

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA



جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

Etude des défauts du roulement par analyse spectrale et cepstrale

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNIQUES

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : MECATRONIQUE

PRESENTE PAR : REDJIL KHAOULA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Dr. Younes R.

DEVANT LE JURY

Pr. LAOUAR. L

(Président)

U. Badji Mokhtar Annaba

Dr. BOUSSAID. O

(Membre)

U. Badji Mokhtar Annaba

Dr. YOUNES. R

(Encadreur)

U. Badji Mokhtar Annaba

Dr.DIB. A

(Membre)

U. Badji Mokhtar Annaba

Année: 2016/2017

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 famille, ma chère sœur Asma et mes chers frères
Rezgui Mohamed et Abdelhak.*

Mes oncles Taleb Hadi et Memadi Abdelhamid.

*A toutes mes amie surtout : Ahlem, Maroua, Amina,
Manel et Imen.*

Enfin a tout la promotion 2017 de Mécatronique.

Remerciement

Le grand remerciement revient à Dieu qui m'a donné la force et le courage à réaliser et terminer ce modeste travail.

Je tiens à remercier le laboratoire de mécanique et structures de l'université de 8 Mai 1945 Guelma pour m'avoir accepté ma demande pour réaliser l'essai de mon travail expérimentale.

Je tiens à remercier vivement mon encadreur Dr. Younes Ramdane pour m'avoir encadré encouragé et conseillé durant la période du mémoire.

Je remercie tout le personnel Enseignant du département Mécanique.

Par la même occasion, je remercie vivement tous mes amie sans exception, ainsi que tous les personnes qui de près ou de loi, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Résumé

L'usure 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 connaît un grand succès pour la surveillance des machines tournantes. Toutefois, cette technique permet difficilement une détection précoce à moins d'un traitement sophistiqué du signal vibratoire autour des résonances, et par conséquent détecte plus souvent le défaut à un stade avancé, lorsque les fréquences de roulement se manifestent clairement.

Ce travail présente les résultats d'une étude expérimentale sur l'application des mesures vibratoires du roulement par différentes méthodes : analyse temporelle, spectrale et cepstrale.

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, et la mise en œuvre du diagnostic par l'identification des défauts par l'analyse spectrale et cepstrale.

Abstract

Bearing wear is a major cause of defect in rotating machinery. The most widely used technique for monitoring and diagnosing bearings is vibration analysis. This technique has been successful for monitoring rotating machinery. Nevertheless, this technique does not allow for early defect detection, except by using advanced signal processing techniques around the natural frequencies, and more often allows for detection when the bearing is an advanced stage of degradation and the bearing frequencies can be easily identified,

This work presents the results of an experimental study on the application of the vibratory measurement of the bearing by different method: time analysis, spectral and Cepstral analysis.

The aim of this work is to study the influence of above mentioned parameters on the sensitivity of the scalar indicators , which are tools to aid in the implementation of the diagnosis by spectral and cepstral analysis .

ملخص

تأكل المدحرجات هي واحدة من الأسباب الرئيسية للفشل في الآلات الدوارة. التقنية الأكثر استعمالاً لرصد و تشخيص المدحرجات هي تحليل الاهتزاز. هذه التقنية عرفت نجاحاً كبيراً لرصد عيوب الآلات الدوارة . ومع ذلك، فإن هذا الأسلوب يجعل من الصعب الكشف المبكر ما لم يكن معالجة متطورة للإشارة للاهتزاز حول الأصداء، و بالتالي عادة ما يكشف خطأ في مرحلة متقدمة، عندما تظهر ترددات المدحرجات بشكل واضح. يعرض هذا العمل نتائج الدراسة التجريبية على تطبيق لقياسات اهتزاز المدحرجات بطرق مختلفة : التحليل الزمني التحليل الطيفي و التحليل الكبستري .

الهدف من هذا العمل هو دراسة تأثير المتغيرات المدروسة علي حساسية المؤشرات السلمية , التي هي أدوات لتشخيص الأعطال المصطنعة على المدحرجات , و إجراء تشخيص من خلال تحديد العيوب عن طريق التحليل الطيفي و الكبستري .

Chapitre 01

Figure 1.1 : Types de maintenance	6
Figure 1.2 : Organisation de la maintenance conditionnelle	7
Figure 1.3 : Exemples de thermographie infrarouge	10
Figure 1.4 : Défaut de balourd.....	11
Figure 1.5 : Défaut désalignement	11
Figure 1.6 : Défaut d'engrenage	12
Figure 1.7 : Architecture d'un roulement rigide à billes	13
Figure 1.8 : Défaut roulement-usure	14
Figure 1.9 : Défaut de roulement-dentelure	14
Figure 1.10 : Défaut de roulement-bavure	15
Figure 1.11 : Défaut de roulement-écaillage	15
Figure 1.12 : Défaut de roulement-corrosion.....	16
Figure 1.13 : Défaut de roulement-cassure.....	16
Figure 1.14 : Défaut de roulement-choc électrique.....	16

Chapitre 02

Figure 2.1 : Vibration périodique	24
Figure 2.2 : Amortissement sur-critique et le mouvement apériodique	25
Figure 2.3 : Amortissement sub-critique.....	25
Figure 2.4 : Grandeurs d'une vibration	29
Figure 2.5 : Capteur	31
Figure 2.6 : Proximètre et leur driver	32
Figure 2.7 : Proximètres monté sur un palier.....	32
Figure 2.8 : Schéma de principe d'un vélicimètre	33
Figure 2.9 : schéma d'un accéléromètre	34
Figure 2.10 : Représentation schématique d'un accéléromètre.....	35
Figure 2.11 : Réponse à une force statique	35
Figure 2.12 : Réponse en fréquence	36
Figure 2.13 : pic de réponse fréquentielle a la fréquence de résonance.....	37
Figure 2.14 : Fixation du capteur sur palier	39
Figure 2.15 : choix directement pour la prise de mesure	39
Figure 2.16 :direction favorisée pour transmission par poulies courroies	40
Figure 2.17 : choix de l'emplacement du capteur	40
Figure 2.18 : Les surfaces de contact avec les doivent être lisses et planes.....	41
Figure 2.19 : Emplacement du capteur sur un palier inaccessible directement	41
Figure 2.20 : réponse d'un accéléromètre.....	42
Figure 2.21 : signal vibratoire	42
Figure 2.22 : Grandeurs pour la mesure des vibrations.....	43
Figure 2.23 : les différents types des signaux vibratoires	44
Figure 2.24 : représentation vectorielle d'un signal vibratoire	45
Figure 2.25 : Le spectre de référence d'un ventilateur.....	49
Figure 2.26 : Environnement MATLAB	51
Figure 2.27 : Programme Matlab pour le signal, le spectre et le cepstre.....	52

Figure 2.28 : programme Matlab pour le calculs indicateurs scalaires..... 52

Chapitre 03

Figure 3.1 : banc d'essai 55

Figure 3.2 : analyseur type 3106-A-042..... 56

Figure 3.3 : accéléromètre piézo-électrique de type 4507 B 004 56

Figure 3.4 : analyseur équipé par logiciel Labshop 16.1..... 57

Figure 3.5: meule, des outils de création des défauts, des paliers à roulement et une roue 57

Figure 3.6 : Evolution du kurtosis en fonction de la gravité du défaut..... 61

Figure 3.7 : Evolution du facteur de crête en fonction de la gravité du défaut..... 62

Figure 3.9 : Evolution du RMS en fonction de la gravité du défaut..... 62

Figure 3.10 : Signal SDR-V15-F1600..... 64

Figure 3.11 : Zoom de Signal SDR-V15-F1600..... 65

Figure 3.12 : Spectre du Signal SDR-V15-F1600..... 65

Figure 3.13: Spectre du Signal SDR-V15-F1600, un zoom [0 200]..... 66

Figure 3.14: Cepstre du Signal SDR-V15-F1600..... 66

Figure 3.15: Signal MDR-V156-F1600..... 67

Figure 3.16 : spectre du signal MDR-v15-F1600..... 67

Figure 3.17 : cepstre du signal MDR –V15-F1600..... 68

Figure 3.18 : signal MDR –V25-F1600 68

Figure 3.19 : Spectre du signal MDR-V25-F6400 69

Figure 3.20 : cepstre du signal MDR-V25-F1600..... 69

Figure 3.21 : Signal GDR-V15-F1600..... 70

Figure 3.22 : zoom de spectre du signal GDR-V15-F1600..... 70

Figure 3.23 : Signal GDR-V25-F1600..... 71

Figure 3.24 : zoom de Spectre du Signal GDR-V25-F1600..... 71

Liste des tableaux

Chapitre 01

Tableau 1.1 : les quatre niveaux de maintenance	6
--	---

Chapitre 03

Tableau 3.1 : caractéristiques géométriques du roulement utilisé	58
Tableau 3.2 : Fréquences caractéristiques des défauts de roulement.....	58
Tableau 3.3 : Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement...	59
Tableau 3.4 : Plan expérimental.....	59
Tableau 3.5 : les indicateurs scalaires pour fréquence de rotation 15 hz	60
Tableau 3.6 : les indicateurs scalaires pour fréquence de rotation 25 hz	60

Sommaire

Dédicace.....	iii
Remerciement	iv
Résumé	v
Abstract.....	vi
ملخص.....	vii
listes des figures	viii
listes des tableaux	ix
Introduction générale	1

Chapitre 01 : Notion de la maintenance et synthèse bibliographique

I. Introduction	3
II. La maintenance	4
II.1. But de la maintenance	4
II.1.1. Objectifs financiers	4
II.1.2 Objectifs opérationnels	4
II.2. Types de la maintenance	4
II.2.1. Maintenance préventive	4
II.2.1.1 Maintenance systématique	4
II.2.1.2. Maintenance conditionnelle	5
II.2.2.Maintenance corrective	5
II.3. Niveaux de maintenance	6
II.4. Organisation de la maintenance conditionnelle	7
II. 5. Classement des machines	8
II.5.1. Vitales	8
II.5.2. Importante	8
II.5.3. Secondaire	8
II.6. La cinématique	8
II.7. Méthodes d'analyse	8
II.7.1. L'analyse d'huile	8
II.7 .2. Thermographie infrarouge.....	9
II.7. 3. L'analyse vibratoire	10
II.8. Défauts des machines tournantes	10
II.8.1. Balourd	10
II.8.2. Désalignement	11
II.8.3. Mauvais serrage mécanique	12
II.8.4. Engrenement	12
II.8.5.Les défauts de roulements	12
II.8.5.1. Architecture des roulements	12
II.8.5.2.Causes des défauts	13
III. Synthèse bibliographique	17
IV. Conclusion.....	22

Chapitre 02 : Analyse vibratoire

I. Introduction.....	23
II. Définition d'une vibration	24
II.1. Nature d'une vibration.....	24
II.1.1. Vibration périodiques	24
II.1.2. Les vibrations transitoires	25
II.1.3. Les vibrations aléatoire.....	26
II.2. Caractéristiques d'une vibration	26
II.2.1. Fréquence.....	26
II.2.2 Amplitude	26
II. 3. Types de vibrations	26
II.3.1. Vibration harmonique	26
II.3.2. Vibration périodique	27
II.3.3. Vibration aléatoire apériodique (choc).....	27
II.4. Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire.....	28
II.4.1. Déplacement d'une vibration	28
II.4.3. Accélération d'un mouvement vibratoire	28
II.5.La chaine de mesure	30
II.5.1. Capteurs de vibrations	30
II.5.2 .Des matériaux piézoélectriques « capteurs »	30
II.5.3. Types et caractéristiques des capteurs	31
II.5.3.1 Les proximètres	32
II.5.3.2. Vélocimètres	33
II.5.3.3. Les accéléromètres	33
II.5.4. Choix de l'emplacement de capteurs	39
II.5.4.1. Emplacement	39
II.5.4.2. Consignes pour la fixation des capteurs	40
II.5.4.3. Modes de fixation	41
III. Signal vibratoire	42
III.1. Type des signaux	43
III.1.1. Déterministe	43
III.1.2. Aléatoire	43
III.2 Représentation d'un signal vibratoire	44
III.2.1. La représentation temporelle	44
III.2.2. La représentation fréquentielle	44
III.2.3. Représentation vectorielle	45
IV. Analyse vibratoire	45
IV .1. Objectifs analyse vibration	45
IV .2. Surveillance	46
IV .2.1 Les indicateurs scalaires	46
IV .2.1.1.La valeur efficace ou valeur RMS	46
IV .2.1.2. La valeur crête	47
IV .2.1.3. Le facteur de crête	47

IV .2.1.4. Le kurtosis	47
IV .3. Diagnostic	48
IV .3.1. Les indicateurs spectraux	48
V .Présentation Matlab	50
V.1.Traitement de signal et calcule des indicateur scalaire sous Matlab	52
VI .Conclusion	53

**Chapitre 03 : Etude des défauts du roulement
par analyse spectrale et cepstrale**

I .Introduction	54
II. Plan expérimentale et matériels utilisé	55
II.1 Présentation de banc d'essai	55
II.2. Matériel d'acquisition des mesures	56
II.3. Matériel de simulation de défauts	57
II.4. Caractéristiques géométriques du roulement utilisé	58
II.5. Fréquences caractéristiques des défauts de roulements	58
II.5.1.Fréquences caractéristiques pour une fréquence de rotation de 1 Hz	58
II.5.2.Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement	58
II .6. Plan expérimentale	59
III. Traitement des résultats	60
III.1. les indicateurs scalaires	60
III .2. Analyse spectrale	63
III .2.Analyse cepstrale	63
IV. Conclusion	72
Conclusion générale	73

Introduction générale

La mécatronique est la combinaison synergique et systémique de la mécanique, de l'électronique, de l'automatisme et de l'informatique en temps réel. L'intérêt de ce domaine d'ingénierie interdisciplinaire est de concevoir des systèmes automatiques puissants et de permettre le contrôle de complexes. L'ingénierie de tels systèmes mécatroniques nécessite la conception simultanée et pluri-disciplinaire de 3 sous-systèmes :

- **une partie opérative** (squelette et muscle du système à dominante Mécanique et Électromécanique),
- **une partie commande** (intelligence embarquée du système à dominante Électronique et Informatique Temps Réel),
- **une partie interface Homme/Machine** (forme géométrique et dialogue du système à dominante Ergonomique et Esthétique)

Dans la compétition industrielle actuelle, le développement de l'automatisation a fait que les machines fonctionnent avec un minimum d'interventions humaines.

Dans ce contexte, la maintenance de ces matériels constitue une fonction incontournable. Plus de disponibilité, fiabilité accrue, zéro panne, temps d'arrêt minimaux...

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

Les différentes méthodes de surveillance sont : l'analyse d'huile, l'analyse de température et l'analyse vibratoire,... l'analyse vibratoire est la technique la plus utilisée pour réaliser une surveillance et un diagnostic fiable et pour détecter l'apparition et l'évolution de la plupart des défauts mécaniques.

La maintenance optimale des machines tournantes en fonctionnement a une importance vitale pour assurer une production permanente et augmenter la durée de vie de ces machines

Ce travail présente une étude sur la surveillance des défauts des roulements par analyse vibratoire spectrale et cepstrale.

Ce mémoire est organisé en trois chapitres répartis comme suit :

- Le chapitre 01 est consacré à des notions fondamentales sur la maintenance et aussi étude bibliographique liée au domaine du diagnostic des machines tournantes. Une présentation des travaux effectués par des chercheurs de différents laboratoires de recherches est présentée.
- Le chapitre II est introduit à étude théorique sur l'analyse vibratoires, les différentes méthodes et technique utilisée et celle toujours en voie de développement pour l'analyse vibratoire.
- Le chapitre III présente l'étude expérimentale des défauts du roulement par l'analyse spectrale et de l'analyse cepstrale pour des signaux vibratoires mesurés.

Chapitre 01

Notions de maintenance et synthèse bibliographique

I. Introduction :

Le monde industriel et le monde des transports disposent de machine et d'installation de plus en plus performantes et complexes. Les exigences de haute sécurité, la réduction des coûts d'exploitation et la maîtrise de la disponibilité des équipements donnent à la maintenance des systèmes, un rôle prépondérant. Elle doit permettre de n'intervenir qu'en présence d'éléments défectueux, de minimiser le temps de réparation, et de fournir un diagnostic fiable et facilement interprétable malgré la complexité des équipements.

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 coptes 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.

Dans ce chapitre, nous introduisons l'approche de maintenance, nous donnons les différents types de maintenance et présentons les causes de défaillances. Un rappel sur l'analyse vibratoire des machines tournantes est également donné.

II. La Maintenance :

Le terme de maintenance désigne l'ensemble des techniques d'entretien et de la vérification qui sont en œuvre pour permettre une utilisation optimale des machines dans une installation industrielle.

II.1. But de la maintenance :

Les objectifs de la maintenance peuvent être classés en deux types :

II.1.1. Objectifs financiers :

- Réduire au minimum les dépenses de maintenance.
- Assurer le service de maintenance dans les limites d'un budget.

II.1.2 Objectifs opérationnels :

- Maintenir l'équipement dans les meilleures conditions possibles.
- Assurer la disponibilité maximale de l'équipement à un prix minimum.
- Augmenter la durée de vie des équipements.
- Entretien des installations avec le minimum d'économie et les remplacer à des périodes prédéterminées.
- Assurer un fonctionnement sûr et efficace à tout moment.

II.2. Types de la maintenance :

Nous distinguons plusieurs types de maintenance (**Figure 1.1**) :

II.2.1. Maintenance préventive :

Qui vise à diminuer la probabilité de défaillance d'un système. Pour cela elle s'appuie sur :

II.2.1.1 Maintenance systématique :

Qui consiste à changer suivant un échéancier établi à l'avance des organes jugés Proches de l'usure. Elle est définie par les lois de la conception par le constructeur et remplie par l'expérience des agents de la maintenance. C'est la plus simple et la plus utilisée jusqu'à présent. Elle consiste donc en des arrêts réguliers de la machine, avec démontage, contrôle des jeux et remplacements systématiques d'organes .La date de l'arrêt est planifié par expérience.

Elle se base sur des données statistiques du dossier historique de l'unité d'intervention ou en fonction d'impératif de sécurité. L'inconvénient d'une telle maintenance est le risque démontage inutile de la machine occasionnant ainsi un manque à gagner certain. De plus, il est toujours délicat de redémarrer un équipement froide dans la quel des réglages parfois longs et complexes. Il se peut aussi qu'on ait des défaillances entre deux interventions systématiques provoquant ainsi des dégâts importants avec arrêt de la production.

II.2.1.2. Maintenance conditionnelle :

Qui demande au préalable d'effectuer un diagnostic avant de remplacer l'organe en question. Elle s'applique particulièrement aux machines tournantes. Elle est basée sur l'analyse :

- Externe des machines (corrosion, ancrages, etc.....)
- Des paramètres de procès (température, pression débit
- Des huiles de lubrification et étanchéité.
- Des températures d'organes des machines
- Des vibrations et des bruits au niveau des organes.

La maintenance conditionnelle permet donc d'éviter les inconvénients de la maintenance systématique. Par le fait qu'elle permet de déterminer quel organe défaillant devra être remplacé et la date à laquelle s'impose l'intervention en se basant uniquement sur les analyses en temps réel de la machine et non sur des données statistiques.

Bien évidemment, pour faire de telles prédictions, il est nécessaire d'accéder à une bonne compréhension du rôle de la machine dans les procès et de son fonctionnement interne, car il n'est pas possible de prédire l'avenir d'un équipement sans connaître son état de santé au temps présent.

II.2.2.Maintenance corrective :

Qui vise à intervenir à la suite de pannes. Cela ne veut pas dire que toutes ces pannes n'ont pas été prévisibles. Ce type de maintenance sera facilité par une bonne maintenabilité (aptitudes à maintenir ou à rétablir un dispositif, dans un état, lui permettant d'accomplir sa fonction). Il pourra permettre d'améliorer la fiabilité globale en analysant les problèmes rencontrés en contrôle techniques ou cercles de qualité ou avec les constructeurs. [1]

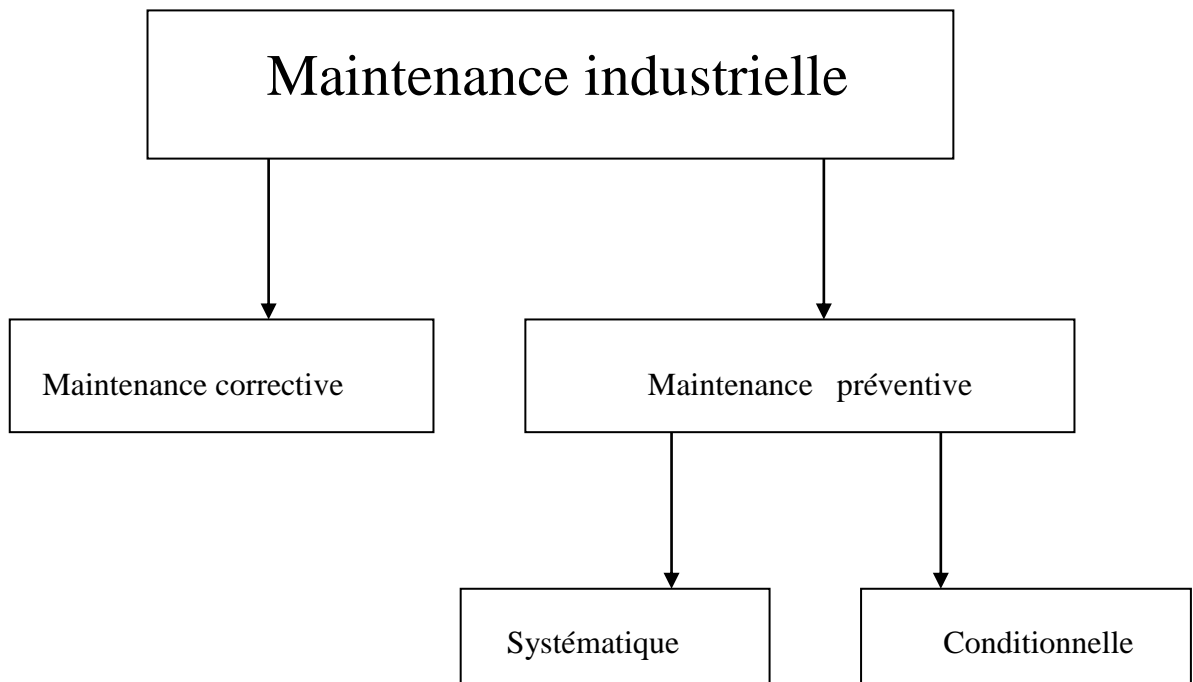


Figure 1.1 : types de maintenance

II.3. Niveaux de maintenance :

Quatre niveaux de maintenance (**Tableau 1.1**) :

	niveau 1	niveau 2	Niveau3	niveau 4
travaux	- réglages simples - pas de démontage ni ouverture	opérations mineures de maintenance préventive	identification et diagnostic de pannes	travaux importants de maintenance corrective ou préventive
lieu	sur place	sur place	sur place ou dans atelier de maintenance	atelier spécialisé avec outillage général
personnel	exploitant du bien	technicien habilité	technicien spécialisé	équipe avec encadrement technique spécialisé
exemple	remise à zéro d'un automate après arrêt d'urgence	changement d'un relais	identification de l'élément défaillant	intervention sur matériel dont la remise en service est soumise à qualification

Tableau 1.1 : les quatre niveaux de maintenance

II.4. Organisation de la maintenance conditionnelle :

L'organisation de la maintenance conditionnelle est définie par l'organigramme suivant (Figure 1.2). [2]

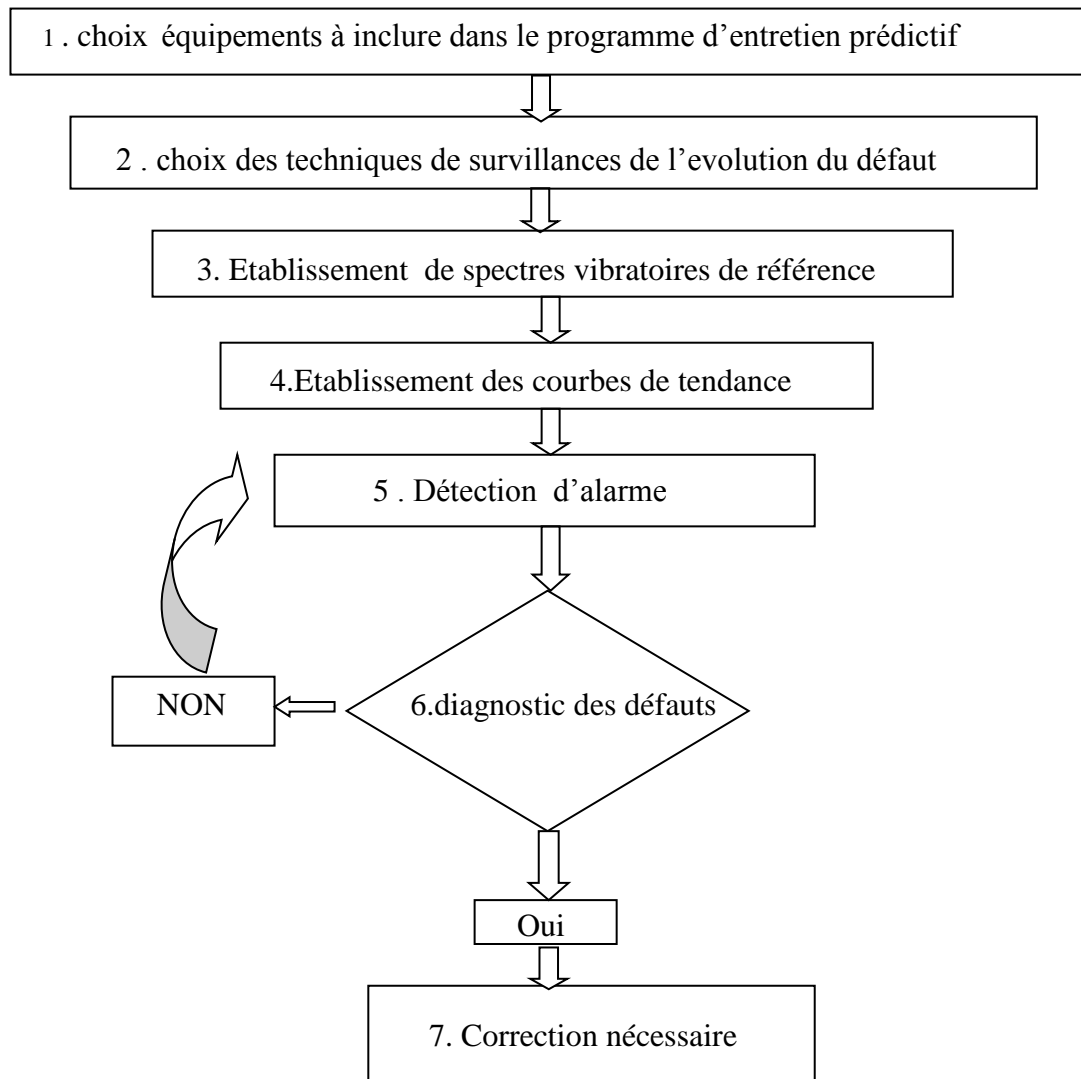


Figure 1.2 : Organisation de la maintenance conditionnelle

1. Cette étape comprend la codification des équipements, l'inventaire et la sélection du type d'entretien appliqué à chaque équipement
2. Cette étape comprend le choix de la technique de mesure, leur périodicité, leur endroit et repérage, la création d'une route et des dossiers de suivi
3. Cette étape s'occupe de la détermination des alarmes
4. Cette étape comprend la prise de mesure, l'enregistrement et la gestion des données vibratoires.

