supérieure à 3.

La détection de défaut de roulement par le kurtosis peut être réalisée dans différentes bande de fréquences liées aux résonnances de la structure.

$$xKU = \frac{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}[x(i)-x]^{4}}{\sigma^{4}}$$
 (II.12)

Avec σ est l'écart type.

Il est à noter que dans le cas d'une forte détérioration du roulement, l'allure de la distribution de l'amplitude redevient gaussienne avec xKu voisin de 3 et la valeur RMS augmente sensiblement. Comme pour le facteur crête, il y a lieu de tenir compte simultanément de l'évolution des deux indicateurs : Kurtosis et valeur RMS.

d. Le facteur K:

Le facteur K d'un signal est défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$xK = x \ PEAK \times x \ RMS = xPEAK \times \sqrt{\frac{1 \ \sum_{i=1}^{N} x(i)^2}{N}}$$
 (II.13)

L'interprétation du facteur crête se fait au travers de son évolution au fur et à mesure de la dégradation du roulement. La valeur du facteur *K* augmente avec l'usure du roulement.

e. Skewness:

C'est le moment d'ordre 3, il est donné par

$$xSK = \frac{\sum_{i=1}^{N} [x(i) - x]^3}{(N-1)\sigma^3}$$
 (II.14)

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

f. Talaf et Thikat:

En plus des indicateurs conventionnels, deux autres ont été développé, permettant une meilleure connaissance de l'état du dispositif étudier, ces indicateurs sont:

$$TALAF = \log[ku + \frac{RMS}{RMS0}]$$
 (II.15)

$$THIKAT = \log[(ku)^{CF} + (\frac{RMS}{RMS0})^{Peak}]$$
 (II.16)

Crête (Peak)	$Peak = sup_{1 < i < N} x_i $
RMS	$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} (x_i - \bar{x})^2}$
Facteur crête	$Fc = \frac{Peak}{RMS}$
Kurtosis	$Ku = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} (x(n) - \bar{x})^2\right]^2}$
Skewness	$Skewness = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} (x_i - \bar{x})^3}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} (x_i - \bar{x})^2\right]^{3/2}}$
TALAF	$Talaf = log \left[kurtosis + \frac{RMS}{RMS_0} \right]$
THIKAT	$Thikat = log \left[(kurtosis)^{Fc} + \left(\frac{RMS}{RMS_0} \right)^{Peak} \right]$

Tableau (II.1): les différents indicateurs temporels.

8. Techniques des ondelettes:

Une ondelette $\psi(t)$ est une fonction de moyenne nulle :

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \psi(t)dt = 0$$
 (II.17)

Cette dernière est dilatée avec un paramètre d'échelle (s), et translatée par (u) :

$$\psi_{u,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \Psi(t - u/s)$$
 (II.18)

La transformée en ondelettes continue (TOC) utilise des ondelettes dont l'enveloppe rétrécit avec l'échelle, tandis que le nombre d'oscillations reste constant. En effet l'opération de changement d'échelle de facteur (s) est équivalente à une homothétie du paramètre u sur l'axe des temps de (1/s) sur celui des amplitudes. Dans ce cas, on obtient une largeur de bande qui augmente avec la fréquence, avec une résolution fréquentielle relative constante

La transformée en ondelettes de la fonction (f) à l'échelle (s) et la position (u) est calculée en corrélant f avec un atome d'ondelette :

Wf (u, s) =
$$\int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \frac{1}{\sqrt{s}} \psi$$
 (t -u/s) dt (II.19)

La transformée en ondelettes a donc une résolution temps fréquence qui dépend de l'échelle (s), sous la condition:

$$C_{\psi} = \int_0^{+\infty} \frac{|\psi(\omega)|^2}{\omega} d\omega < +\infty$$
 (II.20)

La transformée en ondelettes discrète est issue de la version continue, à la différence de cette dernière, la TOD utilise un facteur d'échelle et une translation discrétisée. On appelle transformée en ondelettes discrète dyadique toute base d'ondelettes travaillant avec un facteur d'échelle s=i/2. L'analyse en multi-résolution permet d'analyser un signal en différentes bandes de fréquences, ce qui permet une vue de la plus fine à la plus grossière. Soit ϕ la fonction échelle. Elle doit être dans L^2 et ayant une moyenne non nulle. On forme une base de fonctions d'échelle pour tout $i \in Z$ comme suit:

$$\varphi_{i,i(t)} = 2^{-i/2} \varphi (2^{-i} t-j)$$
 (II.21)

Et de la même manière, la base d'ondelette est

$$\psi_{i,j(t)} = 2^{-i/2} \psi (2^{-i} t - j)$$
 (II.22)

Le facteur d'échelle dyadique mène à:

$$\Phi(t) = \sum_{j} 2h(j)\varphi(2t - j) \quad , \quad \psi(t) = \sum_{j} 2g(j)\varphi(2t - j) \quad (II.23)$$

Les équations précédentes représentent la décomposition de la fonction échelle et de l'ondelette en combinaisons linéaires de la fonction échelle à la haute résolution directement. On note que h (j) et g(j) sont les filtres passe bas et passe haut respectivement lors d'une décomposition par ondelettes.

8.1. Algorithme de Mallat :

Cet algorithme est schématisé par la structure suivante :

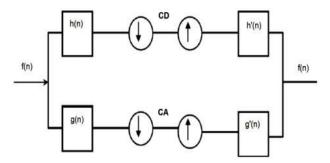


Figure. (II.11): Algorithme de Mallat unidimensionnel.

L'algorithme de Mallat permet de décomposer le signal f(n) en plusieurs niveaux comme illustré :

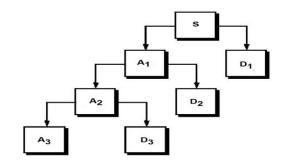


Figure. (II.12): Décomposition en multi-niveaux.

Nous obtiendrons 21 bandes de fréquence chacune avec la même largeur de bande

$$\left[\begin{array}{c} \frac{(i-1)f_n}{2} \end{array}, \frac{if_n}{2} \right]$$
 i= 1,2,..., 2^l

Telle que fn est la fréquence de Nyquist dans la bande i de fréquence. Lorsque h(n) et g(n) sont les filtres de décomposition de f (n) dans D1 et A1 respectivement. Le prochain (en second lieu) niveau de décomposition est basé sur A1 et les coefficients sont exprimés comme suit :

$$A_2$$
 (n) = $\sum_k h(k-2n) A_1$ (k) (II.24)

$$D_2$$
 (n) = $\sum_k g(k-2n)A_1$ (k) (II.25)

Quand le défaut des roulements du moteur asynchrone apparaît, l'information de défaut du signal vibratoire est incluse dans chaque bande de fréquence résultante de la décomposition en ondelettes ou en paquet d'ondelettes.

En calculant l'énergie associée à chaque niveau ou à chaque nœud de décomposition, on peut construire un outil de diagnostic très efficace. La valeur propre d'énergie de chaque bande de fréquence est définie :

$$E_{J} = \sum_{k=1}^{k=n} |D_{j,k}| (n)|^2$$
 (II.26)

Où j'est le niveau de décomposition. Basé sur la valeur propre d'énergie, le vecteur est donné par:

$$T = \left[\frac{E_0}{E}, \frac{E_1}{E}, \frac{E_2}{E}, \dots, \frac{E_{2m-1}}{E}\right]$$
 (II.27)

Tel que:

$$E = \sum_{j=0}^{2^{m}-1} |E_{j}|^{2}$$
 (II.28)

Conclusion:

Les vibrations sont les résultats des 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.

L'analyse vibratoire est très utilisée dans le domaine de la surveillance et du diagnostic des organes mécaniques dans les machines tournantes. Elle extrait des informations concernant l'état de fonctionnement de ces dernières en utilisant des méthodes du traitement du signal.

Chapitre III: Diagnostic des roulements par l'analyse vibratoire dans le domaine temporel

Introduction:

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.

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

le roulement est un organe mécanique, sa fonction est de permettre la transmission des charges (efforts) entre deux pièces en rotation relative l'une par rapport à l'autre avec un frottement très réduit. Il supporte et assure le guidage d'une charge tournante.

Dans ce chapitre, on va détailler la géométrie et la constitution du roulement, les critères du choix des roulements, les défauts principaux qui peuvent affecter un roulement et les fréquences caractéristiques des défauts et la méthode de détection des défauts de roulement par les indicateurs scalaire.

