

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA



جامعة باجي مختار- عنابة

Faculté des sciences de l'ingénieur

Année 2010

Département d'Electromécanique

## MEMOIRE

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de **MAGISTER**

# ETUDE DES EFFETS VIBRATOIRES SUR LA DUREE DE VIE DES ROULEMENTS A ROULEAUX

**Option :**

Electromécanique

**Par**

**ADBI ZOHRA**

**DIRECTEUR DE MEMOIRE** Mr. Aouel- Elias HADJADJ M.C U.ANNABA

### DEVANT LE JURY

**PRESIDENT:** Mr. OUADI MOHAMED M.C U.ANNABA

**EXAMINATEURS:** Mr. BENRETEM ABDELWAHAB M.C U.ANNABA

Mr. KABOUCH ABDELAH M.C U.ANNABA

## Remerciements

*Le grand remerciement revient à Dieu qui nous a donné la force et le courage à réaliser et à terminer ce modeste mémoire.*

*Je tiens tout d'abord à remercier Mr Hadjadj Aouel Elias maître de conférence à l'université de Annaba, pour son encadrement, sa disponibilité et pour m'avoir encouragé et conseillé durant toute la période du mémoire.*

*Je tiens à remercier tous les enseignants qui m'ont enseigné au département électromécanique.*

*Je remercie beaucoup mes parents pour toute l'éducation qu'ils m'ont inculquée et tous les membres de ma famille.*

*En fin je remercie tous mes amis qui m'ont aidé même par leurs encouragements.*

## **Résumé :**

Cette étude porte sur le problème majeur de la consommation excessive des roulements, qui sont d'actualité au niveau des entreprises industrielles.

A cet effet, nous sommes obligés en tant que mainteniciens de chercher la cause et d'atténuer ces défaillances. Sachant qu'environ **66%** des problèmes qui peuvent ramener un roulement à un état d'incapacité d'accomplir sa mission, tels que ; le mauvais montage, la mauvaise lubrification ainsi que la pollution, sont à la portée même des agents de la maintenance non qualifiés.

Donc ce travail présente une étude sur la surveillance des roulements par analyse Vibratoire. Les vibrations sont des phénomènes physiques utilisés pour mettre en évidence des défauts de fonctionnement ou de dégradation d'une machine tournante et donnent une meilleure mesure de son état. La détection de la détérioration précoce d'un roulement est mise en évidence par l'utilisation d'un indicateur de défaut statistique fréquentielle qui est le spectre. Cette approche permet de développer une nouvelle forme de maintenance conditionnelle.

## Summary

This study to the major problem of the excessive consumption of the bearings, which is of topicality on the level of the industrial companies.

To This end, we are obliged as maintainers to seek the cause and to attenuate these failures. Knowing that approximately **66%** of the problems which can to bring back a bearing to a state of incapacity to achieve its mission, such as; the bad assembly, bad lubrication as well as pollution, to be carried even not qualified agents of maintenance.

Thus this work presents a study on the monitoring of the bearings by analysis vibratory. The vibrations are physical phenomena used to put in obviousness of the degradation or malfunctions of a revolving machine and give a better measurement of its state. The detection of the early deterioration of a bearing is highlighted by the use of an indicator of statistical defect frequential which is the spectrum. This approach makes it possible to develop a new form of conditional maintenance.

# Table de matière

Résumé.

Liste des figures.

Listes des tableaux.

Introduction générale.....(1)

## CHAPITRE I : RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE

I-1. Introduction.....	(5)
I-2. La maintenance par analyse vibratoire.....	(5)
I-2-1. Les différents types de maintenance.....	(5)
I-2-2. Surveillance et diagnostic.....	(7)
I-3. Les vibrations des paliers à roulements.....	(8)
I-4. Détection d'un défaut dans les roulements.....	(10)
I-4-1. Paramétrage de l'échantillonnage.....	(10)
I-4-2. Résolution.....	(11)
I-5. Surveillance vibratoire de l'évolution d'un défaut.....	(12)
I-5-1. Le dépistage des défauts.....	(12)
I-5-2. Le diagnostic des défauts.....	(12)
I-6. Les outils de l'analyse vibratoire. ....	(12)
I-6-1. La chaîne d'acquisition.....	(12)
I-6-2. Le capteur de vibrations.....	(13)
I-7. Conclusion.....	(14)

## CHAPITRE II : ETUDE THEORIQUE DES VIBRATIONS

II-1. Introduction :.....	(16)
II-2. Nature des vibrations .....	(16)
II-2-1. Vibration harmonique :.....	(16)
II-2-2. Vibration périodique:.....	(17)
II-2-3. vibrations aléatoire aperiodique (choc) :.....	(18)
II-3. Grandeurs utilisée pour la mesure vibratoire : .....	(19)

II-3-1. Déplacements vibratoire $s(t)$ :.....	(19)
II-3-2. Vitesse vibratoire $v(t)$ .....	(19)
II-3-3. Accélération vibratoire $a(t)$ :.....	(20)
II-4. Mesure des vibrations .....	(21)
II-4.1 Capteur de vibration.....	(22)
II-4-2. Collecteur de donnée portable :.....	(23)
II-4-3. Logiciel de traitement.....	(24)
II-4-4. Point de mesure.....	(24)
II-5. Définition des alarmes :.....	(24)
II-5-1. Seuil d'alarme en basse et moyenne fréquence .....	(24)
II-5-2. Outil de surveillance.....	(25)
II-6. Les méthodes d'analyse.....	(25)
II-6-1. Les méthodes temporelles.....	(26)
II-6-1-1. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square).....	(27)
II-6-1-2. Les indicateurs crêtes.....	(27)
II-6-1-3. Niveau global de vibration.....	(32)
II-6-1-4. Le cepstre.....	(33)
II-6-2. Les méthodes fréquentielles.....	(34)
II-6-2-1. L'analyse en fréquence.....	(36)
II-6-2-1-1. Analyse spectrale.....	(37)
II-6-3. Analyse d'enveloppe ou signature BCU (Bearing Condition Unit).....	(38)
II-6-3-1. La méthode de l'enveloppe .....	(38)
II-6-3-2. Application de la méthode de l'enveloppe.....	(40)
Conclusion.....	(44)

### **CHAPITRE III : ETUDE THEORIQUE SUR LES ROULEMENTS**

III-1/ INTRODUCTION .....	(46)
III-2/ Conception d'un roulement :.....	(46)
III-3/ Acier pour roulement :.....	(47)
III-4/ Types de roulements :.....	(49)
III-4-1/ Roulement rigide à une seule rangée de billes (contact radial) .....	(50)
III-4-2/ Roulement à contact oblique à une seule rangée de billes :.....	(51)
III-4-3/ Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes :.....	(52)

III-4-4/ Roulement à rotule sur deux rangées de billes :.....	(52)
III-4-5/ Roulements montés par paire :.....	(52)
III-4-6/ Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques .....	(53)
III-4-7/ Roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux :.....	(54)
III-4-8/ Butée à billes :.....	(54)
III-4-9/ Butée à rouleaux cylindriques:.....	(55)
III-4-10/ Roulements à aiguilles :.....	(55)
III-4-11/ Roulements à rouleaux coniques.....	(55)
Montage en X ou montage direct .....	(56)
Montage en O ou montage indirect.....	(57)
III-5- Capacité de charge des roulements.....	(59)
III-5-1/ Charge de base statique $C_0$ :.....	(59)
III-5-2/ Charge dynamique de base C :.....	(60)
III-5-3/ Charge dynamique équivalente des roulements .....	(61)
III-6/ Etude analytique de la durée de vie des roulements.....	(62)
III-6-1/ modélisation de la durée de vie des roulements.....	(62)
III-6-1-a/ Modèle de Lundberg – Palmgren .....	(62)
III-6-1-b/ Modèle Ioannides- Harris (I-H) .....	(63)
III-6-2. Correction de la durée de vie calculée .....	(65)
III-6-3. Vitesses de rotation d'un roulement .....	(66)
III-6-3-1- La vitesse de base pour le calcul d'un roulement .....	(66)
III-6-3-2- Vitesse limite ou admissible .....	(67)
III-7- Lubrification des roulements.....	(68)
III-7-1- Types des lubrifiants .....	(68)
III-7-1-a- La graisse .....	(68)
III-7-1-b- L'huile .....	(68)
III-7-1-c- - Mélange graisse – huile.....	(69)
III-7-2- Modes de lubrification .....	(69)
III-7-2- _a La lubrification à bain d'huile.....	(69)

III-7-2-b. Bague de remontée d'huile .....	(70)
III-7-2-c. Par circulation d'huile .....	(71)
III-7-2-d - Lubrification à jet d'huile.....	(71)
III-7-2-e. La lubrification air -huile .....	(72)
III-7-2-f- Graissage par brouillard d'huile.....	(73)
III-7-3.Choix de l'huile de lubrification.....	(73)
III-7-4.Calcul de la lubrification.....	(75)
III-7-4-1. paramètres de calcul de la lubrification.....	(75)
III-7-4-2.Périodicité de la lubrification .....	(76)
III-7-4-3.Influence des conditions d'exploitation sur la périodicité de la lubrification.....	(79)
III-8-MODES DE DÉFAILLANCE DES ROULEMENTS .....	(80)
III-8-1. Fatigue initiée sous la surface .....	(81)
III-8-2. Fatigue initiée en surface .....	(82)
III-8-2-a-Ecaillage de fatigue.....	(83)
III-8-2-b-Ecaillage superficiel .....	(83)
III-8-3.le grippage .....	(84)
III-8-4.usur par abrasion .....	(84)
III-8-5.la corrosion .....	(85)
III-8-6.la détérioration des cages .....	(86)
III-9.Conclusion .....	(86)

## **CHAPITRE IV : EXPERIMENTATION**

IV-1. Introduction.....	(89)
IV-2. Applications de l'analyse vibratoire.....	(98)
IV-2-1. Instrumentation.....	(98)
IV-2-2. Présentation de l'appareil.....	(98)
IV-3.IDENTIFICATION SPECTRALE D'UN DEFAUT.....	(90)
IV-3-1. Dégradation localisée .....	(91)
IV-3-2.Dégradation généralisée.....	(93)
IV-4-analyse et traitement .....	(97)
IV-4-1. Courbe de tendance en analyse vibratoire .....	(97)
IV-4-2.application des courbes de tendance du niveau vibratoire sur le réducteur .....	(97)



IV-5-Exemple de détection de défaut de roulements.....	(99)
Spectre de l'état de référence.....	(102)
Spectre du défaut de piste interne $f_{bi}$ .....	(102)
Spectre du défaut de piste piste externe $f_{be}$ .....	(103)
IV-6-Conclution.....	(104)
Conclusion générale.....	(105)
Bibliographie.....	(107)
Annexe.....	(111)

## Listes des tableaux

Tableau (II-1) : valeur de facteur crête (FC).....	(29)
Tableau (II- 2) :valeur de Kurtosis .....	(31)
Tableau (II-3) :Les principales anomalies.....	(43)
Tableau (III-1) :Valeurs indicatives du coefficient de sécurité statique $s_0$ .....	(57)
Tableau (III-2) : facteur de fiabilité.....	(62)
tableau (III-3) : facteur de roulement selon le type et la charge des.....	(76)
tableau (III-4) :Recherche des causes d'une avarie de roulement.....	(85)
Tableaux (IV-1) les caractéristiques du roulement à deux rangées de rouleaux conique.....	(90)
Tableaux (IV-2) fréquences du roulement à deux rangées de rouleaux conique.....	(91)
Tableaux (IV-3) relevé des mesures du :01/04/2009 à 15/02/2010.....	(96)

## Figure.-(IV-17) Défaut sur la piste externe $f_{be}$

Figure (I-1): les différents types de maintenance .....	(6)
Figure (I-2): discrétisation du signal .....	(10)
Figure (I-3): Acquisition et visualisation du signal.....	(13)
Figure (I-4): accéléromètre piézoélectrique .....	(14)
Figure (II-5): Vibration harmonique [16].....	(16)
Figure (II-6): Vibration périodique [16] .....	(17)
Figure (II-7): Vibration aléatoires [16].....	(18)
Figure (II-8): Les paramètres caractéristiques des vibrations.....	(19)
Figure (II-9): grandeurs d'une vibration.[21] .....	(21)
Figure (II-10): Seuil d'alarme en basse et moyenne fréquence [24].....	(25)
Figure (II-11): indicateurs scalaires[ 30].....	(28)
Figure (II-12): Evolution du facteur de crête en fonction de l'évolution d'un défaut de roulement.....	(29)
Figure (II-13): signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé.....	(30)
Figure (II-14): signal temporel et densité de probabilité d'un roulement écaillé.....	(31)
Figure (II-15): Exemple d'utilisation d'un niveau globale[29].....	(32)
Figure (II-16): cepstre de signal d'accélération à un palier avec défaut de roulement.....	(33)
Figure (II-17): transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes.....	(35)
Figure (II-18): Représentation d'un spectre.....	(37)
Figure (II-19): Spectre d'ccélération sans défaut de roulement sur le palier démesure.....	(38)
Figure (II-20): Spectre d'ccélération avec défaut de roulement sur le palier de mesure... ..	(38)
Figure (II-21): densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage.....	(41)
Figure (II-22): Spectre enveloppe (0 – 100 KHz).....	(42)
Figure (III-1): Eléments d'un roulement [2].....	( 47)
Figure (III-2): Roulement à bille à contact radial.[6].....	(51)
Figure (III-3): Roulement à bille à contact oblique.[6].....	(51)
Figure (III-4): Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes. [6].....	(52)
Figure (III-5): Roulement à rotule sur deux rangées de billes .[6].....	(52)
Figure (III-6): Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques. [6].....	(54)

Figure (III-7): Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques. [6].....	(54)
Figure (III-8): Roulements à rouleaux coniques.[6].....	(56)
Figure (III-9): Montage en X.[6].....	(57)
Figure (III-10): Montage en O.[6].....	(57)
Figure (III-11): ci-dessous résume les s différents types de roulements. [1].....	(58)
Figure (III-12): Charge dynamique équivalente.....	(60)
Figure (III-13): facteur de la durée de vie [45].....	(62)
Figure (III-14): coefficient de réduction la vitesses [53].....	(66)
Figure (III-15): lubrification par bain d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux.[55].....	(70)
Figure (III-16): lubrification à Bague de remontée d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux. [55].....	(70)
Figure (III-17): lubrification Par circulation d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux. [55].....	(71)
Figure (III-18): lubrification à jet d'huile de deux roulements à billes à contact radial [55] .....	(72)
Figure (III-19): lubrification par un mélange air - huile d'un roulement [55].....	(72)
Figure (III-20): (Viscosité en fonction de la température de service et la vitesse) [56].....	(74)
Figure (III-21): (Viscosité cinématique à la température de référence, basé sur un indice de viscosité de 95).[56].....	(74)
Figure (III-22): Périodicité de la lubrification[55].....	(77)
Figure (III-23) :.Classification des modes de défaillance des roulements.....	(81)
Figure (III-24) : Ecaillage de fatigue sur la bague intérieur d'un roulement à billes de contact angulaire.....	(83)
Figure (III-25):Ecaillage sur la bague intérieur d'un roulement à billes à gorges profondes.....	(83)
Figure (III-26): Ecaillage de fatigue sur la bague intérieur d'un roulement à rouleaux sphérique.....	(83)
Figure (III-27): Écaillage superficiel sur la bague intérieur d'un roulement à rouleaux sphérique .....	(83 )
Figure (III-28): Écaillage superficiel sur Rouleaux.....	(83)

Figure (III-29): Écaillage superficiel sur la bague extérieure d'un roulement à rouleaux sphérique .....	(84)
Figure (III-30): Grippage sur la bague intérieur d'un roulement à rouleaux cylindrique ....	(84)
Figure (III-31): Grippage sur les Rouleaux.....	(84)
Figure (III-32): Usure sur la bague intérieur d'un roulement à rouleaux cylindrique .....	(85)
Figure (III-33): Usure sur la bague intérieur d'un à rouleaux conique de double rangée.....	(85)
Figure (III-34): Corrosion de contact sur la bague intérieur d'un roulement à rouleaux sphérique.....	(85)
Figure (III-35): Corrosion de contact sur la bague intérieur d'un roulement de contact Angulaire.....	(85)
Figure (III-36): Déformation de cage d'un roulement à à rouleaux cylindrique .....	(86)
Figure (III-37): Déformation de cage d'un roulement à billes de contact angulaire.....	(86)
Figure (IV-1) photographie du vibrotest 60 .....	(90)
Figure (IV-2) schéma cinématique de roulement à deux rangées de rouleaux Conique [54].....	(92)
Figure (IV-3) les fréquences du roulement à deux rangées de rouleaux conique[54] .....	(94)
Figure (IV-4) couple de roulement en fonction effort radial [54] .....	(94)
Figure (IV-5). Le couple de roulement en fonction effort axial [54].....	(95)
Figure (IV-6) le couple de roulement en fonction temp. Fonctionnement [54].....	(95)
Figure (IV-7) la chaleur générée en fonction la vitesse de rotation [54] .....	(96)
Figure. (IV-8) cycle de charge [54] .....	(96)
Figure. (IV-9) Courbe de tendance du niveau vibratoire.....	(99)
Figure. (IV-10).Spectre de vibration de roulement En direction horizontal en axiliration. (100)	(100)
Figure. (IV-11).spectre de vibration de roulement En direction horizontal en vitesse .....	(100)
Figure. (IV-12) spectre de vibration de roulement en direction vertical .....	(100)
Figure. (IV-13) .spectre de vibration de roulement en direction axial .....	(101)
Figure-(IV-14) : signal fréquentiel d'un vibration en accélération .....	(101)
Figure.-(IV-15) : Etat de référence .....	(102)
Figure.-(IV-16) .Défaut sur la piste interne $f_{bi}$ .....	(103)
Figure.-(IV-17) Défaut sur la piste externe $f_{be}$ .....	(104)

### **Introduction générale :**

L'activité de maintenance des installations industrielles fait appel depuis une vingtaine d'années à des techniques de diagnostic de plus en plus sophistiquées. Plusieurs techniques de détection de défauts sont aujourd'hui à la disposition des ingénieurs de maintenance .parmi celles-ci on peut citer la thermographie infrarouge, pour la détection de défauts d'origine électrique ou mécanique, l'analyse des huiles pour le suivi de dégradation et la contamination des fluides hydrauliques ainsi que l'évaluation du stade d'usure des pièces mécanique, la détection ultrasonore et l'analyse des vibrations mécaniques.