5. vérification du seuil d'alarme
6. déterminer l'élément défaillant
7. Changer ou corriger l'élément défaillant.

II. 5. Classement des machines :

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

II.5.1. 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.

II.5.2. Importante :

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.

II.5.3. Secondaire :

Machines doublées ou dont une panne ne remet pas en cause les capacités de production.

II.6. La cinématique :

On ne peut surveiller correctement une machine que l'on ne connaît pas. Avant de recueillir un signal vibratoire, il faut prendre connaissance de la cinématique de l'installation à surveiller. Parmi les indications les plus importants, le technicien doit connaître :

- la vitesse de rotation de chaque ligne d'arbre ;
- le nombre de pales ou d'aubages sur les ventilateurs et les pompes ;
- le nombre de dents des engrenages ;
- le diamètre des poulies et la longueur des courroies ;
- le type des roulements ;
- le nombre de barres de la cage d'écureuil du moteur, etc.

Tous ces renseignements sont indispensables pour déterminer les outils adéquats à une surveillance efficace. Ils permettent de calculer les fréquences caractéristiques des défauts susceptibles d'apparaître sur les machines. [3]

III. Méthodes d'analyse :

Il existe plusieurs méthodes d'analyse tel que :

II.7.1. L'analyse d'huile :

Le lubrifiant (huile) est comparable au sang de la machine, il reflète le comportement et l'état du système dans lequel il circule.

Le suivi de ces caractéristiques physico-chimique permet d'apprécier l'état de dégradation de l'huile et de connaître son aptitude à remplir totalement ses fonctions initiales de lubrification. L'évolution de cette dégradation peut être un indicateur de condition d'exploitation de l'équipement. Elle va permettre d'optimiser les fréquences de vidanges dans le cas de quantité importante, le suivi de la contamination permet :

- De situer l'organe défectueux, d'apprécier l'évolution et le type d'usure dans le cas d'une pollution par des particules internes.
- D'apprécier la nature et l'origine des agents extérieurs.

Les caractéristiques de l'huile neuve et on compare les résultats obtenue a chaque analyse, si l'on constate une évolution brutale des caractéristiques ou si l'on atteint des valeurs très éloignées des valeurs initiales, il faut soit intervenir au niveau du matériel ou remplacer l'huile. [4]

III.7 .2. Thermographie infrarouge

Le contrôle par thermographie a pour objet de détecter et de localiser les variations de température en surface. Une caméra infrarouge associée à un logiciel de traitement d'image, permet d'obtenir une image en 2 dimensions, appelée thermo-gramme, de la zone contrôlée. La couleur de chaque pixel de l'image peut être reliée à la température en chaque point de l'objet, en faisant des hypothèses sur la valeur d'émissivité de la surface

La thermographie est utilisée lors des opérations de maintenance sur site pétrochimique notamment pour le contrôle :

- de l'état des calorifuges et frigorifuges d'équipement fonctionnant hors température normale,
- de l'état des matériaux réfractaires utilisés sur les fours, cheminés et le gunitage de réacteurs,
- de niveaux dans les réservoirs.

La thermographie est bien adaptée à la détection des points chauds (surchauffe, température anormale) sur les machines tournantes et les armoires électriques. Il est également envisageable de surveiller un processus comme le soudage, le remplissage d'un moule. [5]

Exemple : la **figure 1.3** présente un exemple de la thermographie infrarouge pour détecter un défaut d'engrenage.



Figure 1.3 : exemple de la thermographie infrarouge

II.7. 1. L'analyse vibratoire :

Le principe de l'analyse des vibrations est basé sur l'idée que les structures de machines, excitées par des efforts dynamiques, donnent des signaux vibratoires dont la fréquence est identique à celle des efforts qui les ont provoqués ; et la mesure globale prise en un point est la somme des réponses vibratoires de la structure aux différents efforts excitateurs. On peut donc, grâce à des capteurs placés en des points particuliers, enregistrer les vibrations transmises par les structures de la machine et, grâce à leur analyse, identifier l'origine des efforts auxquels elle est soumise. De plus, si l'on possède la « signature » vibratoire de la machine lorsqu'elle était neuve, ou réputée en bon état de fonctionnement, on pourra, par comparaison, apprécier l'évolution de son état ou déceler l'apparition d'efforts dynamiques nouveaux consécutifs à une dégradation en cours de développement.

La mesure d'une vibration transmise par la structure d'une machine sous l'effet d'efforts dynamiques sera fonction de multiples paramètres :

- Caractéristiques de fixation de la machine sur le sol qui oppose des réactions aux vibrations et modifie l'intensité
- Position et fixation du capteur sur la machine
- Caractéristiques du capteur.
- Pré-amplification et transmission du signal.
- Vitesse de rotation et puissance absorbée.
- Etat des liaisons de la chaîne cinématique (alignement, balourd, engrenages, roulements etc.).

II.8. Défauts des machines tournantes :

II.8.1. Balourd :

Le balourd (**Figure 1.4**) est la cause de vibrations la plus commune et la plus fréquemment rencontrée. En dépit du soin apporté à la construction des rotors, il est donc impossible de les équilibrer parfaitement et il existe donc toujours une vibration à la fréquence de rotation dont l'amplitude est directement proportionnelle à l'importance du balourd et au carré de vitesse de

rotation. Une modification brusque de l'amplitude correspond systématiquement à une modification du balourd dont l'origine peut-être une rupture ou la déformation d'une partie du rotor (ailettes de turbine par exemple). Si cette modification d'amplitude est plus lente, il peut s'agir d'une usure ou d'un encrassement de la partie tournante (suie, dépôt, etc.). Le phénomène se caractérise par une vibration radiale importante à la fréquence de rotation.

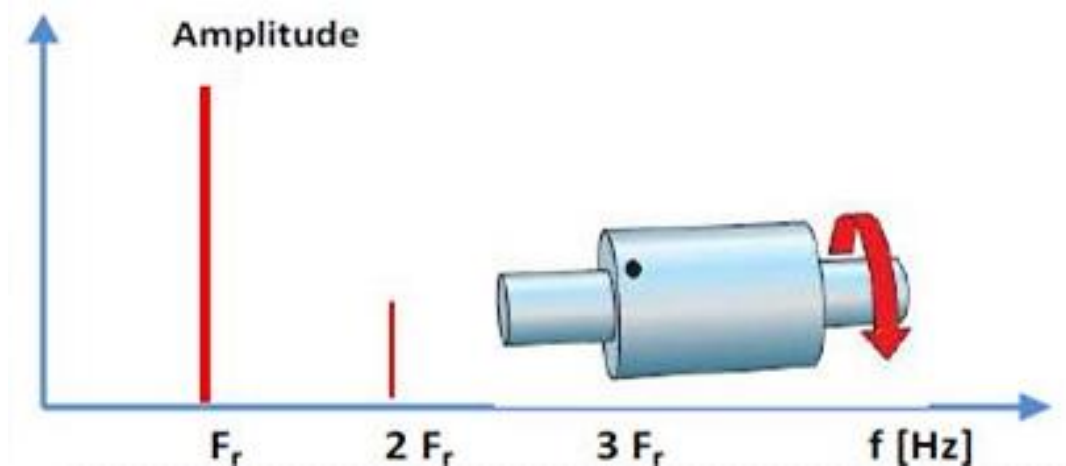


Figure 1.4 : Défaut de balourd

II.8.2. Désalignement :

Un désalignement (**Figure 1.5**) 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.

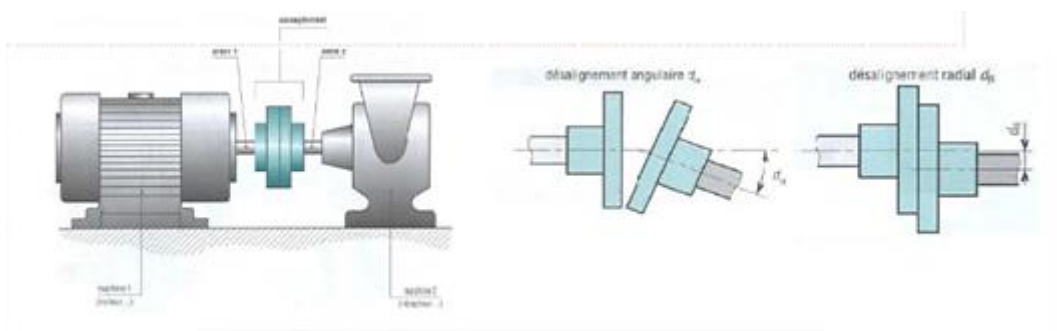


Figure 1.5 : Défauts désalignement

II.8.3. 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 égale à deux fois la vitesse de rotation. Cette vibration se produit sous l'effet du balourd initial et elle peut prendre une amplitude élevée en fonction du degré de desserrage du palier.

II.8.4. Engrenement :

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. [6]

Un défaut d'engrenage (**Figure 1.6**) provoque des vibrations à la fréquence est égale à la vitesse de rotation du pignon multipliée par son nombre de dents ($f_{eng} = N1*f1 = N2*f2$).



Figure 1.6 : Défaut d'engrenage

II.8.5. Les défauts de roulements :

II.8.5.1. Architecture des roulements

Un roulement est un corps formé par deux bagues coaxiales appelées bague interne et bague externe, entre lesquelles existent des corps roulants uniformément espacés par une cage et tournants sur un chemin. Le corps roulant peut être une bille, un rouleau cylindrique ou trapézoïdal. Certains roulements possèdent de plus une flasque qui est une couverture latérale, couvrant l'espace entre les deux bagues externe et interne. (**Figure 1.7**)

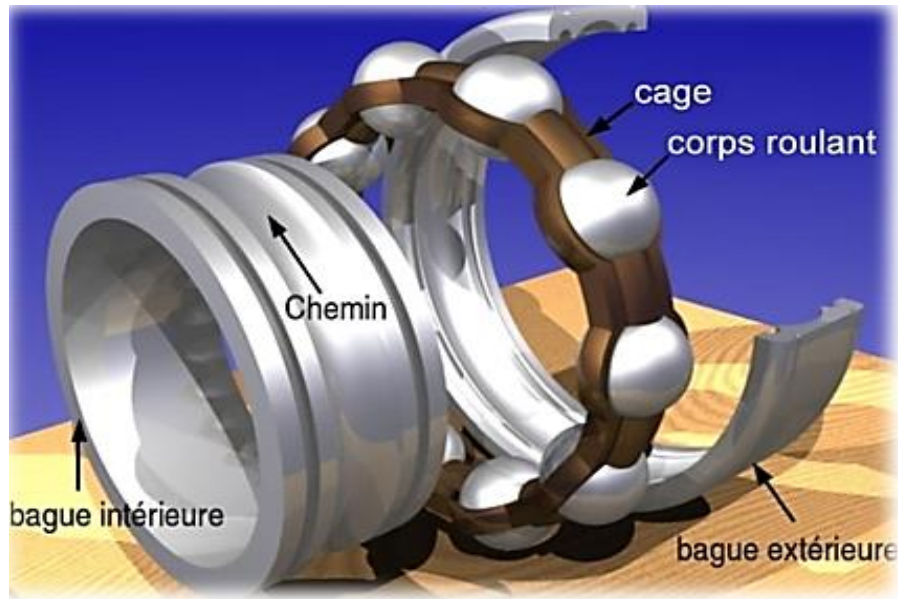


Figure 1.7 : Architecture d'un roulement rigide à billes.

Parmi les nombreux défauts qui peuvent se trouver dans un roulement, citons les plus fréquentes entre eux :

II.8.5.2. Causes des défauts :

a) Usure

L'usure généralement provient de trois causes principales :

- L'usure peut provenir à cause de particules qui pénètrent entre le corps roulant, et les bagues interne et externe. Cela se manifeste généralement lorsqu'il y a un manque de propreté lors de l'assemblage du roulement, ou si le lubrifiant est contaminé par des particules. Une légère dentelure apparaît alors sur les bagues externe et interne, et sur le corps roulant. (**Figure 1.8 (a)**)
- L'usure peut encore se montrer à cause d'une lubrification légère ou manquante. Dans une telle situation, le lubrifiant n'est pas capable d'atteindre l'intérieur du roulement, on a besoin d'une ré-lubrification fréquente. Le roulement possède les différentes parties usées et de surface réfléchissante comme un miroir. (**Figure 1.8 (b)**)
- La dernière cause qui est responsable d'une telle usure provient d'une vibration excessive qui atteint le roulement sans que celui-ci ne tourne. Généralement, ce type de défaut apparaît lors du transport des machines, sous forme de creux rectangulaires sur le chemin de la bague interne, et circulaires sur le chemin de la bague externe. Plusieurs mesures peuvent être prises pour éviter ce type de défaut. Un pré-chargement radial des roulements durant le transport peut résoudre ce problème. Un

support amortisseur de vibration peut encore réduire les détériorations. (**Figure 1.8**
(c))

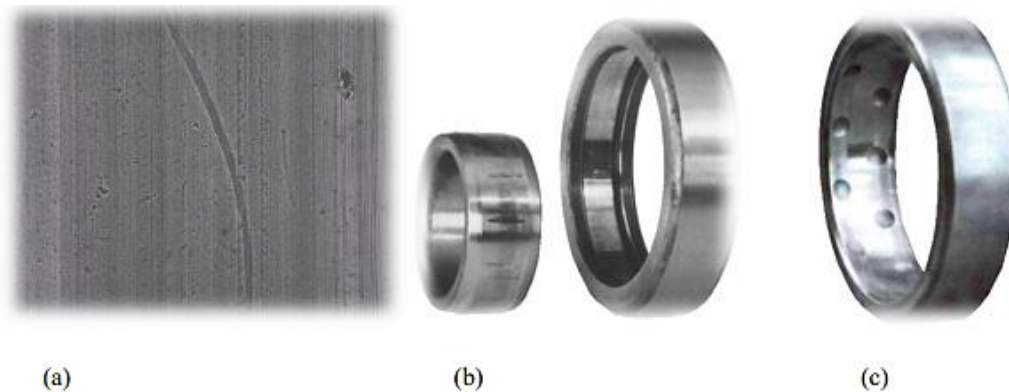


Figure 1.8 : Défaut de roulement – usure

b) Dentelure

La dentelure apparaît généralement lorsque le roulement n'est pas correctement monté, ou lorsque le roulement est soumis à une grande charge lorsqu'il est immobile. Une dentelure alors apparaît dont la distance entre les fissures est égale à la distance entre les corps roulants. (**Figure 1.9**)

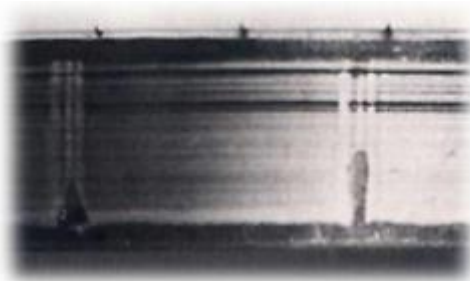


Figure 1.9 : Défaut de roulement – dentelure

c) Bavure

Le phénomène de bavure apparaît sous forme d'un transfert de la matière d'une surface à une autre. Cela peut être causé par plusieurs facteurs : un manque de lubrification, pénétration du corps roulant dans la zone chargée, une charge légère par rapport à la vitesse de rotation et d'autres...Chaque cas doit être traité de façon à éliminer la cause. Le développement de la bavure conduit à une cassure totale de la bague ou du corps roulant. (**Figure 1.10**)

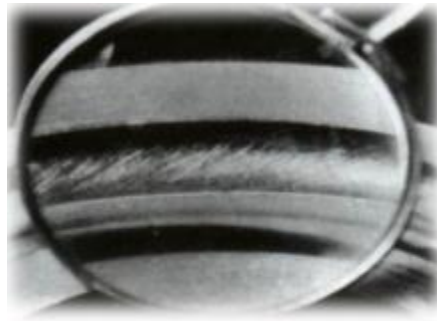


Figure 1.10 : Défaut de roulement – bavure

d) Ecaillage

L'écaillage apparaît normalement à cause du vieillissement du roulement, mais ce n'est pas la raison unique pour que cet écaillage apparaisse, celui-ci peut arriver à cause d'une grande différence de température entre la bague interne et externe, de même, si le boîtier qui porte le roulement possède la forme ovale, on obtient le même résultat, il faut changer le boîtier immédiatement. D'autres causes peuvent être : un montage incorrect du roulement, ou une liberté axiale légère qui n'est pas suffisante pour le mouvement de la dilatation. (**Figure 1.11**)



Figure 1.11 : Défaut de roulement – écaillage

e) Corrosion

Elle apparaît après la présence de l'eau ou de l'humidité pour une longue période dans le roulement. La corrosion peut entraîner à la cassure d'une bague ou du corps roulant. Pour la corriger, il faut utiliser un meilleur lubrifiant antirouille. (**Figure 1.12**)

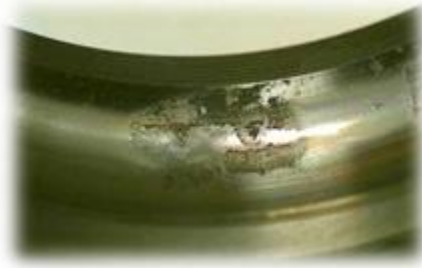


Figure 1.12 : Déficit de roulement – corrosion

f) Cassure

La cassure provient dans la plupart des cas d'une mauvaise manipulation du roulement, par exemple lui donner un coup de marteau au temps de montage. La cassure peut encore provenir d'une corrosion ou d'une bavure. (**Figure 1.13**)

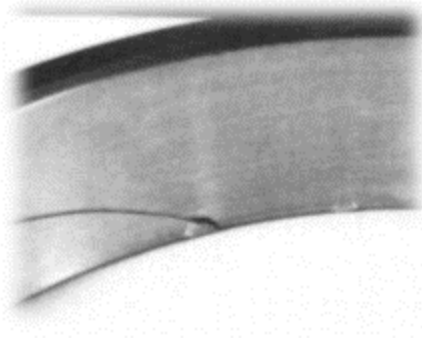


Figure 1.13 : Déficit de roulement – cassure

g) Choc électrique

Le passage d'un courant électrique dans un roulement en rotation ou non, peut endommager ces différentes parties. (**Figure 1.14**)



Figure 1.14 : Déficit de roulement – choc électrique.

III. Synthèse bibliographique :

L'objectif de cette partie est de donner un bref historique sur les développements récents dans le domaine du diagnostic vibratoire des défauts intéressants détecté dans les machines tournantes.

La nécessité de l'utilisation des machines tournantes grandes et petites dans la vie actuelle et surtout dans les systèmes industriels depuis le début du siècle passé, impose la surveillance, la maintenance et la réparation. Plusieurs travaux de recherches dans ce domaine ont été publiés par des chercheurs de divers laboratoires. On cite :

Jena D.P et Panigrahi S.N [7], ont proposé un système de filtres a plusieurs étapes de traitement du signal telles que débruitage, analyse temps-fréquence, extraction d'enveloppe lisse du signal (smooth envelope signal SES) suivie d'une technique de détection de crête robuste. Tout d'abord, la force de la transformée de paquets d'ondelettes (WPT) a été exploitée avec un algorithme proposé pour identifier le signal débruité pour un traitement ultérieur. Dans la deuxième étape, le SES a été généré en intégrant les coefficients de spectrogramme améliorés dans le domaine du temps. Le spectrogramme temps-fréquence amélioré correspondant a été généré en adoptant la transformée d'ondelette complexe de Morlet (CMWT) suivie d'une routine de seuillage. Comme l'objectif est de localiser les défauts dans les signaux de domaine temporel, dans la dernière étape, une technique robuste de détection de pics a été intégrée dans le système proposé de filtres. Dans toutes les étapes de la conception du filtre, un processus de validation en deux étapes a été suivi. Cela implique une analyse de performance avec un signal synthétique suivi d'une investigation expérimentale. La force d'un préconditionnement de signal fort, qui aide à identifier une fonction d'ondelette mère appropriée pour différents systèmes et pour une large gamme de défauts, a été mise en évidence.

Bostjan D et al. [8], ont proposé une méthode de diagnostic des défauts repartis de roulement utilisant l'analyse des vibrations. La comparaison des spectres d'enveloppe des signaux de vibration montre que l'on peut distinguer les défauts localisés et repartis, En outre, une procédure de diagnostic pour la détection des défauts repartis est proposée. Pour cela ils ont évalué sur plusieurs roulement avec des défauts repartis naturellement nés, qui sont comparés avec des roulements sans défauts et des roulement avec défauts localisées, Ils ont démontré expérimentalement que les caractéristiques extraites des vibrations dans des conditions sans défaut, avec défaut localisé et repartis forment des grappes clairement

séparables, ce qui permet le diagnostic. L'analyse des signaux montre qu'il est possible de distinguer les défauts localisés et repartis.