1. Géométrie et constitution d'un roulement :

La performance des roulements est directement liée à la qualité du matériau utilisé en particulier sa propreté (qualité). En effet les concentrations de contraintes liées à la géométrie du contact sont considérablement amplifiées par la présence de défauts de type inclusions non métalliques dans la zone mécaniquement sollicitée (zone de charge).

Le roulement sans glissement des éléments roulants sur les chemins (pistes) assure la transmission de la charge (l'énergie) d'une bague à une autre. Afin d'assurer un roulement parfait [19], il faut que les éléments roulants soient complètement séparés par une cage. De manière générale, les roulements sont constitués de quatre composants essentiels [20]:

- 1-La bague extérieure.
- 2-La bague intérieure.
- 3- La cage.
- 4- Les éléments roulants.

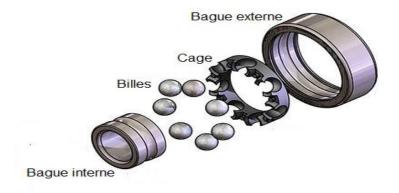


Figure. (III.1): Principaux éléments constitutifs d'un roulement.

- **1.1.La bague extérieure :** C'est l'élément qui limite les dimensions extérieures du roulement. Elle sera montée dans un logement fixe (bague extérieure fixe) ou dans un moyeu tournent (Bague extérieure tournante).
- **1.2.** La bague intérieure : Elle est montée sur un arbre fixe ou mobile. C'est-à-dire, elle est fixe si la bague extérieure est mobile, et le contraire.
- **1.3.** 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.
- **1.4.Les éléments roulants** : Ils s'agissent des billes, rouleaux et des aiguilles. Ce sont les 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.

2. Différents types des roulements :

Quel que soit la taille, la qualité et la matière utilisée pour la fabrication du roulement, les roulements sont classées de plusieurs manières. En premier lieu, ils sont classés d'après la forme des éléments roulant utilisés (roulements à billes ou à rouleaux), et ce d'après l'importance de la charge appliquée au roulement si la charge est importante, il faut choisir le roulement à rouleaux, ce type de roulement est très proche de celui à billes, la cage contenant des rouleaux au lieu de billes. Selon la forme des rouleaux il peut être possible de séparer les bagues. Le problème d'assemblage du roulement n'est alors plus le même.

Le roulement à rouleaux supporte un effort radial supérieur par rapport au roulement à billes, car le contact des éléments roulants avec les bagues est linéaire.

On utilise le roulement à rouleaux pour augmenter la surface de contact afin de minimiser les contraintes ou les pressions sur les pistes. En deuxième lieu, ils sont classés d'après la direction d'application de ces charges, à cet effet, il existe les roulements radiaux s'il s'agit' une charge radiale et des roulements axiaux (butées) dans le cas d'une charge axiale importante.

2.1. Roulement à une rangée de billes oblique :

Dans les roulements à une range de billes a contact oblique, le contact des billes sur les pistes donne une capacité de charge axiale importante. Ce type de roulement peut supporter des charges axiales pures ou des charges axiales combinées à condition que la proportion charge axiale sur charge radiale restent supérieure à une valeur qui dépend de l'angle de contact. Ce type de roulement est utilisé principalement dans les moteurs électriques verticaux avec charge axiale, paliers de butée de pompes, machine outils, roues avant d'automobiles....etc. [21]



Figure. (III.2): roulement a une rangé de billes a contact oblique.

2.2.Roulement à rotule sur deux rangées de billes :

Ce roulement comporte deux rangées de billes roulantes sur les deux pistes de la bague intérieure et dans la même piste sphérique de la bague extérieure.

Ces types des roulements sont utilisés dans les paliers de transmission et les ventilateurs centrifuges.[21]



Figure. (III.3): Roulement a rotule sur deux rangées de billes.

2.3. Roulement à une rangée de rouleaux cylindriques :

Ce roulement peut supporter des charges radiales assez élevé mais pas de charges axiales, il convient aux grandes vitesses.

L'utilisation principale de ce type des roulements est dans : les moteurs électriques, les turbocompresseurs, les ventilateurs.[21]



Figure. (III.4): Roulement a une rangée de rouleaux cylindriques.

2.4. Roulement à aiguille :

Les roulements à aiguille comportent des éléments roulants cylindriques d'un diamètre relativement petit par rapport à leurs longueurs. Ayant une faible hauteur de section, ils conviennent bien dans les applications ou l'espace radiale est limitée. Leur capacité de charge est relativement élevée.[21]



Figure. (III.5): Roulement à aiguille.

3. Charge supportées par les roulements :

Les actions mécaniques de contact exercées par les éléments roulants sur l'une ou l'autre bague sont général schématisées par des forces ou des charges.

On observe trois cas: axiale, radiale, combinée.[22]

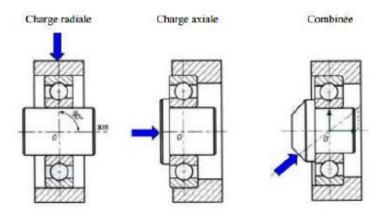


Figure. (III.6) : charge supportées par les roulements.

4. Choix du roulement : [21]

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 réaliser un choix optimal de roulement sont

- Savoir la nature, la direction ainsi que l'intensité de la charge que doit supporter le roulement.
- La vitesse de rotation du roulement.

Chapitre III : Diagnostic des roulements par l'analyse vibratoire dans le domaine temporel

- La durée de vie souhaitée (demandée).
- La température à laquelle le roulement va travailler.
- La précision de fonctionnement à fin de permettre fixé le jeu interne de chaque roulement.
- Il faut tenir en compte le mode de la lubrification, ainsi que le type du lubrifiant.
- La nature de la machine pour faire le choix du type de montage du roulement.
- La matière de l'arbre et du logement qui permettre de calculer le jeu résiduel (fonctionnel) du roulement.
- L'encombrement (l'espace) réservé au roulement.

5. Durée de vie d'un roulement :

La durée de vie d'un roulement est définie par le nombre de tours ou d'heures exigé, à une vitesse constante donnée, avant que le roulement ne montre les premiers signes de fatigue du matériau qui le compose.

La théorie d'hertz permet une estimation assez juste de cet effet. La durée de vie d'un roulement est le nombre de tours qu'il peut effectuer avant que n'apparaissent les premiers signes d'écaillage, c'est-à-dire l'altération de l'état de surface des chemins de roulement ou des éléments roulants eux-mêmes. Cet écaillage peut entraîner un grippage net de la liaison, voire la destruction du roulement et donc des pièces qu'il guide.[23]

$$Lh = (\frac{c}{p})^n \cdot \frac{10^6}{60.N}$$
 (III.1)

Avec:

Lh: Durée de vie nominale en heure de fonctionnement.

c: La charge dynamique de base (N).

p : La charge dynamique équivalente (N).

n: Exposant, n= 3 pour roulements à billes, et n=3/10 pour les roulements à rouleaux.

N : Nombre de tours par minute.

6. Défaillance des roulements :

Chaque cause de défaillance d'un roulement génère son propre endommagement caractéristique. L'endommagement en question, connu sous le nom d'endommagement primaire, donne lieu à un endommagement secondaire (écaillage et fissures) qui mène à la défaillance. Même les endommagements primaires peuvent entraîner le besoin de remplacement des roulements en raison d'un jeu interne excessif, de vibrations, de bruit, etc. Un roulement défaillant présente souvent un endommagement primaire et un endommagement secondaire.[21]

Les types d'endommagement peuvent être classés comme suit :

a. Endommagement primaire

- Usure.
- Empreintes.
- Grippage.
- Fatigue de surface.
- Corrosion.

b. Endommagement secondaire

- Écaillage.
- Fissures.
- Endommagement de la cage.