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

Cette dernière technique est couramment utilisée pour le diagnostic des machines tournantes et fait appel à des outils de traitement du signal qui ont vu leur champ d'application s'élargir d'année en année. Il existe de nombreux nécessaires pour mettre en œuvre les outils classiques de traitement du signal, tels que la transformée de Fourier (pour le tracé et l'analyse du spectre), la transformation de Hilbert [5], (pour la recherche de modulations d'amplitude et/ou de fréquence utilisé souvent pour la détermination du BCU) , ainsi que le calcul d'indicateurs scalaires tels que la valeur efficace, le facteur de crête et kurtosis.

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.

Ce mémoire est organisé en quatre chapitres répartis comme suit :

Le 1<sup>ier</sup> chapitre 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

Dans le 2<sup>ième</sup> chapitre Présente un bref théorique sur l'analyse vibratoire, et étudier avec détail l'outil de la maintenance utilisé souvent pour la surveillance de l'état des machines tournantes et les roulements en particulier, par cet que un bon choix de la grandeur vibratoire, ainsi que l'indicateur de surveillance vibratoire va donner des informations précieuses sur le roulement.

Dans le 3<sup>ième</sup> chapitre : nous allons étudier la conception et la fabrication des roulements .on y présentera le schéma des roulements les plus répandus .et étude analytique de la capacité de charge statique et dynamique, ainsi que la durée de vie théorique et corrigé d'un roulements,et étude les nombreuses natures de détérioration des roulements.

Dans le 4<sup>ième</sup> chapitre : Traite l'expérimentation réalisé en appliquant quelques outils parmi d'autres de la surveillance tels que les courbes de tendances du niveau vibratoire suivi. Et on appliqué la simulation avec logicielle timken pour comparée les résultats.

**I-1. Introduction :**

Les machines industrielles vibrantes il convient d'interpréter leur message vibratoire. Ces Vibrations vont réagir au sein même de la structure de la machine. Souvent, le capteur destiné à suivre l'information fournie par les vibrations ne peut être placé à la source même du défaut, le Signal recueilli est donc influencé par le chemin qu'il parcourt entre la source et le capteur. La structure agit et convole avec le signal vibratoire du défaut, il devient alors nécessaire de tenir compte du comportement élastique de celle-ci. La raideur de la machine, sa topologie, sa fixation, ses conditions de fonctionnement est autant de paramètres qui vont influencer le signal Vibratoire. L'élaboration d'une machine n'est donc pas simple et nécessite de prendre en compte tous ces paramètres, sans en oublier les fonctions de base.

L'analyse vibratoire est l'un des outils les plus efficaces et les plus utilisés dans l'industrie. Sa pratique, ses traitements, ses ambitions pour la maintenance préventive conditionnelle.

**I-2. La maintenance par analyse vibratoire :****I-2-1. Les différents types de maintenance :**

Selon la norme NF-X60-010. [1], « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement, pour accomplir une fonction requise ».

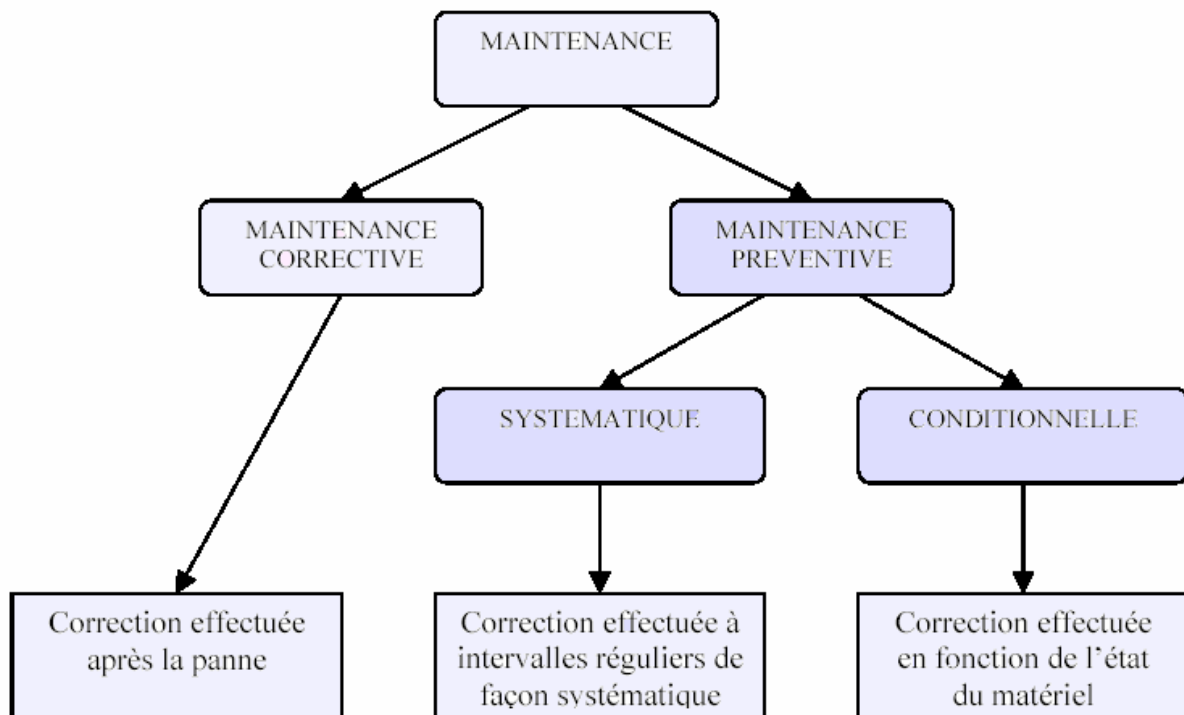
En effet, aussi bien pour des raisons de sécurité que pour des raisons de rentabilité, les activités de maintenance sont essentielles pour la pérennité des machines industrielles. Elles permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits. Il est possible de distinguer trois stratégies de maintenance, comme le montre la figure (I-1) :

- ❖ la maintenance corrective correspondant à une action effectuée après la panne
- ❖ la maintenance préventive systématique effectuée selon un échancier fixé sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques.
- ❖ la maintenance préventive conditionnelle subordonnée à un type d'événement



Prédéterminé.

Cette politique étant propre à chaque entreprise, elle doit tenir compte de la complémentarité des méthodes correctives et préventives [2.] Les paramètres dont il faut tenir compte pour l'élaboration de cette politique sont d'ordre économique et humain.



**Figure (I-1): les différents types de maintenance**

Le principe de la maintenance conditionnelle consiste à estimer l'état des composants Mécaniques en effectuant différents types de mesure. La nature de ces mesures dépend de la Machine à suivre. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses d'huile, des Thermographies infrarouges... . Lorsque le seuil admissible de ces défauts est dépassé, il devient nécessaire de programmer l'arrêt de la machine. Ceci doit être fait en perturbant au Minimum le cycle de production, c'est à dire entre deux séries ou lors d'un arrêt programmé. Ce type de maintenance se caractérise par :

- l'emplacement et le nombre de points de mesure
- la collecte et le traitement des informations
- la nécessité d'obtenir un diagnostic précis
- un investissement important

Parmi les méthodes utilisées en maintenance conditionnelle l'analyse vibratoire est une des plus utilisée pour le suivi des machines tournantes. En effet, un ensemble de pièces en Mouvement, quelque soit la forme de la structure porteuse, génère des vibrations, et ce, même si les machines analysées sont en bon état de fonctionnement. Les vibrations dans les bâtis de Machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des Roulements, des engrenages ou des courroies en parfait état de marche qui viennent Exciter les bâtis. Le comportement non linéaire de certains composants modifie les raideurs de Ces organes et donc par voie de conséquence, les efforts induits.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui Caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la Machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les Composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance de lois d'endommagement. [3]

### **I-2-2. Surveillance et diagnostic :**

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions si possible identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [4]. 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 [5] 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.

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils Mathématiques relativement élaborées. 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.

### **I-3. Les vibrations des paliers à roulements :**

Les roulements sont extrêmement utilisés dans les machines tournantes. Leur durée de vie est estimée à partir de modèles fiabilistes tels que Weibull. Cette estimation de durée de vie peut Néanmoins varier dans de grandes proportions pour des machines identiques. L'analyse vibratoire des roulements permet de dépasser cet aspect systématique du suivi en d'envisageant un démarche basée sur le conditionnel.

Les pistes des roulements et les billes ou les rouleaux sont chargées cycliquement, ce qui engendre à la surface une dégradation par fatigue qui se présente sous la forme de fissures qui conduisent aux écaillages [6]. Puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous-couche du matériau. Cette ruine peut être détectée sur un spectre à partir de l'identification des fréquences caractéristiques du roulement. Celles-ci correspondent aux fréquences des impacts lorsqu'un élément roulant rencontre un défaut. Elles sont données en écrivant que les vitesses aux points de contact entre billes et bagues sont nulles). [7] . Elles dépendent du diamètre des éléments roulants (**d**), du diamètre moyen du

Roulement (**D**), du nombre d'éléments roulants (**Z**), de l'angle de contact ( **$\alpha$** ) et de la fréquence de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure ( **$f_r$** ) :

Elles sont données par les formules suivantes:

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (Hz).

$$f_{be} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure (Hz).

$$f_{bi} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (Hz).

$$f_b = \frac{D}{d} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha\right)^2\right]$$

- Fréquence d'un défaut de cage (Hz).

$$f_c = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

Ces fréquences peuvent être rencontrées pour un roulement en fonctionnement normal (du fait de la non linéarité de la raideur du contact sur un roulement en fonctionnement), mais surtout Lors de l'apparition de défauts sur les éléments le constituant qui vont engendrer des impulsions Produites à chaque fois qu'un élément roulant rencontre un écaillage sur son chemin [8].

Les fréquences sont calculées sur l'hypothèse d'un roulement parfait, ce qui est rarement le cas Car des phénomènes dynamiques peuvent engendrer un mouvement plus complexe des éléments. En effet, le comportement même des roulements, les micro glissements, les Variations instantanées de l'angle de contact peuvent se produire et donner naissance à un train D'impulsions quasi - périodiques [9]. Cette quasi-périodicité affecte l'information relative

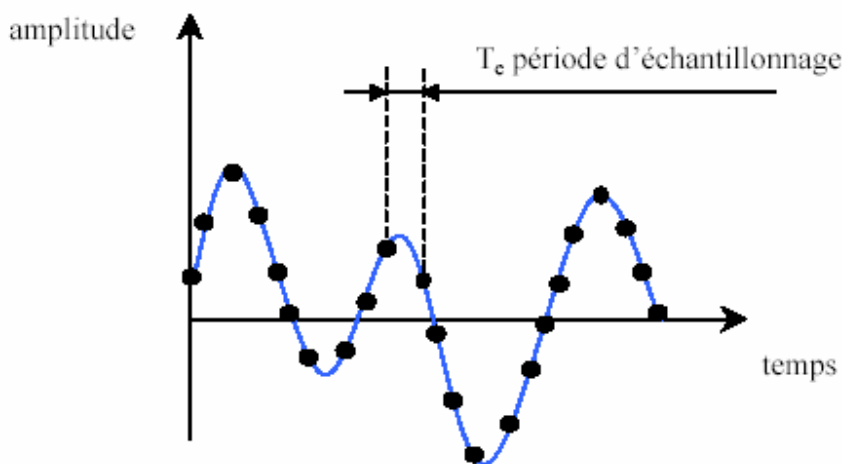
À la périodicité de l'excitation engendrée par le défaut

#### **I-4. Détection d'un défaut dans les roulements :**

La détection d'un défaut nécessite d'une part une prise de mesure vibratoire puis une exploitation du signal recueilli. Nous rappelons dans ce paragraphe l'essentiel de la démarche à suivre.

##### **I-4-1. Paramétrage de l'échantillonnage :**

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants  $t_i = t_0 + i\Delta t$ ,  $i$  étant un entier positif. La discrétisation d'un signal induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre des composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation (théorème de Shannon). L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période  $T_e$ . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à  $f_e = 1 / T_e$  comme le montre la figure (I-2) :



**Figure (I-2) : discrétisation du signal.**

L'application du théorème de Shannon permet d'éviter le recouvrement spectral mais pour cela il faut choisir  $f_e \geq 2.f_{\max}$ . En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est.  $f_e = 2.56.f_{\max}$

Il est alors possible d'en déduire le temps d'acquisition :  $T_{acq}$  qui correspond à la durée

D'observation du signal.

Soit :

$$T_{acq} = N_e \cdot T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2,56 f_{max}}$$

Où  $N_e$  est le nombre de points enregistrés ou nombre de lignes,  $T_e$  et  $f_e$  sont la période et la fréquence d'échantillonnage.

#### **I-4-2. Résolution :**

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquences de travail [10]. Une résolution est satisfaisante lorsqu'elle permet de dissocier des fréquences voisines. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquences, du Nombre de points  $N_e$  et du nombre de lignes de l'analyseur.

$$\Delta f = \frac{\text{fréquence pleine échelle}}{\text{nombre de lignes}}$$

Avec :

$$\text{Nombre de lignes} = \frac{N_e}{2,56}$$

Autrement dit :

$$\Delta f = \frac{F_e}{N_e} = \frac{1}{N_e \cdot T_e} = \frac{1}{T_{acq}}$$

En général, pour séparer deux composantes dont l'espacement fréquentiel est de  $\delta f$ , une Résolution de  $\mathbf{r = \delta f / 4}$  est nécessaire. Une mauvaise résolution peut engendrer un mauvais Diagnostic notamment si les pics des fréquences sont proches.

**I-5. Surveillance vibratoire de l'évolution d'un défaut :****I-5-1. Le dépistage des défauts :**

Pour éviter toute dégradation intempestive de la machine, il importe, dès l'apparition d'un Défaut et le plus tôt possible, de programmer une intervention de maintenance. Cette démarche Ne peut reposer que sur un choix d'indicateurs significatifs caractérisant la sévérité du défaut Avec quantification d'un seuil limite admissible. En ce qui concerne les roulements, les indicateurs de dépistage favoris sont la valeur efficace, les indicateurs crêtes ou encore le Kurtosis définis dans une bande de fréquences précise afin de minimiser l'effet de masque.

**I-5-2. Le diagnostic des défauts :**

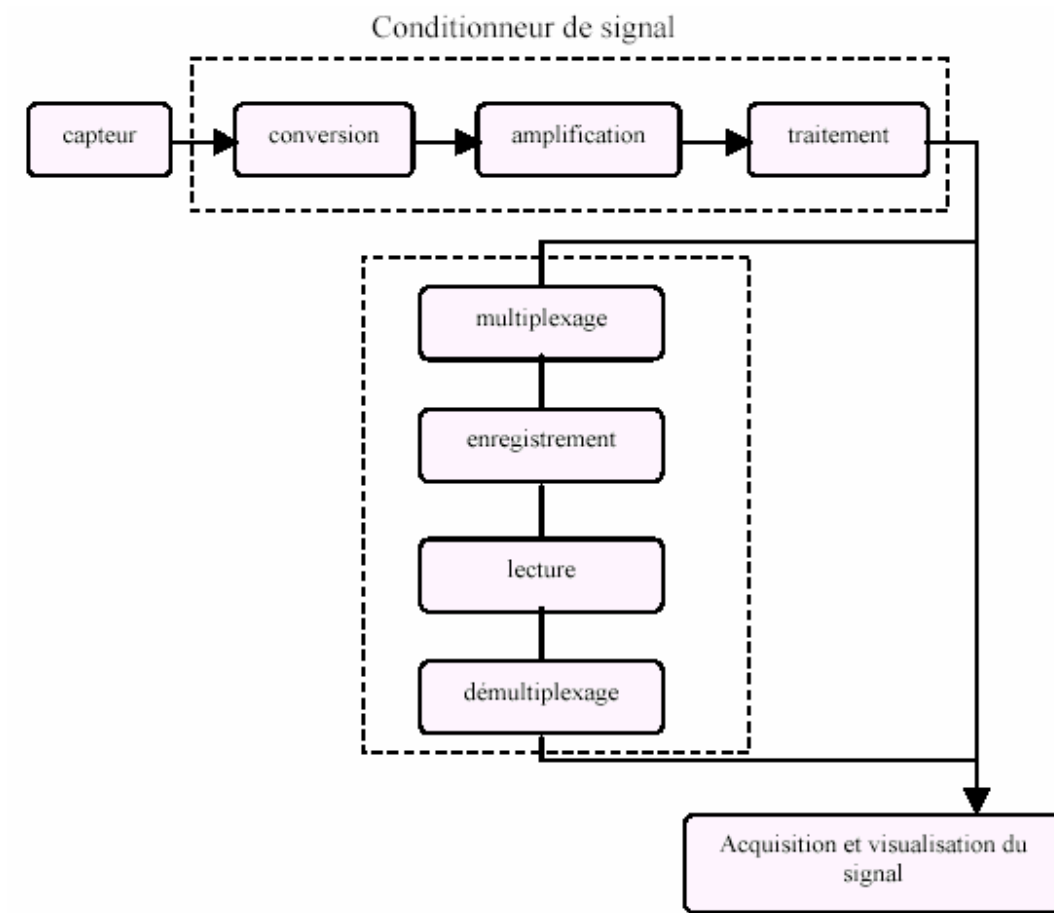
Connaître l'existence d'un défaut n'est pas une fin en soi. Il importe également de déterminer la nature et la gravité du défaut. Etablir un diagnostic consiste donc à rechercher la présence d'images vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter la machine. Cette Démarche est rendue possible en s'appuyant sur une analyse systématique du signal. L'analyse Spectrale par transformée de Fourier, ainsi que les outils d'analyse qui lui sont associés, sont les Moyens les plus efficaces pour diagnostiquer un défaut dans un matériel de production [4].