N. Sawalhi, R.B. Randall [9], ont présenté un modèle de simulation de l'interaction entre les engrenages et les roulements en présence de défaut. Cet article est composé de deux parties ([9],[10]), dans la première partie ils présentent un modèle dynamique combinée d'engrenage/roulement, sur un banc d'essai de boîte de vitesse et une simulation des défauts localisés des roulements. Pour simuler ceci il est nécessaire de modéliser un système d'engrenages portés sur des roulements. Ce modèle est basé sur la théorie hertzienne de contact qui comporte les déplacements dans les deux pistes de roulement avec la charge transmise par les éléments roulants dans les roulements. Les signaux simulés et expérimentaux (signaux d'accélération) des défauts localisés ont été soumis aux mêmes techniques de diagnostic : analyse spectrale, analyse spectrale de Kurtosis (SK) et l'analyse d'enveloppe. Les signaux simulés ont les mêmes caractéristiques que ceux mesurés, la similitude entre ces derniers confirme que ce modèle peut être employé efficacement pour simuler des défauts de différentes positions et gravités.

N. Sawalhi, R.B. Randall [10], ont présenté un modèle dynamique combiné pour les engrenages et les roulements, dans lequel un défaut répartie sur les bagues intérieure et extérieure du roulement peut être étudié en présence d'interaction avec un défaut d'engrenage. Un modèle combinée d'engrenage/roulement a été simulé pour obtenir un meilleur arrangement de l'interaction des deux composants. Le modèle de simulation est modifié par un modèle de défaut répartie qui ne produite pas nécessairement des réponses avec des impacts à haute fréquence, cette présentation est une prolongation du modèle de simulation décrit dans la partie I [9]. La nouvelle extension inclut la simulation des défauts répartie dans les bagues intérieure et extérieure. Les résultats simulés pour les défauts repartis de la bague intérieure ont été comparés aux résultats expérimentaux, et les deux sont soumis aux mêmes techniques de diagnostique (analyse d'enveloppe et SCF *Spectral Correlation Function*). La simulation du défaut répartie de la bague extérieure est semblable avec les résultats expérimentaux dans des limites de l'existence des deux premiers harmoniques du BPFO dans le spectre d'enveloppe. Ils comparent les signaux simulés et réels mesurés sur un banc d'essai d'engrenage/roulement pour les défauts prolongés des bagues intérieure et extérieure. Ils démontrent en particulier qu'ils réagissent aussi aux techniques de diagnostics existantes.

Samanta .B et al [11], ont présenté une étude pour comparer les performances de la détection des défauts de roulement à l'aide de deux classificateurs différents, à savoir, les réseaux de neurones artificiels (ANNs) et les machines à vecteurs de support (SMVS). La

sélection des fonctions d'entrée et les paramètres de classificateur appropriés ont été optimisés en utilisant l'approche d'algorithme génétique GA-based. Les rôles des différents signaux de vibration et les techniques de prétraitement du signal ont été étudiés. Les performances de SVM ont nettement mieux que l'ANN avec ensemble de fonctionnalités. L'utilisation de GAs avec seulement six fonctionnalités ont donné une classification à 100% pour les ANN et les SVM. Le Temps de formation était sensiblement moindre pour les ANNs. Les résultats montrent l'application GAs pour la sélection des caractéristiques et des paramètres du classificateur dans détection de la condition de la machine.

Tandon.N et Choudhury .A [12] , ont présenté des méthodes de mesure des vibrations et de l'acoustique pour la détection des défauts des roulements . La détection des types de défauts localisés et répartis a été envisagé, une explication de la génération de vibrations et de bruit dans les roulements est donnée, Ils ont couvert la mesure des vibrations dans les domaines de temps et de fréquence ainsi que des techniques de traitement du signal telles que la technique de résonance à haute fréquence. D'autres techniques de mesure acoustique telles que la pression acoustique, l'intensité sonore et l'émission acoustique ont été examinées. Les tendances récentes de la recherche sur la détection de défauts dans les roulements, comme la méthode de la transformée en ondelettes et le traitement automatisé des données, ont également été incluses.

Kulkarni Sh et.Wadkaront S.B [13] ont analysé l'effet de la rugosité , de la vitesse et de la charge sur la réponse vibratoire de la bague extérieure d'un roulement à billes. Dans ce travail, ils ont étudié le spectre de vibration produit par un défaut simple de rugosité sous une charge radiale pure à divers emplacements sur la course externe du roulement. Les résultats expérimentaux sont présentés dans le domaine du temps et de la fréquence et comparés avec la fréquence de passage de la bille de la bague externe, ils ont montré que la réponse en fréquence obtenue à partir des résultats expérimentaux est identique à la fréquence théorique du passage de la bille de la race externe.

Zhu. Z.K. et al [14], ont proposé une méthode de détection transitoire qui combine la transformation en ondelettes continues (CWT) et le test de Kolmogorov-Smirnov (K-S) pour le diagnostic de défaut de machine. Selon cette méthode, le CWT représente le signal dans le plan de l'échelle de temps, et la "détection étape par étape" proposée basée sur le test K-S identifie les coefficients transitoires. Ils ont montré par la simulation que la caractéristique transitoire peut être identifiée efficacement dans le plan d'échelle de temps avec le test K-S, En outre, les transitoires peuvent être transformés dans le domaine temporel par l'intermédiaire du CWT inverse. La méthode proposée est alors utilisé dans la détection des

transitoires de vibration de la boîte de vitesses pour le diagnostic de panne et les résultats montrent que les caractéristiques transitoires exprimées dans le plan temporel et reconstruites dans le domaine temporel caractérisent plus nettement l'état de la boîte et le développement de la sévérité Signal du domaine temporel original. La méthode proposée est également appliquée aux signaux vibratoires de roulements coniques avec défaut localisé respectivement dans la bague intérieure, la bague extérieure et les éléments roulants. Ils ont montré que les transitoires détectés indiquent non seulement l'existence des défauts de roulement mais aussi les informations sur la gravité de défaut jusqu'à un certain degré.

Laha S K [15] a proposé un algorithme de débruitage des moyens non linéaires modifiés (NL-means) pour le diagnostic des défauts des roulements. Ce travail porte sur l'application de la méthode de débruitage non linéaire en 1-D pour l'amélioration des défauts Signature dans les roulements. Il montre que la méthode est robuste contre différents niveaux de bruit. En outre, le spectre d'enveloppe du signal de vibration de palier est également utilisé pour obtenir des fréquences caractéristiques des défauts de roulement.

Sari-Hassoun .Z et al [16], ont proposé une méthodologie pour l'application de l'analyse fréquentielle en maintenance prédictive dans le cas d'une pompe. L'objectif de cette application est de permet de surveiller certaines machine par le mesure de vibrations. La machine n'est révisée que si son état le nécessite, ils ont constaté que la machine pouvait tourner en sécurité jusqu'à trois fois (parfois plus) plus longtemps que prévu par le système et le cycle de révision devient plus long Ceci implique un gain en pièce de rechange, l'aide de l'étude des spectres fréquences qui permet de déceler les défauts et leur évolution des différents organes de la pompe. L'analyse de ses spectres et leur suivi dans le temps permet d'optimiser le temps de fonctionnement de chaque organe de la machine.

El Had .K et al. [17] ont fait une étude Pratique de la Maintenance Prédictive par les Méthodes Vibratoires. Le but de ce travail vise l'étude de l'influence de la charge et le défaut de l'alignement de l'accouplement des mécanismes d'entraînement sur les accélérations vibratoires. En pratique, les signaux vibratoires enregistrés sont le résultat d'un mélange de différentes sources correspondant aux composants de la machine, ce qui rend difficile l'interprétation de l'état d'endommagement d'un composant particulier. L'intérêt est de séparer la contribution des différentes sources vibratoires généralement et directement liées à une défaillance plus ou moins importante d'un composant mécanique, à partir de plusieurs mesures réalisées par les accéléromètres. La séparation permet de localiser les défauts sur les composants et de suivre l'évolution de l'endommagement de chacun d'entre eux. Le principe est alors d'améliorer le diagnostic.

Merzoug .M et al [18], ont proposé une méthodologie du diagnostic des transmissions par engrenages en régime variable. L'objectif de ce travail est la recherche des indicateurs pertinents pour le diagnostic des engrenages à partir des signaux simulés des vibrations en régime à vitesse variable. Ils ont proposé deux indicateurs, Le premier est la valeur RMS divisée par la fréquence instantanée et le deuxième est d'extraire les fréquences caractéristiques des engrenages et de les diviser par les fréquences de rotations moyennées, ont utilisé des signaux de simulation pour tester les indicateurs .Ces signaux sont les résultats de la modélisation dynamique de la transmission et sont les réponses calculées en utilisant le schéma d'intégration de Newmark. Ils ont considéré les défauts d'excentricités sur les roues dentées et un défaut de profil.

Touafek .I et al. [19] ont fait une étude de définir l'aspect général d'une méthode récente qui est la décomposition en mode empirique "EMD" utilisée comme un outil de traitement pour des signaux non stationnaires et non linéaires .Dans ce travail, ils ont exposé son fonctionnement à partir d'un signal réel. Cette méthode a été exploitée pour détecter d'une manière précoce la présence d'un défaut en utilisant des indicateurs vibratoires globaux qui sont basés sur l'analyse statistique d'un signal temporel tels que le Kurtosis et le facteur crête. Ils permettent de pouvoir corréliser la sévérité d'un défaut à sa signature vibratoire. Par comparaison, l'application de l'EMD a bien amélioré la sensibilité du kurtosis qui indique que le défaut est né dans le septième jour et non pas le douzième jour. Ils ont montré que le kurtosis est meilleur pour la détection des défauts.

IV. conclusion

La maintenance prédictive a été introduite dans les entreprises depuis 1989 avec un développement d'une application informatisée qui a été intégré au système GMAO (gestion de maintenance assistée par ordinateur). Cette application permet de surveiller certaines machines par la mesure de vibrations.

Nous avons constaté que la machine pouvait tourner en sécurité jusqu'à trois fois (parfois plus) plus longtemps que prévu et le cycle de révision devient plus long. Ceci implique un gain en pièce de rechange.

Le choix des méthodes d'analyse des signaux accélérométriques issus de machines tournantes est normalement conditionné par la nature de la machine, mais aussi par la nature du défaut à déceler dans le signal.

Dans ce chapitre nous avons présenté le maximum des méthodes de surveillance et dans la partie de l'état de l'art, nous présentons une synthèse bibliographique des différentes méthodes de diagnostic les plus utilisés pour les systèmes mécaniques (engrenage et roulement).

Chapitre 02

Analyse vibratoire

I. 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 approprié 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 une étude théorique sur l'analyse vibratoires, les différentes méthodes et technique utilisée et celle toujours en voie de développement.

II. Définition d'une vibration

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.

II.1. 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.[20]

II.1.1. Vibration périodiques

Elles peuvent 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 plus faciles à analyser.

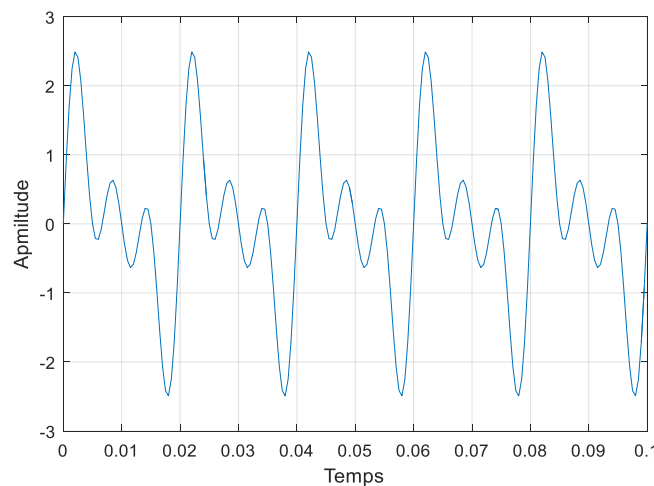


Figure 2.1 : vibration périodique

Les mouvements sinusoïdaux élémentaire sont appelés *composantes harmonique* et leurs fréquences sont des multiples entiers de la fréquence du mouvement fondamental dite fréquence fondamentale ou premier harmonique. [20]

II.1.2. Les vibrations transitoires

Elles sont générées par des forces discontinues (chocs) comme par exemples les vibrations provoquées par un marteau-pilon .Elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissements.

Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a amortissement sub-critique, et le mouvement pseudopériodique.

Si l'amortissement très important la structure revient sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur-critique et le mouvement est apériodique. [20]

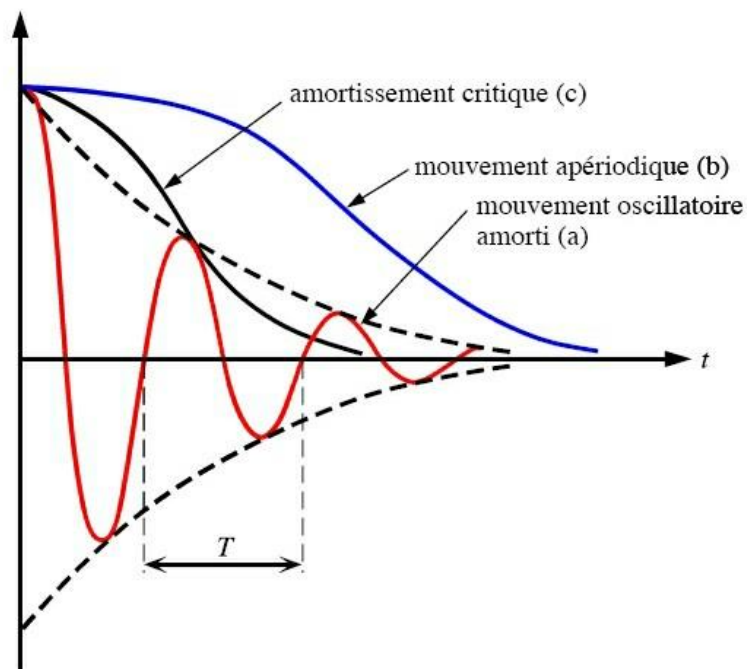


Figure 2.2 : amortissement sur-critique et le mouvement pseudopériodique

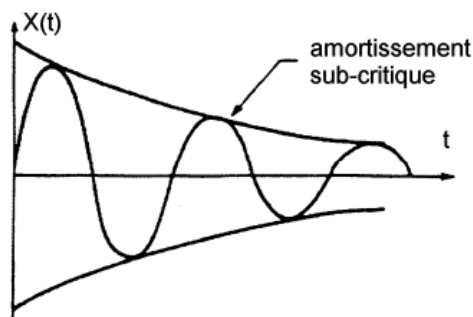


Figure 2.3 : amortissement sub-critique

II.1.3. Les vibrations aléatoires

Elles sont caractérisées par un mouvement oscillant aléatoire qui ne se produit pas identiquement à lui-même comme les mouvements périodiques.

Citons un exemple la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe centrifuge.

Les vibrations aléatoires ne peuvent être représenté mathématiquement que par une série de relation de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour l'analyser, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue.

Ces vibrations caractéristiques sont donc toutes identifiables et mesurables, et la tendance à l'accroissement de leur intensité est représentatives de l'évolution de l'effort qui les génère, et révélatrice du défaut qui se développe. [20]

II.2. Caractéristiques d'une vibration :

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

II.2.1. Fréquence

La fréquence est le nombre de fois qu'un phénomène se répète en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisie est la seconde, la fréquence s'exprime en hertz [Hz].
1 hertz = 1 cycle/seconde.

Une vibration qui se produira 20 fois par seconde aura donc une fréquence f de 20 hertz.

II.2.2 Amplitude

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

L'amplitude maximale par rapport au point d'équilibre appelée amplitude crête ou niveau crête, l'amplitude double, aussi appelée l'amplitude crête à crête ou niveau crête-crête.

II. 3. Types de vibrations :

II.3.1. Vibration harmonique :

C'est une vibration où la courbe $A(t)$ est représentée par une forme sinusoïdale, elle est reproductible de la même façon.

L'équation de mouvement de ce type de vibration est donnée par la formule (1) :

$$A(t) = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

Avec :

ω : La pulsation, $\omega = 2\pi f$, (f : la fréquence du mouvement).

φ : La phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps.

II.3.2. Vibration périodique :

Elle peut correspondre à un mouvement sinusoïdal pur 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 (vibration périodique) qui est appelée « fréquence fondamentale » ou fréquence de l'harmonique d'ordre 1.

Les vibrations transitoires sont générées par des forces discontinues (chocs). Elles peuvent présenter ou non un aspect oscillatoire revenant à une position d'équilibre après amortissement. Lorsqu'il existe des oscillations, comme pour une structure qui vibre après un choc et pour laquelle le coefficient d'amortissement est faible, on dit qu'il y a un amortissement sub-critique, et le mouvement est pseudo-périodique. Si l'amortissement est très important, la structure revient à sa position d'équilibre sans oscillation, on dit alors que l'amortissement est sur-critique et le mouvement est apériodique.

La vibration périodique est décrite par :

$$A(t) = \sum A_i \cdot \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (2)$$

II.3.3. Vibration aléatoire apériodique (choc) :

Comme par exemple la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe) est caractérisée par un mouvement oscillant aléatoire qui ne se produit pas identiquement à lui-même comme un mouvement périodique.

La vibration aléatoire ne peut être représentée mathématiquement que par une série de relations de probabilités car il faudrait théoriquement un temps infini pour les analyser, mais on peut considérer que la fonction aléatoire est une fonction périodique dont la périodicité est égale à l'infini et que cette fonction est constituée d'une infinité de fonctions sinusoïdales dont la fréquence varie de façon continue.

Cette vibration caractéristique est donc toute identifiable et mesurable. La tendance à l'accroissement de sa intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui la génère et révélatrice du défaut qui se développe.

Elle décrite par l'expression suivante :

$$A(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \sin(\omega_i + \varphi_i) \quad (3)$$

II.4. Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire :

Comme tout mouvement, une vibration peut être étudiée selon trois grandeurs, il s'agit du déplacement, la vitesse et l'accélération. [21]

II.4.1. Déplacement d'une vibration :

On constate que le déplacement (Dép) est inversement proportionnel au carré de la fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente plus le déplacement du mouvement vibratoire augmente, ce qui confirme que son utilisation est réservée pour des vibrations de très basse fréquence ($f \leq 100$ Hz).

II.4.2. Vitesse d'une vibration :

La vitesse d'un objet vibrant passe de zéro à une valeur maximale pendant chaque cycle de vibration. Elle est maximale lorsque l'objet passe par la position fixe qu'il occuperait en l'absence de vibration, en déplacement vers une position extrême. L'objet vibrant ralentit à mesure qu'il s'approche de sa position extrême, où il s'arrête, pour repartir ensuite dans le sens contraire vers la position fixe et l'autre position extrême. La vitesse s'exprime en mètres par seconde (mm/s).

L'amplitude de la vitesse d'une vibration (Vit) est aussi inversement proportionnelle à la fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente plus la vitesse diminue, elle est généralement utilisée dans le cas des phénomènes vibratoire à moyenne fréquence ($100 \text{ Hz} \leq f \leq 1000 \text{ Hz}$).

II.4.3. Accélération d'un mouvement vibratoire :

L'accélération est une grandeur qui indique dans quelle mesure la vitesse varie en fonction du temps et elle s'exprime par conséquent en unités de vitesse (mètres par seconde) par seconde ou en mètres par seconde carrée (mm/s²). L'accélération passe de zéro à une valeur maximale pendant chaque cycle de vibration. Elle augmente à mesure que l'objet s'approche de la position fixe qu'il occuperait en l'absence de vibration.

L'accélération (Acc) c'est la grandeur représentative des forces dynamiques qui ne dépend pas de la fréquence, c'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur une large bande de fréquence ($0 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ KHz}$).

Ces grandeurs physiques sont liées entre elles par des relations mathématiques, ces relations sont assez simples dans le cas des vibrations sinusoïdales (simples). Le choix de l'une ou de l'autre de ces grandeurs joue un rôle très important dans la qualité du diagnostic. Dans le cas d'une vibration purement sinusoïdale, les valeurs mesurées en déplacement, vitesse et en accélération sont liées par des fonctions simples et qui faisant intervenir la fréquence (f).

La vitesse vibratoire est donnée par :

$$Vit = Acc / 2\pi f ; (\text{mm/s}) \quad (4)$$

Le déplacement du mouvement vibratoire est :

$$Dép = Vit / 2\pi f ; (\text{m}) \quad (5)$$

La relation qui relie l'accélération d'une vibration à son déplacement est donnée par :

$$Dép = Acc / 2\pi^2 \cdot f^2 ; (\text{g}) \quad (6)$$

Nous choisirons donc préférentiellement la grandeur (Figure 2.4) déplacement pour détecter des phénomènes basse fréquence [22], et la grandeur accélération pour les phénomènes haute fréquence défaut de roulement.

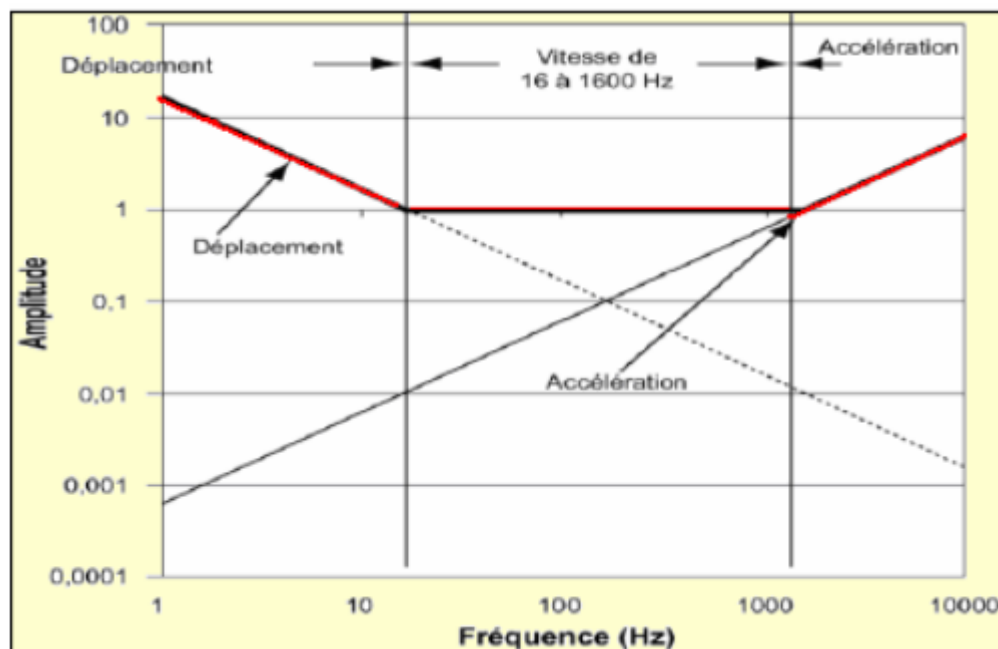


Figure 2.4 : Grandeurs d'une vibration.

II.5. La chaîne de mesure :

II.5.1. Capteurs de vibrations :

Le capteur de vibrations est le premier maillon de la chaîne de mesure. Le plus largement utilisé est l'accéléromètre ou capteur piézoélectrique. Le principe de tous ces accéléromètres est de générer un signal électrique proportionnel au niveau de vibration. Ces accéléromètres sont très appréciés car ils possèdent une large bande de fréquence présentant une excellente linéarité, permettent l'intégration du signal pour obtenir la réponse en vitesse ou en déplacement et sont d'une excellente précision et fiabilité.

La façon d'utiliser l'accéléromètre joue un rôle primordial dans la prise de mesure. En effet, le mode de fixation et l'emplacement du capteur influent sur les résultats. La fixation sur la structure doit être réalisée à partir d'une liaison parfaite. Il existe plusieurs modes de fixation tels que le goujon vissé, l'embase collée, l'embase magnétique, la pointe touche. Ces différents modes jouent un rôle considérable sur la bande de fréquence et surtout sur la répétitivité des mesures. Le choix de l'emplacement du capteur se veut important étant donné la conception de celui-ci. En effet, la prise de mesure est fournie pour une direction donnée ; c'est pourquoi l'accéléromètre doit être placé à un endroit où la mobilité est maximale. Actuellement, le capteur est placé au plus près du défaut potentiel pour éviter les contributions extérieures.