- Écaillage : Se caractérise par des traces de fissuration et d'arrachement de fragments de matière.[24]
- **Grippage** En plus de l'arrachement de matière, des traces brunes dues à l'échauffement, des déformations de corps roulants, et des micros fusions peuvent apparaître.[24]
- Empreintes de corps roulants :
 - Par déformation : Des empreintes des corps roulants apparaissent avec un fond brillant, on a retrouvé les traces de la rectification mais sans traces d'usure.
 - Par abrasion : Dans ce cas les empreintes peuvent ne pas correspondre à l'écartement des corps roulants. L'enlèvement de matière cette fois par usure due à la vibration sans rotation du roulement (faux effet Brinell), ce défaut peut apparaître sur des machines jamais mises en marche.[24]
- **Usure généralisée :** apparaissant sur des corps roulants, des pistes et des cages (Teinte grise), due à l'intrusion d'une particule abrasive.[24]
- Cratères et cannelures: Les premiers sont caractérisés par des piqûres à bords nets liées en chapelet et sont propres aux roulements à billes, quant aux cannelures propres aux roulements à rouleaux, sont caractérisées par une succession de plages étroites parallèles.[24]
- Coups, fissures, cassures: Se manifestant avec des traces visibles d'outils, et des ruptures des bagues.[24]
- Corrosion de contact : Se manifestant avec des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement.[24]
- Coloration : Due à une oxydation localisée ou généralisée elle se manifeste avec une coloration des chemins de roulement et des corps roulants. [24]
- **Détérioration des cages :** se manifestant sous plusieurs formes : déformation usure ou rupture des cages. [24]



Le grippage La coloration
Figure. (III.7) : différentes type de défaillances des roulements.

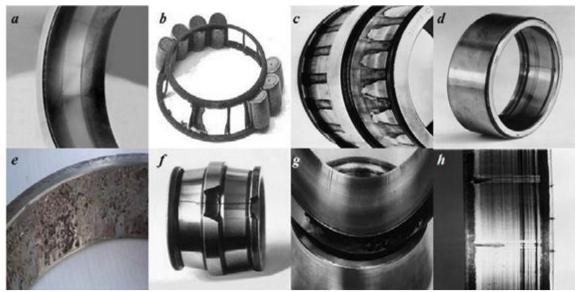


Figure. (III.8) : photos représentant les différents défauts de roulements. (a)- Usure généralisée (b)-Cage détériorée (c)-Corrosion d- Présence de cratères (e)- Écaillage (f)- Fissure et cassure (g)-Grippage (h)- Traces d'empreintes.

7. Cause des défauts :

Les roulements peuvent être endommagés par des causes externes comme:

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

Cause de défaut	%
Lubrification inadaptée (choix des lubrifiants, quantité, fréquence de lubrification,	
etc.)	
Pollution (poussière, détergents, liquides,etc.)	18%
Montage incorrect (brutal, jeu, désalignement, échauffement excessif,etc.)	10%
Fatigue (charge, contraintes)	2%

Tableau. (III.1): les pourcentages des causes des défauts.

8. Fréquences caractéristiques pour les défauts d'un roulement :

Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraine l'écaillage)...etc. Les roulements défectueux génèrent des vibrations de fréquences égales aux vitesses de rotation de chaque pièce du roulement. Ils correspondent notamment à la rotation des billes, des rouleaux ou de la cage et au passage des billes sur les bagues.

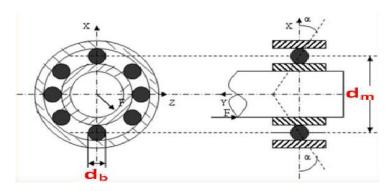


Figure. (III.9) : géométrie et dimensions d'un roulement.

- (N)Le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles).
- (d_m)Le diamètre primitif.
- (d_b)Le diamètre des éléments roulants.
- (α)Angle de contact.

Pour chaque type de roulement, et en fonction de ses cotes de fabrication, on peut considérer les fréquences caractéristiques données par les équations suivant :

a. Défaut de la bague interne :

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

$$fdbi = \frac{fr.N}{2} \left(1 + \frac{db}{dm} \cos(\alpha) \right)$$
 (III.2)

fr : fréquence de rotation :angle de contact

b. Défaut sur la bague externe :

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

$$fdbe = \frac{fr.N}{2} \left(1 - \frac{db}{dm} \cos(\alpha) \right)$$
 (III.3)

c. Défaut de l'élément roulant :

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

$$fbille = \frac{fr.dm}{2 db} \left(1 - \left(\frac{db}{dm} \cos(\alpha) \right)^2 \right)$$
 (III.4)

9. Méthode de détection les défauts des roulements :

9.1. Principe de la 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 utilisé 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 m'mécanique.

9.2.Indicateurs scalaires:

Basée sur les signaux temporels extraits des capteurs de vibration et filtrés sur certaines plages fréquentielles. Cette technique rapide, extrait des indicateurs, pour la plupart statistiques, résumant l'information contenue dans le signal et permettant de générer un repère. Le suivi d'évolution du repère donne une information plus ou moins précise et complète, sur son état de fonctionnement.

L'utilisation de ces techniques donne une première information à partir des signaux, mais nécessite d'être accompagnée par des investigations plus poussées dans le cadre du diagnostic.

Une multitude d'indicateurs existent, plus ou moins performants et adéquats pour le dépistage de certaines défaillances plus que d'autres. Les indicateurs les plus utilisés sont décrits comme suit [25].

a. Facteur crête:

Le facteur crête FC est un indicateur plus spécifique, qui permet d'observer de plus près le signal vibratoire. Le suivi du facteur crête permet un dépistage plus précoce des défauts en mesurant le rapport entre la valeur maximale du module du signal (valeur crête) sur la valeur efficace. Le facteur crête suit une distribution normale, sa valeur varie en générale entre 3 et 6, pour un fonctionnement sans défaut et peut aller au-delà de 6 dès l'apparition d'une défaillance. D'autres indicateurs ont été développés sur la base du facteur crête, tels que le facteur K, en multipliant la valeur crête par la valeur efficace ou la valeur crête à crête, mesurant l'écart entre les amplitudes des pics supérieur et inférieur

Nature de vibration	Fcrête = (Vcrête/ RMS)	Causes possibles
Périodique de type sinusoïdal ou	1.5 à 2.5	Balourd Désalignement.
complexe.		
Aléatoire de type impulsionnel.	3 à 4	Roulement en bon état.
Périodique de type impulsionnel.	>4	Roulement écaillé.

Tableau. (III.2) : les résultats de facteurs de crête.

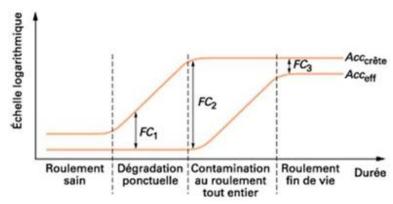


Figure. (III.10): Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête.

b. RMS:

Le RMS, nommée aussi valeur efficace ou moyenne quadratique d'un signal, Le RMS est un des premiers indicateurs utilisé en industrie, dû notamment à sa simplicité et à sa rapidité d'exécution. Une variation excessive du niveau RMS signifie en général un changement de l'état de fonctionnement et donc une défaillance. L'un des inconvénients majeurs de l'utilisation du RMS c'est qu'il donne généralement une alarme assez tardive, notamment pour le cas des défauts de roulements, où la variation du signal due à l'apparition du défaut est masquée par d'autres composantes d'amplitudes plus élevées.

CLASSEMENT PAR TAILLE DE MACHINE					
Petite (inferieur à15kw)		Moyenne (entre 15kw-75 kw)		Grande (supérieur a 75 kw)	
Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état	Vitesse mm/s RMS	L'état
0,28		0,28		0,28	
0,45	A	0,45	A	0,45	A
0,71		0,71		0,71	
1,12	_	1,12		1,12	
1,80	В	1,80	_	1,80	
2,80		2,80	В	2,80	
4,50	С	4,50		4,50	В
7,10		7,10	С	7,10	
11,20		11,20		11,20	
18,00		18,00		18,00	С
28,00	D	28,00	D	28,00	
45,00		45,00		45,00	D

Tableau. (III.3): Tableau de classement des machines par a port les résultats de RMS.

A: BON

B: ACCEPTABLE

C : ENCORE ACCEPTABLE D : NON ACCEPTABLE

c. Kurtosis:

Plus spécifique au dépistage des défauts de roulements, le kurtosis est une grandeur statistique permettant d'analyser le caractère « pointu » ou « plat » d'une distribution, et donc d'observer la forme du signal. Dérivé du moment statistique d'ordre quatre, il est définit comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevée à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Le Kurtosis approche la valeur de 3 pour un fonctionnement sans défauts de roulement, et augmente de façon remarquable dès l'apparition d'impulsions dues à la naissance d'un défaut. Le Kurtosis tend à revenir à 3 dès que la dégradation entre en phase terminale. Pour être plus efficaces le Kurtosis et le facteur crête sont calculés dans certaines bandes fréquentielles où l'effet engendré par les dégradations est plus visible.

kurtosis	Sévérité	
1.5	signal harmonique : roulement sain et Bon	
2.8 à 3.2 signal aléatoire : roulement et Passab		
3.2 à 4	Signal élevé : il a un défaut dans le roulement	
>4	roulement endommagé	

Tableau. (III.4): Critère de sévérité du kurtosis [26].

d. Skewness:

Le coefficient de dissymétrie (skewness) correspond à une mesure de l'asymétrie de la distribution d'une variable aléatoire réelle.