**I-5-3. Suivi de l'évolution d'un défaut**

Lorsque le défaut est détecté et la sévérité quantifiée, il faut suivre son évolution dans le temps. Ce suivi permet de modéliser son évolution et de définir une durée de vie résiduelle. [3]

**I-6. Les outils de l'analyse vibratoire.****I-6-1. La chaîne d'acquisition.**

Cette chaîne de mesure est le maillon indispensable de l'analyse vibratoire pour l'acquisition Des signaux à étudier. Le capteur d'accélération a pour rôle de transformer les vibrations Mécaniques en signaux électriques. L'amplificateur va ensuite augmenter son intensité afin de Pouvoir traiter le signal. Les limitations dans la plage de fréquences sont réalisées grâce à des Filtres « passe haut » et « passe bas » comme le montre la figure (I-3).

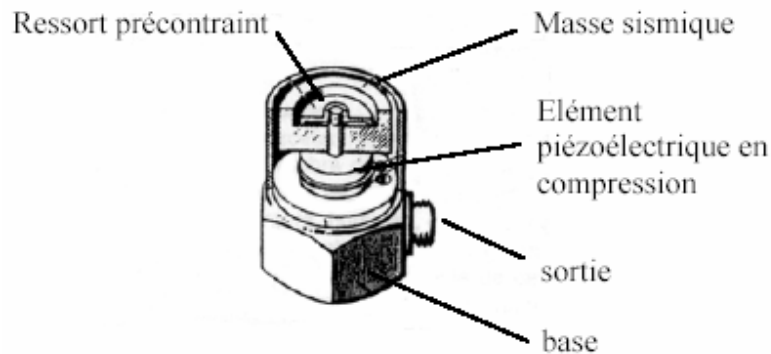


**Figure (I-3) : Acquisition et visualisation du signal**

### **I-6-2. Le capteur de vibrations :**

Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (figure I-4). Il possède une très bonne linéarité et un large bande ; passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.





**Figure (I-4) : accéléromètre piézoélectrique**

La fixation du capteur sur la structure peut avoir une réelle influence sur la qualité du signal Recueilli. Il peut être fixé de diverses façons sur la machine : vissé à même la structure, vissé Sur une embase collée, magnétique pour les structures ferriques, ou accolé avec une pointe touche. Cette fixation joue un rôle important sur le résultat des mesures, et la largeur de bande Peut s'en trouver affectée [12]. Afin que la reproductibilité et la fiabilité des mesures soient bonnes même en basses fréquences, il reste préférable d'utiliser des embases collées (Cyanoacrylate de méthyle) [13]. L'accéléromètre doit être placé en des endroits (pas toujours accessibles) de la structure où la mobilité est maximale pour la bande de fréquences étudiée [14]. La tendance actuelle est toujours de placer le capteur au plus près du composant à suivre, ainsi en limitant les distances et les contacts, le signal s'en trouve moins perturbé.

### **I-7.Conclution :**

Ce chapitre 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

**II-1.Introduction :**

Toutes les machines en fonctionnement génèrent des vibrations. Celles-ci parce qu'elles sont représentatives des efforts dynamiques engendrés par les pièces en mouvements, occupent une place privilégiée parmi les paramètres à prendre en considération pour assurer une surveillance efficace du bon état de fonctionnement des machines. Cette place se justifie d'autant plus que toute modification de la signature «vibratoire» d'une machine constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie, cause potentielle, à plus au moins long terme, d'une panne ou d'une dégradation préjudiciables soit à la production, soit à la qualité du produit fini, soit enfin à la sécurité du personnel.

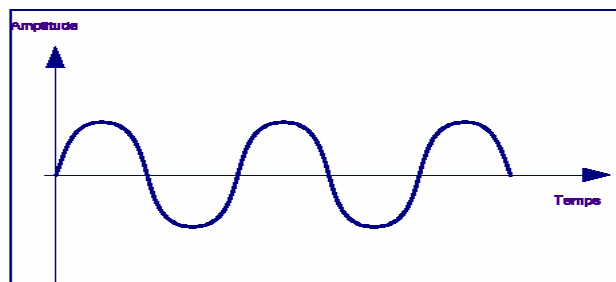
Ces particularités font de l'analyse des vibrations, qu'elle soit faite par la mise en place du suivi périodique de l'évolution d'un indicateur (ou d'un ensemble d'indicateurs) sélectionnés jusqu'au dépassement d'un seuil d'alarme, ou bien par l'établissement d'un diagnostic statuant sur la nature et la gravité d'une défaillance ainsi que sur l'urgence de l'intervention, l'un des principaux outils pour la prévention des pannes et l'étude de leur mode d'apparition. [15]

**II-2. Nature des vibrations :**

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

**II-2-1. Vibration harmonique :**

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



**Figure II-5: Vibration harmonique [16]**

Elle est décrite par l'équation

$$\mathbf{x(t) = X \cdot \sin(\omega t + \varphi)}$$

avec :

$\omega$  = vitesse angulaire ou pulsation du mouvement ( $2\pi f$ )

$f$  = fréquence du mouvement

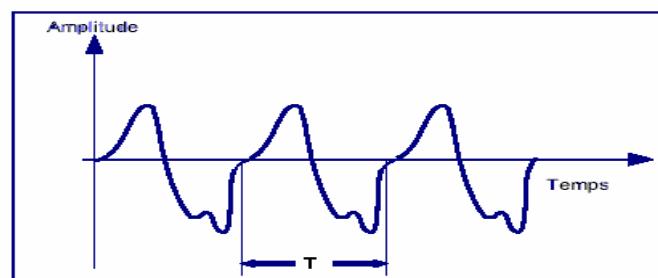
$\varphi$  = phase du mouvement par rapport à un repère dans le temps

### II-2-2. Vibration périodique:

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

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

Les vibrations transitoires (comme par exemple la vibration provoquée par un marteau pilon) 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 pseudopériodique. 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 aperiodique.



**Figure II-6 : Vibration périodique [16]**

Elle est décrite par l'équation

$$x(t) = \sum_{i=1}^n \left[ X_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \right]$$

### II-2-3.vibrations aléatoire apériodique (choc) :

Comme par exemple (la vibration générée par le phénomène de cavitation sur une pompe) sont caractérisées par un mouvement oscillant aléatoire qui ne se produit pas identiquement à lui-même comme les mouvements périodiques.

Les vibrations aléatoires ne peuvent être représentées 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.

Ces vibrations caractéristiques sont donc toutes identifiables et mesurables. La tendance à l'accroissement de leur intensité est représentative de l'évolution de l'effort qui les génère et Révélatrice du défaut qui se développe.

$$x(t) = \sum_{i=1}^{\infty} \left[ X_i \cdot \sin(\omega_i \cdot t + \varphi_i) \right]$$

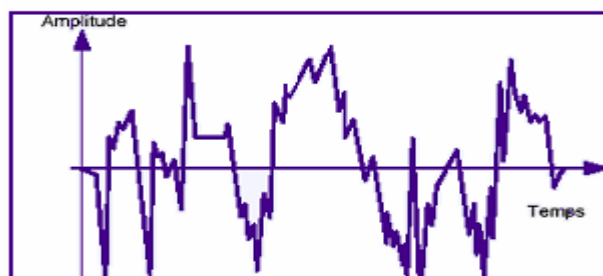


Figure II-7 : Vibration aléatoires [16]

II-3. Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire :

Comme tout mouvement [17], une vibration peut être étudiée selon les trois grandeurs suivantes

- Déplacement
- Vitesse
- Accélération

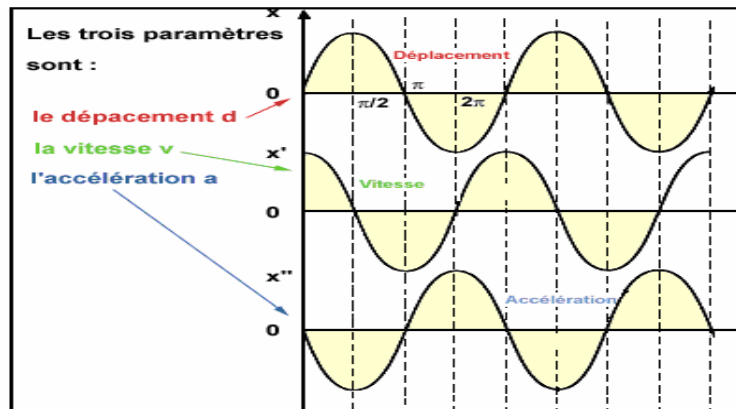


Figure II-8. Les paramètres caractéristiques des vibrations

II-3-1. Déplacements vibratoire  $s(t)$  :

On constate que le déplacement  $s(t)$  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 [ $0 \text{ Hz} \leq f \leq 100 \text{ Hz}$ ]

Le déplacement  $s(t)$  d'une vibration harmonique est décrit par l'équation

$$s(t) = S \cdot \sin(\omega t + \varphi)$$

II-3-2. Vitesse vibratoire  $v(t)$  :

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

sense contraire vers la position fixe et l'autre position extrême .La vitesse s'exprime en mètres Par seconde (m/s).L'amplitude de la vitesse d'un vibration  $v(t)$  est aussi inversement proportionnel à fréquence, c'est-à-dire plus la fréquence augmente plus l vitesse diminue, elle est généralement utilisée dans le cas des phénomène vibratoire à moyenne fréquence [ $100\text{Hz} \leq f \leq 1000\text{Hz}$ ].

La vitesse  $v(t)$  de cette vibration s'obtient par dérivation de l'équation

$$v(t) = V. \sin\left(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right)$$

### **II-3-3.Accélération vibratoire $a(t)$ :**

L'accélération est une grandeur qui inique dans quelle mesure la vitesse varie en fonction du temps et elle s'exprime par conséquent en unités de vitesse (mètre par seconde )ou en mètre par seconde carrée ( $\text{m/s}^2$ ).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  $a(t)$  c'est la grandeurs représentative des forces dynamiques qui ne dépend par de la fréquence, c'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur une large bande de fréquence [ $1000 \text{ Hz} \leq f \leq 10000\text{Hz}$ ]

L'accélération  $a(t)$  de la vibration s'obtient par dérivation de l'équation

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

. Il faut également noter qu'il existe une relation mathématique entre déplacement, vitesse et accélération.

La vitesse n'étant que l'expression d'une distance parcourue en temps donnés, et l'accélération n'étant que l'expression d'une variation de vitesse par unité de temps, il s'ensuit que, mathématiquement, la vitesse est définie comme étant la dérivée du déplacement et l'accélération comme la dérivé de la vitesse. [23]

$$x(t) = A \sin(2\pi \cdot ft)$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = 2\pi \cdot fA \cos(2\pi \cdot ft)$$

$$a(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = -(2\pi \cdot ft)^2 A \sin(2\pi \cdot ft)$$

On choisira donc préférentiellement la grandeur (fig-II-2) déplacement pour détecter des phénomènes basse fréquence [20] et la grandeur accélération pour les phénomènes haute fréquence défaut de roulement.

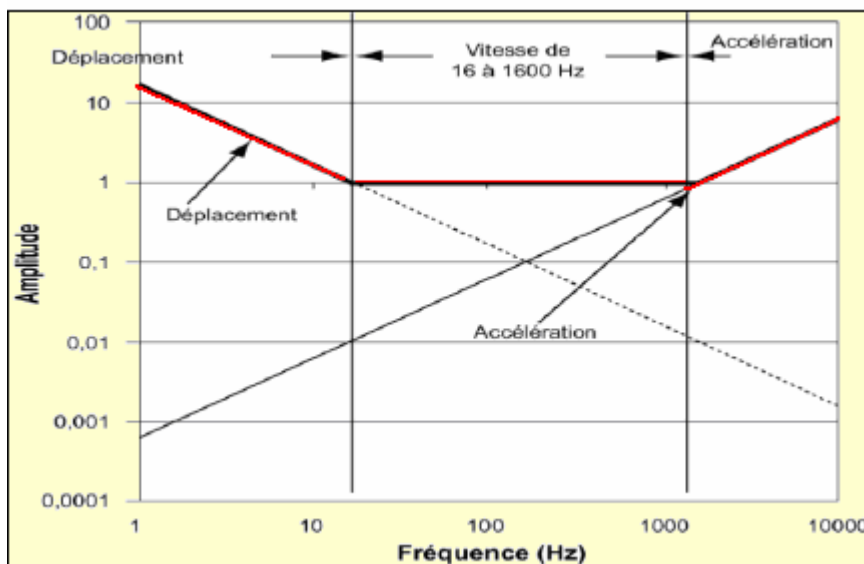


Figure (II-9) : grandeurs d'une vibration.[19]

#### II-4. Mesure des vibrations :

Les trois grandeurs que l'on est amenées à mesurer en technique vibratoire : le déplacement, la vitesse et l'accélération peuvent être appréhendées par des systèmes très différents les uns des autres. [16]

On distingue trois principes plus particulièrement utilisés :

- Déplacement : principe des courant de Foucault
- Vitesse : principe électrodynamique
- Accélération : principe piézo- électrique

L'ensemble complet de mesure et d'analyse comporte

- un capteur
- Un collecteur de donnée
- Un calculateur ou un micro-ordinateur avec un logiciel d'exploitation.

#### **II-4.1 Capteur de vibration**

Le rôle du capteur est de transformer l'énergie mécanique dispensée par la machine en un signal électrique proportionnel mesurable de manière reproductible. Il existe deux grandes familles de capteurs, les absolus (accéléromètre, vélocimétrie) et les relatifs (proximités). [20]

- **Accéléromètre :**

Il est constitué principalement d'un matériaux piézo électrique (habituellement une céramique Ferro- électrique artificiellement polarisé). Lorsque ce matériau subit une contrainte mécanique, en extension, compression ou cisaillement il engendre une charge électrique proportionnelle à la force appliquée. Le capteur piézo- électrique ou l'accéléromètre sont les plus utilisés en raison de leur large gamme de fréquence d'utilisation Les différents types d'accéléromètre sont destinés :

- aux mesures axiales
- à la surveillance continue
- à l'utilisation à haute température
- à la mesure de chocs de fort intensités...

- **Vélocimétrie :**

C'est un capteur électrodynamique, auto génératrice d'une tension proportionnelle à la vitesse de déplacement de la bobine

Le mouvement de la pièce métallique dans les spires provoque une variation du flux. Donc une induction de courant dans la bobine.

Avantages :

- pas d'amplificateur à haute impédance, ni d'électronique d'excitation,
- signal de sortie de haut niveau et de faible impédance. Inconvénient :



- pièce métallique en mouvement (usure)
- sensibilité latérale
- faible bande passante (10-1000hz)

- **Capteur de déplacement :**

Le pont d'impédance est alimenté par un oscillateur de fréquence supérieur à 100kHz. La partie variable du pont est constituée par un self.

Le pont est équilibré lorsque il n'a y pas de tension aux bornes du démodulateur.

Dés qu'il y a modification de l'impédance de la bobine, il y a un déséquilibre du pont, donc une tension aux bornes du démodulateur à la fréquence de l'oscillateur. Cette tension est proportionnelle à la distance entre la cible et la bobine .

Avantages

- mesure sans contact,
- mesure en continu (il existe un signale pour une fréquence nulle),
- mesure réelle du déplacement de l'axe dans son logement.

Inconvénients :

- sensible aux haute fréquence,
- qualité de mesure dépendant de la qualité de la surface,
- phase relative des vibrations de l'arbre et du palier influençant la mesure,
- implantation difficile.
- 

#### **II-4-2. Collecteur de donnée portable :**

Ces appareils présentent l'ensemble des mesures : déplacement, vitesse et accélération. Ils contiennent une mémoire interne importante pour stocker les données et permettent une communication facile avec un ordinateur.

Les paramètres de choix sont essentiellement les fonctions de gestion des circuits de mesure, le dialogue avec l'opérateur, l'ergonomie et le poids.

Certains appareils proposent des fonctions correctives supplémentaires comme l'équilibrage sur site le lignage d'arbre au laser.

**II-4-3. Logiciel de traitement**

Les logiciels associés aux électroniques de mesure assurent le stockage des données, la mise à jour des historiques, la configuration des appareils, l'établissement des courbes de tendance, l'élaboration de rapports, la gestion des alarmes et aident aux diagnostics.

Par ailleurs, ils possèdent aussi les fonctions nécessaires à leur intégration dans le système de communication existant.

**II-4-4. Point de mesure**

L'implantation de l'accéléromètre sur les machines est, elle aussi, très importante. Chaque campagne de mesure doit être effectuée en des points précis et toujours les mêmes. En effet, un phénomène mécanique peut donner des images vibratoires sensiblement différentes en fonction des points de mesure. [21].

On essaiera toujours de rapprocher le plus possible les points des paliers. Cela permet d'obtenir les images les plus fidèles des défauts mécaniques (bande passante de la chaîne d'acquisition maximale, amortissement minimisé).