Les signaux enregistrés par les capteurs sont souvent le résultat d'un mélange de nombreuses sources vibratoires qui peuvent perturber l'interprétation des niveaux d'analyse introduit dans la section précédente. Et ceci est d'autant plus vrai si le capteur n'est pas placé au plus près du défaut potentiel dû à un manque d'accessibilité. La surveillance d'un composant particulier peut être perturbée par la présence d'autres sources vibratoires. De même, le diagnostic peut s'avérer difficile si des composants identiques sont intégrés à l'équipement étudié. [23]

II.5.2 Des matériaux piézoélectriques « capteurs » :

La première application industrielle et la plus présente de nos jours des piézoélectriques est pour des capteurs, ils sont appelés transducteurs piézo-électriques. Grâce à la capacité des piézoélectriques de créer une tension dès qu'une force leur est appliquée, ils sont utilisés pour une grande variété de capteurs :

- **Accéléromètres** : Un cylindre avec une bille et un capteur piézoélectrique sur chaque base permet de détecter le mouvement et la vitesse sur un axe. Plusieurs accéléromètres sont placés dans les systèmes pour pouvoir capter le mouvement sur tous les axes comme dans la manette de la console de jeux vidéo Wii ou dans quelques systèmes de sécurité routière.
- **Capteurs de vibration** : des capteurs piézoélectriques sont utilisées pour capter les vibrations qui sont aussi une action mécanique comme sur des systèmes anti cambriolage des voitures et le phonographe.
- **Capteurs de vibrations sonores** : la première application, comme beaucoup de systèmes innovants, a été développée par l'armée. Un système qui capte des vibrations ultrasonores créés par lui-même, grâce à une plaque de quartz, peut faire une image d'un environnement invisible ou lointain (en calculant le temps d'aller-retour de l'onde émise puis réfléchi) : c'est le premier sonar. De plus, ces capteurs sont utilisés pour des microphones.
- **Capteurs d'impact** : Des transducteurs sont placés dans des systèmes où l'on veut calculer la force appliquée et le moment de son application comme dans des batteries (instrument de musique) électriques ou des capteurs de proximité comme dans le métro japonais ou les escaliers électriques qui s'actionnent uniquement quand les matériaux envoient un signal de présence d'un utilisateur.

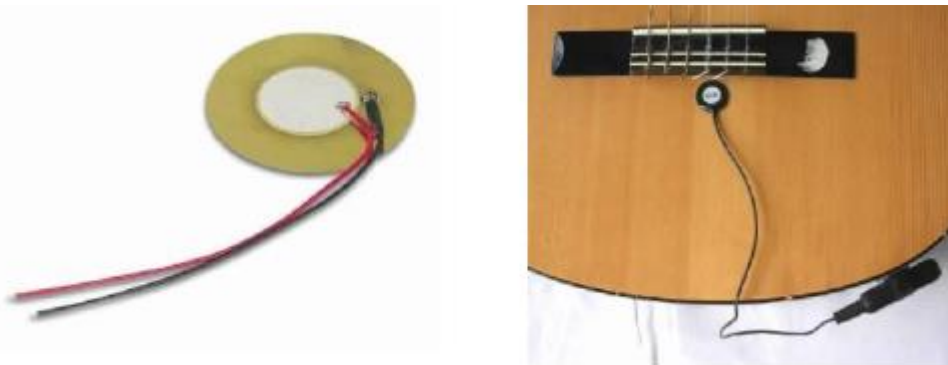


Figure 2.5 : capteur

II.5.3. Types et caractéristiques des capteurs

La première étape conduisant à l'obtention d'une lecture de vibration consiste à convertir la vibration mécanique produite par une machine en un signal électrique équivalent. Cette opération est réalisée au moyen des capteurs de vibrations. On retrouve parmi les capteurs les plus couramment utilisés le proximètre (mesure de déplacement), le vélocimètre (mesure de vitesse) et l'accéléromètre (mesure d'accélération).

Un capteur de vibration est caractérisé principalement par :

- sa **bande passante** (plage d'utilisation) : plage de fréquences à l'intérieur de laquelle l'amplitude mesurée par le capteur ne dépasse pas une marge d'erreur fixée par le constructeur (par exemple + 3 % ou + 3 dB de [3–8000] Hz).
- sa **gamme dynamique** petite et la plus grande amplitude acceptée par le capteur.
- sa **sensibilité** : relation entre la grandeur électrique délivrée à la sortie l'amplitude du mouvement mécanique qui lui donne naissance (par exemple 8 mV par Elle est donnée par le constructeur du capteur, généralement sous forme de courbe d'étalonnage qui devra faire l'objet d'une vérification périodique.

II.5.3.1 Les proximètres

Le proximètre, ou sonde de proximité (**Figure 2.6**), est un capteur de déplacement sans contact qui produit un signal électrique directement proportionnel au déplacement relatif de la vibration d'un arbre ou d'un rotor. Il est monté en permanence à l'intérieur du palier (**Figure 2.7**). Les mesures en déplacement ne sont pas quantifiables dans toutes les gammes de fréquence. Ces mesures seront limitées aux basses fréquences (<100Hz).



Figure 2.6 : proximètres et leur driver

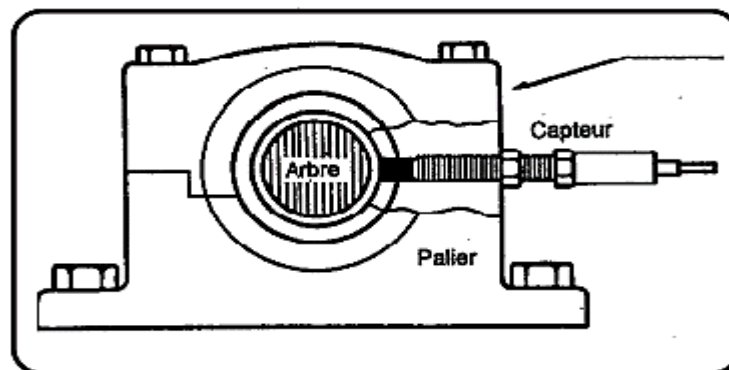


Figure 2.7 : proximètre monté sur un palier

Le capteur de déplacement est utilisé pour toutes les applications où la surveillance des jeux entre les arbres et les paliers s'avère essentielle. C'est pourquoi l'on retrouve des capteurs de déplacement installés sur la plupart des turbines hydroélectriques et des turbomachines. A partir des connaissances des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux Rotor-stator, il est beaucoup plus facile de déterminer des seuils d'alerte et de danger en terme de déplacement qu'en terme de vitesse ou d'accélération.

II.5.3.2. Vélocimètres

Les capteurs de vitesse, ou vélocimètres, sont constitués d'une sonde à contact dite sonde sismique qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté (**Figure 2.8**). La vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse de mouvement de la bobine.

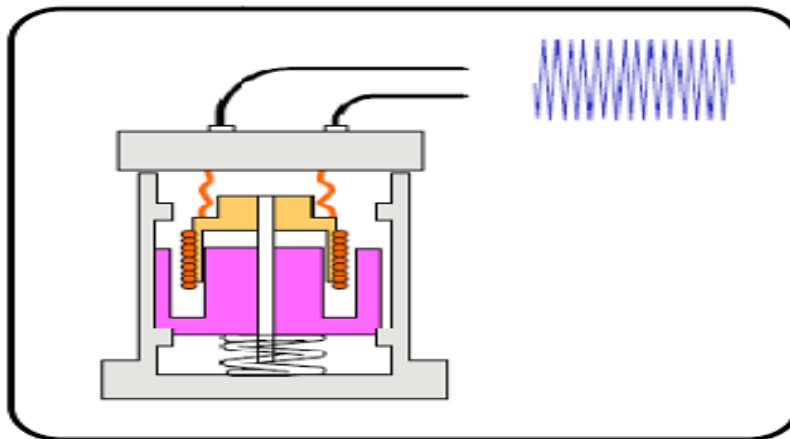


Figure 2.8 : schéma de principe d'un vélocimètre.

La fréquence de résonance de ce type de capteurs se situe généralement entre 8 et 15 Hz et la gamme dynamique s'étend de 10 -20 Hz à 2000 Hz environ.

II.5.3.3. Les accéléromètres

Un accéléromètre piézoélectrique (**Figure 2.9**), est composé d'un disque en matériau piézoélectrique (quartz), qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération. Les accéléromètres piézoélectriques tendent à devenir les capteurs de vibration absolue les plus utilisés pour la surveillance.

Ils possèdent les propriétés suivantes :

- Utilisables sur de très grandes gammes fréquentielles.
- Excellente linéarité sur une très grande gamme dynamique (typiquement 140 dB).
- Le signal d'accélération peut être intégré électroniquement pour donner le déplacement et la vitesse.
- Aucun élément mobile, donc extrêmement durable.

Les accéléromètres à électronique intégrée sont semblables aux accéléromètres piézoélectriques à la différence qu'ils possèdent de manière intégrée un conditionnement de charge pour délivrer une tension proportionnelle à l'accélération.

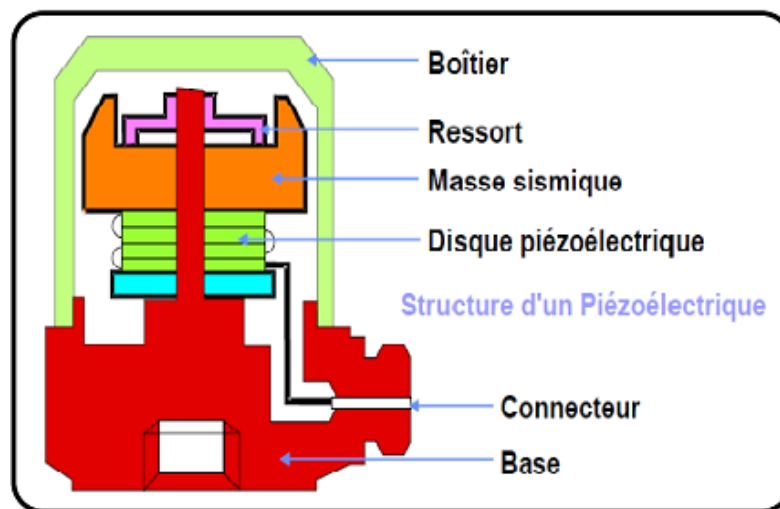


Figure 2.9 : schéma d'un accéléromètre

a) Réponse d'un accéléromètre

L'examen de la courbe de réponse d'un accéléromètre piézoélectrique, illustrée sur **la figure 2.9**, montre l'existence de deux zones

- une zone de linéarité du capteur : c'est la plage de fréquences à l'intérieur de laquelle la réponse du capteur correspond à l'amplitude du signal mesurée avec une bonne sensibilité. Cette zone définit la plage de fréquences pour une bonne utilisation du capteur.
- Une zone englobant la résonance du capteur à l'intérieur de laquelle les mesures d'amplitude sont amplifiées, de façon non contrôlée. Cette zone sera évitée puisque la mesure est fautive.

b) Principe de fonctionnement d'un accéléromètre piézoélectrique :

Une masse dite la masse sismique est attaché à une face du matériau piézoélectrique, l'autre côté est monté sur le corps du capteur, lorsque le corps subit des vibrations, la masse sismique sens la même vibration en intensité mais avec un retard de phase due à la force d'inertie, donc le matériau subira des compressions et attractions avec la même fréquence que celle des vibrations, une charge est générée proportionnelle à la force, qui est à son tour proportionnelle à l'accélération.

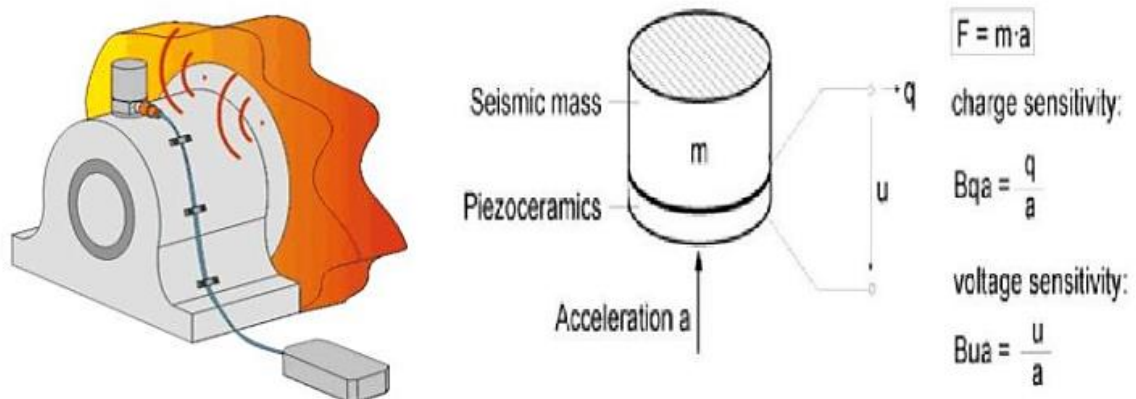


Figure 2.10 : représentation schématique d'un accéléromètre.

c) Les caractéristiques métrologiques d'un accéléromètre piézoélectrique :

La réponse en fréquence :

Le matériau piézoélectrique lorsqu'il subit des déformations il génère une charge électrique qui sera accumulée sur les surfaces de ces électrodes, cette charge peut être facilement dissipée à cause de plusieurs facteurs, mais principalement à cause de l'impédance d'entrée des dispositifs électroniques connectés, ce qui engendre une perte d'information avant qu'on puisse la récupérer totalement, par conséquent un accéléromètre ne présente aucun intérêt pour les forces statique, en effet il se comporte en fréquence comme un filtre passe haut .

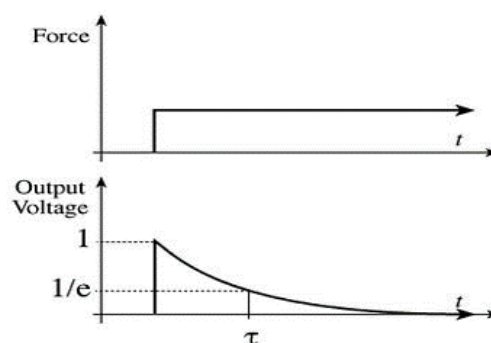


Figure 2.11 : réponse à une force statique

La bande de fréquence utile, la réponse d'un accéléromètre doit être proportionnelle à l'accélération, cela n'est vrai que si le capteur opère dans la bande de fréquence utile, c'est la bande de fréquence pour laquelle le rapport sortie/entrée est constant (réponse linéaire).

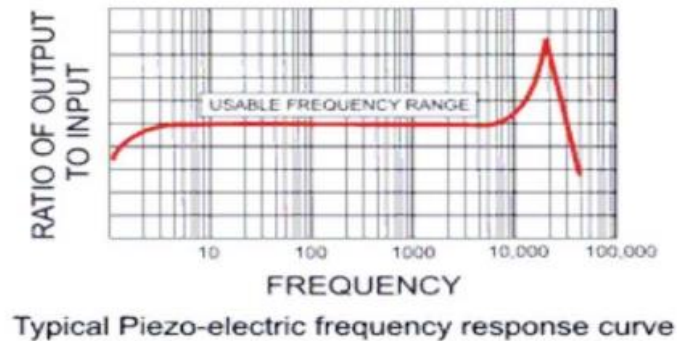


Figure 2.12 : réponse en fréquence

Pour certaines valeurs élevées de fréquence le système présente un phénomène de résonance.

Fréquence de résonance, capteur fixé :

La fréquence de résonance, accéléromètre monté, est la fréquence à laquelle sa sensibilité est maximale, elle est précisée en hertz (Hz). Les accéléromètres en général, montrent une fréquence de résonance supérieure à 20kHz allant quelquefois jusqu'à 90 kHz selon la construction interne utilisée. Comme son nom l'indique, elle est le résultat de résonance naturelle de la structure mécanique de l'accéléromètre. La fréquence de résonance de l'accéléromètre « non monté » en espace libre serait plus élevée mais n'est pas utilisable pour les applications de mesure. C'est la raison pour laquelle la fréquence de résonances est spécifiée « accéléromètre monté ».

Concevoir et produire un accéléromètre ayant une fréquence de résonance montée avec une certaine tolérance n'est pas un but des fabricants. Au lieu de cela, ils préfèrent spécifier une fréquence de résonance inférieure, assurant à l'utilisateur que le point de résonance ne se produira au-dessous du minimum.

La fréquence de résonance est un « facteur de mérite » qui fixe la limite supérieure de la bande de fréquence de l'accéléromètre.

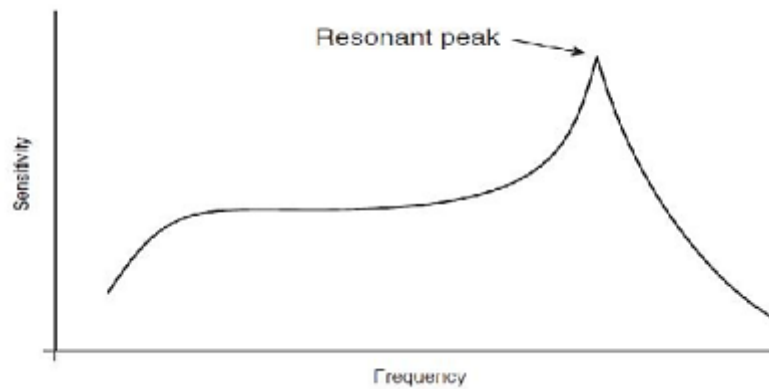


Figure 2.13 : pic de réponse fréquentielle a la fréquence de résonance

Pour les accéléromètres piézo-électriques, dont la structure mécanique est presque entièrement non amortie, l'amplitude du pic de résonance peut être très élevée, ce qui entraîne une sensibilité beaucoup plus élevée que la sensibilité de référence spécifiée. En tant que tel, toute vibration à ou près de la fréquence du pic de résonance sera fortement amplifiée, ce qui entraîne des mesures déformées et des données corrompues. Un objectif de conception des fabricants, alors, est d'avoir le point de fréquence de résonance « capteur monté » aussi haut que possible avec l'intention que ce point soit bien au-delà de toutes les fréquences de vibration de l'application. L'utilisateur doit également veiller à ce qu'aucune des composantes de fréquence de vibration soient, à ou près du point de fréquence de résonance du capteur monté.

Notez que la fréquence de résonance capteur monté est spécifiée en supposant des conditions idéales de montage de l'accéléromètre. Tout comme le fabricant peut influencer sur le point de fréquence de résonance capteur monté selon l'accéléromètre utilisé, la structure mécanique elle-même, peut aussi apporter des facteurs structurels externes devant être sous le contrôle de l'utilisateur. Les caractéristiques de la fréquence de résonance mécanique dépendent de l'élasticité des matériaux et de l'amortissement.

Une fixation de l'accéléromètre insuffisamment rigide augmentera l'amortissement, ce qui se traduira par l'apparition d'un pic de résonance à une fréquence inférieure à celle de la résonance initiale. La fixation de l'accéléromètre est un point critique pouvant dégrader la réponse en fréquence et la qualité de la mesure.

Etendu de mesure :

Etendu de mesure est limité :

- Vers le bas par les bruits électriques du au câble de liaison et a l'amplificateur, et les effets pyroélectriques éventuels, avec un accéléromètre de sensibilité 10 pC/g, cette limite est d'environ 0.001g.

- Vers le haut par la solidité structurelle du capteur soit couramment et selon la sensibilité, 5000 à 10000 g, voir 100000 g pour les chocs violents.

Sensibilité :

La sensibilité de l'accéléromètre, parfois appelée le «facteur d'échelle" de l'accéléromètre, est le ratio du signal électrique en sortie et l'entrée mécanique. (Notez qu'un capteur est généralement défini comme un dispositif qui convertit une forme d'énergie en une autre). Un accéléromètre est tout simplement un transducteur qui convertit une accélération mécanique en un signal électrique proportionnel (sensibilité). Typiquement exprimée en termes de mV / g ou pC / g, elle n'est valable que pour une seule fréquence, la fréquence pour laquelle l'accéléromètre a été étalonné, de façon classique 100 Hz ou 120 Hz selon le lieu de fabrication. Comme la plupart des accéléromètres sont influencés dans une certaine mesure par la température, la sensibilité n'est aussi valable que sur une gamme étroite de température, généralement de 25 ± 5 °C (température à laquelle l'accéléromètre a été étalonné). En outre, la sensibilité n'est également valable que pour une certaine accélération, généralement de 5 g ou 10 g selon le fabricant. La sensibilité est parfois spécifiée avec une tolérance, généralement $\pm 5\%$ ou $\pm 10\%$. Ceci assure à l'utilisateur que la sensibilité de l'accéléromètre restera dans cet écart par rapport à la sensibilité nominale déclarée. Dans presque tous les cas, les accéléromètres sont fournis avec un certificat d'étalonnage indiquant sa sensibilité exacte (dans les limites de l'incertitude de mesure). La sensibilité exacte appelée « sensibilité de référence » est exprimée en pourcentage ou en dB de la valeur trouvée lors de l'étalonnage pour la réponse en fréquence indiquée par le constructeur.

Linéarité :

Il y a plusieurs façons de spécifier la linéarité d'amplitude. La plus restrictive est de la préciser en pourcentage de la lecture, typiquement de $\pm 1\%$, pour toute lecture à l'intérieur de l'étendue de mesure pleine échelle du capteur. Il s'agit d'une spécification de tolérance étroite, car elle signifie que la sensibilité de l'accéléromètre ne peut pas varier de plus de $\pm 1\%$ à n'importe quel point dans la plage d'étendue de mesure.

Une façon beaucoup moins restrictive et plus pratiquée, est de spécifier la linéarité par « paliers », par exemple : la sensibilité augmente de 1% par 500 g, de 0 à 2000 g. Cela signifie qu'à l'extrémité supérieure de la plage d'amplitude, la sensibilité peut varier de 4% par rapport à celle de l'extrémité inférieure de la même plage d'amplitude. Les erreurs de linéarité d'amplitude provoquent une distorsion du signal, en particulier dans les accélérations de forte amplitude. Dans les environnements où plusieurs

fréquences de vibration sont présentes, la distorsion peut entraîner une intermodulation et la création de fréquences non présentes mécaniquement au niveau de l'accéléromètre.

II.5.4. Choix de l'emplacement de capteurs

II.5.4.1. Emplacement

Dans le cas des machines tournantes, les principales mesures seront effectuées le plus souvent au droit des paliers qui sont les parties fixes les plus directement en relation avec les efforts appliqués à la partie mobile (**Figures 2.14 et 2.15**). Ces efforts sont de deux types :

Efforts tournants : ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre, générés par exemple par un balourd ou un désalignement, et dont les amplitudes seront plus grandes dans le cas d'une mesure effectuée dans un plan radial

Efforts directionnels : ce sont des efforts liés à une contrainte de l'arbre, générés par exemple par la tension d'une courroie (effort directionnel radial (**Figure 2.16**)), ou un par le contact d'un engrenage conique (effort directionnel axial).