Skewness	Sévérité	
Négative (-)	Roulement sain	
-0 ≤skewness≤+0	Roulement passable mais il a un défaut	
Positive (+) >0	Roulement endommagé	

Tableau. (III.5) : Critère de sévérité du skewness.

e. TALAF et THIKAT:

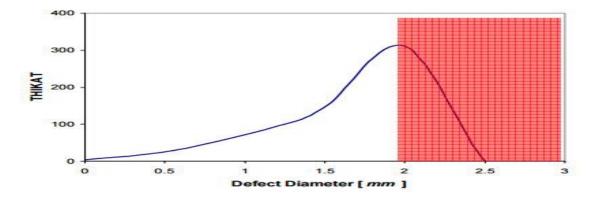


Figure. (III.11): Évolution de TALAF en fonction du diamètre du défaut.

La zone rouge représenter la dégradation du roulement et endommagé. [27]

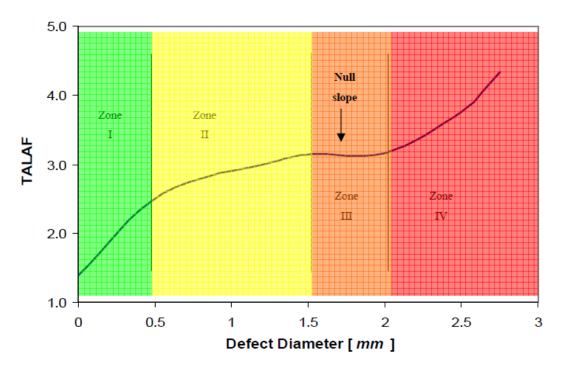


Figure. (III.12): Évolution de TALAF en fonction du diamètre du défaut.

Les roulements ont une durée de vie bien définie. Cette durée peut être divisée en quatre périodes de dégradations [27] :

- Stade 1 : une vie résiduelle supérieure à 10 %,
- Stade 2 : une vie résiduelle supérieure à 5%,
- Stade 3 : une vie résiduelle supérieure à 1%
- Stade 4 : une vie résiduelle inférieure à 0.2%.

Conclusion:

Dans ce chapitre Nous avons vu qu'il existe plusieurs types de roulements dans l'industrie, chaque type de roulements présente des caractéristiques qui dépendent de sa conception et qui la rendent plus ou moins adapté à une application donnée.

Après, on a parlé comment faire le choix du roulement et la durée de la vie du roulement Ensuite, on a détaillé les déférents défauts qui peuvent affecter les roulements, et les cause des défauts, et on a mentionné les fréquences caractéristiques du chaque défaut.

Finalement, on a vu la méthode de détection les défauts par les indicateurs scalaires.

Chapitre IV : Application sur la base de données (WCRU)

Introduction:

Ce chapitre porte sur l'application d'analyse vibratoire dans le domaine temporel et la technique des ondelettes pour la détection des défauts mécaniques dans les machines tournantes. Des signaux de roulement réels enregistrés sur un banc d'essais de l'université de Case Western Reserve.

1. Le banc d'essai :

Le banc d'essai de l'université de Case Western Reserve a pour but de réaliser les expériences nécessaires à la détection des défauts de roulements. Une schématisation de l'installation du banc d'essai est illustrée en figure (IV.1), le banc d'essai est constitué d'un moteur 2 hp (à gauche), un accouplement (au centre), un dynamomètre (à droite), et l'électronique de commande(non représentée).

Les défauts ont été provoqués pour des roulements rigides à bille de type 6205-2RS-EM-SKF, soit sur la bague intérieure, extérieure ou sur les billes par Électro-érosion appelée aussi EDM (Electrical Discharge Machining) avec des diamètres de défaut de 0,007 0,014 0,021 0,028 inch.

Les Roulements défaillants ont été réinstallés dans le moteur de test, et les données de vibration ont été enregistrées pour des charges de moteur de 0 à 2.2370 KW (vitesse moteur de 1730 à 1797 tours par minute). Les données de vibration ont été recueillies à l'aide d'un accéléromètre, qui a été placé dans la position de 12 heures à la fin de la carcasse du moteur.

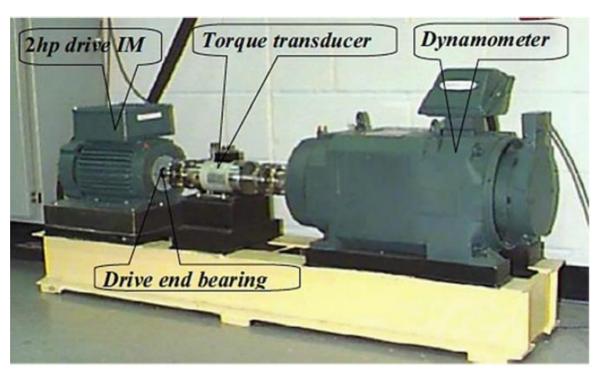


Figure. (IV.1) Le banc d'essai (WCRU).

Au cours de certaines expériences, les signaux de vibrations ont été collectés, traités et enregistrés dans un environnement Matlab.

Les données numériques ont été recueillies à 12 kHz (fréquence d'échantillonnage de signal). Pour notre étude, nous avons considéré, seulement, les signaux coté accouplement avec des défauts de roulement de diamètre 0.007 jusqu'à 0.028 inch pour la bague intérieurs et les éléments roulants, et des défauts de diamètre 0.007 et 0.014 et 0.021 inch pour la bague extérieur. La charge du moteur été de 3 hp avec une vitesse de rotation égale à 1730 tr/min.

2. Extraction des indicateurs temporels :

Pour avoir une large base de données, les indicateurs temporels [Kurtosis, RMS, skewness, facteur de crête, Talaf et Thikat] sont calculés dans dix (10) tranches issues de la décomposition de chaque signal. Il est à noter que pour la division des signaux en tranches et le calcul des indicateurs temporels un programme sous environnement Matlab est conçu pour cet objectif représenté dans l'annexe.

Les figures suivantes représentent graphiquement la variation des indicateurs temporels en fonction de diamètre de défaut affectant les organes de roulement (bague intérieure, extérieure et billes).

2.1.RMS:

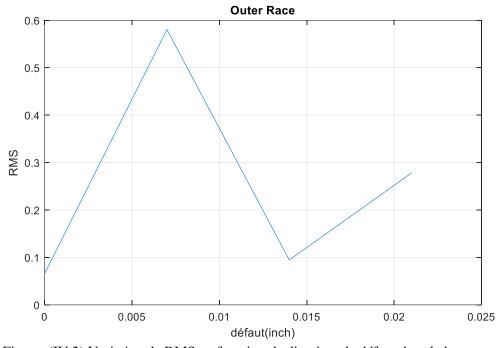


Figure. (IV.2) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

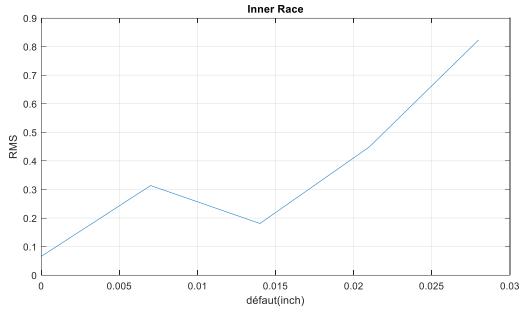


Figure. (IV.3) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

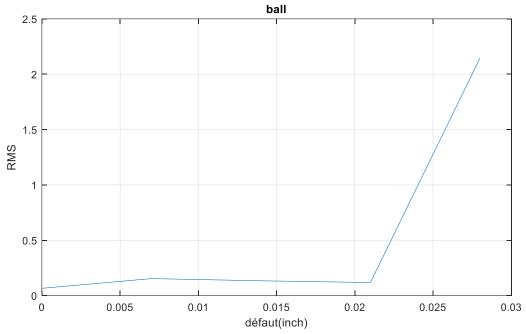


Figure. (IV.4) Variation de RMS en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

D'après les trois figures précédentes, on peut constater que le RMS est sensible à la gravité du défaut dans la bague intérieur et bille seulement pour la phase finale de dégradation, contrairement pour la bague extérieur, ou il est sensible au début de la dégradation, en effet, il est croissant jusqu'à un certain seuil ou il perde sa sensibilité et décroit . il est détecté le petit défaut sur la bague extérieure.