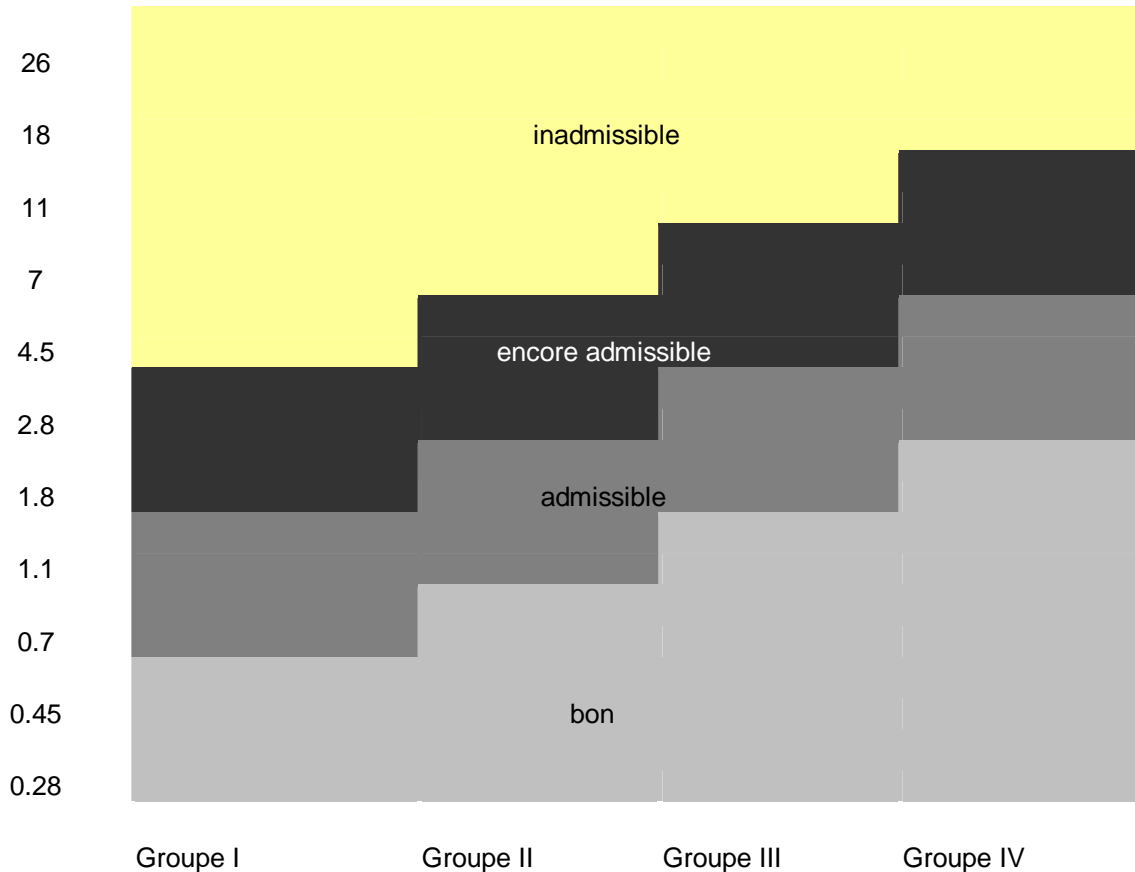
Pour avoir une image complète des vibrations (en trois dimensions), il faut prendre les mesures selon trois directions perpendiculaire sur chaque palier de la machine surveillée : deux directions radiales (horizontale et verticale) et une direction axiale.

**II-5. Définition des alarmes :****II-5-1. Seuil d'alarme en basse et moyenne fréquence :**

La norme ISO 2372 définit les seuils de vitesses efficaces selon les types de machines

Vitesse efficace

En mm/s



**Figure II-10 Seuil d’alarme en basse et moyenne fréquence [24]**

**II-5-2. Outil de surveillance**

On peut définir globalement trois modes de surveillance de fiabilité croissante et de finalité différente [21]

- Surveillance par indicateur scalaire énergétique «globaux»ou «large bande»
- Surveillance par indicateurs spectraux
- Surveillance par indicateurs typologiques ou comportementaux

**II-6. Les méthodes d’analyse**

Les vibrations de roulements génèrent souvent des signaux relativement complexes qui varient en fonction de plusieurs facteurs : la charge, la présence de défauts et la géométrie du Roulement. Quand des défauts ponctuels surviennent, des chocs sont générés et créent des

Vibrations qui peuvent être soit analysées dans le domaine temporel (niveau crête, efficace, Facteur de crête, Kurtosis, Cepstre) ou bien dans le domaine fréquentiel (analyse spectrale ou D'enveloppe, transformées de Hilbert, etc.). De nombreuses méthodes sont disponibles pour Détecter les défauts de roulement. Celles-ci sont résumées dans le tableau 1. Certaines méthodes sont très simples à mettre en œuvre alors que d'autres demandent des méthodes de traitement de signal sophistiquées [23]. Il existe 2 grandes sortes de méthodes, soit les méthodes d'analyse temporelle et celles d'analyse fréquentielles. Les moyens dont nous disposons actuellement pour diagnostiquer un problème de machine tels que l'analyse fréquentielle ou la valeur RMS ou Kurtosis, sont difficiles d'approche, pour du personnel qui n'est pas familier avec le traitement de signal, et demandent une formation appropriée. La technique de l'index Julien, par contre, est une technique qui se visualise facilement. Par exemple, si nous pouvons expliquer au personnel qu'il y a 8 chocs par tour de machine au lieu de 3 lors des essais précédents, c'est une notion qui est plus facilement assimilable que si nous essayons d'expliquer qu'il y a une augmentation d'amplitude à 12500 Hz.

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer L'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications synthétisent ces Différentes méthodes ou outils [24]. Elles sont généralement classées en deux grandes Familles.

### **II-6-1. Les méthodes temporelles.**

Les méthodes temporelles sont basées sur l'analyse statistique du signal recueilli, elles S'appliquent à des machines simples et consistent à effectuer des mesures de vitesse dans des Gammes de fréquences faibles et des mesures d'accélération dans des gammes de fréquences Élevées. Le but est de minimiser l'influence des vibrations induites par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires qui permettent de suivre l'évolution d'une Grandeur dérivant de la puissance ou de l'amplitude crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de signification intrinsèque, mais c'est son évolution dans le temps qui est significative Du défaut.

### II-6-1-1. La valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square).

C'est un indicateur scalaire « large bande » très utilisé bien qu'il présente des inconvénients [25]. 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 :

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

où  $x(n)$  est le signal temporel mesuré,  $N_e$  représente le nombre d'échantillons prélevés dans le Signal. 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 terme de bandes de Fréquences d'analyse liées à la structure même des machines.

### II-6-1-2. Les indicateurs crêtes

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, des indicateurs spécifiques Comme le facteur crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par Des forces impulsionnelles tels que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des Valeurs crêtes [26] du signal temporel mesuré. Il est possible de distinguer Principalement :

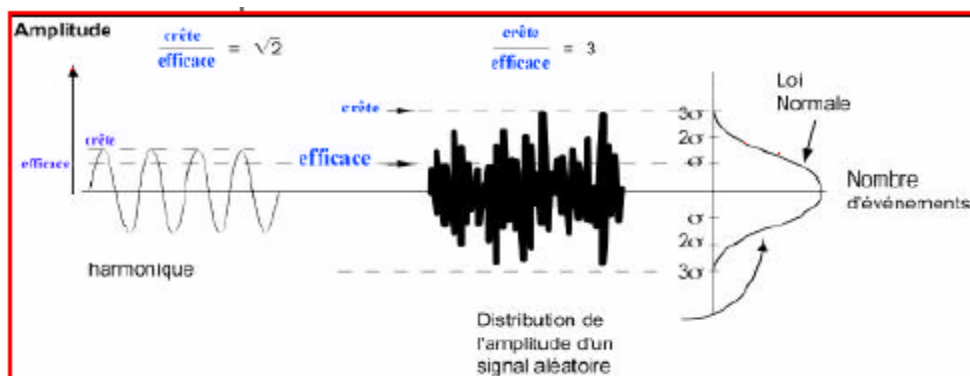
-le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace,

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

- le facteur K, défini comme étant le produit entre la valeur crête et la valeur efficace.

Facteur K= valeur. Crête. Valeur efficace  $= \sup|x(n)| \cdot \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [x(n)]^2}$

Le facteur crête comporte l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'une dégradation apparaît alors que la valeur crête croît pendant que la valeur efficace reste à peu près constante. Si la détérioration du roulement croît, la valeur crête augmentera jusqu'à une valeur asymptotique et la valeur efficace, quant à elle, augmentera à son tour, rendant le facteur crête sensiblement égal à sa valeur de départ (figure II-11). Les états caractéristiques normaux ou anormaux qui peuvent se manifester sur des roulements peuvent être définis à partir de la valeur efficace de l'accélération et de la valeur crête de la vitesse].



**Figure II-11 : indicateurs scalaires [27]**

La Figure II-11 rappelle que le facteur de crête est égal à  $\sqrt{2}$  pour un signal harmonique mais en revanche pour un signal aléatoire, la fonction de répartition des amplitudes suit une loi normale de moyenne nulle et d'écart type sigma. Le facteur de crête sera alors égal à 3. La Figure II-12 montre l'évolution typique du facteur de crête quand un roulement se dégrade. Au début ce rapport est sensiblement constant. Lorsqu'un défaut localisé se développe, les petits chocs résultants accroissent notablement le niveau de crête, mais ont une influence faible sur la valeur efficace. Le niveau de crête augmente ensuite jusqu'à un maximum. Au fur et à mesure que le roulement se détériore, il y a davantage d'impacts générés à chaque passage de bille. Le niveau efficace augmente donc, tandis que le niveau de crête reste inchangé. Vers la

Fin de vie du roulement, le facteur de crête peut retomber à sa valeur initiale car la valeur efficace a augmenté à son tour.

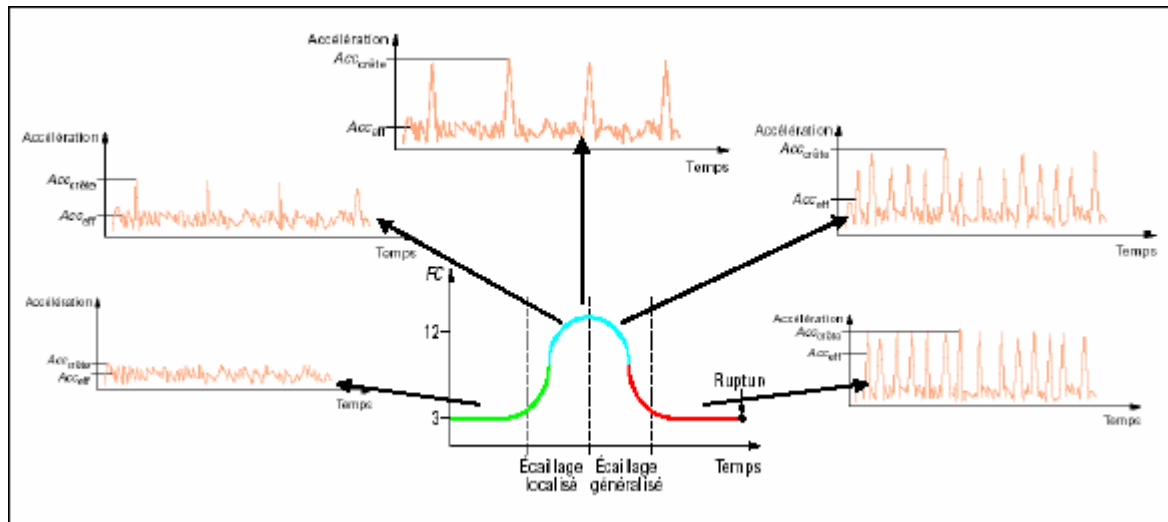


Figure II-12 - Evolution du facteur de crête en fonction de l'évolution d'un défaut de roulement

La vibration de type harmonique aura un facteur de crête voisin de  $\sqrt{2}$ , alors qu'une vibration de type périodique aura un facteur de crête beaucoup plus important (tableau (II-1)).

Tableau II-1 : Comparaison du facteur de crête selon le type de vibration [ 30]

Nature des vibrations	Facteur de crête= $\frac{A_c}{A_{eff}}$	Causes possibles
Périodique de type harmonique ou de type « bruit de fond »	1,5 à 2,5	Balourd Désalignement ...
Aléatoire de type apériodique	3 à 4	Roulement en bon état
périodique	>4	Roulement écaillé

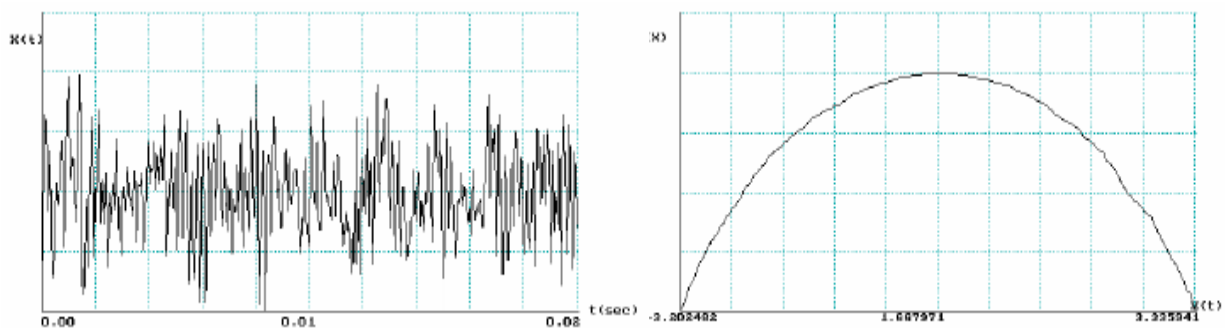
Tableau (II-1) : valeur de facteur crete (FC), [17]

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 [28]. L'analyse des défauts de roulement par le Kurtosis peut également être réalisée dans différentes bandes de fréquences liées aux Résonances de la structure.

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

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 principal 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. Les figures (II-13) et (1.5) illustrent le signal temporel et la densité de probabilité d'un roulement non dégradé et d'un roulement écaillé.

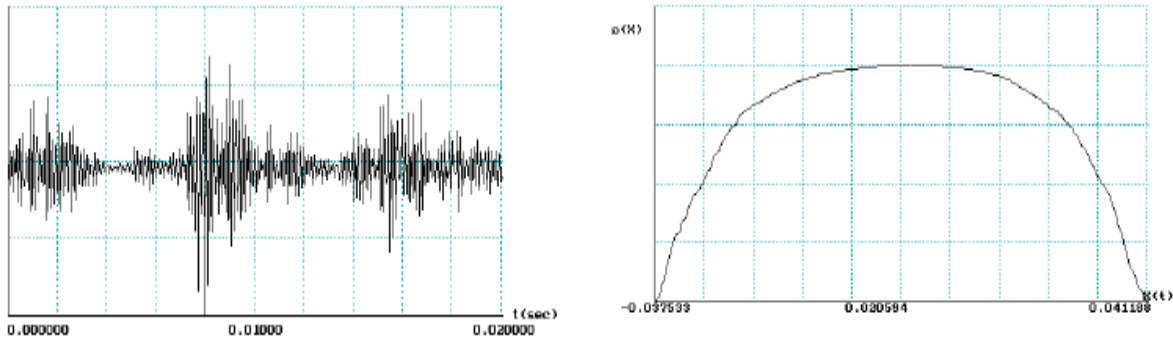


Signal temporel

Densité de probabilité

Figure (II-13) : signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé.





Signal temporel

Densité de probabilité

Figure(II-14) : signal temporel et densité de probabilité d'un roulement écaillé.

Kurtosis=6,81-Valeur RMS=7,1

Le Kurtosis doit cependant être utilisé avec beaucoup de précaution, car il est très sensible aux chocs [32], ce qui oblige un emploi du Kurtosis dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

Nature des vibrations	Facteur de kurtosis
sinusoidale	1,5
Impulsionnelle aléatoire	3
Impulsionnelle périodique	importante

Tableau (II- 2) valeur de Kurtosis, [17]

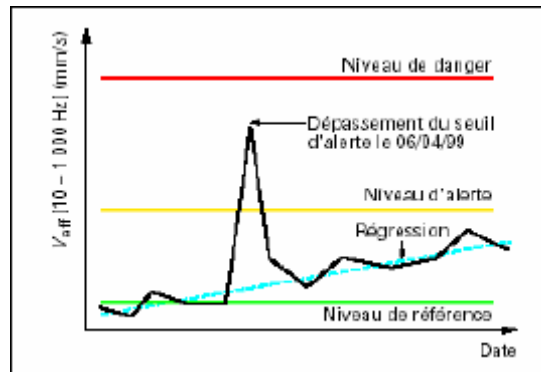
L'ensemble de ces indicateurs est très facile à mettre en oeuvre. Le plus souvent, ces différents indicateurs sont traités simultanément pour profiter des avantages de chacun et confirmer les résultats. Ces indicateurs indiquent une modification du comportement Vibratoire de l'ensemble de la structure mais ne permettent pas la localisation de l'élément qui modifie ce comportement. Un deuxième niveau est alors nécessaire pour définir la cause de cette variation du niveau de vibration : le diagnostic

**II-6-1-3. Niveau global de vibration**

La méthode la plus simple est la mesure de la valeur efficace globale des vibrations sur les paliers des roulements. Cette technique requiert la mesure de la valeur efficace de la vitesse de vibration sur une large bande de fréquence (typiquement 1 Hz à 1000 Hz). Ces mesures peuvent être réalisées en utilisant un accéléromètre piézoélectrique et un collecteur de données. Le fonctionnement du capteur piézoélectrique est décrit en annexe et celui du collecteur de données dans les chapitres suivants. Ces mesures sont comparées avec les valeurs limites figurant dans les recommandations internationales comme la norme ISO 10816, utilisée d'ailleurs lors de l'équilibrage du sélecteur mécanique par la société SKF. En reportant les résultats des mesures en fonction du temps, on peut apprécier l'évolution des vibrations et estimer la date de remplacement du roulement.

$$NG = (a^2 + b^2 + c^2 + \dots)^{1/2}$$

Avec : a, b, c, ..... se sont les amplitudes des composantes vibratoires constituant le signal vibratoire global.



**Figure II-15 - Exemple d'utilisation d'un niveau globale [27]**

La Figure (II-15).illustre l'utilisation d'un niveau global avec l'indicateur vitesse efficace [10-1000 Hz]. Le niveau global utilisé fait apparaître un problème. On évalue sa gravité mais on n'en connaît pas l'origine. Une telle évolution peut cependant être due à l'apparition d'un balourd ou d'un délignage. Pour trancher entre 2 causes, il est nécessaire De réaliser un diagnostic précis.

Sur une machine où le niveau vibratoire normal est relativement haut, le développement d'un défaut mécanique peut être masqué par le « bruit de fond ». Le niveau global mesuré ne réagit alors pas à ce défaut, du moins pas à un stade précoce de son développement. La surveillance par niveaux globaux ne peut donc convenir que dans le cadre d'une politique de sécurité. Elle permet de détecter un fonctionnement anormal et de déclencher un arrêt avant la panne des installations. En aucun cas on ne pourra identifier la cause de ce fonctionnement anormal ni optimiser la maintenance des machines avec un tel outil.