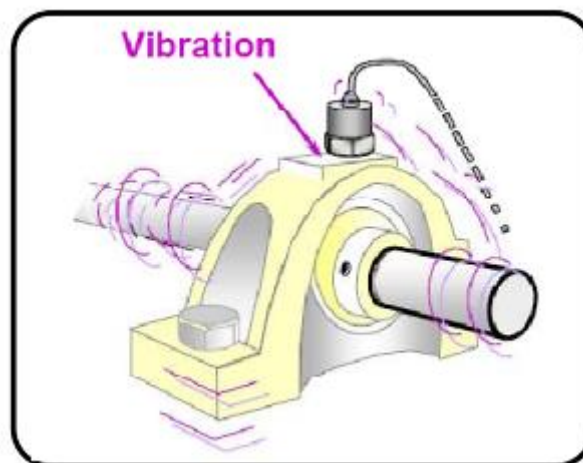


Figure 2.14 : Fixation du capteur sur palier

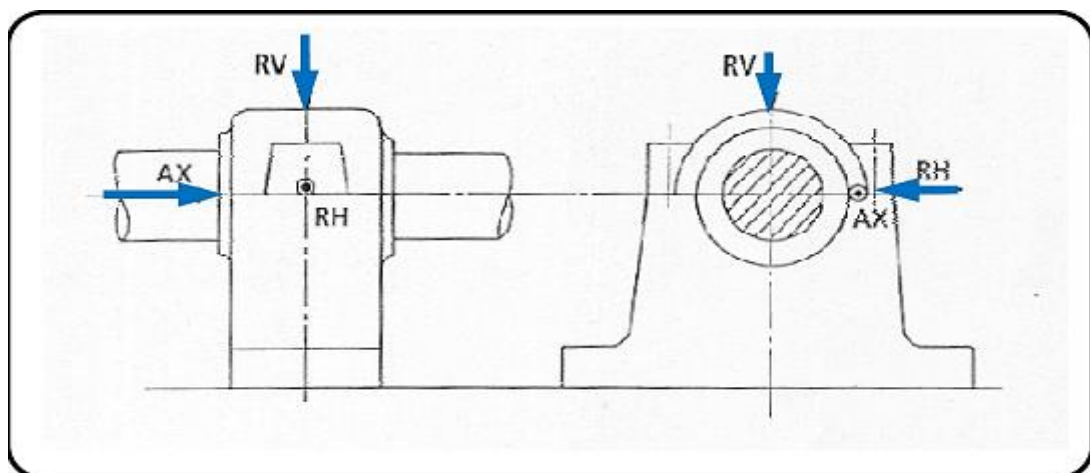
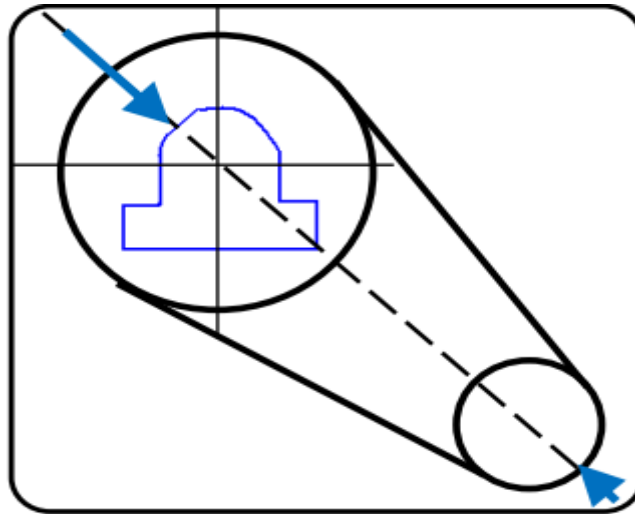
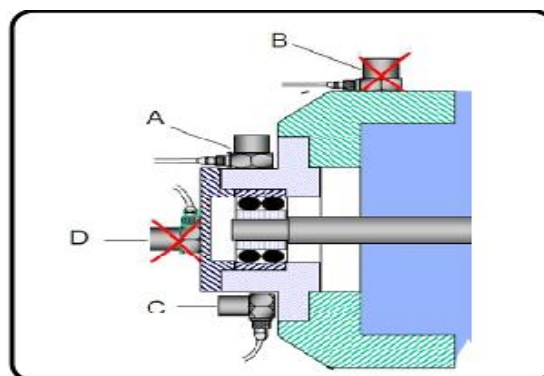


Figure 2.15 : Choix directionnel pour la prise de mesure**Figure 2.16 :** direction favorisée pour transmission par poulies courroies**Remarques**

- Bien que l'effort soit constant dans toutes les directions du plan radial, une mesure dans la direction radiale horizontale donne une valeur d'amplitude plus forte.
- La lecture des valeurs d'amplitude doit tenir compte du temps nécessaire à la prise d'une mesure correcte et de l'estimation des fluctuations de niveaux éventuelles.
- Toute remarque au cours de cette évaluation peut être importante et significative d'un défaut.

II.5.4.2. Consignes pour la fixation des capteurs

- Les capteurs doivent être placés en liaison aussi directe que possible avec les paliers, en limitant au strict minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'élément mobile et le capteur (**figure 2.17**).

**Figure 2.17 :** Choix de l'emplacement du capteur

- L'emplacement des points de mesure doit être propre (pas de traces de graisse ou de peinture) et les surfaces de contact avec les capteurs lisses, planes et perpendiculaires à la direction de mesure (**Figure 2.18**).

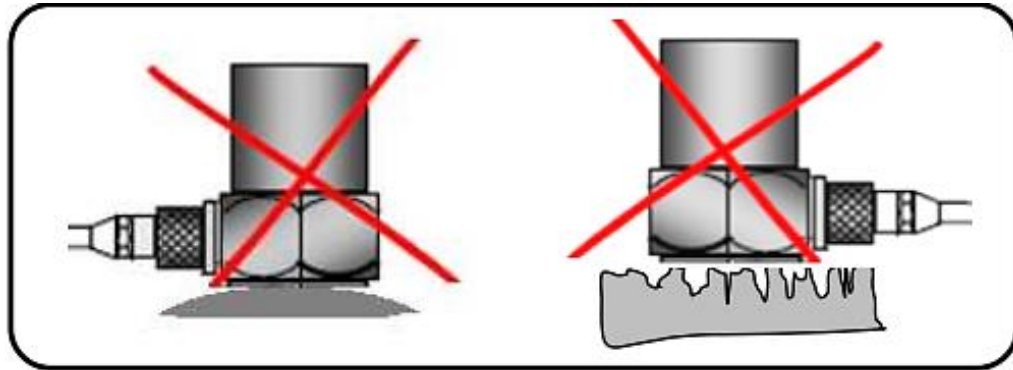


Figure 2.18 : Les surfaces de contact avec les capteurs doivent être lisses et planes

- Lorsque le palier est difficilement accessible de façon directe, la prise de la mesure est effectuée par un capteur au point judicieusement choisi en fonction des raideurs (**Figure 2.19**)

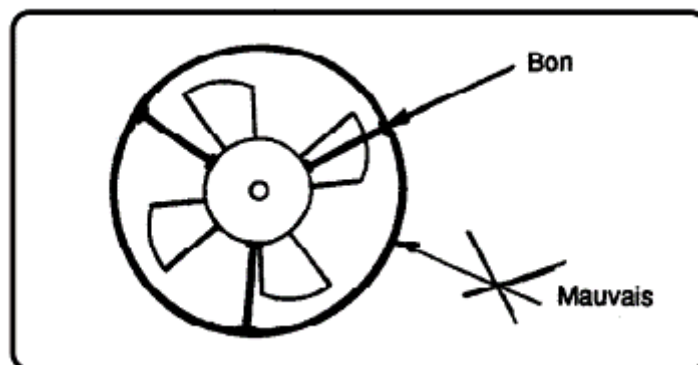


Figure 2.19 : emplacement du capteur sur un palier inaccessible directement

II.5.4.3. Modes de fixation

Les accéléromètres possèdent une réponse linéaire sur une large gamme de fréquences, mais cette gamme de fréquences peut être considérablement diminuée selon leur mode de fixation (**Figure 2.20**).

Pour que mesures soient faibles, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur.

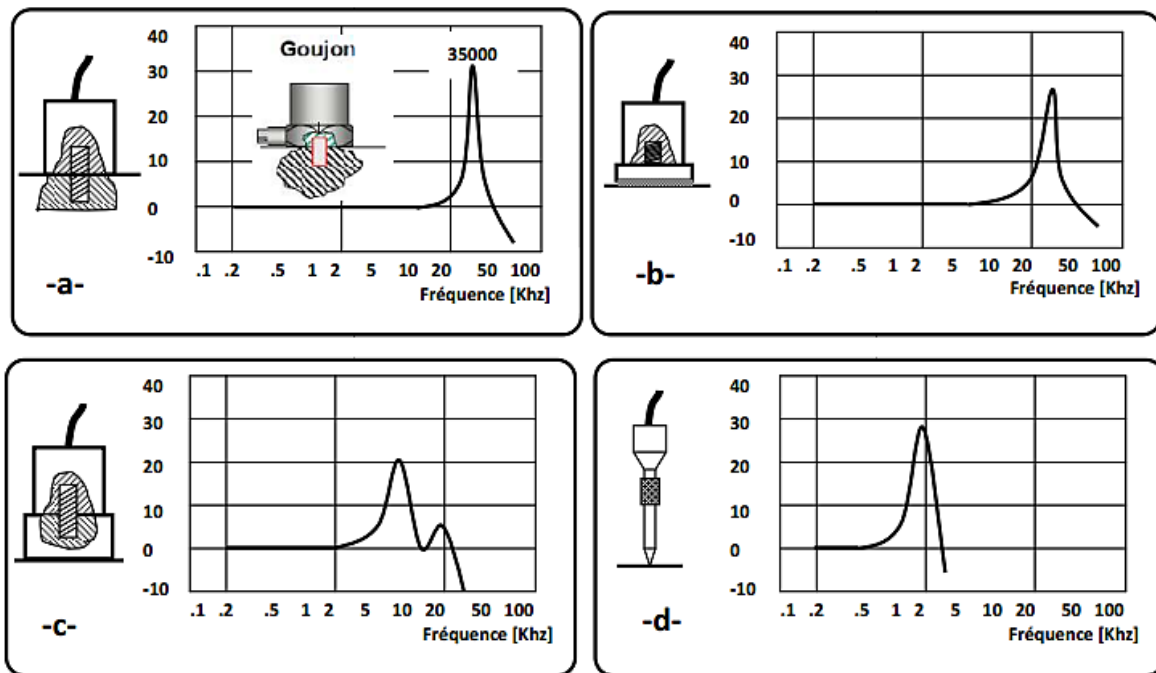


Figure 2.20 : réponse d'un accéléromètre en fonction de la fréquence selon le mode de fixation
-a- fixation par goujon **-b-** fixation par embase collée **-c-** fixation par aimant **-d-** fixation par pointe de touche

III. Signal vibratoire :

Une vibration peut se représenter sous diverses formes.

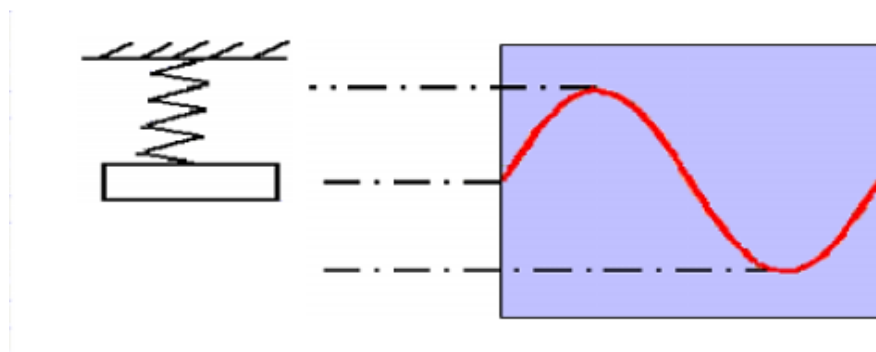


Figure 2.21 : signal vibratoire

Si l'on observe un système mécanique simple constitué d'une masselotte suspendue à un ressort, on constate que le mouvement de la masselotte se traduit par un déplacement, une vitesse et une accélération.

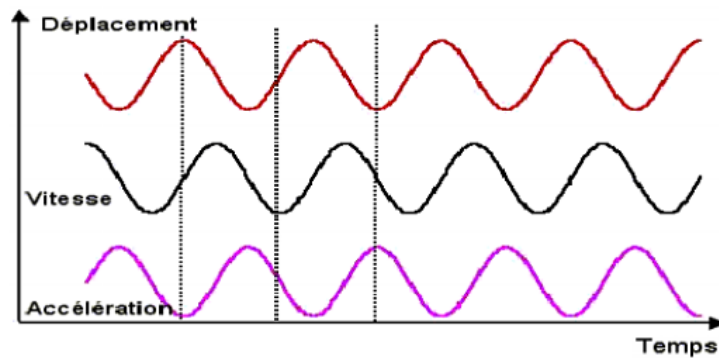


Figure 2.22 : Grandeur pour la mesure des vibrations

On remarque sur la figure ci-dessus un décalage entre les maxima de chaque sinusoïde. Ce décalage est appelé la phase du signal.

La représentation en **accélération** accentue les hautes fréquences.

La représentation en **déplacement** accentue les basses fréquences.

III.1. Type des signaux :

La **figure 2.23** représente les différents types des signaux

III.1.1. Déterministe

Des signaux (périodique ou non périodique) dont l'évolution en fonction du temps peut être parfaitement décrite par un modèle mathématique. Ces signaux proviennent de Phénomènes pour lesquels on connaît les lois physiques correspondantes et les conditions initiales, permettant ainsi de prévoir le résultat. Les signaux non périodiques se composent d'une part des signaux pseudopériodiques formés d'une somme de sinusoïdes de périodes différentes et d'autre part des signaux transitoires dont l'existence est limitée dans le temps. Ces signaux "certains" peuvent en principe être reproduits rigoureusement identiques à eux-mêmes. [24]

III.1.2. Aléatoire :

Le signal aléatoire fait intervenir deux notions :

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

Ce sont les signaux qui ont caractère non reproductible et imprévisible. [25]

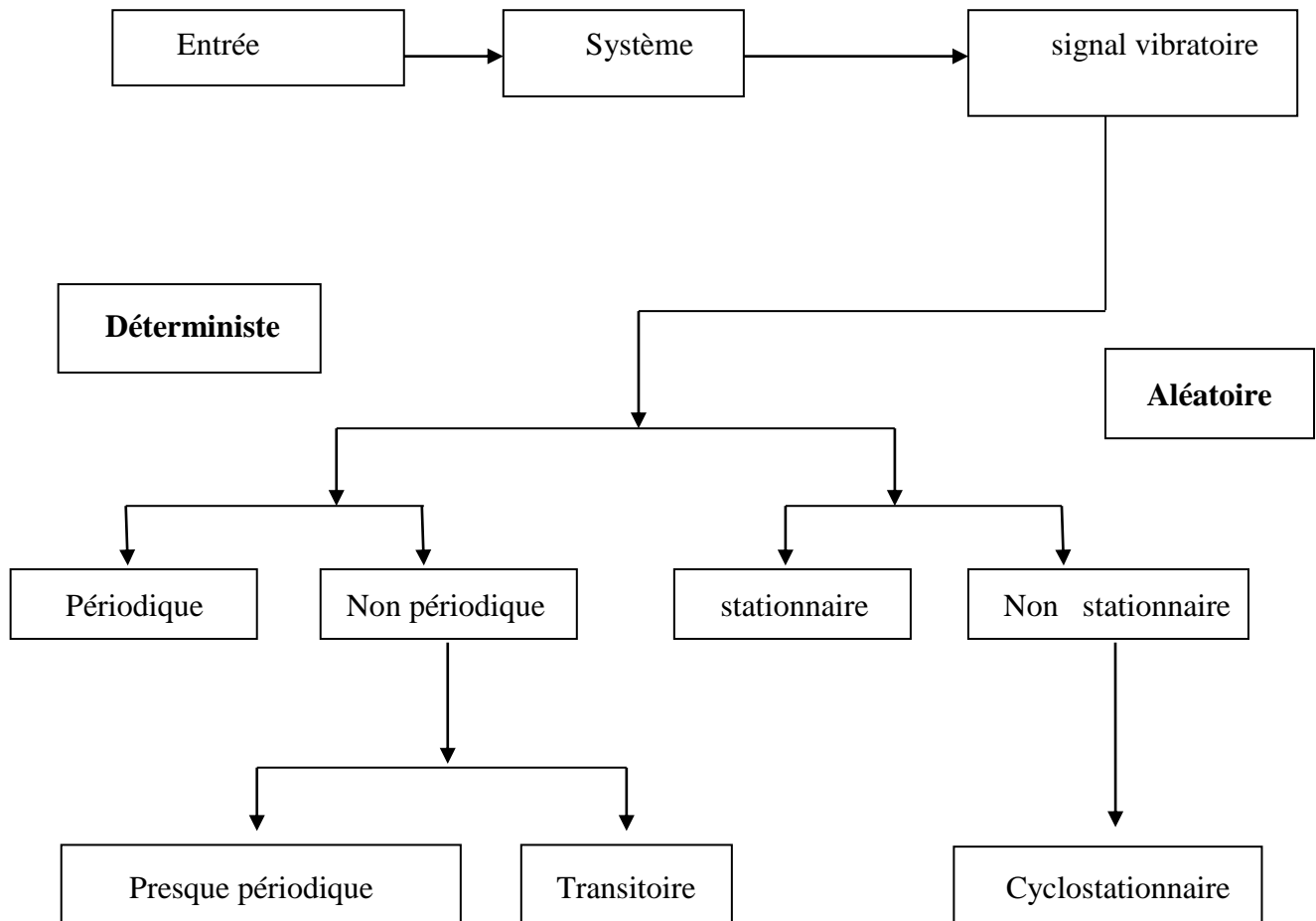


Figure 2.23 : les différents types des signaux vibratoires

III.2 Représentation d'un signal vibratoire :

Le signal d'une vibration peut être représenté sous plusieurs formes, et ce d'après leur nature (sinusoïdal, périodique...) [26], afin de le rendre exploitable à cet effet, on trouve :

III.2.1. La représentation temporelle (fonction du temps) :

La représentation en fonction du temps est utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement. Cette représentation est simple à exploiter (analyser) s'il s'agit d'une vibration sinusoïdale (simple), elle devient inexploitable lorsque le signal est considéré complexe.

III.2.2. La représentation fréquentielle (fonction de la fréquence) :

Afin de rendre un signal vibratoire complexe sous une représentation temporelle exploitable, il faut le représenter par rapport à la fréquence, c'est-à-dire, chacune des composantes du signal complexe doit être représenté par son amplitude par rapport à sa

fréquence qui représente inverse de la période, par cette représentation chaque composante caractérise une anomalie affectant la machine.

III.2.3. Représentation vectorielle :

Le signal vibratoire est la somme vectorielle de deux vecteurs imaginaires qui tournent en sens inverse à une fréquence (f) et une amplitude $A_0/2$, (**Figure 2.24**). A chaque instant (t) les parties imaginaires des deux vecteurs s'annulent. Les parties réelles s'additionnent et donnent :

$$A(t) = 2.A_0 \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (7)$$

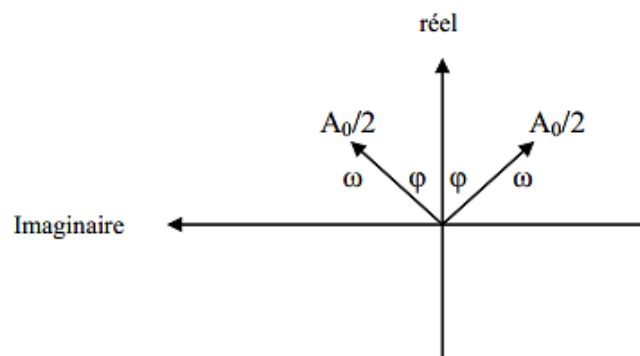


Figure 2.24 : représentation vectorielle d'un signal vibratoire

Remarque :

La transformation Temps – Fréquence est la décomposition d'un signal vibratoire périodique complexe en ses différentes composantes sinusoïdales, représentées chacune par leur amplitude (A_i) et leur fréquence (f_i) est réalisée par une transformation temps – fréquence appelée Transformée de Fourier.

Cette fonction mathématique réalise une transposition du signal de l'espace temporel vers l'espace fréquentiel. La représentation du signal obtenue est appelée un spectre en fréquences.

La Transformée de Fourier est implémentée dans les analyseurs de spectres modernes sous une forme appelée FFT (*Fast Fourier Transform*).

IV. Analyse vibratoire :

IV .1. Objectifs analyse vibration :

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts

- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

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

IV .2. Surveillance

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions de fonctionnement identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [27]. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état. La norme [28] fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle [10-1000 Hz] sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites « mesures des niveaux globaux » restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire.

IV .2.1 Les indicateurs scalaires :

Les indicateurs scalaires associent à un signal vibratoire, observé le plus souvent sous sa forme temporelle sur une durée déterminée en relation avec la cinématique de l'installation, un nombre ou scalaire. Divers indicateurs sont utilisés dans le suivie vibratoire des machines tournantes, on peut citer à cet effet ; la valeur efficace, la valeur crête ou une combinaison de ces deux grandeurs représentée par le kurtosis et le facteur de crête. [29]

IV .2.1.1. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square) :

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien qu'il présente des inconvénients. Il est sensible à l'effet de masque, c'est à dire qu'il peut s'avérer inefficace l'apparition de certains défauts et il s'écrit sous forme discrétisée :

$$V_{\text{efficace}} (\text{RMS}) = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{a=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (8)$$

Où $x(n)$ est le signal temporel mesuré, N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le Signal. Permet de contrôler rapidement l'état de la machine et d'indiquer si les conditions de

fonctionnement ont évoluées de manière inquiétante depuis la dernière mesure. Ce critère n'évolue pas de manière significative au cours de la 1ère phase de dégradation, il ne commence à croître que pendant la 2^{ème} phase de dégradation. Ceci est un point faible pour la maintenance conditionnelle et rend la détection précoce impossible.

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans le cadre de la maintenance conditionnelle. Son efficacité dépend de son bon paramétrage en termes de bandes de Fréquences d'analyse liées à la structure même des machines. [30]

IV .2.1.2. La valeur crête : V_C

Représente la valeur maximale du signal. Pour un signal $X(n)$ la valeur crête est donnée par :

$$\text{Valeur crête} = \text{Sup } |x(n)| \quad (9)$$

Est un indicateur qui caractérise l'amplitude maximale des chocs. Il se manifeste dès l'apparition de la première écaillage et donne une information très précoce de la prédiction. Malheureusement, c'est un mauvais indicateur une fois que la dégradation s'accroît. [30]

Il faut remarquer aussi, que ces deux indicateurs (V_{RMS} , V_C) dépendent de la vitesse de rotation, des charges de la machine et des dimensions des roulements. Ceci est un inconvénient pour la surveillance des roulements (seuil de la surveillance).

IV .2.1.3. Le facteur de crête :

Le facteur crête est le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace du signal. Plus la vibration devient impulsive, plus la valeur de crête augmente, cependant ce facteur présente les mêmes valeurs pour les deux extrêmes de l'état d'une machine.

$$\text{Facteur de crête} = \frac{\text{sup } |x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (10)$$

Etant donné que le facteur crête d'un signal dont la distribution des amplitudes est gaussienne, est compris entre 3 et 6, cet indicateur n'est apte à la détection de défaut que si sa valeur est supérieure ou égale à 6. [30]

IV .2.1.4. Le kurtosis :

Le Kurtosis est le moment d'ordre 4 normé de la distribution statistique du signal. C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes

contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3 (Moment d'ordre 4 d'un signal gaussien égale à 3). Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3. L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$\text{Kurtosis} = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (11)$$

Où

M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2, $x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes, N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le principale avantage du Kurtosis réside dans le fait qu'il ne tient pas compte de l'historique, et qu'il donne une valeur intrinsèque de l'état du roulement [31].

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic

IV .3. Diagnostic

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines du ou des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour établir un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants ainsi que leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leurs influences sur le niveau de vibration est à la base d'un diagnostic et d'une surveillance fiable.

IV .3.1. Les indicateurs spectraux :

Suite aux inconvénients qui peuvent être rencontrés lors du choix d'un indicateur scalaire calculé ou mesuré dans une bande de fréquence plus ou moins étendue tels que :

- la nécessité de définir, de mesurer, de gérer un grand nombre d'indicateurs destinés chacun à la surveillance d'un nombre défini d'anomalie, [32] la définition préalable de ces indicateurs entache la fiabilité de cette surveillance, parce que l'apparition de tout défaut non prévu à l'avance risque de ne pas être détecté.

- L'effet de masque devient très significatif dans le cas des défauts dont les amplitudes sont faibles qui vont être masqué par des vibrations dues au fonctionnement normal tel que le fonctionnement des machines alternatives, les compresseurs, les générateurs de puissance hydraulique ..., Ces machines génèrent des vibrations dans les conditions de fonctionnement normal à des amplitudes importantes.
- L'impossibilité de détecter et de suivre l'évolution des défauts induisant des puissances vibratoires faibles.