2.2.Kurtosis:

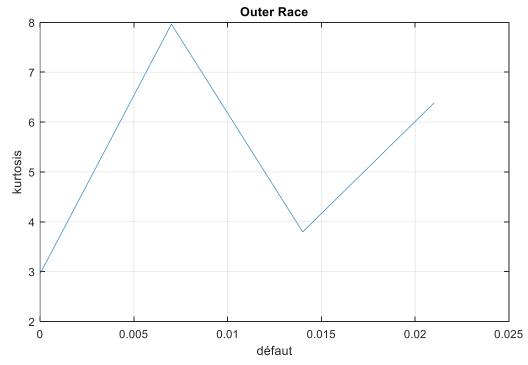


Figure. (IV.5) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

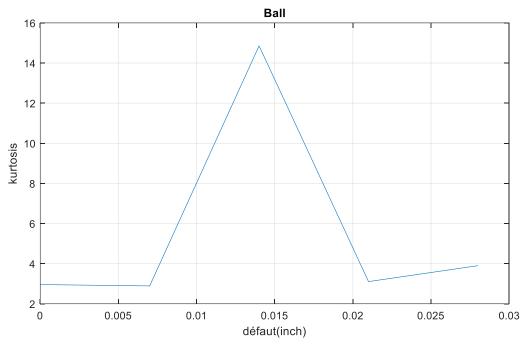


Figure. (IV.6) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

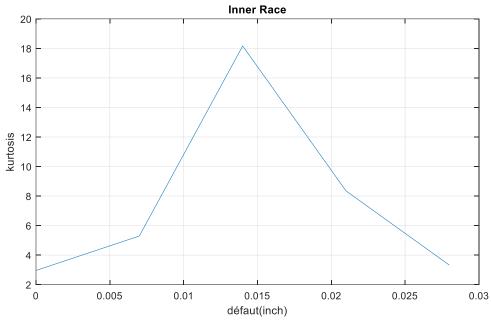


Figure. (IV.7) Variation de kurtosis en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

D'après les figures présidentes correspondantes aux variations de Kurtosis des trois défauts, on voit que le kurtosis est sensible à la gravité du défaut jusqu'à une certaine valeur où il décroit, ou on constate que pour deux diamètre des défauts différents on aura une même valeur de kurtosis, donc on ne peut pas compter sur cet indicateur pour différencier ces deux défaut.

Le Kurtosis approche la valeur de 3 pour un fonctionnement sans défauts de roulement, et augmente de façon remarquable dès l'apparition d'impulsions dues à la naissance d'un défaut. Le Kurtosis tend à revenir à 3 dès que la dégradation entre en phase terminale.

2.3.Skewness:

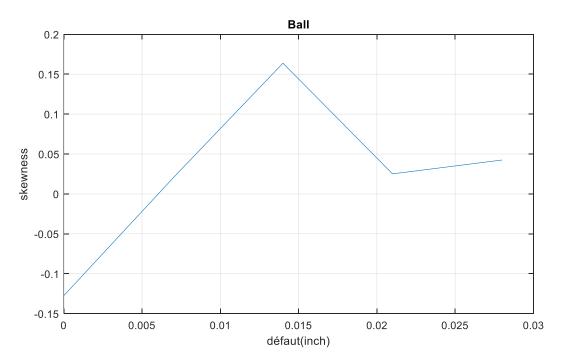


Figure. (IV.8) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

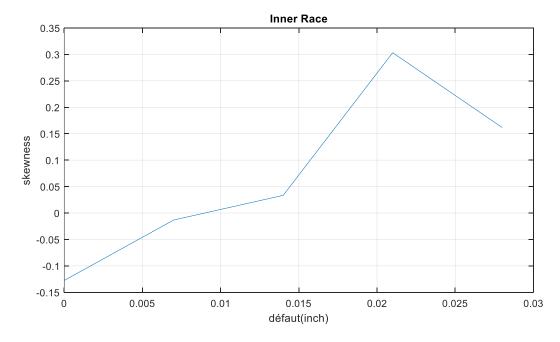


Figure. (IV.9) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

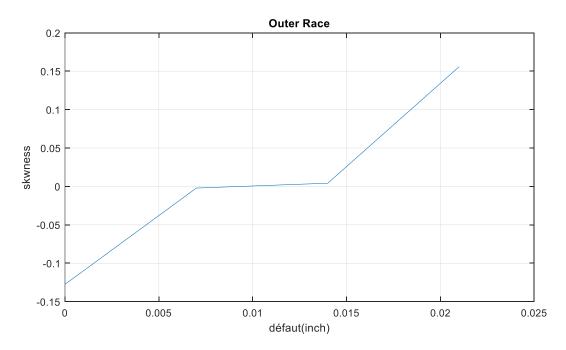


Figure. (IV.10) Variation de skewness en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

D'après les trois figures précédentes, on peut constater que le skewness est sensible à la gravité du défaut dans la bague intérieur et bille et a bague extérieur au début de la dégradation, en effet, il est croissant jusqu'à un certain seuil ou il perde sa sensibilité et décroit

Lorsque le skewness est négatif, cela signifie qu'il n'y a pas de dommage dans le roulement, et quand c'est l'indice est très proche de zéro, cela signifie le début du défaut, et quand c'est l'indicateur est positif, cela signifie que le défaut est présent.

2.4.Facteur de crête :

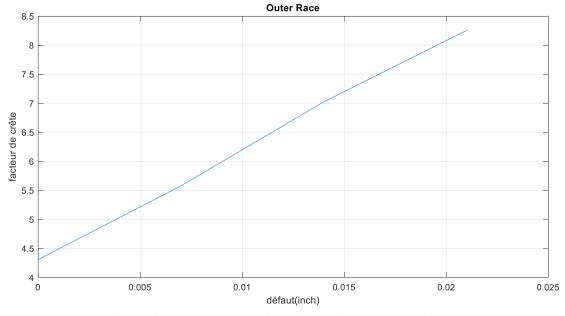


Figure. (IV.11) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

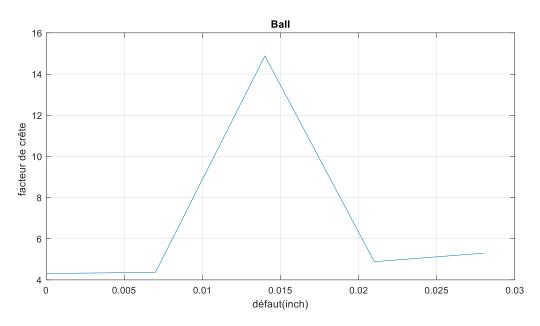


Figure. (IV.12) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

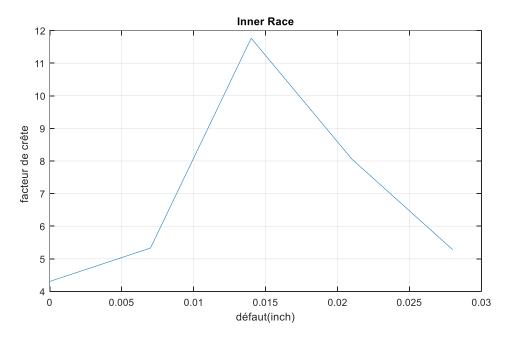


Figure. (IV.13) Variation de facteur de crête en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

D'après les trois figures précédentes, on peut constater que le facteur de crête est sensible à la gravité du défaut dans la bague intérieur et bille au début de la dégradation, il est croissant jusqu'à un certain seuil ou il perde sa sensibilité et décroit . Contrairement pour la bague extérieur, ou il est sensible la phase finale de dégradation.

Le facteur crête suit une distribution normale, sa valeur varie en générale entre 3 et 6, pour un fonctionnement sans défaut et peut aller au-delà de 6 dès l'apparition d'une défaillance.