#### II-6-1-4. Le cepstre

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [26] :

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2$$

Il 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 quéfrenes correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection de défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements.[9]

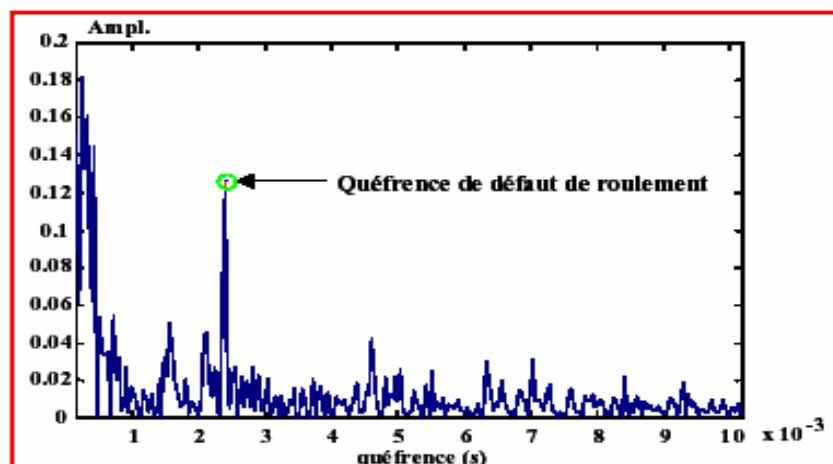


Figure II .16 : cepstre de signal d'accélération à un palier avec défaut de roulement

Recourir à la représentation cepstrale se révèle très intéressante puisque l'apparition et l'évolution dans le temps de toute une famille de composantes, induites par un défaut, peuvent être suivies par une seule valeur : l'amplitude de la composante dans le cepstre correspondant à la période caractéristique de l'avarie. Le cepstre permet d'avoir des indicateurs de dépistage adaptés à la recherche de défauts dont on connaît la fréquence d'apparition, et qui induisent à des stades plus ou moins avancés, des énergies vibratoires peu importantes (Fig II-16). Cet Outil puissant, permettant la détection de la l'apparition et de l'évolution de défaut est désormais utilisé dans les systèmes experts industriels .il nécessite cependant les compétences de spécialistes, pour le choix du nombre de points de l'échantillon et ainsi que le facteur de ré échantillonnage, afin d'avoir une amplitude significative des pics à surveiller.

### **II-6-2. Les méthodes fréquentielles.**

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformée de Fourier. La connaissance des fréquences caractéristiques permet d'identifier et de localiser les défauts issus des composants mécaniques en analysant leur spectre. Elles sont souvent utilisées pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques.

#### **II-6-2-1. L'analyse en fréquence.**

L'analyse « en fréquence » est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux Vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier, qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence  $f$ , et donc de détecter la Présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation [29]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (FFT) (équation 1.14) sur des signaux numérisés

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt$$

Où  $X(f)$  est la transformée de Fourier,  $t$  est la variable temps,  $f$  est la variable fréquence.

Où  $X(k\Delta f)$  est la transformée de Fourier discrète rapide,  $t_e$  est la période d'échantillonnage du

Signal temporel,  $n$  est le numéro de l'échantillon,  $k$  est le numéro de la ligne fréquentielle,  $\Delta f$  Est l'intervalle entre deux raies fréquentielles,  $N$  est le nombre d'échantillons prélevés.

Sur la figure (II-17) ci-dessous, il est possible de visualiser la transformée de Fourier de la Somme de deux signaux sinusoïdaux de fréquences respectives 140 et 250 Hz. Elle présente un lobe principal par fréquence et plusieurs lobes secondaires.

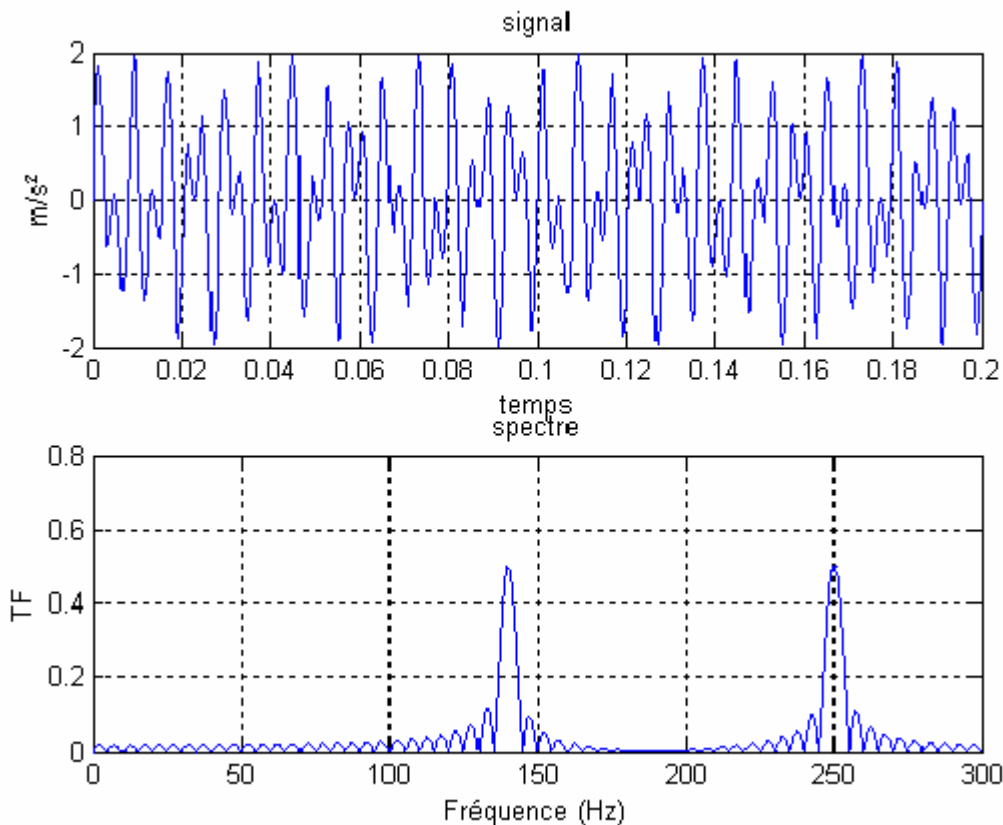


Figure (II-17) : transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes

La formule de Parseval

$$\sum_{n=-\infty}^{+\infty} |x(n)|^2 = \int_{-1/2}^{1/2} |X(f)|^2 df$$

Permet de rendre compte du fait que, le premier membre étant par définition l'énergie

temporelle du signal,  $|X(f)|^2$  s'interprète comme la distribution de l'énergie le long de l'axe des fréquences. On appelle

Densité spectrale de puissance (DSP) ou spectre de puissance, le carré du module de la Transformée de Fourier, rapportée au temps d'observation Elle présente l'avantage d'être corrélée à la sévérité d'un défaut [30]. Elle est la représentation fréquentielle (spectre de puissance) la plus utilisée dans le diagnostic vibratoire des éléments des machines tournantes et en particulier des roulements.

$$DSP(f) = \frac{|X(f)|^2}{d}$$

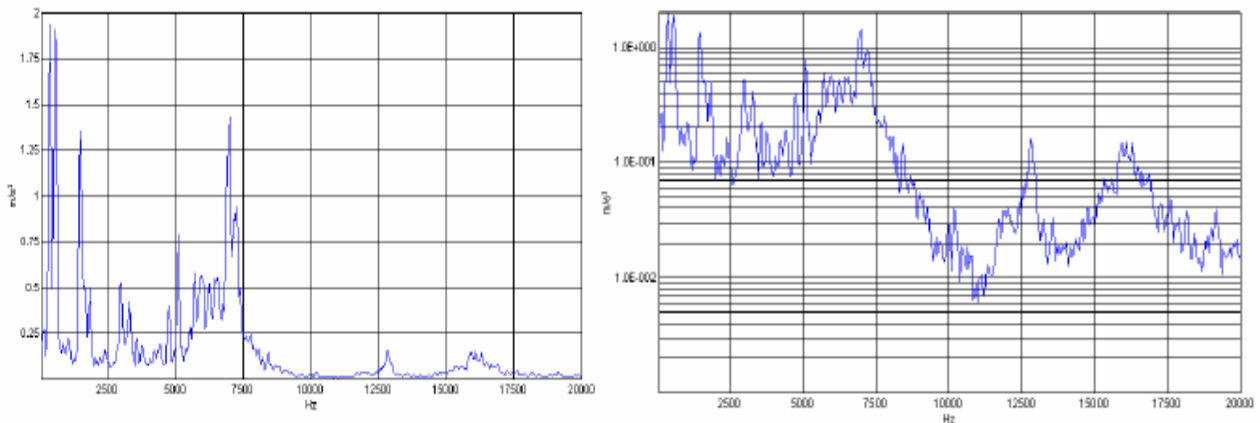
Où  $DSP(f)$  est la densité spectrale de puissance,  $X(f)$  est la transformée de Fourier du signal,  $d$  est la durée d'observation.

La mesure n'étant réalisée que sur un échantillon de signal de durée finie, la précision se trouve limitée. Le spectre est constitué de raies élargies, entourées de lobes latéraux. Il faut donc nécessairement introduire une fenêtre de pondération pour réduire l'effet des ondulations dues à la troncature du signal [31]

$$DSP_p(f) = \left| \frac{1}{N} \cdot \sum_{k=1}^N f(k) \cdot x(k) \cdot e^{-j2\pi f k} \right|^2$$

Où  $DSP_p(f)$  est la densité spectrale de puissance pondérée,  $x(k)$  représente le signal discret Analyser,  $f(k)$  la fenêtre de pondération,  $N$  le nombre d'échantillons prélevés dans le signal Temporel.

Pour faciliter le diagnostic, on préfère souvent les échelles logarithmiques, ainsi les raies de « faible énergie » restent visibles et facilement interprétables. En effet, les fréquences Caractéristiques des roulements peuvent se trouver noyées car certains mécanismes possèdent Des composants mécaniques à plus forte densité énergétique, comme les engrenages par Exemple [32]. La figure (II-18) illustre la différence de représentation pour un spectre entre Les échelles linéaire et logarithmique.



(a) : Echelle d'amplitude linéaire

(b) : Echelle d'amplitude logarithmique

Figure (II-18) : Représentation d'un spectre

### II-6-2-1-1. 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 [33 à 34]. 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 au 3<sup>e</sup> stade de dégradation d'un roulement. Il est préférable de lire l'amplitude des vibrations sur une échelle logarithmique [35], 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.

La figure (II-19) montre comment se manifestent les défauts de roulement dans le domaine des fréquences et il est clair que la gravité du défaut est significative à haute fréquence. Il faut alors mettre en œuvre des analyses sophistiquées pour identifier la source de ces fréquences.

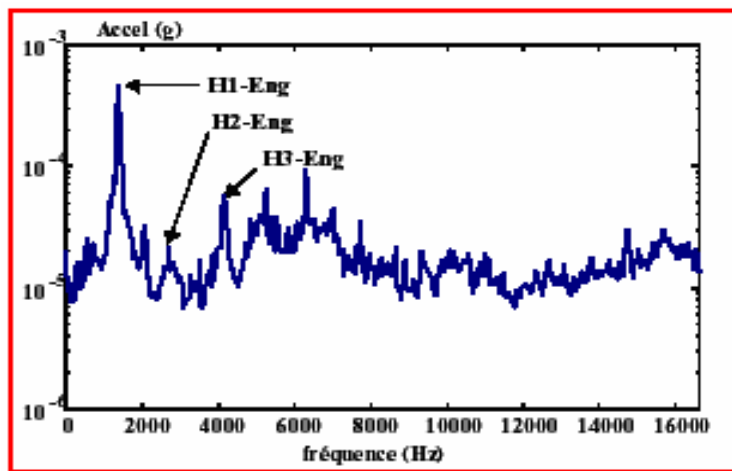


Figure II-19 : Spectre d'accélération sans défaut de roulement sur le palier de mesure

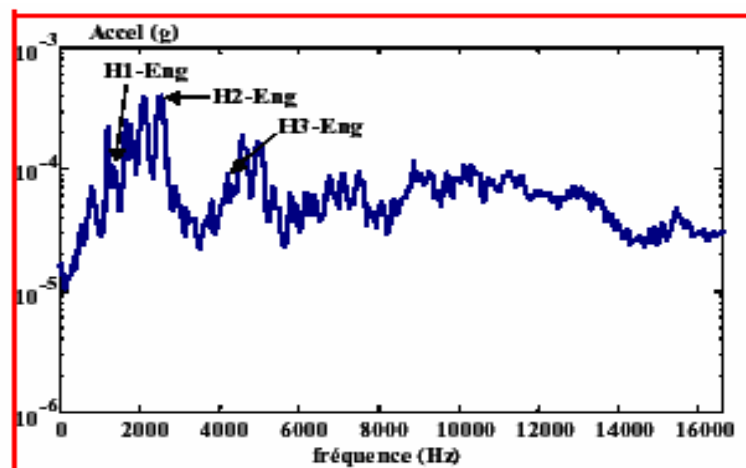


Figure II-20: Spectre d'accélération avec défaut de roulement sur le palier de mesure

Les familles de composantes émergent sous l'influence de défauts peuvent se présenter tant sous forme de peignes de raies que sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique (fréquence de rotation ...) Fig 9.b

### II-6-3. Analyse d'enveloppe ou signature BCU (Baring Condition Unit)

#### II-6-3-1 .La méthode de l'enveloppe

La méthode de l'enveloppe est une technique utilisant la résonance haute fréquence du roulement (ou du capteur). Pour ce faire, elle utilise la fréquence<sub>1</sub> de résonance du roulement



Pour extraire l'information nécessaire à la détermination de la présence du défaut et met en évidence cette information dans une plage fréquentielle normalement observée en analyse vibratoire (0 – 1500 Hz). Plus précisément, la méthode de l'enveloppe utilise la modulation de l'amplitude de la fréquence de résonance du roulement, par la fréquence du défaut.

### **Qu'entend-t-on par « modulation d'amplitude » et d'où provient-elle ?**

La modulation d'amplitude d'une fréquence est la variation périodique de l'amplitude du signal au cours du temps. Dans le cas présent, la fréquence de résonance est modulée par la fréquence du défaut de piste interne (BPFI).

L'impact généré par l'élément roulant sur le défaut de piste interne produit une vibration à la fréquence de résonance. A l'instant précis où l'impact se produit, l'amplitude de la vibration associée est maximale. Cette amplitude diminue ensuite au cours du temps, ce qui est dû à l'amortissement de la structure.

L'impact est un phénomène périodique, se produisant à une fréquence caractéristique du défaut. A chaque fois que ce phénomène se produit, il génère une vibration à la fréquence de résonance.

Ainsi, l'amplitude de la vibration à la fréquence de résonance varie avec une période égale à la période de répétition de l'impact, caractéristique du défaut : l'amplitude est modulée.

Grâce à la méthode de l'enveloppe, cette modulation d'amplitude peut être extraite du signal original. En effet, l'enveloppe d'un signal modulé en amplitude par un autre signal périodique est une fonction périodique de période égale à celle du signal modulant [36]. Il suffira alors d'interpréter le spectre fréquentiel (obtenu par la Transformée de Fourier) de cette enveloppe afin d'en retirer la fréquence des impacts, propre au défaut.

Etant donné que cette méthode a recours à la Transformée de Fourier, celle-ci ne sera Adaptée que pour des signaux stationnaires (signaux dont les composantes fréquentielles ne

Ne varient pas au cours du temps). Dans le cas où, par exemple, la vitesse de rotation de la machine varie au cours du temps, cette méthode risque alors d'être moins efficace.

**II-6-3-2. Application de la méthode de l'enveloppe**

En pratique, la méthode de l'enveloppe demande une série de traitements du Signal temporel brut avant d'obtenir le résultat. Ceux-ci sont repris sur la figure 2.