A cet effet, il est nécessaire de rechercher autre type d'indicateurs pour rendre plus fiable la surveillance, qui va permettre la détection des défauts à un stade plus précoce. Cet objectif doit être atteint en définissant les indicateurs sensibles à l'augmentation de la puissance du signal vibratoire ainsi qu'à l'évolution de la forme du signal d'un côté et l'évolution des amplitudes de chacune des composantes, il s'agit des indicateurs spectraux. Le spectre vibratoire d'une machine à un moment donné est comparé à un spectre de référence (gabarit) tracé lors de la mise en service de la machine ou bien après l'exécution d'une opération de maintenance (**Figure 2.25**), qui nécessite un contrôle vibratoire. La figure donne une idée sur l'utilisation d'un spectre de référence, qui correspond à celui prélevé juste après la remise en service d'un ventilateur au niveau d'un laminoir.

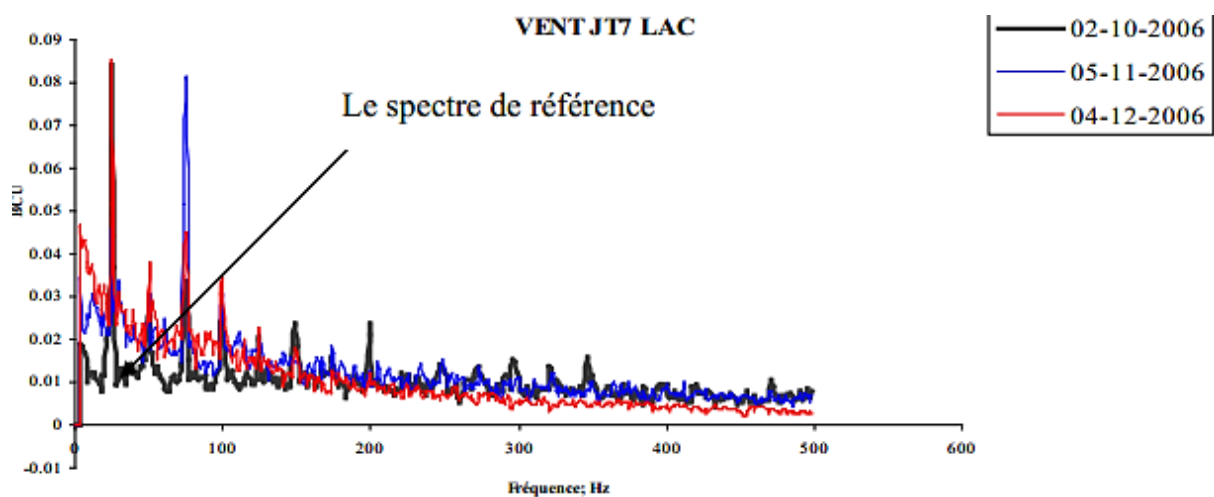


Figure 2.25 : Le spectre de référence d'un ventilateur.

Parmi les indicateurs de base de cette catégorie de surveillance, on trouve la transformée de Fourier, la fonction zoom, le Cepstre, l'analyse spectrale de la fonction de modulation (DAFP) pour les composantes prépondérantes c'est une partie très importante dans le domaine du traitement du signal.

L'analyse spectrale est la méthode la plus utilisée dans l'industrie pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes, compte tenu de sa simplicité. Elle consiste à observer l'évolution du spectre des mesures par rapport à un gabarit de référence (voir la **figure 2.25**), (état initial de la machine). Dès qu'on constate de fortes impulsions aux fréquences de défauts, connues théoriquement [33], le chargé de la maintenance essaye de déduire la partie défectueuse correspondante. Cependant, les signaux vibratoires sont souvent fortement bruités et ont un caractère non stationnaire (transitoires), d'où la difficulté d'analyser le spectre fréquentiel de la vibration tel qu'il est fourni par l'accéléromètre.

L'indicateur spectral le plus simple que l'on puisse définir est la représentation du module de la transformée de fourrier (FFT), c'est la représentation mathématique de l'amplitude du signal. La représentation de ces amplitudes doit passer par un échantillonnage du signal à une fréquence égale à un multiple de 2,56 fois la fréquence maximale d'analyse.

V .Présentation Matlab :

MATLAB est un logiciel de calcul matriciel à syntaxe simple. Avec ses fonctions spécialisées.

MATLAB peut être aussi considéré comme un langage de programmation adapté pour les problèmes scientifiques.

MATLAB est un interpréteur : les instructions sont interprétées et exécutées ligne par ligne.

MATLAB fonctionne dans plusieurs environnements tels que X-Windows, Windows, Macintosh.

Il existe deux modes de fonctionnement :

- mode interactif : MATLAB exécute les instructions au fur et à mesure qu'elles sont données par l'utilisateur.
- mode exécutif : MATLAB exécute ligne par ligne un "fichier M" (programme en langage MATLAB).

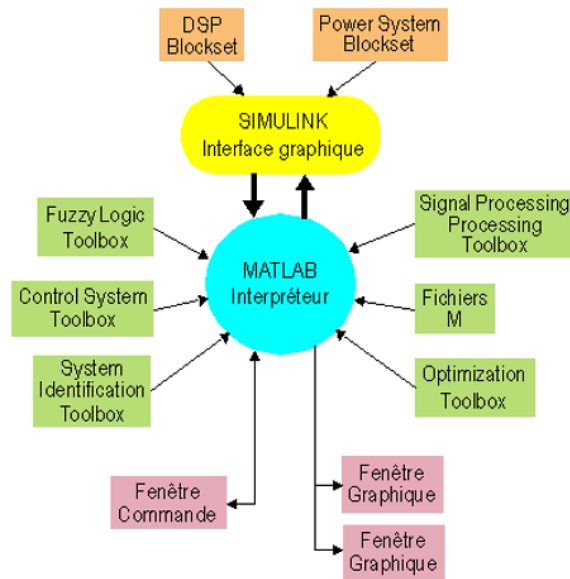
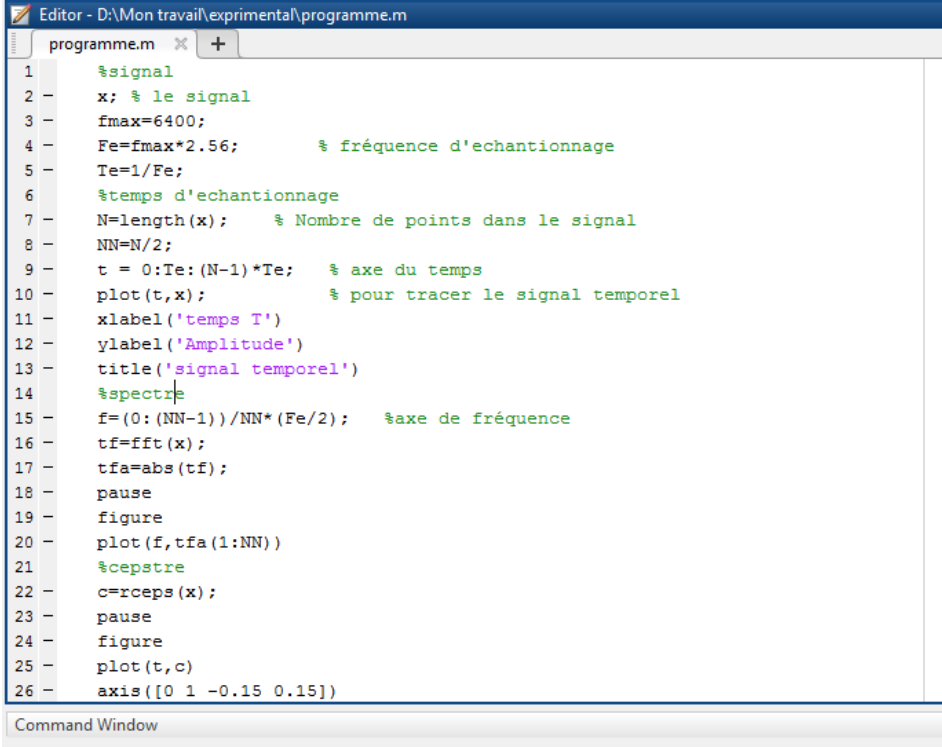


Figure 2.26 : Environnement MATLAB

- Fenêtre Commande : Dans cette fenêtre, l'utilisateur donne les instructions et MATLAB retourne les résultats.
- Fenêtres Graphique : MATLAB trace les graphiques dans ces fenêtres.
- Fichiers M : Ce sont des programmes en langage MATLAB (écrits par l'utilisateur).
- Toolboxes : Ce sont des collections de fichiers M développés pour des domaines d'application spécifiques (Signal Processing Toolbox, System Identification Toolbox, Control System Toolbox, u-Synthesis and Analysis Toolbox, Robust Control Toolbox, Optimization Toolbox, Neural Network Toolbox, Spline Toolbox, Chemometrics Toolbox, Fuzzy Logic Toolbox, etc.)
- Simulink : C'est l'extension graphique de MATLAB permettant de travailler avec des diagrammes en blocs.
- Blocksets : Ce sont des collections de blocs Simulink développés pour des domaines d'application spécifiques (DSP Blockset, Power System Blockset, etc.).

V.1. Traitement de signal et calcul des indicateurs scalaires sous Matlab :

Les figures 27 et 28 présentent respectivement les fenêtres du logiciel Matlab pour le traitement de signal et le calcul des indicateurs scalaires.

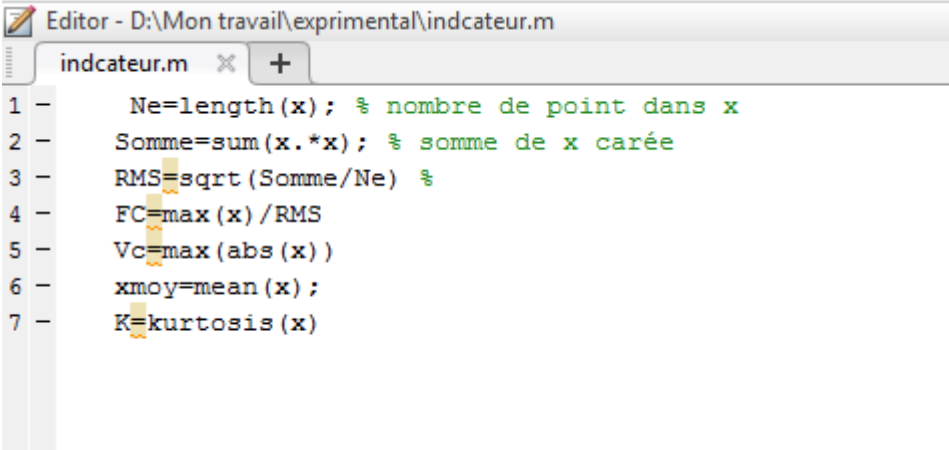


```

1  %signal
2  x; % le signal
3  fmax=6400;
4  Fe=fmax*2.56; % fréquence d'échantonnage
5  Te=1/Fe;
6  %temps d'échantonnage
7  N=length(x); % Nombre de points dans le signal
8  NN=N/2;
9  t = 0:Te:(N-1)*Te; % axe du temps
10 plot(t,x); % pour tracer le signal temporel
11 xlabel('temps T')
12 ylabel('Amplitude')
13 title('signal temporel')
14 %spectre
15 f=(0:(NN-1))/NN*(Fe/2); %axe de fréquence
16 tf=fft(x);
17 tfa=abs(tf);
18 pause
19 figure
20 plot(f,tfa(1:NN))
21 %cepstre
22 c=rceps(x);
23 pause
24 figure
25 plot(t,c)
26 axis([0 1 -0.15 0.15])

```

Figure 2.27 : Programme Matlab pour le signal, le spectre et le cepstre.



```

1  Ne=length(x); % nombre de point dans x
2  Somme=sum(x.*x); % somme de x carée
3  RMS=sqrt(Somme/Ne) %
4  FC=max(x)/RMS
5  Vc=max(abs(x))
6  xmoy=mean(x);
7  K=kurtosis(x)

```

Figure 2.28 : programme Matlab pour le calcul les indicateurs scalaires.

VI .Conclusion :

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

Les vibrations sont le résultat de forces dynamiques à l'intérieur des machines qui comprennent des éléments roulants et à l'intérieur des structures qui sont connectées à la machine. Les différents éléments vibreront à des fréquences et des amplitudes différentes Les vibrations créent de la fatigue et de l'usure et elles sont souvent à l'origine de la rupture de la machine. Le défaut de roulement est aussi exigé la complémentarité de plusieurs indicateurs (facteur crête et valeur efficace).

Chapitre 03

Etude des défauts du roulement par analyse spectrale et cepstrale

I. Introduction :

Le roulement est un des organes mécaniques les plus sensibles des machines tournantes dans des conditions idéales d'utilisation. La défaillance du roulement est l'une des principales causes de pannes. Un tel défaut peut être catastrophique et engendrer des arrêts de production très coûteux. La méthode la plus communément utilisée dans le suivi d'un défaut de roulement est l'analyse vibratoire.

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs, la détection des défauts et l'analyse détaillée des défauts, On utilise à cet effet des paramètres calculés soit dans le domaine temporel, soit dans le domaine fréquentiel ou soit dans les deux à la fois.

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats obtenus l'application des techniques de l'analyse spectrale et de l'analyse cepstrale pour des signaux vibratoires mesuré sur des roulements.

II. Plan expérimentale et matériels utilisé :

Pour nous permettre d'étudier, d'analyser et de diagnostiquer les défauts du roulement, un banc d'essai a été réalisé au niveau de l'atelier du laboratoire du département de Génie Mécanique d'université de Guelma.

II.1 Présentation de banc d'essai :

Le banc d'essai utilisé dans cette étude (**Figure 3.1**) se compose :

- d'un moteur électrique triphasé(1) ;
- Un système de transmission de puissance à axes parallèles, les roues sont à denture droite (2) ;
- Un frein (3) permettant d'appliquer une charge sur les engrenages, il est commandé par une génératrice permettant la diminution de la fréquence de rotation ;
- Une commande de variation de la charge du frein(4) ;
- Six paliers à roulements à billes (5) de type UC204, permettant le guidage en rotation des arbres du système ;
- La transmission du couple de rotation est assurée par l'intermédiaire d'un accouplement élastique ;
- Accéléromètre piézo-électrique (6).

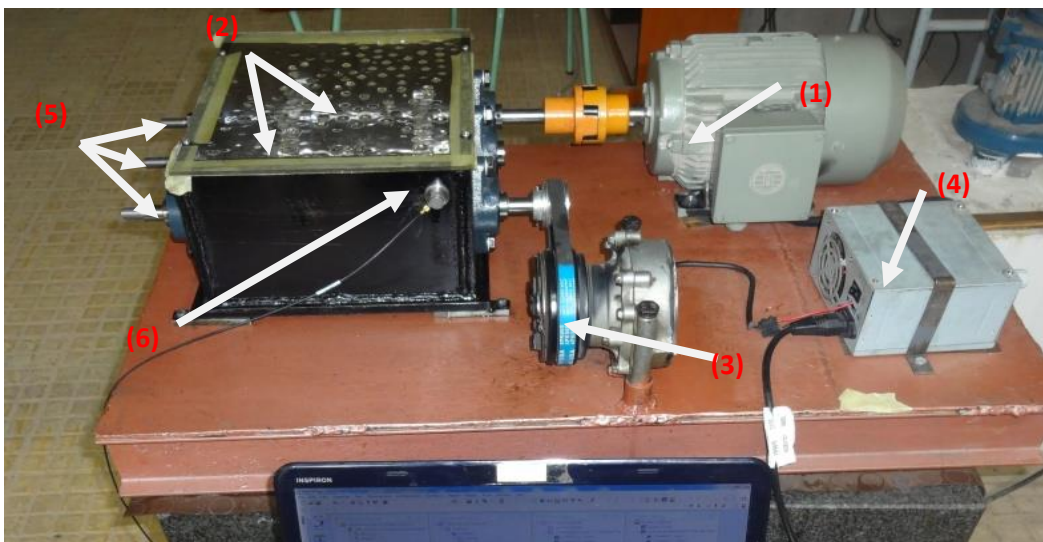


Figure 3.1 : banc d'essai

II.2. Matériel d'acquisition des mesures :

Pour la prise de mesures, l'ensemble suivant a été utilisé :

- Système multi-analyseur type 3160-A-042, de marque Brüel & Kjær (**Figure 3.2**) 4 entrées/2 sorties. Tous les canaux d'entrée et de sortie ont une plage de fréquence de DC à 51,2 kHz. Cet analyseur fonctionne aussi bien comme un système de test avec une seule module, ou comme une partie d'un grand système de mesure LAN-XI. La combinaison des canaux d'entrées et de sortie fait l'un des modules d'acquisition de données les plus polyvalents disponibles, tandis que les panneaux avant interchangeables donnent la flexibilité d'utiliser une grande variété de capteurs.
- d'accéléromètre piézo-électrique (**Figure 3.4**) de type 4507 B 004 leur sensibilité est de 99.76 mV/ g dont leurs fixation se fait par un aimant.

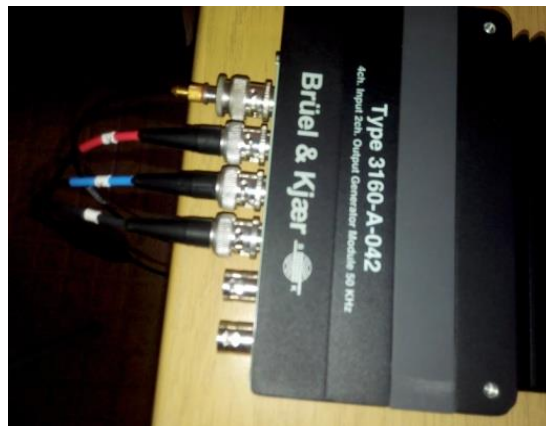


Figure 3.2 : analyseur type 3106-A-042



Figure 33 : accéléromètre piézo-électrique de type 4507 B 004

L'analyseur est équipé par le logiciel d'acquisition et de traitement Pulse Labshop 16.1 (**Figure 3.5**), les outils standard Pulse Labshop sont : l'analyse FFT, Analyse CPB en temps réel analyse 1/n octave, analyse d'enveloppe, analyse cepstrale.....

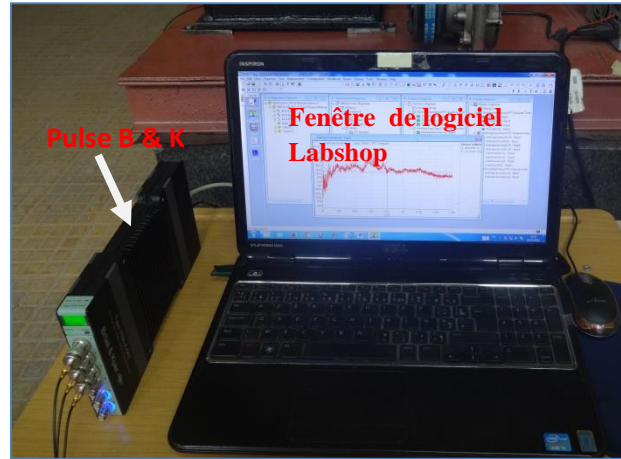


Figure 3.4 : analyseur équipé par logiciel Labshop 16.1

II.3. Matériel de simulation de défauts :

Les défauts ont été provoqués sur la bague extérieure sur toute la largeur du roulement, par une meule à outils en diamant tournant « **CROWN MINI GRINDERCT13428** » à une grande vitesse pouvant atteindre 35000tr/min, (**Figure3.6**).



Figure 3.5 : meule, des outils de création des défauts, des paliers à roulement et une roue

II.4. Caractéristiques géométriques du roulement utilisé :

Les caractéristiques géométriques du roulement utilisé dans cette étude telle que le nombre et le diamètre des billes, les diamètres extérieure/intérieur/moyennu roulement et l'angle de contact représentés dans le (**Tableau 3.1**).

Type du roulement	Caractéristiques géométriques					
Roulement rigide a bille BC modèle SKF 6003	n [bille]	D _i [mm]	D _e [mm]	D _m [mm]	D[mm]	α [degré]
	8	20	47	33.5	8	0

Tableau 3.1 : caractéristiques géométriques du roulement utilisé

II.5. Fréquences caractéristiques des défauts de roulements :

II.5.1. Fréquences caractéristiques (Hz) pour une fréquence de rotation de 1 Hz :

Dans le domaine fréquentiel, un défaut peut également être quantifié en mesurant l'amplitude de la vitesse vibratoire du signal relevée aux fréquences de défaut de roulement (BPFO, BPFi, BPF ou CF) ou à leurs harmoniques. Le **tableau 3.2** représente les fréquences caractéristiques du défaut du roulement.

	Fréquence bague extérieur BPFO	Fréquence bague intérieur BPFi	Fréquence corps roulants BPF	Fréquence cage CF
Fréquence Hz	3.063	4.936	4.0.36	0.382

Tableau 3.2. Fréquences caractéristiques des défauts de roulement

II.5.2. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement :

Le **tableau 3.3** représente les fréquences caractérisant les différents défauts de roulements pour deux fréquences de rotations.

Pour déterminer les fréquences des défauts de roulement, on a mesuré les fréquences pour identifier avec ajustement les fréquences de rotation des arbres, et l'action du frein, modifie les fréquences de rotation.

Fréquence caractéristiques Des défauts	Fréquence de rotation [Hz]					
	Pour 15			Pour 25		
	Arbre 1	Arbre 2	Arbre 3	Arbre 1	Arbre 2	Arbre 3
	14	11.76	16.93	23.5	19.74	28.42
BPFO [Hz]	42,88	36,02	51,86	71,98	60,46	87,05
BPFI [Hz]	69,10	58,04	83,56	115,99	97,43	140,28
BPF [Hz]	56,50	47,46	68,32	94,84	79,67	114,70
FC [Hz]	5,34	4,49	6,46	8,977	7,54	10,85

Tableau 3.3. Fréquences caractéristiques expérimentales des défauts de roulement

II.6. Plan expérimentale :

On a obtenu des signaux vibratoires pour deux fréquences de rotations et deux bandes de fréquences et cela pour différents types de défauts (**Tableau 3.4**). D'abord le cas sans défaut, ensuite le défaut a été provoqué artificiellement sur la bague extérieure à l'aide d'une meule à outils en diamant tournant, on a créé trois défauts, petit, moyen et grand sur trois différents roulements.

Fréquence de rotation	Type de défaut roulement	Bande de fréquence
15 Hz	Sans défaut	1600 Hz 6400 Hz
	Petit défaut	
	Moyenne défaut	
	Grande défaut	
25 Hz	Sans défaut	1600Hz 6400 Hz
	Moyenne défaut	
	Grande défaut	

Tableau 3.4 : Plan expérimental

III. Traitement des résultats :

III. 1 les indicateurs scalaires :

Dans le domaine temporel, les descripteurs statistiques : RMS, Kurtosis, Facteur de crête, valeur crête peuvent être utilisés pour comparer leurs efficacités pour la surveillance de l'état des roulements.

- le **tableau 3.5** présente les indicateurs scalaires (RMS, Facteur crête, valeur crête et kurtosis) pour la fréquence de rotation 15 Hz et les deux différents bande de fréquence 1600 Hz et 6400Hz :

		Fréquence de rotation = 15 Hz							
Bande de fréquence		1600 Hz				6400 Hz			
Indicateurs scalaires		RMS	Fc	Vc	K	RMS	Fc	Vc	K
Sans défaut		2,441	4,732	12,5	3,709	3,371	4,805	17,8	4,064
moyen défaut		2,54	4,885	12,6	4,384	3,868	5,739	22,2	4,183
Grand défaut		2,413	5,387	13	4,740	3,646	5,703	21,3	4,569

Tableau 3.5 : les indicateurs scalaires pour la fréquence de rotation 15 Hz, et les deux bandes de fréquences 1600 Hz et 6400 Hz

- le **tableau 3.6** représente les indicateurs scalaires (RMS, Facteur crête, valeur crête et kurtosis) pour la fréquence de rotation 25 Hz et deux différents bande de fréquence 1600 Hz et 6400 Hz :

		Fréquence de rotation = 25 Hz							
Bande de fréquence		1600 Hz				6400 Hz			
Indicateurs scalaires		RMS	Fc	Vc	K	RMS	Fc	Vc	K
Sans défaut		3,594	4,534	16,3	3,769	6,412	4,818	30,9	3,733
Moyen défaut		4,237	4,743	20,1	3,555	8,615	5,095	45,9	3,843
Grand défaut		4,076	6,329	25,8	3,922	11,132	5,335	59,4	4,439

Tableau 3.5 : les indicateurs scalaires pour la fréquence de rotation 25 Hz, et les deux bandes de fréquences 1600 Hz et 6400Hz

❖ Kurtosis et facteur de crête Fc :

Le kurtosis est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Le facteur crête comporte l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace :

Les **figures 3.6 et 3.7** représentent respectivement les histogrammes de Kurtosis et facteur de crête pour des signaux sans défaut, avec moyen défaut et grand défaut de roulement, mesurer pour deux fréquences de rotations (15 et 25 Hz) et dans deux bandes de fréquences ([0 1600 Hz] et [0 6400 Hz]). On remarque une augmentation des valeurs de l'indicateur Kurtosis avec l'augmentation de la gravité du défaut, c'est tout à fait logique car ces indicateurs sont sensible à la forme du signal (sensible aux présences de chocs dans les signaux) et pas à son énergie, cela est traduit par la variation faible dans les valeurs de ces indicateurs en fonction de la fréquence de rotation et la bande de fréquence.