2.5.Thikat:

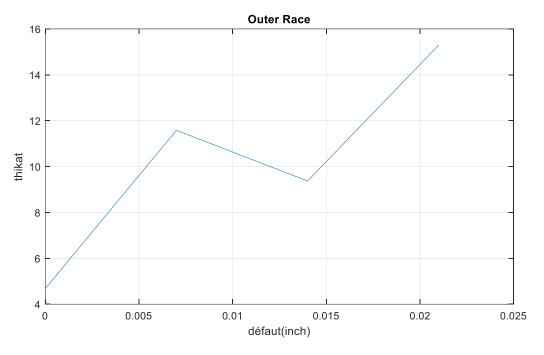


Figure. (IV.14) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

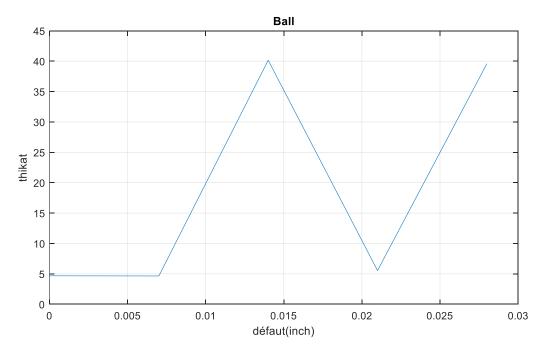


Figure. (IV.15) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

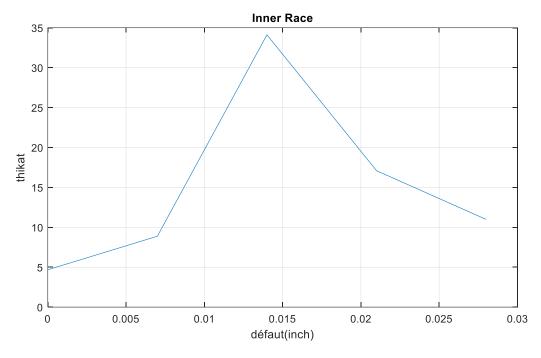


Figure. (IV.16) Variation de Thikat en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

L'indicateur Thikat est sensible à la gravité du défaut seulement au début de la dégradation de roulement pour les deux bagues intérieur et extérieur, et à la fin de dégradation pour la bille. Cet indicateur indique la gravité de la dégradation à partir de la pente de sa courbe. Une pente positive signifie que le roulement est en train de se dégrader mais qui n'a toujours pas atteint le seuil de danger. Par contre, une courbe négative indique que le roulement est dans son quatrième stade de dégradation et qu'il faut impérativement le remplacer.

2.6.Talaf:

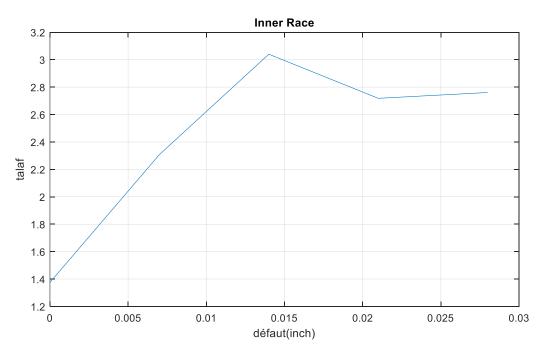


Figure. (IV.17) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bague intérieure.

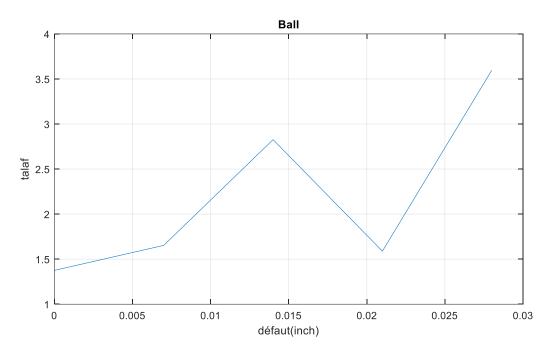


Figure. (IV.18) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bille.

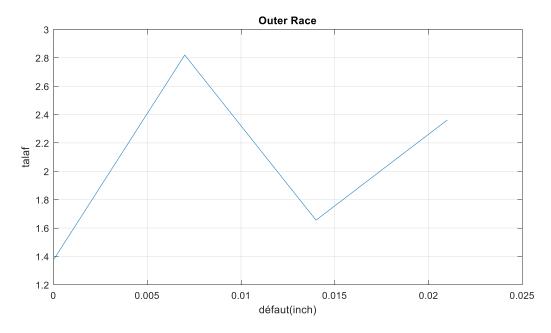


Figure. (IV.19) Variation de Talaf en fonction de diamètre de défaut dans la bague extérieure.

Le Talaf est sensible, croissant et augmente avec l'évolution de défaut dans la bague intérieur seulement, et il perde cette sensibilité pour le cas de la bague extérieur et bille car il est une fois croissant après il commence à décroit.

L'évolution de l'indicateur TALAF en fonction du diamètre d'un défaut de roulement. La particularité de cet indicateur c'est qu'il augmente avec la taille du défaut. Plus le défaut augmente plus la pente de sa courbe diminue jusqu'à devenir quasi nulle, ce qui explique que le roulement a atteint le troisième stade de dégradation. Ce stade passé, la pente revient plus accentuée pour montrer que le roulement est dans son quatrième stade de dégradation et qu'il a atteint le seuil de danger.

3. La Transformée en ondelette discrète :

La détection des défauts est une étape importante et critique. Toute méthode développée à cet effet doit être très précise. Deux approches peuvent être utilisées.

La première approche est basée sur le phénomène mécanique de résonance. Pour un comportement normal, le système mécanique est conçu pour éviter la résonance. Mais lorsqu'il y a un défaut dans le roulement, les fréquences de résonance sont susceptibles d'apparaître dans le spectre sous forme de pics dans les hautes fréquences. L'emplacement des pics de fréquences peut être utilisé pour distinguer les comportements normaux des comportements anormaux, les pics de fréquence dominants obtenus à partir des spectres de signaux sont utilisés comme caractéristiques pour distinguer les comportements sains et défectueux. Cette première approche est de caractère fréquentiel, on s'intéresse plutôt à la deuxième approche qui est basée sur le fait que les fissures sont traduites en phénomènes transitoires et à haute fréquence dans le signal de vibration. Par conséquent, le comportement anormal peut être détecté en analysant le pourcentage d'énergie contenu dans les hautes fréquences. Dans cette étude, la décomposition DWT est appliquée aux données de vibration pour un roulement normal et anormal à l'aide d'ondelettes mères Daubechies (Db1). Des expériences approfondies ont montré que la décomposition de troisième niveau est suffisante pour le problème de la détection des défauts. Le signal d'origine est décomposé en quatre composantes : approximation de troisième niveau A3, détail de troisième niveau D3, détails de deuxième et premier niveau D2 et D1. La figure (IV.20) montre la décomposition de niveau 3 pour un signal sain en utilisant une ondelette mère 'db1'. La figure (IV.21) montre la même décomposition pour un signal présentant un défaut sur la bague interne(IR). Les sous-bandes de fréquences correspondant à chaque composante du signal sont présentées dans le tableau (IV.1).

Bandes de	1	2	3	4
fréquence				
Gamme de	[0, 750]	[750, 1500]	[1500, 3000]	[3000,6000]
fréquences(Hz)				
coefficients	A_3	D_3	D_2	D_1

Tableau : (IV.1). Sous-bandes de fréquences pour la décomposition DWT de troisième niveau.

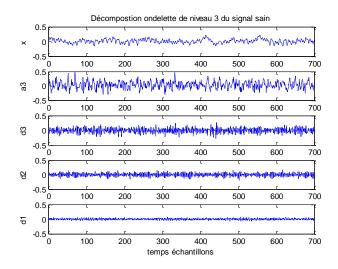


Figure.(IV.20) :Décomposition ondelette de niveau3 du signal sain.

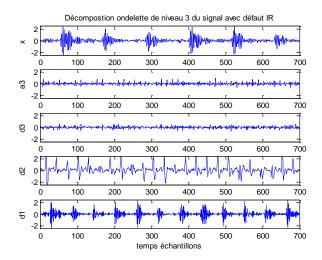


Figure. (IV.21) : Décomposition ondelette de niveau3 du signal avec défaut IR.

Il a été constaté que lorsque cette approche est appliquée aux données disponibles, le pourcentage d'énergie contenue dans les fréquences supérieures est élevé si le roulement est défectueux et petit si le roulement est sain. La figure (3) montre des exemples de résultats de l'énergie moyenne contenue dans les sous-bandes de fréquences 1, 2, 3 et 4 pour les données de vibration du roulement normal et anormal. Les résultats démontrent que l'énergie moyenne dans la première bande est toujours la plus élevée si le roulement est normal alors qu'elle sera la plus élevée dans les autres bandes de fréquences si le roulement présente des défauts. À partir de ces expériences, nous avons pu distinguer efficacement les comportements de roulement à billes normaux et anormaux en comparant l'énergie moyenne de chaque sous-bande.