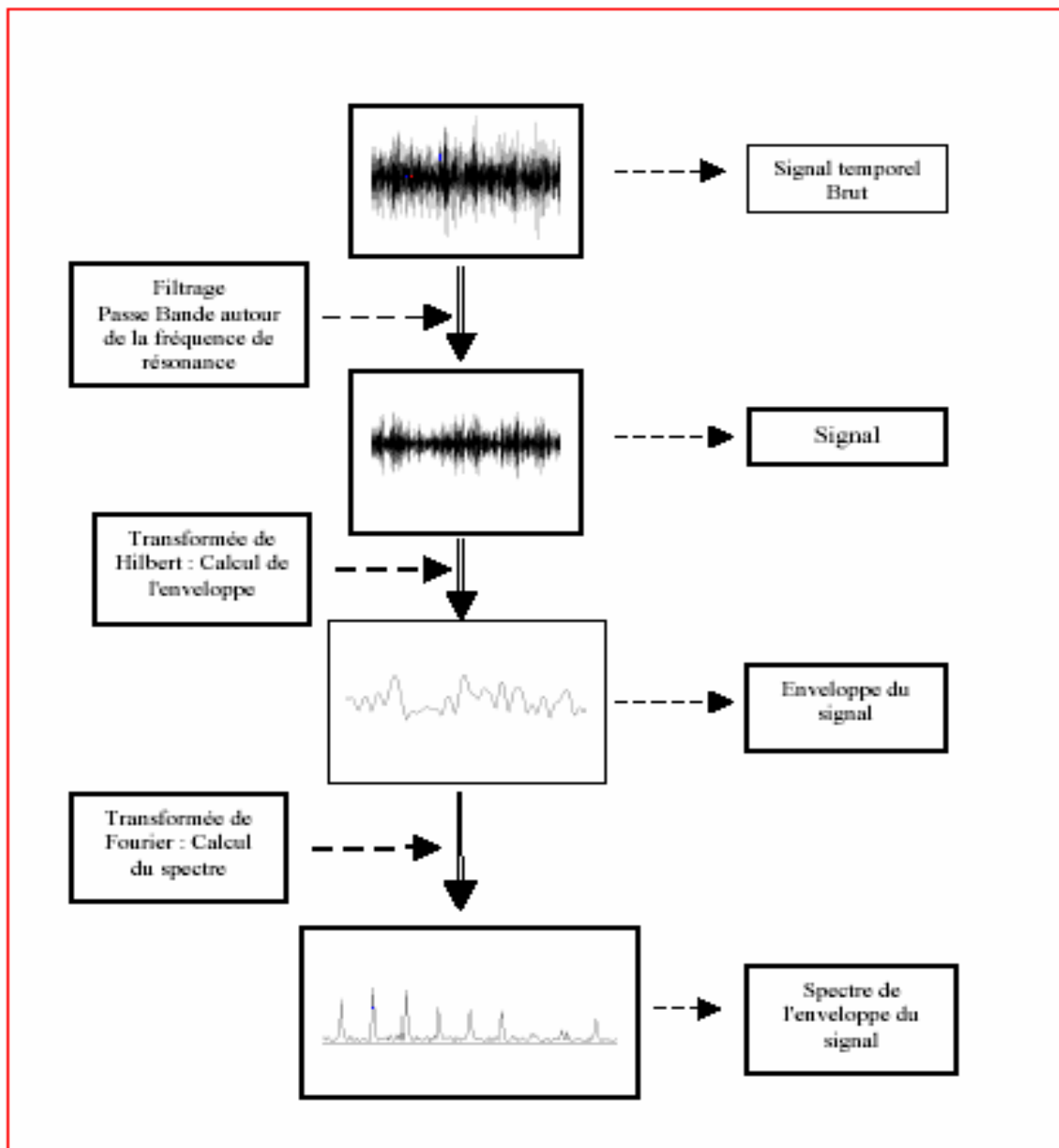
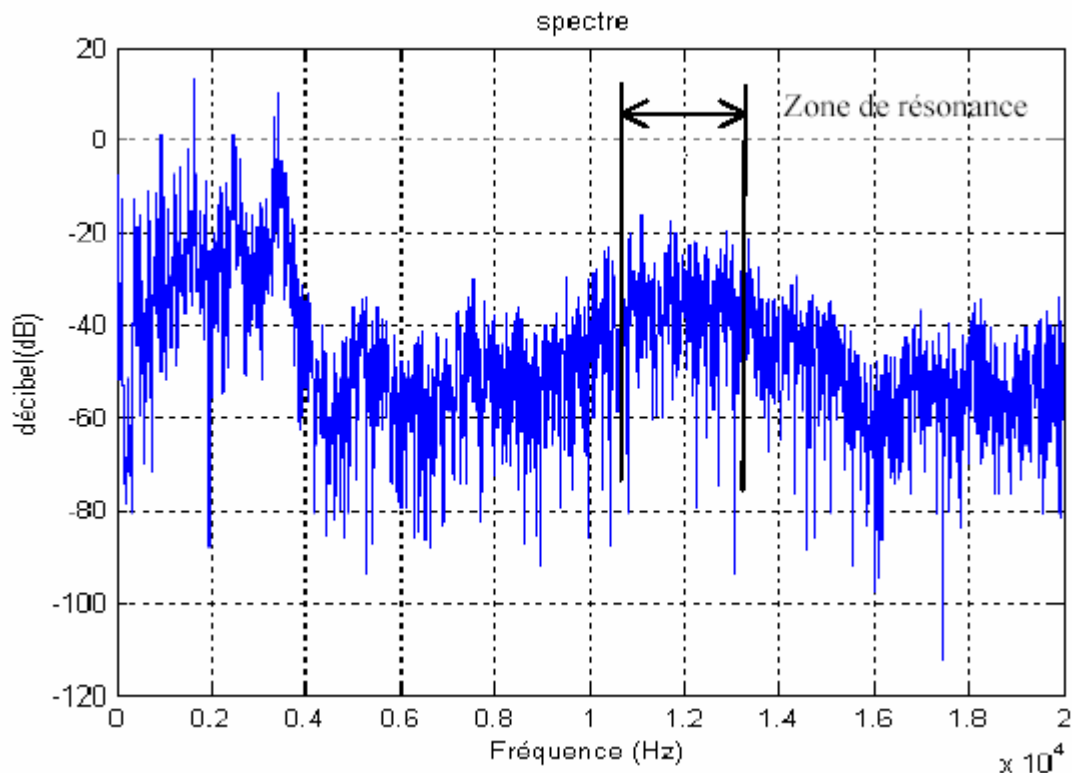


Figure 2 : Schéma de fonctionnement de la méthode de l'enveloppe

La première étape est la filtration du signal brut afin d'éliminer les composantes indésirables : ceci favorise la robustesse de la méthode vis-à-vis du bruit. Ensuite, l'enveloppe est calculée : il s'agit en quelque sorte d'un redressement du signal ; à ce moment, nous disposons d'une Information temporelle. Enfin, en ayant recourt à la transformée de Fourier, on obtient le spectre de l'enveloppe qui est un graphe d'amplitude de vibration en fonction de la fréquence. C'est à partir de ce spectre que les conclusions vont être tirées.

L'analyse d'enveloppe (HFRT) est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure [37] [38]. En effet, pour des défauts tels que les Écaillages de roulement, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure



(Figure II-21).

Figure (II-21) : densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de Structure. Ainsi, il devient alors possible d'extraire des informations basses fréquences

Difficiles à détecter sur une porteuse haute fréquence [26] comme le montre la figure (II-22) :

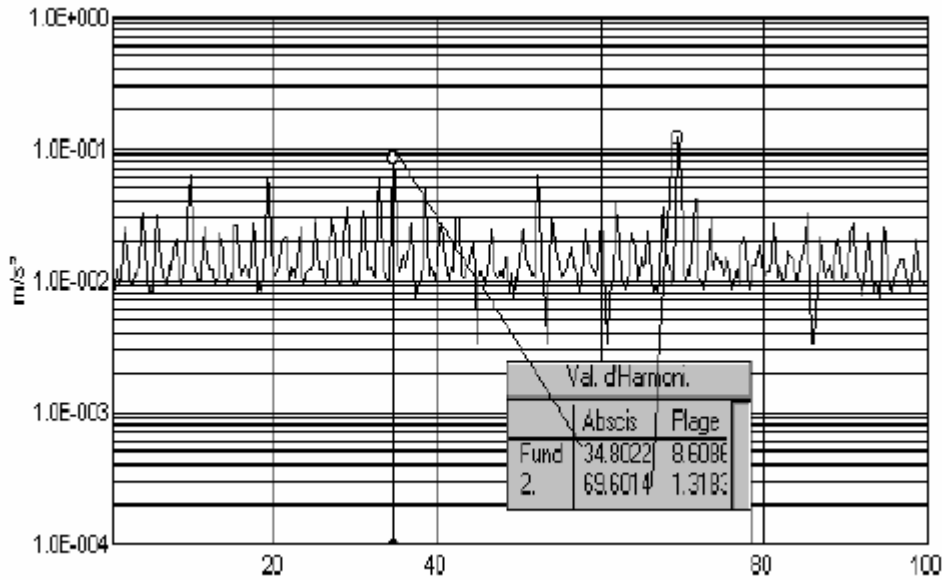


Figure (II-22) : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz.  
 Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz

Anomalie	Vibration		Remarque
	Fréquence	Direction	
Tourbillon D'huile	De 0.42 à 0.48 FR	Radiale	Uniquement sur paliers lisse hydrodynamique à grande vitesse
Balourd	1 x FR	Radiale	Intensité proportionnelle à la vitesse de rotation. Déphasage de 90° sur deux mesures orthogonale.
Défaut de fixation	1, 2, 3, 4 x FR	Radiale	Aucun déphasage sur deux mesures orthogonales
Défaut d'alignement	2 x FR	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Excitation électrique	1, 2, 3, 4 x 50Hz	Axiale et radiale	Disparaît dès la coupure de l'alimentation
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Apparaît en régime transitoire et s'atténue ensuite
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, 4, x FP	Radiale	
Engrenage endommagé	FE = nombre de dents x FR arbre	Axiale et radiale	Bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement.
Fond rond pignon	F ± FR pignon	Axiale et radiale	
Excitation hydrodynamique	Fréquence de passage des aubes	Axiale et radiale	
Détérioration de roulement	Haute fréquence	Axiale et radiale	Onde de chocs dus aux écaillages

**Tableau II-3 - Les principales anomalies [39]**

**II-7. 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 (résonance à des hautes fréquences, le spectre d'enveloppe BCU), le facteur de défaut de roulement est aussi exige la complémentarité de plusieurs indicateurs (facteur crête et valeur efficace).

**III-1/ INTRODUCTION :**

Les roulements sont plus récents par rapport aux paliers lisses, l'apparition des Roulements a été conditionnée par le remplacement du frottement de glissement par celui de roulement. Ils sont largement utilisés dans le domaine de la construction mécanique, en Particulier dans le domaine des machines tournantes.

L'utilisation aussi de ce produit dans le domaine de l'automobile a donnée l'occasion de perfectionnement de la méthode de fabrication, ainsi que l'amélioration de sa qualité.

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

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

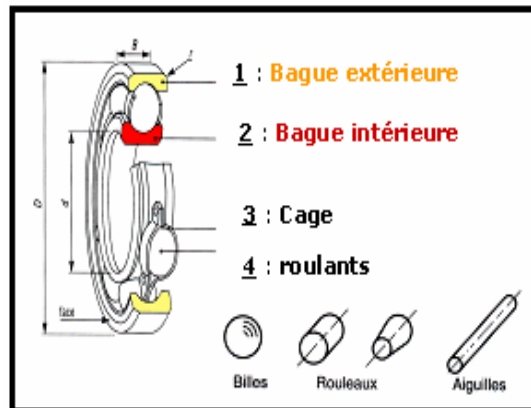
**III-2/ Conception d'un roulement :**

La performance des roulements est directement liée à la qualité du matériau utilisé en particulier sa propreté (qualité). En effet les concentrations de contraintes liées à la géométrie du contact sont considérablement amplifiées par la présence de défauts de type inclusions non métalliques dans la zone mécaniquement sollicitée (zone de charge). On verra ainsi dans la suite que la durée de vie du roulement est totalement dépendante de **la nature**, la répartition et la forme de ces micros hétérogénéités (inclusions). Il est donc absolument indispensable de sélectionner soigneusement les fournisseurs qui fabriquent des roulements de qualité.

Le roulement sans glissement des éléments roulants sur les chemins (pistes) assure la transmission de la charge (l'énergie) d'une bague à une autre. Afin d'assurer un roulement parfait, [44] il faut que les élément roulants soient complètement séparés par un cage.

Quelque soit le type, un roulement est constitué (composé) de quatre éléments fondamentaux, et qui sont les suivants ;

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



**Fig-(III-1) : Eléments d'un roulement [1]**

**1/ La bague extérieure :** C'est l'élément qui limite les dimensions extérieures du roulement, Elle sera monter dans un logement fixe (bague extérieure fixe) ou dans un moyeu tournant (bague extérieure tournante).

**2/ La bague intérieure :** Elle est montée sur un arbre fixe ou mobile. C'est-à-dire, elle est fixe si la bague extérieure est mobile, et le contraire.

**3/ La cage :** elle a pour rôle de maintenir le même écartement entre les éléments roulants, à fin de préserver la même zone de charge du roulement, elle ne supporte aucune charge.

**4/ Les éléments roulants :** Ils s'agit des billes, rouleaux et des aiguilles. Se sont les éléments des roulements qui assurent la transmission de la charge entre les deux bagues du roulement, ils sont responsables de la rotation relative d'une bague par rapport à l'autre.

### **III-3/ Acier pour roulement :**

Les années 90 ont vu un développement très important de la qualité des matériaux, la qualité de conception, la qualité de réalisation des roulements. Les hétérogénéités de microstructure des matériaux ont longtemps pénalisé la durée de vie des roulements [45], [46] : macro et micro - inclusions, carbures primaires, ... Une amélioration considérable de la



Performance des roulements par l'amélioration de la propreté micro - inclusionnaire a été obtenue :

- maîtrise des inclusions par la qualité des réfractaires, qualité du bassin de coulée, trou de Coulée excentrée.
  
- maîtrise des inclusions endogènes par la qualité de l'affinage et ce par la maîtrise des températures de coulée, protection de jet de coulée. La tendance actuelle à la diminution de la teneur en carbone dans le 100Cr6 a également pour effet de réduire les ségrégations. Par exemple un aciériste performant élabore aujourd'hui un acier contenant moins de 20 ppm de Titane et 8 ppm d'Oxygène, éléments contribuant à la formation des inclusions.

L'acier coulé en continu a rejoint la qualité des aciers coulés sous forme de lingots. On obtient aujourd'hui une plus grande fiabilité (disparition des problèmes de chute de tête et pieds des lingots et de préparation des lingotières) même si d'autres problèmes technologiques pointus se posent encore. La maîtrise du procédé inclut la mise en place de techniques de contrôle du procédé de laminage et de l'état de surface des produits bruts. Citons aussi le chalutage (ou scarifier) relativement ancien (mais dont la maîtrise s'est améliorée), les contrôles barres ou billettes par des moyens de contrôle non destructif (ultrasons, courants de Foucault, caméra infrarouge...), les contrôles en continu du laminage pour la fabrication des fils à chaud et du tréfilage par sondes courants de Foucault rotatives. L'ensemble des moyens de traitement de recuit a bénéficié aussi d'améliorations significatives par la maîtrise des atmosphères et le pilotage des températures.

Quelques constructeurs de roulements possèdent des aciéries à fin de produire la matière première de ses produits. Ils produisent de l'acier au roulement de haute qualité, il s'agit de l'acier allié **100C6**.

Les connaissances, la volonté d'amélioration, ainsi que les équipements et la technologie de pointe permettent aux constructeurs de contrôler la qualité de l'acier destiné pour la fabrication de ces pièces mécaniques délicates.

Le contrôle de la qualité de l'acier au roulement est assuré par plusieurs moyens et méthodes d'analyses telles que, les analyses chimiques, ultrasoniques, les courants de Foucault et les tests électro - magnétiques, et ce pour satisfaire les exigences de performances qui réduisent

La teneur en inclusions (impuretés) qui diminuent la tenue du roulement à la fatigue durant la période de son fonctionnement normal.

Prenant comme exemple, le constructeur **TIMKEN**, [41] qui a basé avant tout sur la propreté de l'acier destiné aux roulements, ce qui lui a permis d'allonger la durée de vie de son produit par un facteur de (16 fois) et ce depuis 1980.

Les roulements sont fabriqués des aciers alliés élaborés en fours électriques et affinés en poches selon les spécifications de chaque type de roulement. Les deux bagues (extérieure et intérieure) sont en acier trempé ou cémenté, entre lesquelles on trouve des éléments roulants de forme sphérique ou cylindrique, de même matière que celle des bagues, et qui doivent subir un traitement thermique qui assure une dureté qui varie entre HRC 62 et HRC 65. La cage peut être en tôle d'acier (estampée), en bronze ou en alliage d'aluminium (la cage moulée).

Lorsque la demande vis à vis de la résistance à la rupture devient impérative, l'emploi des aciers de cémentation devient nécessaire. De nombreux aciers sont recensés pour cette utilisation, par exemple le **16NiCrMo13** pour des applications ferroviaires et aéronautiques, ou l'acier **13MoCrNiV40** pour certains paliers de turboréacteurs. Par contre si le roulement se trouve dans un milieu humide, l'acier devra simultanément présenter des caractéristiques de résistance à la corrosion. Certaines nuances d'aciers très alliés possèdent ces propriétés mais la passivation de leurs surfaces, rend délicate l'opération de cémentation. Celle-ci s'oppose à la pénétration du carbone. Leur développement reste aujourd'hui limité.

#### **III-4/ Types de roulements :**

Quelque soit la taille, la qualité et la matière utilisée pour la fabrication du roulement, les roulements sont classés de plusieurs manières.

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

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

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

Le choix du type et de la taille d'un roulement est basé sur les conditions de fonctionnement et les caractéristiques de construction à fin d'assurer un bon fonctionnement à des coûts réduits.

Les facteurs qu'il faut tenir en considération pour réaliser un choix optimal de roulement sont les suivants :

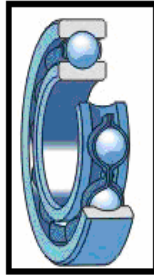
- ✚ Savoir la nature, la direction ainsi que l'intensité de la charge que doit supporter le roulement.
- ✚ La vitesse de rotation du roulement.
- ✚ La durée de vie souhaitée (demandée).
- ✚ La température à laquelle le roulement va travailler.
- ✚ La précision de fonctionnement à fin de permettre fixé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

#### **III-4-1/ Roulement rigide à une seule rangée de billes (contact radial) :**

C'est un roulement symétrique, il est souvent utilisé avec gorge profonde, ce qui lui permet de supporter des charges purement radiales importantes, ou celles combinées dans les deux sens.

Comme, il est adapté pour des vitesses de rotation très élevée. Ce type de roulement se fabrique en plusieurs versions, on trouve le roulement sans protection, protégé d'un seul coté ou des deux cotés par un flasque de protection fixé sur la bague extérieure [43] et présente un jeu très réduit avec la bague intérieure Fig\_ (III-2), il permet de

Conserver la quantité du lubrifiant et empêche la pénétration des corps étrangers à l'intérieur du roulement.

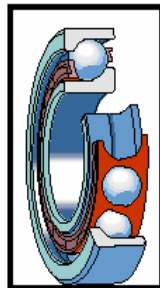


**Fig-(III-2) : Roulement à bille à contact radial.[5]**

#### **III-4-2/ Roulement à contact oblique à une seule rangée de billes :**

Dans ce type de roulement, les pistes (chemins) sont usinées avec un épaulement haut sur la bague intérieure, et un autre bas sur la bague extérieure.

Les deux épaulements sont disposés l'un en face de l'autre, à cet effet, ce type de roulement est adapté pour des charges axiales appliquées sur un seul sens. Fig-(III-3).



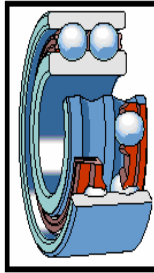
**Fig-(III-3) : Roulement à bille à contact oblique. [5]**

La zone de charge (pré charge) de ce type de roulement est variable, elle est réglée en fonction du jeu axial. Le jeu de fabrication est considérable de sorte que, sous charge axiale il se produit un certain angle de contact qui peut atteindre **40°**.

Si la charge axiale appliquée est importante, il est préférable de prendre un angle de contact important, et au contraire si la vitesse de rotation est très élevée.