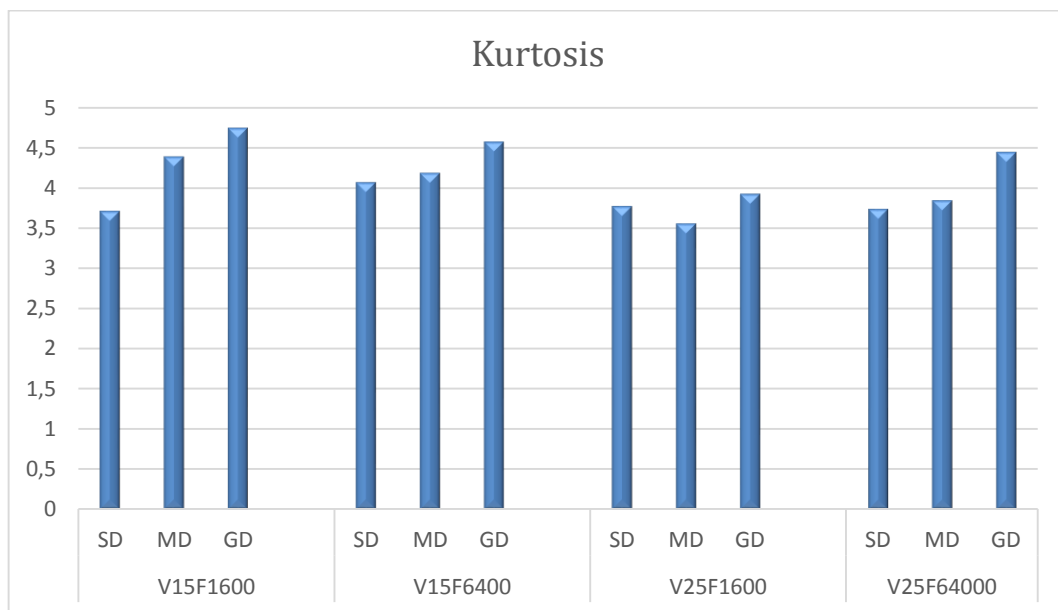


Figure 3.6 : Evolution du kurtosis en fonction de la gravité du défaut.

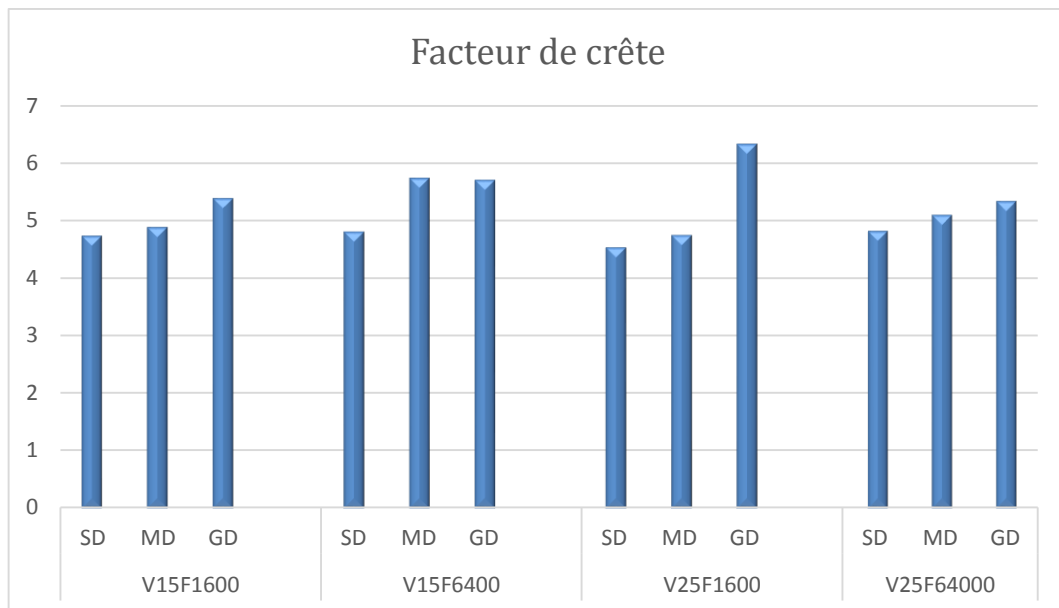


Figure 3.7 : Evolution du facteur de crête en fonction de la gravité du défaut.

❖ RMS et Valeur crête V_c :

Les **figures 3.8 et 3.9** représentent les histogrammes des RMS du signal sans défaut, moyen défaut et grand défaut à deux différentes bandes de fréquences [0 1600Hz] et [0 6400 Hz], on remarque une augmentation des valeurs de l'indicateur RMS avec l'augmentation de la gravité du défaut. Le RMS et la valeur crête sont des indicateurs sensibles à l'énergie du signal.

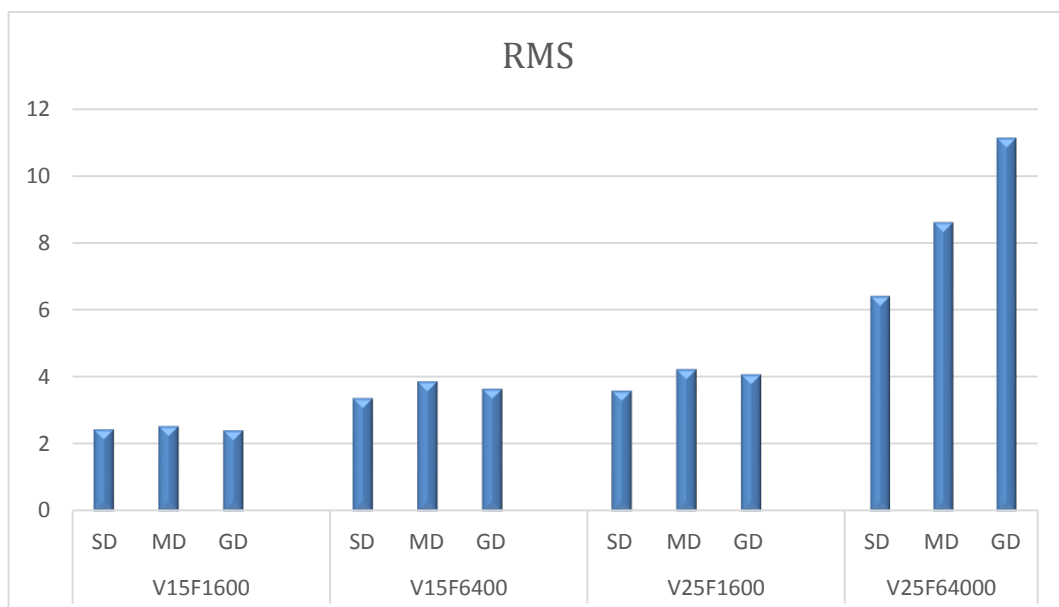


Figure 3.8 : Evolution du RMS en fonction de la gravité du défaut.

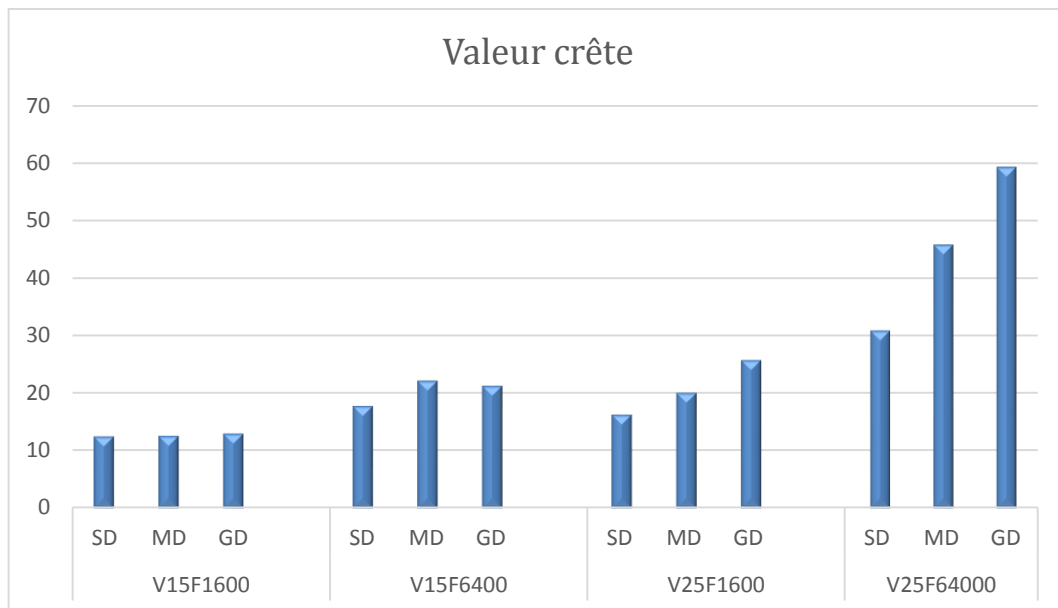


Figure 3.9 : Evolution de la valeur crête en fonction de la gravité du défaut.

III .2. Analyse spectrale :

Un défaut peut être quantifié en mesurant l'amplitude de la vitesse vibratoire du signal relevée aux fréquences de défaut de roulement, ou à leurs harmoniques. L'évolution de la dégradation d'un défaut de roulement provoquera non seulement l'augmentation de l'amplitude de la vibration aux fréquences de roulements, mais générera également des vibrations aux harmoniques de ces fréquences ainsi qu'à des fréquences connexes dues à la modulation d'amplitude. La clef du diagnostic par analyse spectrale est donc le nombre d'harmoniques des fréquences de défaut présentes, ainsi que leurs fréquences de modulation. Elle permet de diagnostiquer un problème d'un roulement, afin d'amplifier visuellement les défauts et de faciliter un diagnostic précoce, et de lire les fréquences sur une échelle linéaire, pour visualiser les harmoniques.

III .2. Analyse cepstrale :

Le cepstre a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant, à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires que les indicateurs issus de techniques traditionnelles mettraient difficilement en évidence. Le cepstre et ses dérivées représentent les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est utilisé pour la détection de mesure pour les défauts de roulements.

Après de l'analyse des signaux expérimentaux, on note les résultats suivants :

a) Cas sans défaut roulement :

Les **figures (3.10) (3.14) (3.16)** présentent le signal SDR-V15-F1600 (signal sans défaut mesuré pour la fréquence de rotation 15 Hz et dans la bande de fréquence [0 1600 Hz]), son spectre avec un zoom et son cepstre.

On constate que le signal ne permet de détecter aucune information claire sur ce dispositif. Sur spectre on constate l'apparition de les fréquences de rotations et ces harmoniques $Fr_1=11$, $Fr_2=14$ et $Fr_3=17$ Hz respectivement ce qu'explique l'absence de défaut. De la même manière sur le cepstre apparait les rhamoniques des fréquences de rotation.

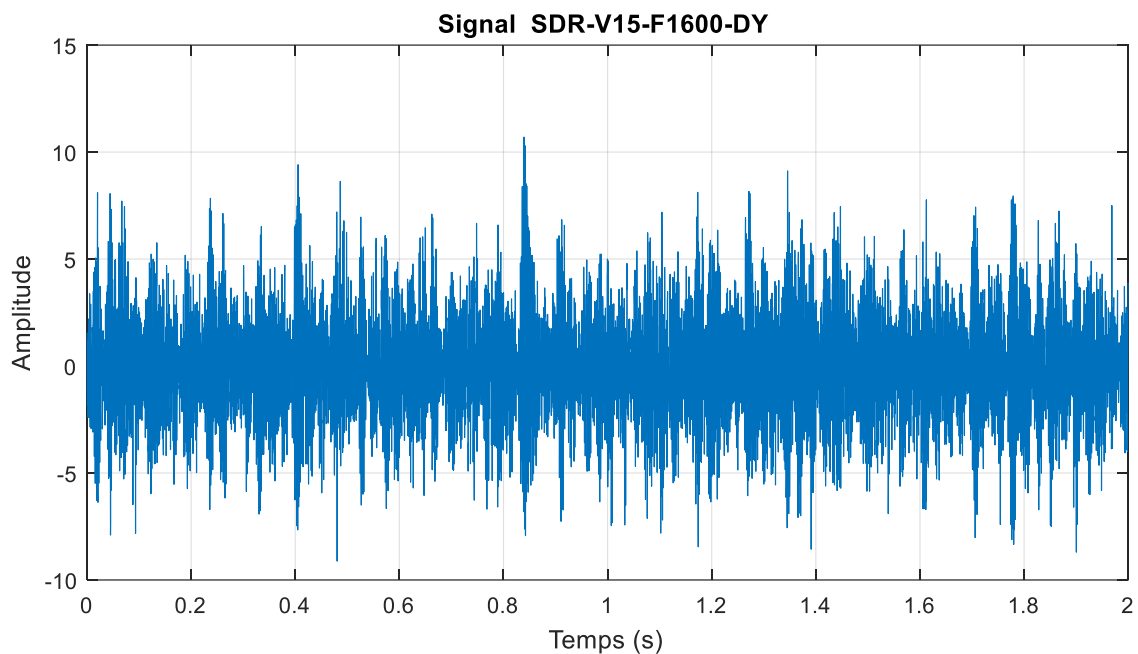


Figure 3.10 : Signal SDR-V15-F1600

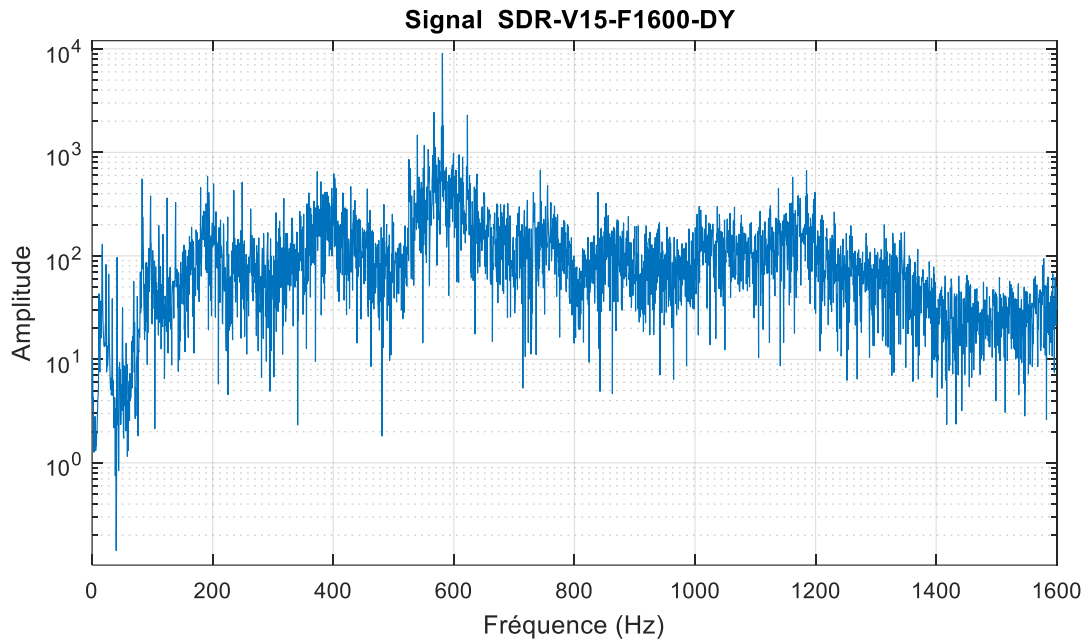


Figure 3.11 : Zoom de Signal SDR-V15-F1600

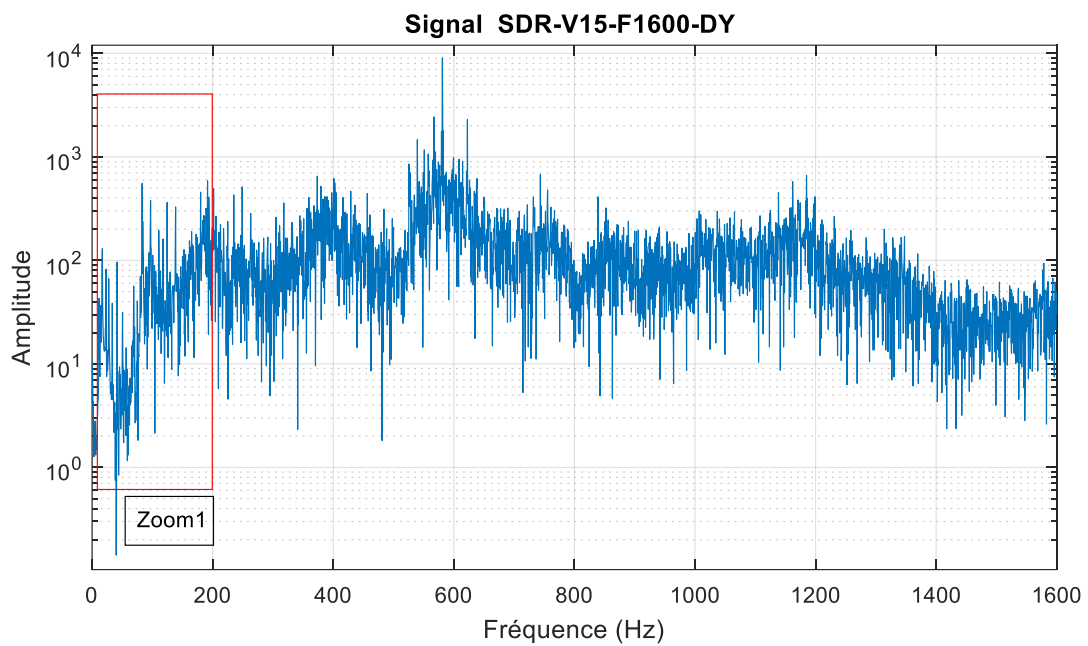


Figure 3.12 : Spectre du Signal SDR-V15-F1600

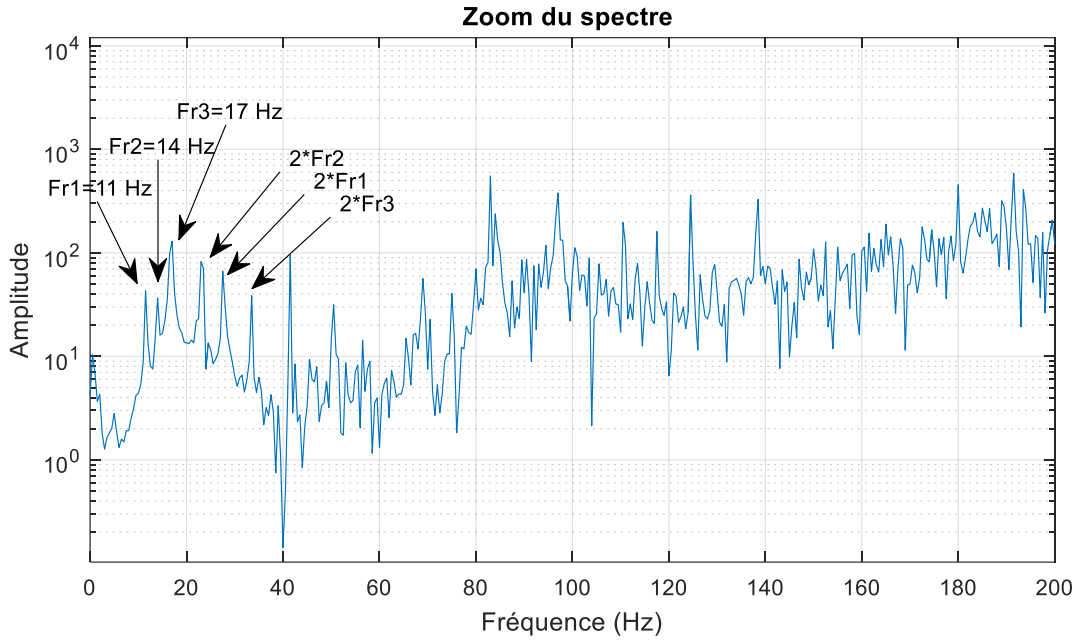


Figure 3.13 : Spectre du Signal SDR-V15-F1600, un zoom [0 200]

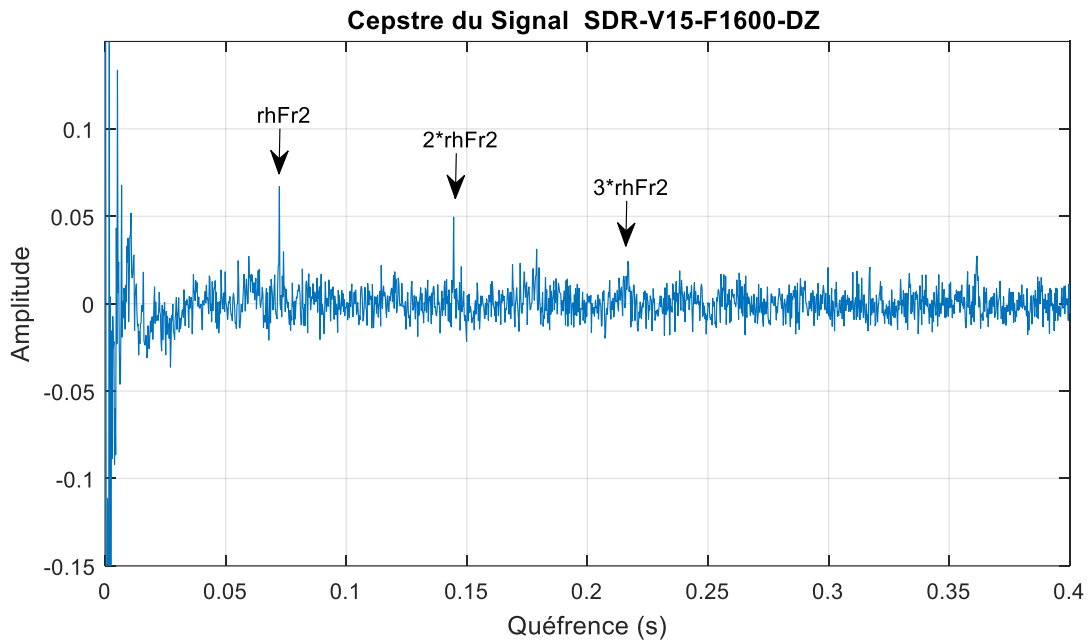


Figure 3.14: Cepstre du Signal SDR-V15-F1600

b) Cas moyen défaut roulement :

La **figure 3.15** présente le signal du roulement moyen défaut à vitesse de rotation de 15 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

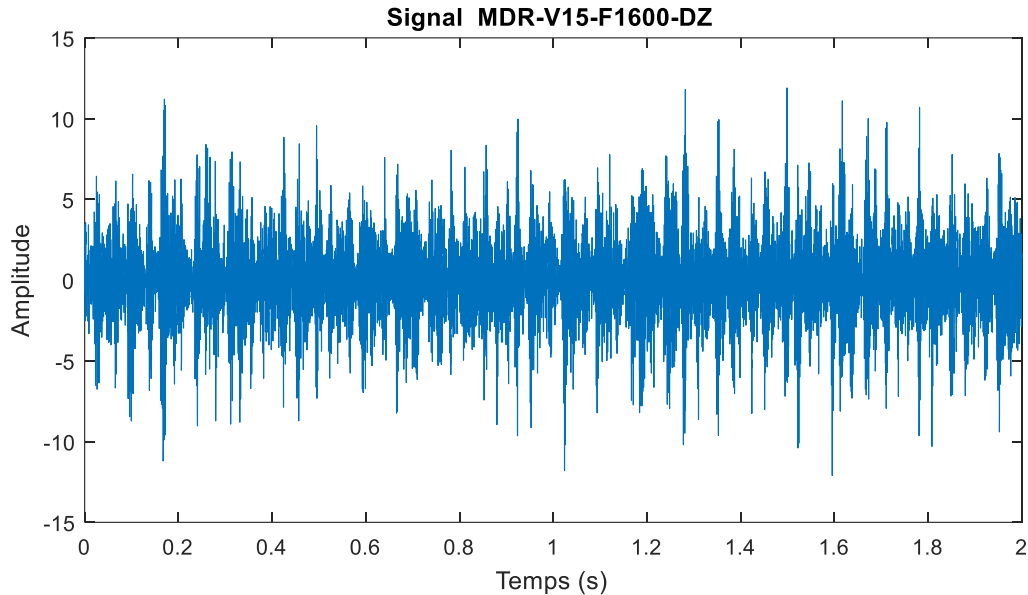


Figure 3.15: Signal MDR-V156-F1600

Le spectre de la **figure (3.16)**, apparait clairement le défaut sur la bague extérieure à 42.5 Hz ainsi que ces harmoniques 2xBPFO, 3xBPFO.