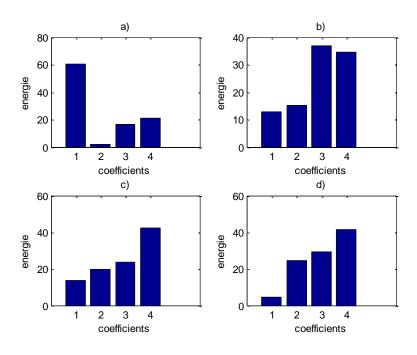


Figure.(IV.22): Énergie moyenne contenue dans les sous-bandes de fréquences 1, 2, 3 et 4 pour les données de vibration pour les paliers à roulement (a) sans aucun défaut, (b) défaut IRF, (c) défaut BF, (d) défaut ORF.

Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une méthode de traitement de signal utilisable pour la détection des défauts des roulements. Cette méthode est basée sur l'évolution des différents indicateurs temporels en fonction du diamètre de défaut. Les signaux utilisés sont des signaux réels des roulements à l'état sain et défaillant obtenus du banc d'essai Américain "Bearing Data Center".

Les techniques d'analyse basées sur les ondelettes peuvent être utilisées efficacement dans la surveillance de l'état et le diagnostic des défauts des roulements. Notre étude a permis de distinguer entre un roulement sain et un roulement présentant un défaut en mesurant le niveau d'énergie contenu dans les coefficients approximations et détails de la décomposition. Pour l'identification de l'emplacement du défaut et de sa taille, une étude plus exhaustive basée sur une classification peut être utilisée à cet effet.

Conclusion générale:

Les machines tournantes occupent actuellement une place importante dans les applications faisant intervenir des systèmes de transmission de puissance. La mesure des vibrations sur ces machines revêt une importance toute particulière puisqu'elle joue un rôle capital dans les programmes de maintenance.

Dans ce mémoire nous avons intéressé au diagnostic des défauts lié aux roulements. Le roulement est l'un des éléments essentiels dans presque chaque machine tournante. Son intérêt réside sur le fait que cet élément forme un support de lien entre deux structures tout en facilitant leur mouvement en réduisant les forces de frottements entre eux. Le roulement 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. Les défauts essentiels qui peuvent affecter un roulement sont : Le grippage dû à l'absence de lubrification, La corrosion due à un mauvais choix du lubrifiant, La corrosion de contact due au mauvais choix d'ajustements entre les bagues etc... L'analyse vibratoire qui a donné des bons résultats depuis des années. Cette méthode est basée essentiellement sur le traitement des signaux vibratoires.

L'analyse vibratoire qui a fait ses preuves est la technique la plus connue et la plus utilisée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Cette méthode présente plusieurs avantages tels que les mesures sont faciles à prendre, les défauts sont détectés à un stade précoce et il est possible de réaliser un diagnostic approfondi pour en connaître l'origine.

Les techniques habituelles pour la détection de défauts de roulement sont basées sur l'analyse des signaux vibratoires dans le domaine temporel et l'analyse basées sur les ondelettes.

L'analyse statistique du signal temporel permet de fournir des informations quant au niveau d'énergie du signal vibratoire et à la distribution de la densité de probabilité en amplitude.

L'analyse dans le domaine temporel possède des limites dans l'identification des défauts dans un composant spécifique parce qu'une machine est composée généralement de nombreux éléments et leurs contributions individuelles au signal global de vibration sont très difficiles à distinguer.

La transformée d'ondelette est une méthode de traitement de signaux possédant une résolution adaptative à la taille de l'objet ou du détail analysé.

Les signaux utiles sont affichés dans le dernier chapitre après traitement par les techniques de traitement du signal les plus répandus dans l'industrie telles que: l'analyse temporelle, l'analyse en ondelettes.

Et à partir de ces résultats, on peut dire:

- l'analyse temporelle donne une description générale sur l'allure du défaut et leur évolution au cours du temps sans l'indication de la nature de ce défaut.
- les indicateurs scalaires très utiles comme un révélateur mais n'indique la nature du défaut ou l'organe défectueux.

Conclusion générale

- Parmi les indicateurs étudiés la valeur efficace qui représente l'évolution énergétique des signaux, montre une plus grande sensibilité que les deux autres indicateurs.
- Le kurtosis qui est sensible à la variation de la forme, donne de bons résultats dans le cas de défaut de roulement, ou on trouve la réponse à un choc qui est une l'impulsion périodique.
- Le facteur de crête qui est aussi une indicateur scalaire de forme, en prenant l'état sain comme référence, indique la présence de défaut bien que ces valeurs soient en deçà de 6 qui est la valeur minimale pour un défaut impulsionnel périodique.
- Les indicateurs permet de détecter un dysfonctionnement mais pas de le l'identifier. réagit indifféremment à plusieurs types de défauts.
- Ces indicateurs présentent plusieurs inconvénients majeurs qui limitent considérablement leur fiabilité d'utilisation et leur capacité de détection de défauts à un stade précoce dans le cadre de la surveillance des machines.
- L'analyse en ondelettes c'est la méthode nouvelle parmi les autres, capable de séparer les pics dans les deux cas ordinaires et combinés mais avec une petite difficulté à maîtriser et qui demande l'utilisation des méthodes complémentaires pour l'extraction et le traitement final des résultats.

On peut dire aussi que notre dispositif n'est pas parfait, et peut être responsable de l'apparition de quelques erreurs sur notre résultat. Donc il nécessite une amélioration pour éliminer ces influences.

Malgré cela, les défauts combinés restent toujours flous et difficile de détecter, pour améliorer la détection de ce type on propose l'utilisation des techniques moderne comme EMD, EEMD et la méthode enveloppe et la méthode fréquentielle et les méthodes hybrides.

Référence:

- [1]: Reland BIGRET et Jaque-louis FERON « Diagnostic-maintenance-disponibilité des machines tournantes.1995.
- [2]: https://eleam2013.univ.ouargla.dz/courses/GSMT/document/GMT.docx?cidReq = GSMT.
- [3]: Nabti Mohamed Tahar « Etude de l'évolution des indicateurs spectraux et cepstraux dans la détection des défauts mécaniques » thème de magister université FARHAT Abas Setif, 2011.
- [4]: CHAOUCHE Mehammed « diagnostique vibratoire d'une machine tournante, mémoire de magister, université de Annaba, 2006.
- [5]: Jacques MOREL "Surveillance vibratoire et maintenance prédictive" Techniques de l'Ingénieur, traité Mesures et Contrôle.
- [6]: Bruol and kjaer vibro " Méthode de la maintenance conditionnelle", société Allemagne de fabrication des appareilles et logiciels de mesure vibratoire.
- [7] : G.R. Nicolet, revu en 2006 « CONCEPTION ET CALCUL DES ÉLÉMENTS DE MACHINES » ÉCOLE D'INGÉNIEURS DE FRIBOURG (E.I.F.)
- [8]: A. H. Bonnett, "Cause and analysis of Anti-Friction Bering Failures in A.C Induction Motors" *IEEE Transactions on Industry Application*, pp 14 23, Sept/Oct 1993.
- [9]: David AUGEIX « Analyse vibratoire des machines tournantes », INSA Toulouse, 2001.
- [10]: O.Djebili ; «Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement». Thèse de doctorat, Université De Reims Champagne Ardenne (2013).
- [11] :Chapelot M. (EMS) et Richard A., consultants au CETIM «surveillance des machines tournantes», guide d'achat Mesures N° 757, septembre 2003.
- [12]: Jacques Morlet « Vibration des machines tournantes et diagnostic de leur état mécanique» : édition Eyroles 1992.
- [13]: Baudy j, Boidina & Delannogh « vibrations équilibrage sur site :applications a la maintenance conditionnelle » SCHENCK A. Paris. France(1994).
- [14]: bruel & kjaer vibro, analyse des vibrations maintenance conditionnelle des machines tournantes, <u>www.bkvibro.com</u>, copyright 2005.
- [15] :Martin H. R., Detection of gear damage by statistical vibration analysis, Proceeding of the Institute of Mechanical Engineers, Part-C, 395-401, 1992.