**III-4-3/ Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes :**

C'est le type de roulement où les bagues intérieure et extérieure possèdent deux chemins pistes chacune. Les deux rangées de billes sont disposées de façon que les angles de contact soient deux roulements à une seule rangée. Ils peuvent supporter des charges axiales importantes dans les deux sens. Fig-(III-4)



**Fig-(III-4) : Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes. [5]**

**III-4-4/ Roulement à rotule sur deux rangées de billes :**

La bague intérieure de ce type de roulement est caractérisée par deux gorges (pistes) profondes Fig-(III-5), le moment où celle extérieure dispose d'une seule piste de forme sphérique,

Cette construction permet aux axes des bagues intérieure et extérieure de se basculer d'un angle assez important l'un par rapport à l'autre.

Ce type de roulement est adapté pour des applications où la précision d'alignement des alésages des logements n'est pas assurée. Il est caractérisé par un angle de contact réduit ce qui limite son utilisation juste pour les charges axiales réduites.



**Fig-(III-5) : Roulement à rotule sur deux rangées de billes. [5]**

**III-4-5/ Roulements montés par paire :**

Dans certains cas, et dans le but d'accroître la capacité de charge des roulements, il est utile d'assurer un montage

Par paire des roulements à contact oblique à une seule rangée de billes, de façon que les bagues intérieures et extérieures soient disposées en opposition, c'est un montage qui permet aussi de réduire le jeu axial et radial, ou bien pour régler la zone de charge (pré charge) à fin d'augmenter la rigidité des roulements.

Les roulements qui font l'objet de ce type de montage peuvent être montés selon les trois combinaisons suivantes :

Disposition en (X), c'est-à-dire face à face, il est désigné par le montage (DF).

Disposition en (O), c'est-à-dire dos à dos, et qui est désigné par le montage (DB).

Disposition en (T), c'est-à-dire face à dos, ou bien un montage (DT).

Les trois modes de montage précédent peuvent être aussi réalisé par des roulements à rouleaux coniques.

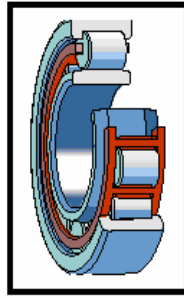
#### **III-4-6/ Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques :**

Pour réduire les contraintes (forces de contact) dans le cas d'une charge radiale importante Fig-(III-6), il faut que la surface de contact soit importante, dans ce cas, il est nécessaire de passer d'un contact ponctuel à un autre linéaire, c'est-à-dire il faut installer des roulements à rouleaux cylindriques au lieu des roulements à billes.

Le guidage des rouleaux dans ce type de roulements est assuré par des épaulements usinés et rectifiés sur les bagues intérieures, extérieures ou les deux bagues de roulements à la fois (selon le type de montage). Selon la forme des bagues, le roulement à rouleaux cylindrique est classé en ce qui suit :

- ✓ Roulement avec bague extérieure démontable dans les deux sens.
- ✓ Roulement avec bague intérieure démontable dans les deux sens.
- ✓ Roulement avec bague intérieure démontable dans un seul sens.
- ✓ Roulement avec bague extérieure démontable dans un seul sens.

La fabrication de ces différents types donne la possibilité de les utiliser dans le cas des charges radiale importantes à des vitesses de rotation élevées, et pour des machines qui possèdent des déplacements axiaux. L'épaulement de guidage usiné sur les bagues ne permet pas l'utilisation de ce type de roulement dans le cas des charges axiales importantes.

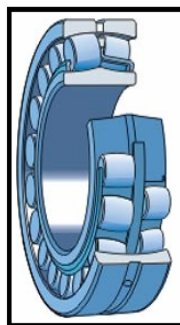


**Fig-(III-6) : Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques. [5]**

#### **III-4-7/ Roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux :**

Les roulements à rotules sur deux rangées de rouleaux comportent deux chemins usinés sur la bague intérieure et séparés par un épaulement à fin d'assurer un bon guidage. La bague extérieure possède un chemin de forme sphérique.

Ce type de roulement est utilisé pour compenser les défauts d'alignement, ou la flexion de l'arbre due à l'action d'une charge importante. Cette construction permet le déplacement libre de l'ensemble (bague intérieure – cage – rouleaux) à l'intérieure de la bague extérieure, à cet effet et en plus des charges radiales, le roulement peut admettre aussi des charges axiales.



**Fig-(III-7) : Roulements à rotule sur deux rangées de rouleaux. [5]**

#### **III-4-8/ Butée à billes :**

**a/ Butée à billes à simple effet :** Ce type de roulement est destiné pour supporter des charges purement axiales à des vitesses par fois élevées et pour maintenir le guidage de l'arbre dans un seul sens.

Une butée à billes comprend deux rondelles [48] dont les surfaces intérieures sont usinées gorges profondes (chemins) dans lesquelles tournent des billes guidées par une cage. Les deux

Rondelles ont des alésages un peu différent, le plus petit doit être fixé sur l'arbre à cet effet, elle est appelée rondelle d'arbre, par contre la deuxième est la rondelle logement.

**b/ Butée à billes à double effet :** Elle supporte des charges axiales, comme elle fixe l'arbre dans les deux sens. Ce type de roulement comprend une rondelle d'arbre avec une gorge profonde (chemin) sur chaque face, deux ensembles (cage – éléments roulants) et deux rondelle logements chacune possédant une gorge.

Les rondelles logements ont des surfaces d'appuis planes ou sphériques pour compenser les défauts d'alignement. Elles sont les mêmes pour les butées à simple et à double effet, ainsi que l'ensemble (cage éléments roulants).

#### **III-4-9/ Butée à rouleaux cylindriques:**

Les butées à rouleaux cylindriques sont utilisées si la capacité des butées à billes est insuffisante. Se sont de butées à simple effet qui n'admettent les charges axiales que dans un seul sens, elle peuvent supporter des très fortes charges axiales et sont très sensibles aux chocs.

On rencontre aussi les butées à rotule sur rouleaux qui sont caractérisées par un angle Formé par l'axe de la butée et la ligne d'action de la charge d'un chemin à l'autre.

Les butées à rotule sur rouleaux comprennent l'ensemble rondelle arbre et cage de rouleaux, qui sont séparables de la rondelle logement. Elles sont conçues pour des oscillations optimales grâce à la forme sphérique du chemin des rouleaux sur la rondelle logement.

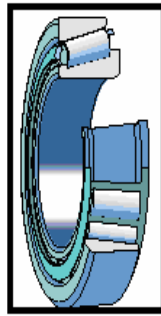
#### **III-4-10/ Roulements à aiguilles:**

Les roulements à aiguilles comportent des éléments roulants cylindriques d'un diamètre relativement petit par rapport à leur longueur. Ayant une faible hauteur de section, ils conviennent bien dans les applications où l'espace radial disponible est limité. Leur capacité de charge est relativement élevée

#### **III-4-11/ Roulements à rouleaux coniques:**

Ils ont la possibilité de supporter des efforts axiaux et radiaux importants. Du fait de la disposition des contacts de roulement, les bagues peuvent se désolidariser par translation axiale Fig-(III-8). Ils ne posent donc pas les mêmes problèmes d'assemblage que les roulements à billes.





**Fig-(III-8) : Roulements à rouleaux coniques. [5]**

Ils constituent une liaison rotule équivalente (unilatérale) entre les bagues. D'une grande rigidité, ce type de composant est idéal pour les guidages de grandes précisions devant subir de gros efforts (pivot de roue de véhicules, broche de machines).

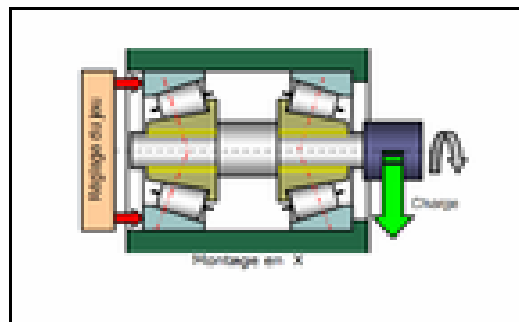
Pour le guidage d'un arbre, ils sont généralement associés par paire en opposition. Suivant la disposition des composants, on obtient un montage dit en O ou en X. Ce montage en opposition ne permettant pas la constitution d'une liaison isostatique, il y a nécessité de réglage au montage. Leur mise en œuvre est donc plus coûteuse.

**a/ Montage en X ou montage direct :**

Il s'agit des solutions les plus simples à réaliser et à mettre en œuvre. Ce type de montage est utilisé:

- dans le cas des arbres tournants avec organes de transmission (engrenages,..) situés entre les roulements.
- lorsque l'écart entre les deux roulements est faible.

Le réglage du jeu interne est réalisé sur les bagues extérieures Fig-(III-9). Les dilatations de l'arbre ayant tendance à charger un peu plus les roulements, cela tend à diminuer le jeu interne.



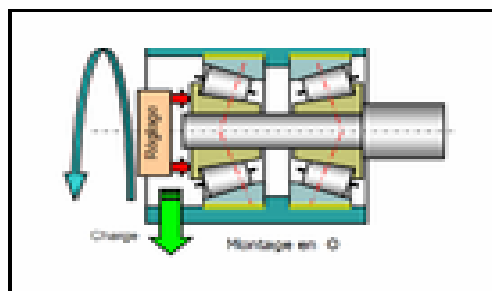
**Fig-(III-9): Montage en X. [5]**

**b/ Montage en O ou montage indirect**

Ce type de montage est à privilégier lorsque:

- les logements sont tournants.
- on recherche une grande rigidité d'ensemble de la liaison.
- l'écart entre les deux roulements est important

Le réglage du jeu interne est réalisé sur les bagues intérieures [46]. Les dilatations de l'arbre ayant tendance à diminuer la charge sur les roulements, cela tend à augmenter le jeu interne. Le montage en O s'emploie aussi avec les arbres tournants lorsque les organes de transmission sont situés en dehors de la liaison (engrenages en porte à faux).



**Fig-(III-10) : Montage en O.[5]**

Figure (III-11) ci-dessous résume les différents types de roulements. [1]

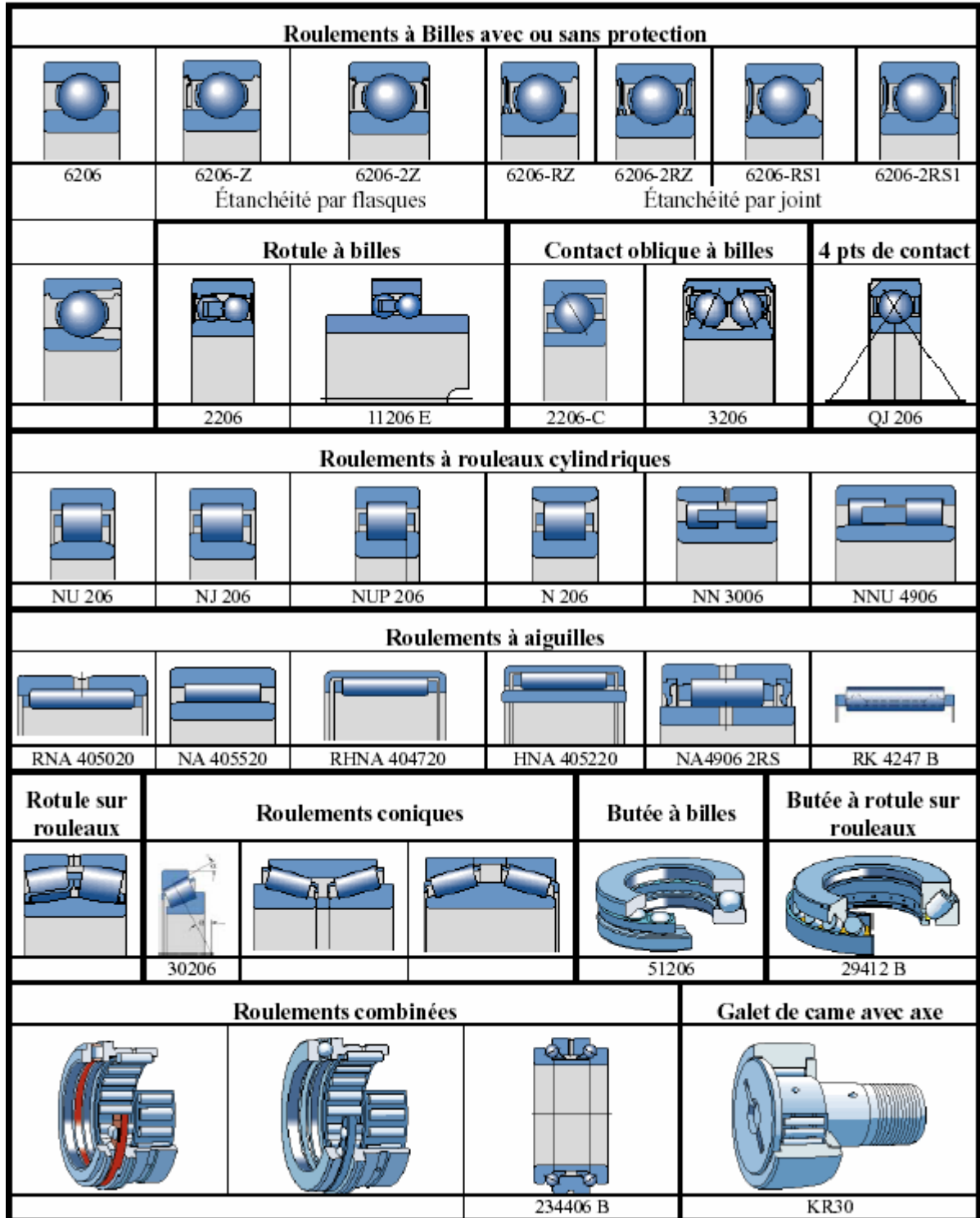


Fig-(III-11)

**III-5- CAPACITE DE CHARGE DES ROULEMENTS****III-5-1/ Charge de base statique  $C_0$  :**

Lorsque le roulement est immobile, effectue des mouvements alternatifs lents ou est soumis à des chocs importants en cours de rotation [49], sa taille doit être sélectionnée en fonction de la charge de base statique  $C_0$ . Il s'agit de la charge correspondant à un certain niveau de contrainte au centre de l'élément roulant qui subit la charge la plus importante.

Les dimensions d'un roulement peuvent être déterminées à l'aide de la charge statique de base :

Lors de la détermination des dimensions d'un roulement en fonction de la capacité de charge statique, on utilise un coefficient de sécurité donné  $s_0$  qui représente les relations entre la charge statique de base  $C_0$  et celle équivalente  $P_0$  pour calculer la charge statique de base nécessaire.

La charge statique de base nécessaire  $C_0$  est donnée par la formule

$$C_0 = s_0 P_0$$

Où  $C_0$  : charge statique de base, en N  
 $P_0$  : charge statique équivalente, N  
 $s_0$  : coefficient de sécurité statique

Les valeurs du coefficient de sécurité statique  $s_0$  (basées sur l'expérience) sont données dans Le tableau (III-1), dans différentes applications exigeant une régularité de la rotation.

Mode de fonctionnement	Roulement en rotation						Roulement statique	
	Exigences de silence de fonctionnement							
	faibles		normales		supérieures			
	Roul à billes	Roul à rouleaux	Roul à billes	Roul à rouleaux	Roul à billes	Roul à rouleaux	Roul à billes	Roul à rouleaux
Régulier, sans vibrations	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Chocs importants ( $\geq$ )	1,5	2,5	1,5	3	2	4	1	2

**Tableau (III-1) : Valeurs indicatives du coefficient de sécurité statique  $s_0$  [46]**

Pour les butées à rotule sur rouleaux :  $s_0 \geq 4$ .

Pour les roulements coniques à rouleaux jointifs (roulements à vis de serrage)  $s_0 \geq 2,5$ .

Pour les roulements à rouleaux cylindriques et coniques avec cages en acier de type fixe  $s_0 \geq 2$ .

**Remarques :**

- Pour les températures élevées la capacité de charge statique des roulements est réduite.
- Si l'intensité de la charge n'est pas connue, utilisez des valeurs  $s_0$  au moins aussi élevées que celles indiquées ci-dessus.
- Si l'intensité des chocs est connue avec précision, des valeurs  $s_0$  plus faibles peuvent être appliquées.

**III-5-2/ Charge dynamique de base C :**

La charge dynamique de base C d'une série de roulements identiques est la charge radiale (ou axiale pour les butées) de direction et d'intensité constantes que peuvent supporter 90 % des roulement du groupe pendant un million de tours, dans des conditions normalisées, sans qu'apparaissent les premiers signes d'écaillage.

Il s'agit évidemment d'une notion statistique. En pratique cette valeur peut être calculée par une formule définie à partir du nombre et des dimensions des éléments roulants et des bagues. D'autres facteurs peuvent être pris en considération pour affiner les résultats. La charge dynamique de base n'est pas la plus forte charge qu'un roulement peut supporter.

### III-5-3/ Charge dynamique équivalente des roulements :

Les charges effectives des roulements, qui comprennent des composants radiaux et axiaux [50], doivent être converties en une charge dynamique équivalente (**P**) d'intensité et direction constante Fig-(III-12), et qui agit dans le sens radial sur les roulements radiaux ou dans le sens axial sur les butées. Si cette charge était appliquée, elle aurait la même influence sur la durée de vie d'un roulement que les charges effectives auxquelles le roulement est soumis.

Pour la détermination de la charge équivalente dynamique, il faut qu'on respecte les étapes suivantes :

1. Récupérer les données  $X$ ,  $Y$ ,  $e$ ,  $C$ ,  $C_0$  dans le catalogue constructeur pour le roulement choisi. Il faut aussi connaître les charges axiale et radiale  $F_a$  et  $F_r$ .

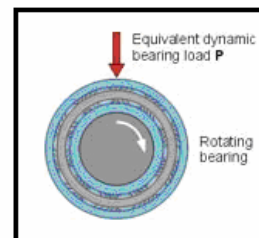
2. Calculer la charge dynamique équivalente  $P$ .

$P$  est la charge appliquée au roulement correspondant

À la moitié des roulements chargés.

$$P = X.F_r + Y.F_a, \text{ lorsque } (F_a / F_r) > e.$$

$$P = F_r \text{ (pour l'autre cas).}$$



**Fig-(III-12) Charge dynamique équivalente**

**P** est la charge radiale pure qui induira une rupture à la fatigue au même moment que le chargement ( $F_a$ ,  $F_r$ ).