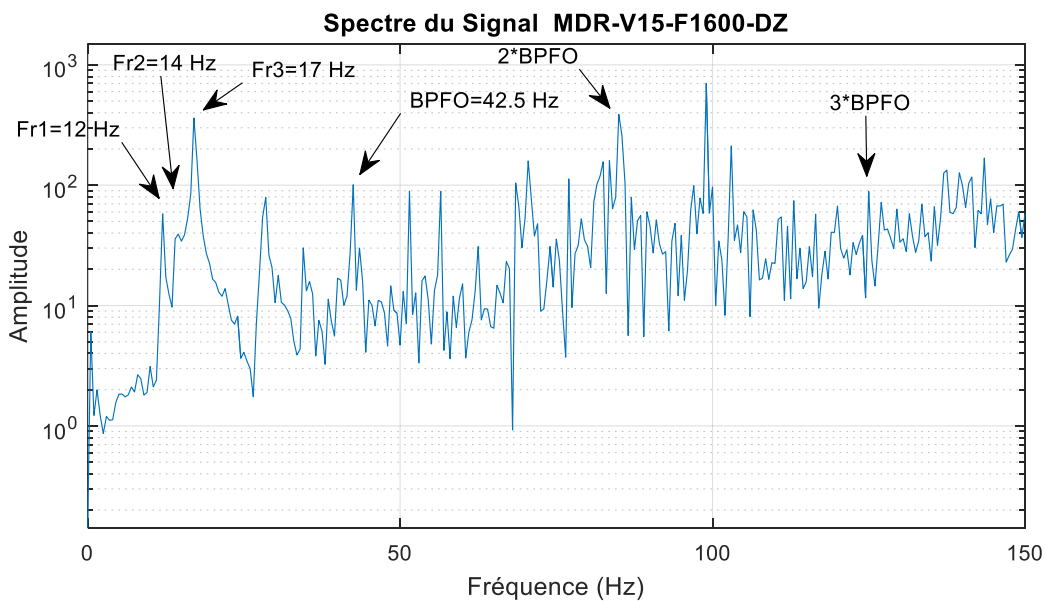


Figure 3.16 : spectre du signal MDR-v15-F1600

La **figure 3.17** présente le cepstre du signal du roulement moyen défaut à vitesse de rotation de 15 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz]

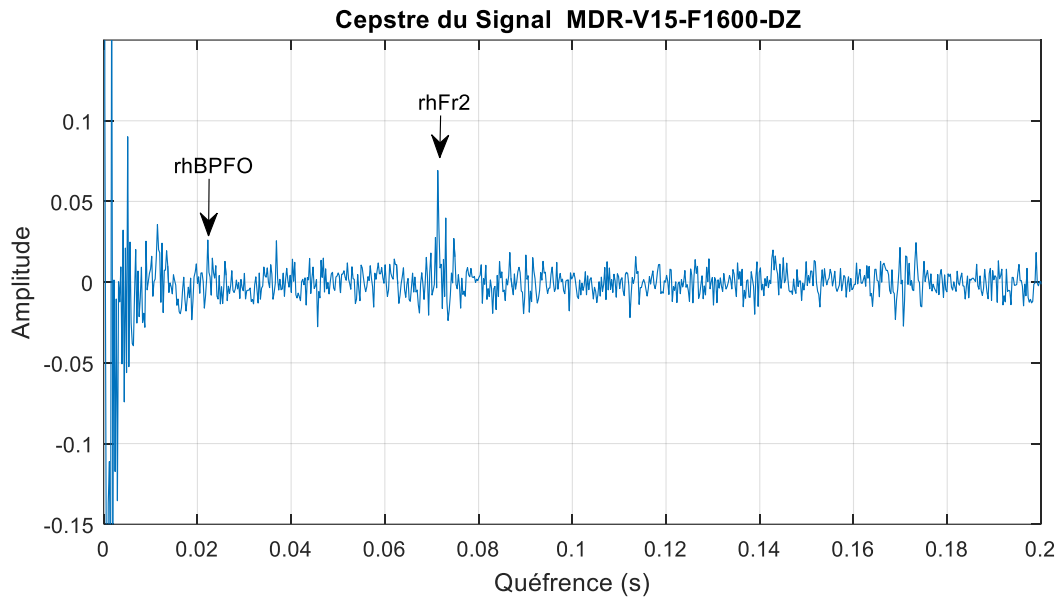


Figure 3.17 : cepstre du signal MDR –V15-F1600

La **figure 3.18** présente le **signal** du roulement moyen défaut à vitesse de rotation de 25 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

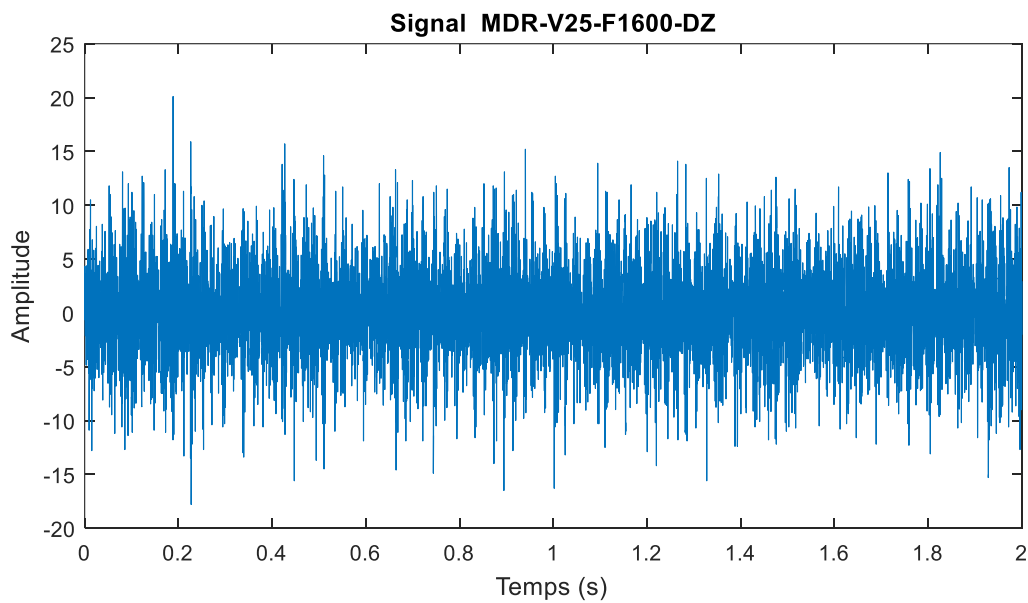


Figure 3.18 : signal MDR –V25-F1600

La **figure 3.19** représente le spectre d'un signal du roulement moyen défaut à vitesse de rotation de 25 Hz dans la bande de fréquence [0 6400Hz].

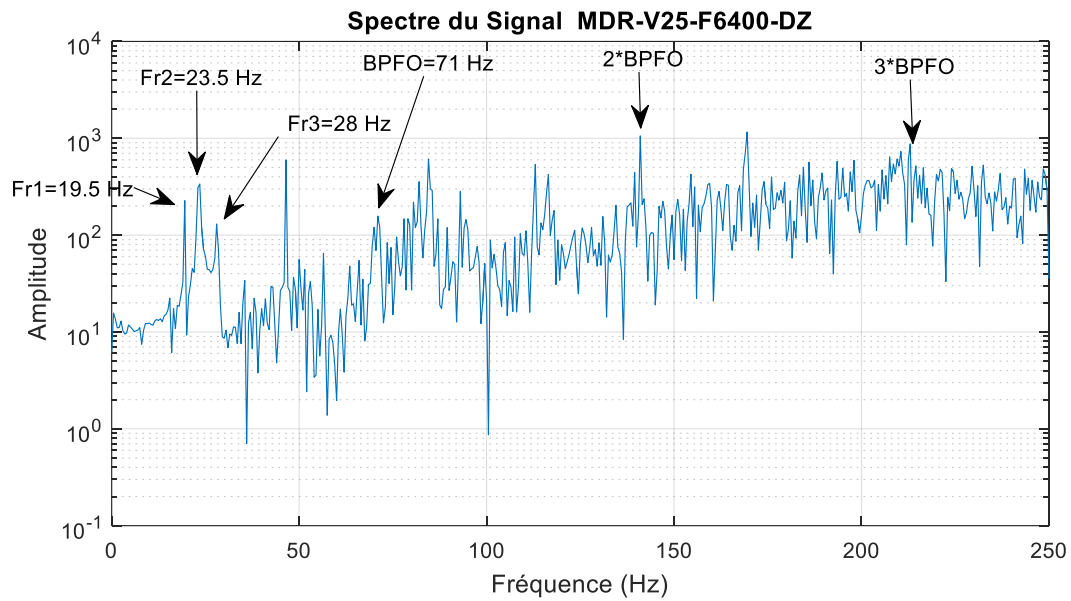


Figure 3.19 : Spectre du signal MDR-V25-F6400

La **figure 3.20** représente le cepstre du roulement moyen défaut à vitesse de rotation de 25 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

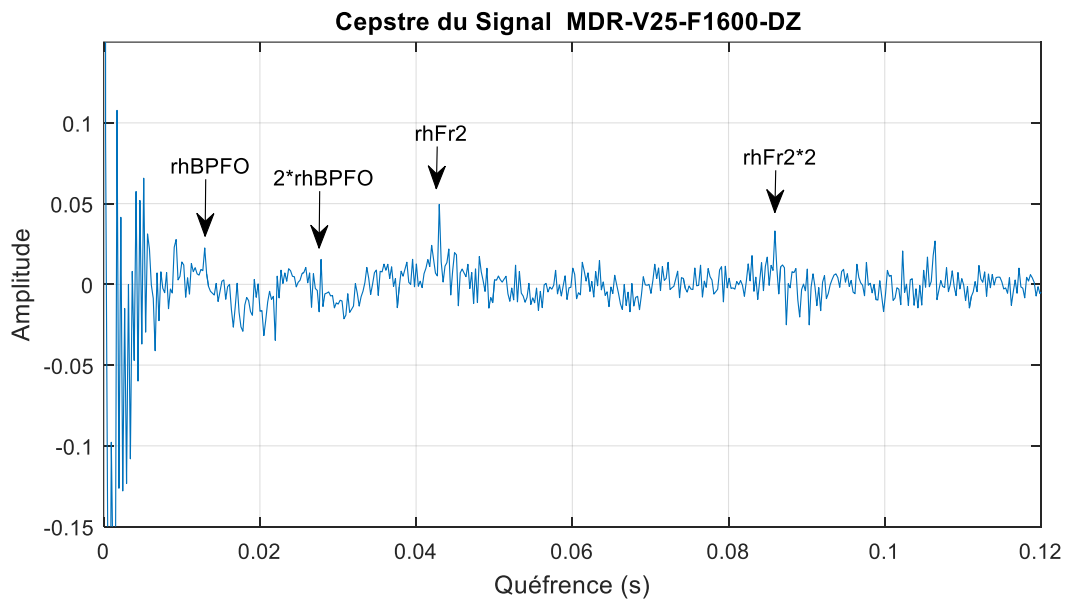


Figure 3.20 : cepstre du signal MDR-V25-F1600

c) Cas grand défaut roulement :

La **figure 3.21** représente un **signal** du roulement grand défaut à vitesse de rotation de 15 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

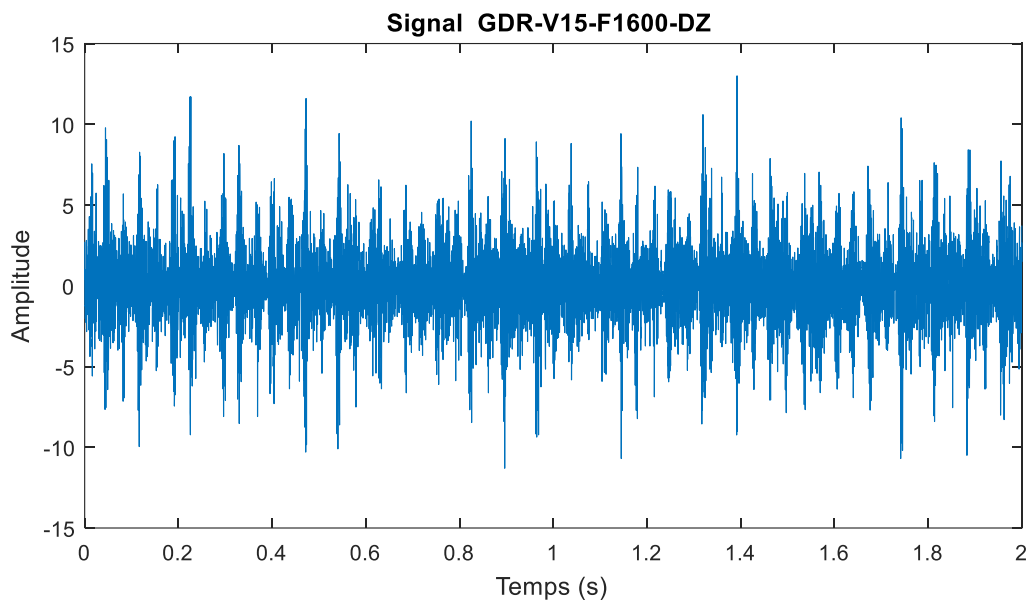


Figure 3.21 : Signal GDR-V15-F1600

La **figure 3.22** représente zoom de spectre d'un **signal** du roulement grand défaut à vitesse de rotation de 15 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz]. On constate sur ce spectre l'apparition des pics à 42 Hz correspondant à un défaut sur la bague extérieure, avec une augmentation d'amplitude des pics par rapport au cas moyen défaut, ce qui nous donne une information sur la gravité du défaut.

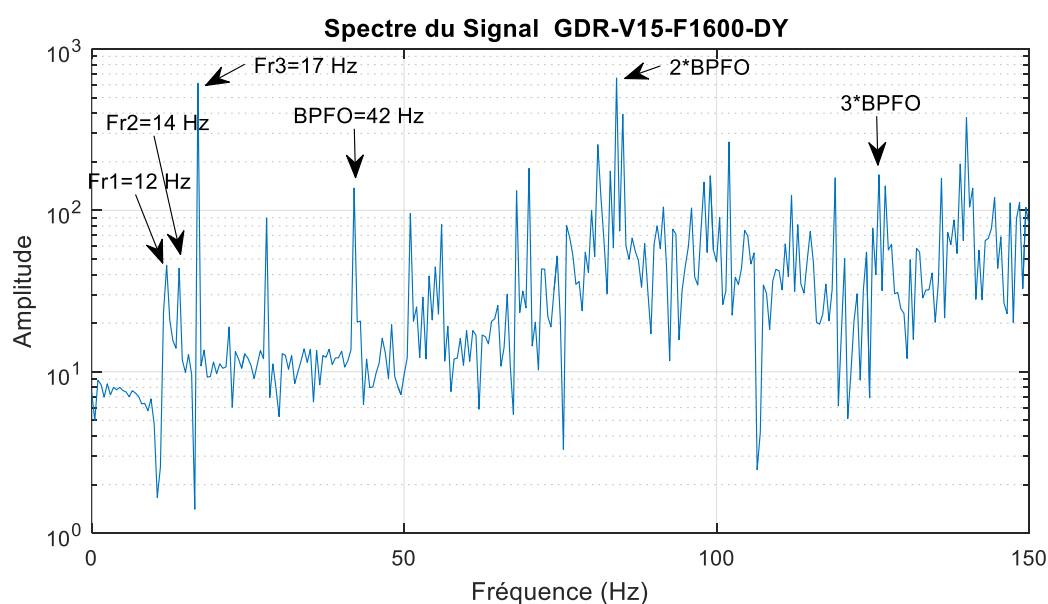


Figure 3.22 : zoom de spectre du signal GDR-V15-F1600

La **figure 3.23** présente un signal du roulement grand défaut à vitesse de rotation de 25 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

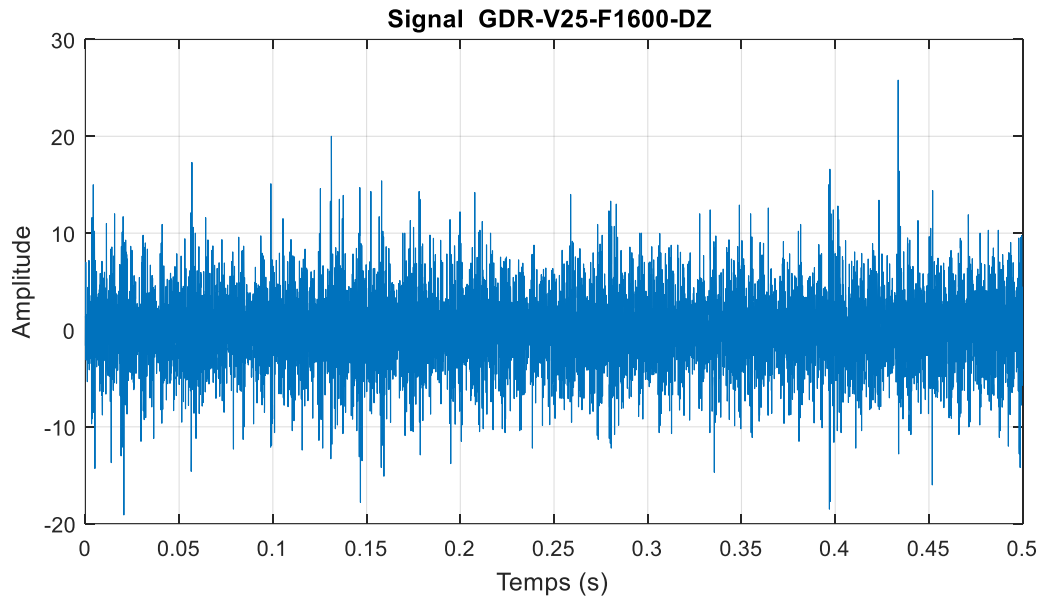


Figure 3.23 : Signal GDR-V25-F1600

La **figure 3.24** représente zoom de spectre d'un **signal** du roulement grand défaut à vitesse de rotation de 25 Hz dans la bande de fréquence [0 1600Hz].

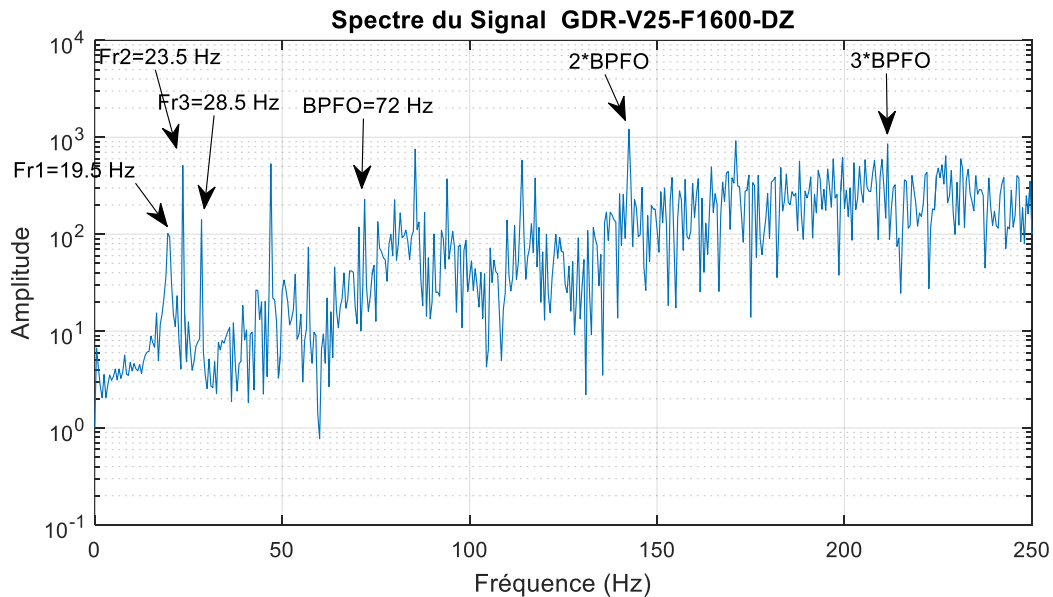


Figure 3.24 : zoom de Spectre du Signal GDR-V25-F1600

IV. Conclusion :

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

Le bon choix de l'indicateur de vibration joue un rôle très important pour réaliser un diagnostic et par conséquent la détection de n'importe quel défaut de roulement, par exemple pour la détection d'un défaut de roulement, on trouve qu'il est utile d'utiliser l'analyse spectrale, le facteur de défaut de roulement est aussi exigé la complémentarité de plusieurs indicateurs (facteur crête et valeur efficace).

Conclusion générale

La détermination de la loi de la détérioration des roulements revêt grande importance dans le domaine des machines tournantes, pour la maintenance. Au cours de cette étude, nous avons montré l'influence des conditions d'exploitation d'un roulement sur la durée de vie, et de donner la méthode de la maintenance réelle à suivre pour l'évaluation de la durée restante de survie pour bien approvisionner, et prévoir les arrêts de chaque machine tournante à l'avance et ce avec l'application de l'analyse vibratoire comme outil a fin de statuer sur l'état réel de notre roulement.

La première partie a été consacrée à l'étude théorique de notion fondamentale sur la maintenance et aussi étude consiste à faire en revue bibliographique liée au domaine du diagnostic des machines tournantes. Une présentation des travaux effectués, par des chercheurs de différents laboratoires de recherches est présentée.

La deuxième partie rappelle les principes de base de l'analyse vibratoire appliquée à la maintenance conditionnelle, les notions de base de dynamique appliquée aux milieux continus. Leurs applications à des systèmes réels sont brièvement exposées.

La troisième partie de notre travail a permet de donner une idée sur la conception et les différents types des défauts du roulement, et traite l'expérimentation réalise en appliquant quelques outils parmi d'autres de la surveillance tels que les spectres du niveau vibratoire suivi l'état des roulements en particulier et la simulation par logicielle Matlab pour calcules les indicateurs scalaires.

Les travaux de cette étude ont été élaborés à partir d'expérimentations réalisées sur un banc d'essai, on a traités les signaux mesuré par différentes méthodes d'analyse vibratoire tel que : analyse temporelle (kurtosis, RMS, facteur de crête et Valeur de crête) et analyse spectrale et l'analyse cepstrale.

Dans le domaine fréquentiel, on peut constater sur les différents zooms des spectres réalisés dans les basses fréquences, correspondant au cas sans défaut, tous les autres l'existence de plusieurs pics correspond aux fréquences des défauts de roulement et ses harmoniques.

L'analyse cepstrale montre les rhamoniques de la fréquence de rotation et les rhamonique des fréquences des défauts de roulement.

Le bon choix de l'indicateur de vibration joue un rôle très important pour réaliser un diagnostic et par conséquent la détection de n'importe quel défaut de roulement.