- [16] Pachaud C., Salvetat R., et Fray C., Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a denoising method by spectral subtraction: application to the detection of defects in ball bearings. Journal of Sound and Vibration, 270:61-73, 2004.
- [17] Pachaud C., Salvetat R., et Fray C., Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces. Mechanical Systems and Signal Processing, 11:903 916, 1997.
- [18] Imaouchen Y., Alkama R. et Thomas M., Considération des Indicateurs statistiques, Kurtogram et Enveloppe de Hilbert pour la détection précoce d'un défaut de bague.
- [19]: SKF -<<catalogue technique France >>1981.
- [20]: AFNOR. Norme AFNOR X 60 010. Paris Afnor(1990).
- [21] : ABDI Z. « Etude des effets vibratoires sur la durée de vie des roulements à rouleaux », mémoire de magister, Université Badji Mokhtar, Annaba, 2000
- [22] : BOUKHOBZA M. « Application de traitement de signal pour le suivi des défauts de composants mécaniques soumis à des vibrations », mémoire de magister, Université d'Oran Mohamed Boudiaf , 2010.
- [23] : DADIA A., PAREDE M., FERRAND A. « Modélisation des systèmes mécaniques, semestre 8, INSA Toulouse, 2006, 2007.
- [24]: Ilyes KHELF, DIAGNOSTIC DES MACHINES TOURNANTES PAR LES TECHNIQUES DE L'INTELLIGENCE ARTIFICIELLE, thèse de doctorat, université badj mokhtar annaba, 2013 2014.
- [25] A. Djebala, N. Ouelaa, et N. Hamzaoui. Detection of rolling bearing defects using discrete wavelet analysis. Meccanica, 43(3):339–348, Novembre 2007. ISSN 0025-6455. URL http://link.springer.com/10.1007/s11012-007-9098-y.
- [26]: TOUAFEK Ishak « Extraction d'indicateurs robustes pour le diagnostic des défauts mécaniques : comparaison de l'EMD et des ondelettes (WT), thèse de magister, université de FARHAT Abasse Setif.
- [27] Sassi, Sadok, Bechir Badri et Marc Thomas. 2006. « "TALAF" and "THIKAT" as innovative time domain indicators for tracking BALL bearings ». In *24ième séminaire sur la vibration des machines : ACVM*. (Montreal, QC, Canada), p. 404-419.

```
🖛 🔷 🛅 🛜 📙 ▶ C: ▶ Program Files ▶ MATLAB ▶ R2018aa ▶ bin ▶
Editor - C:\Users\PC\Desktop\matlab mem\outrace.m
   ball.m × innerracerms.m ×
                            outrace.m 🔀
                                         +
        x=X100 DE time ;
 2 -
        x1=X133 DE time ;
        x2=X200 DE time;
 3 -
 4 -
        x3=X249 DE time;
 5 -
        S = skewness(x)
 6 -
        S1= skewness(x1)
 7 -
        S2= skewness(x2)
        S3= skewness(x3)
 8 -
9 -
        rms(x)
10 -
        rms(x1)
11 -
        rms(x2)
12 -
        rms(x3)
13 -
        K = kurtosis(x)
        Kl = kurtosis(xl)
14 -
15 -
          K2 = kurtosis(x2)
16 -
            K3 = kurtosis(x3)
17 -
             t=log(K+(rms(x)/rms(x)))
18 -
          tl=log(Kl+(rms(xl)/rms(x)))
19 -
          t2=log(K2+(rms(x2)/rms(x)))
20 -
            t3=log(K3+(rms(x3)/rms(x)))
21 -
           th=log(K^{(x)}/rms(x))+(rms(x)/rms(x))^max(x))
22 -
           thl=log(Kl^{(max(x1)/rms(x1))}+(rms(x1)/rms(x))^{max(x1)}
23 -
           th2=log(K2^{(max(x2)/rms(x2))}+(rms(x2)/rms(x))^{max(x2)}
24 -
           th3 = log(K3^{(x3)}/rms(x3)) + (rms(x3)/rms(x))^max(x3))
25 -
              fc=max(x)/rms(x)
26 -
              fcl=max(x1)/rms(x1)
27 -
            fc2=max(x2)/rms(x2)
28 -
            fc3=max(x3)/rms(x3)
29
30
31
```

```
C:\Users\PC\Desktop\matlab mem\ball.m
    EDITOR
                 PUBLISH
                               VIEW
 1 -
        x = X100 DE time ;
 2 -
        x1=X121 DE time;
 3 -
        x2=X188 DE time;
 4 -
        x3=X225 DE time;
 5 -
        x4=X051 DE time;
 6 -
        S = skewness(x)
 7 -
        S1 = skewness(x1)
 8 -
       S2 = skewness(x2)
 9 -
        S3 = skewness(x3)
10 -
       S4 = skewness(x4)
11 -
       rms(x)
12 -
       rms(x1)
13 -
       rms(x2)
14 -
       rms(x3)
15 -
       rms(x4)
16 -
      K = kurtosis(x)
17 -
        Kl = kurtosis(xl)
18 -
          K2 = kurtosis(x2)
            K3 = kurtosis(x3)
19 -
20 -
             K4 = kurtosis(x4)
21 -
                t=log(K+(rms(x)/rms(x)))
22 -
          tl=log(Kl+(rms(xl)/rms(x)))
23 -
          t2=log(K2+(rms(x2)/rms(x)))
24 -
            t3=log(K3+(rms(x3)/rms(x)))
25 -
             t4=log(K4+(rms(x4)/rms(x)))
26 -
           th=log(K^{(max(x)/rms(x))}+(rms(x)/rms(x))^{max(x)})
27 -
           thl=log(Kl^{(max(x1)/rms(x1))}+(rms(x1)/rms(x))^{max(x1)}
28 -
           th2=log(K2^{(max(x2)/rms(x2))}+(rms(x2)/rms(x))^{max(x2)}
29 -
           th3=log(K3^{(max(x3)/rms(x3))}+(rms(x3)/rms(x))^{max(x3)}
30 -
            th4=log(K4^{(max(x4))}rms(x4))+(rms(x4))rms(x))^{max(x4)}
31 -
            fc=max(x)/rms(x)
32 -
        fcl=max(x1)/rms(x1)
33 -
        fc2=max(x2)/rms(x2)
```

34 -

35 -

36

fc3=max(x3)/rms(x3)

fc4=max(x4)/rms(x4)



```
EDITOR
                 PUBLISH
                               VIEW
 1 -
        x=X100 DE time ;
 2 -
        x1=X108 DE time;
 3 -
       x2=X172 DE time;
 4 -
       x3=X212 DE time;
 5 -
       x4=X059 DE time;
 6 -
       S = skewness(x)
 7 -
       S1 = skewness(x1)
       S2 = skewness(x2)
 8 -
 9 -
       S3 = skewness(x3)
10 -
      S4 = skewness(x4)
11 -
      rms(x)
12 -
       rms(x1)
13 -
      rms(x2)
14 -
       rms(x3)
15 -
      rms(x4)
16 -
      K = kurtosis(x)
17 -
       Kl = kurtosis(xl)
18 -
          K2 = kurtosis(x2)
19 -
           K3 = kurtosis(x3)
             K4 = kurtosis(x4)
20 -
21 -
               t=log(K+(rms(x)/rms(x)))
22 -
         tl=log(Kl+(rms(xl)/rms(x)))
23 -
          t2=log(K2+(rms(x2)/rms(x)))
24 -
            t3=log(K3+(rms(x3)/rms(x)))
25 -
             t4=log(K4+(rms(x4)/rms(x)))
26 -
           th=log(K^{(x)}/rms(x))+(rms(x)/rms(x)) *max(x))
27 -
           thl=log(Kl^{(max(x1)/rms(x1))}+(rms(x1)/rms(x))^{max(x1)}
28 -
           th2 = log(K2^{(max(x2)/rms(x2))} + (rms(x2)/rms(x))^{max(x2)}
29 -
           th3=log(K3^{(max(x3)/rms(x3))}+(rms(x3)/rms(x))^{max(x3)}
30 -
            th4=log(K4^{(max(x4)/rms(x4))}+(rms(x4)/rms(x))^{max(x4)}
31 -
      fc=max(x)/rms(x)
32 -
        fcl=max(x1)/rms(x1)
33 -
       fc2=max(x2)/rms(x2)
34 -
        fc3=max(x3)/rms(x3)
35 -
        fc4=max(x4)/rms(x4)
36
```