On fixe parfois, très approximativement, trois domaines de charge applicables au fonctionnement des roulements ;  $P$  est ici la charge équivalente appliquée au roulement :

- charges légères (faibles) :  $P < 0,06 C$
- charges moyennes :  $0,06 C < P < 0,12 C$
- charges fortes (importantes):  $P > 0,12 C$

**III-6/ Etude analytique de la durée de vie des roulements:**

Pour ne pas se tromper il est nécessaire de se baser sur des modèles de calcul validés qui prennent en compte tous les paramètres principaux du mécanisme à concevoir.

Dans le domaine étudié, dans notre cas les roulements, les modèles existent depuis plusieurs dizaines d'années et représentent le résultat d'une somme considérable de travaux d'adaptation et de mise en forme à la fois du développement mathématique des équations de la mécanique et du dépouillement statistique d'un certain nombre de résultats expérimentaux.

Cependant la difficulté due à la modélisation du comportement des matériaux n'a pas permis d'unifier l'ensemble des valeurs des exposants des différentes équations pour chaque type de roulements et n'a pas permis non plus d'assurer la pérennité de ce calcul dans le temps sans réajustements à l'aide de facteurs correctifs liés à l'évolution permanente des matériaux utilisés.

**III-6-1/ Modélisation de la durée de vie des roulements****III-6-1-a/ Modèle de Lundberg – Palmgren :**

Actuellement, le calcul de la charge dynamique de base (C) et de la durée de vie des roulements (L) est basé sur les considérations de la norme ISO 281 [51] , qui pris en compte le modèle de **Lundberg - Palmgren** qui est basé de l'exploitation statistique de résultats effectués sur un matériau de cette époque donnant des constantes dont l'évolution n'a pas été prise en compte dans le calcul et a du faire l'objet d'ajustement permanent par la suite.

Cette formulation a été la base du calcul pratique de la durée de vie nominale notée L10, c'est-à-dire la durée en millions de tours atteinte par 90% d'un lot de roulements identiques (soit pour un taux cumulé de défaillances de 10%), en introduisant la notion de capacité dynamique de base C (charge pour laquelle 90% de la population atteint 1 million de révolutions), laquelle est liée à la géométrie du roulement :

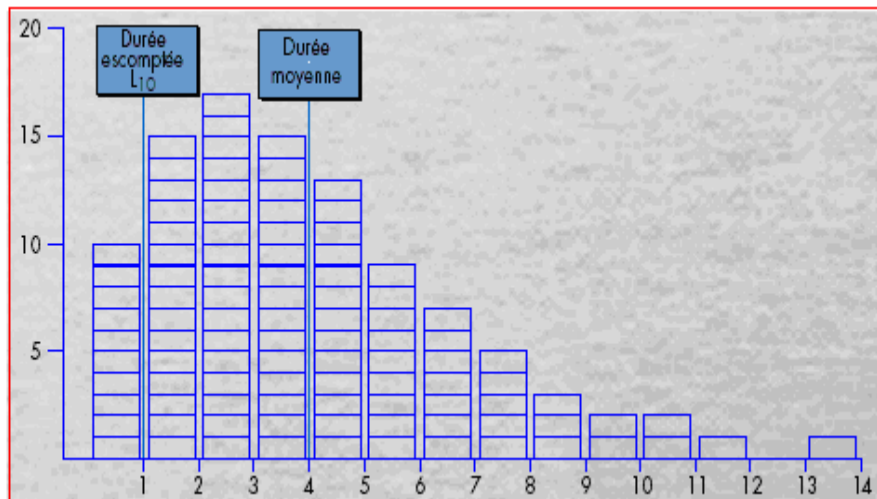
$$L_{10} = (C / P)^n$$

P étant la charge dynamique équivalente appliquée au roulement.

Une approche empirique avec des essais d'endurance sur roulements à billes et à rouleaux a permis de déterminer la valeur de l'exposant (n);

n = 3 pour les roulements à billes.

n = 10 / 3 pour les roulements à rouleaux.



**Fig-(III-13) facteur de la durée de vie [41]**

On voit que la durée de vie atteinte par 50 % de l'échantillon (lot de 100 roulements) correspond à quatre fois la durée de vie nominale (L<sub>10</sub>) .c'est-à -dire un facteur de durée égale 4.

**III-6-1-b/ Modèle Ioannides- Harris (I-H) :**

Un nouveau modèle d'évaluation de la durée de vie [48], qui repose sur une approche physique des mécanismes d'amorçage et de la propagation des fissures de fatigue, a été développé grâce à une longue collaboration entre le constructeur de roulements et le laboratoire GEMPPM de l'INSA de Lyon et peut être utilisé pour calculer la durée de vie d'un roulement lorsque les conditions de chargement sont connues.

La détermination quantitative prend en considération les caractéristiques élastoplastiques de l'acier et la distribution inclusionnaire sur un volume significatif de matériau soumis aux contraintes de fonctionnement contraintes cycliques). Ce modèle a été développé en évaluant dans un premier temps l'endommagement sous charge cyclique du matériau pour un défaut



Type (inclusions sphériques) situé en sous-couche, permettant ainsi de déterminer le nombre de cycles avant amorçage d'une fissure et d'évaluer ensuite sa durée de propagation jusqu'à la surface.

L'étape suivante a consisté à introduire la répartition statistique des inclusions, représentative du procédé d'élaboration, pour le matériau utilisé. Ce développement a été réalisé par l'utilisation des outils d'évaluation de la répartition inclusionnaire.

La différence entre ce modèle, basé sur la physique, et les modèles existants évoqués précédemment, est qu'il permet de prévoir la durée de vie sans avoir recours à des essais de fatigue sur roulements.

La probabilité de défaillance (S) est exprimée comme une fonction puissance de la valeur maximale de la contrainte de cisaillement orthogonale  $\tau_0$ , de la profondeur  $z_0$  à laquelle elle s'exerce, du nombre N (nombre de cycles, correspond à la durée de vie) où cette contrainte est répétée, pondéré par les exposants liés à la qualité du matériau utilisé **e**, **c** et **h**.

$$\text{Ln}(1/S) \propto (N^e \tau_0^c V)/z_0^h$$

N = nombre de cycles pour une probabilité de survie S.

$\tau_0$  = Valeur maximale de la contrainte de cisaillement orthogonal.

$V \propto a z_0 \pi y$  = volume du matériau soumis à la contrainte.

$z_0$  = profondeur de la contrainte  $\tau_0$ .

a = demi grand axe de l'ellipse de contact.

y = diamètre de la piste.

$n = (c - h + 2) / 3e$  pour un contact ponctuel

$n = (c - h + 1) / 2e$  pour un contact linéaire

La détermination des exposants a été réalisée expérimentalement sur un nombre limité de roulements à billes et à rouleaux:

e (pente de la courbe de Weibull) en traçant  $\ln(\ln 1/S) = e \ln L + ..$ .

n (exposant durée de vie) en traçant expérimentalement : ( $\ln C/P = n \ln L_{50}$ ).

Cependant, s'ils rendent mieux compte de la réalité expérimentale que le modèle de L-P, le modèle de I-H et les diverses évolutions de ce modèle reposent sur les mêmes hypothèses de base : seule la durée d'amorçage de la fissure de fatigue est considérée et les exposants de base demeurent identiques.

### III-6-2. Correction de la durée de vie calculée :

L'expression de la durée de vie d'un roulements complète est donnée par :

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

$a_1$ : facteur de fiabilité.

Pour des probabilités de survie  $S$ , le facteur de fiabilité  $a_1$  sont donnée par le tableau (III-2) :

<b>S</b>	0.90	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99
<b>a<sub>1</sub></b>	1	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

**Tableau (III-2) facteur de fiabilité.**

$a_2$ : facteur lié à la qualité des matériaux.

$a_3$ : facteur des conditions de fonctionnement.

La formule de base initiale du calcul de la durée de vie nominale  $L_{10}$  a été établie pour une fiabilité de **90%** (Probabilité de survie  $S = 0.90$ ) pour des conditions normales de fonctionnement et pour l'acier utilisé à l'époque de réalisation des essais ayant servi à déterminer les différentes constantes et exposants.

Selon la norme **ISO** les conditions de fonctionnement ne doivent pas perturber la répartition normale des charges et les conditions dites normales sont les suivantes :

- Charge convenable, bonne.
- Précision d'exécution des portées et appuis (Qualité de montage).
- Défauts d'alignement minimal entre bague extérieure et intérieure.
- Jeu de fonctionnement proche du jeu nul.
- Vitesse suffisante mais inférieure à la vitesse limite.
- Température comprise entre -20 °C et +120 °C.
- Lubrification efficace (quantité et qualité du lubrifiant).
- Pas de pollution.

### **III-6-3.Vitesses de rotation d'un roulement :**

#### **III-6-3-1-La vitesse de base pour le calcul d'un roulement :**

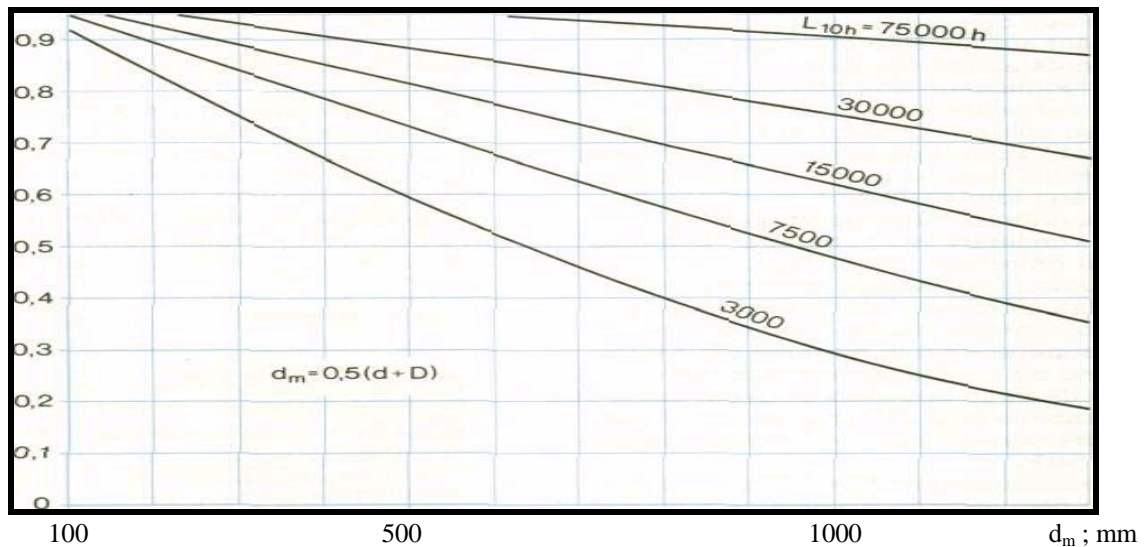
La vitesse de base pour un roulement donné représente la vitesse à laquelle, sous une charge correspondant à une durée  $L_{10h}$  égale à 150 000 heures, il existe un équilibre entre la chaleur qui peut être éliminée du roulement par l'arbre et le palier, et quelquefois par le lubrifiant, et la chaleur engendrée dans le roulement par frottement, à un intervalle de température donné au-dessus de l'ambiante.

Les vitesses de base sont applicables aux roulements dont la bague intérieure tourne. Une certaine réduction peut être nécessaire en cas de rotation de la bague extérieure. Les vitesses de base en lubrification à la graisse sont 15 à 25 % plus faibles (selon le type de roulement) qu'en lubrification à l'huile (lubrification par bain).

Lorsque le roulement supporte de fortes charges, [49] le frottement s'accroît, de sorte que le roulement ne peut pas être soumis à des vitesses aussi élevées. Cependant l'influence de la charge sur la vitesse admissible n'a généralement d'importance que pour les grands roulements ( $d > 100\text{mm}$ ) et pour des charges correspondant à des durées  $L_{10h} \leq 75\ 000$  heures. Il convient alors d'appliquer aux vitesses de base un coefficient de réduction  $f$ , et donné par le **fig-(III-14)** en fonction du diamètre moyen du roulement  $d_m$ . La charge est

Exprimée indirectement comme la durée nominale en heures de fonctionnement, qui est le paramètre utilisé dans ce cas.

f



**fig-(III-14) :coefficient de réduction la vitesses [49].**

**III-6-3-2-Vitesse limite ou admissible :**

La vitesse limite à laquelle un roulement peut fonctionner, en général elle est fixée par la température de service admissible, compte tenu du lubrifiant utilisé ou de la matière du roulement (éléments du roulement). Le frottement, la température ambiante, le type de roulement et de sa taille, la conception interne, la charge, les conditions de lubrification et de refroidissement, la précision et le jeu interne jouent un rôle dans la détermination de la vitesse admissible.

Si la température est inchangeable, la vitesse admissible  $N_{adm}$  doit être calculé de la manière suivante :

$$N_{adm} = f \cdot N_r$$

$N_{adm}$  : Vitesse admissible (limite) pour le roulement, (tr/min).

$N_r$  : vitesse de base (donnée par le constructeur), (tr/min).

$f$  : = coefficient de réduction.

Par fois nous sommes obligés de faire fonctionner des roulements à des vitesses supérieures aux vitesses de base  $N_r$ , ce cas est possible si le frottement interne peut être réduit par une lubrification mettant en œuvre de faibles quantités de lubrifiant de qualité (lubrification air/huile) ou bien dans le cas où on peut améliorer le système de refroidissement (par circulation d'huile ou par le jet d'air froid), si non il faut souligner que toute augmentation de vitesse au-dessus de  $N_r$  favorise l'élévation excessive de la température du roulement, ce qui signifie une diminution de la viscosité du lubrifiant, c'est-à-dire que la formation du film lubrifiant est rendue plus difficile.

### **III-7-Lubrification des roulements :**

Pour fonctionner avec fiabilité, les roulements doivent être convenablement lubrifiés, de façon à éviter un contact direct (métal/métal) entre les éléments roulants et les chemins de roulement ainsi que la cage [50]. De plus, une lubrification correcte empêche l'usure et protège les surfaces de la corrosion. Le choix d'un lubrifiant et d'un mode de lubrification adaptés à un montage donné est donc important.

Il existe une diversité de lubrifiants utilisés pour la lubrification des roulements, ainsi que des lubrifiants solides sélectionnés, (les conditions de température extrêmes). Le choix du lubrifiant dépend, en premier lieu, des conditions de fonctionnement, c'est-à-dire la température et de la vitesse, ainsi que de l'influence de l'environnement.

On obtient les températures de fonctionnement normales les plus favorables lorsque le roulement reçoit la qualité et la quantité de lubrifiant minimale nécessaire pour assurer une lubrification fiable

Contrairement à une idée fautive mais bien ancrée dans les esprits, le but premier de la lubrification des roulements n'est pas de réduire les frottements ; il faut avant tout que le lubrifiant crée à la surface des pièces (corps roulants, pistes et cages) des films adhérents très solides, interdisant tout contact (métal / métal), pour éviter le **grippage**. Un excès de lubrifiant, d'ailleurs, produit généralement une augmentation des frottements et un échauffement qui peut être très préjudiciable à la durée de vie du roulement. Il existe aussi des

Rôles secondaires tel que ; l'étanchéité ou la dissipation de chaleur, des quantités plus importantes sont requises, l'évacuation de la chaleur et la protection contre la corrosion.

### **III-7-1-Types des lubrifiants :**

#### **III-7-1-a- Lubrification à la graisse :**

Elle rend le roulement plus ou moins étanche (fuite et pénétration de la poussière), car en cas de contamination (condition environnementale), comme la graisse ne circule pas, les contaminants sont maintenus à l'intérieur du roulement et peuvent y exercer leurs nuisances. Dans certains cas, la graisse peut aussi attirer des produits contaminants comme la vapeur d'eau qui, en se condensant, peut avoir un effet particulièrement dangereux.

La graisses au lithium est celle que l'on recommande le plus généralement pour la lubrification des roulements. Autre produits à base de lithium ont été récemment mises en circulation, et qui sont conçues pour améliorer à la fois la résistance aux températures élevées, la protection des surfaces contre la corrosion en milieu humide et les effets des **vibrations**. Elles sont utilisées pour la lubrification des roulements fortement chargés.

Les graisses ayant des huiles de base ou des épaississants de natures ou de marques différentes ne devraient pas, en principe, être mélangées.

#### **III-7-1-b- Lubrification à l'huile :**

Elle a l'avantage de pouvoir circuler, ce qui favorise l'évacuation de la chaleur et surtout les débris d'usure. Il faut toutefois veiller à l'utilisation des filtres dans le système de graissage, faute de quoi elle peut introduire des polluants dans les roulements. Une **viscosité plus faible** est la qualité d'huile idéale pour les roulements exploités à des **vitesse de rotation plus élevées** et elle doit être importante pour des fortes températures. Généralement, la mise en œuvre et la maintenance d'une lubrification à l'huile sont plus coûteuses que celles d'une lubrification à la graisse (installation et analyse).

Les huiles minérales sont bien adaptées à la plupart des applications courantes, dans une gamme de températures allant de 30 à + 150°C. L'utilisation d'huiles de synthèse s'impose dans le cas d'applications sévères : fortes amplitudes thermiques, environnement chimique

Agressif, etc. En outre, leur bonne résistance à l'oxydation leur confère souvent une longévité accrue par rapport aux huiles minérales.

### **III-7-1-c- - Mélange graisse – huile :**

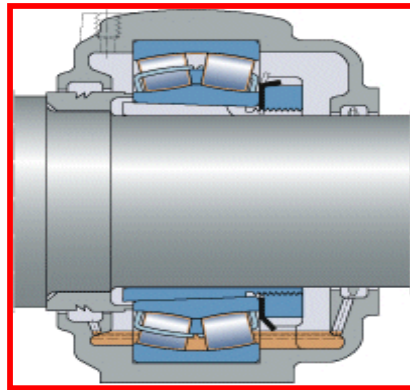
La graisse est donc le lubrifiant le plus commode et le plus utilisé. En général, on rencontre un mélange de lubrifiant (graisse/huile), sachant que la graisse avec une huile peu visqueuse est préférable aux applications à basse température et haute vitesse, tandis qu'un mélange de graisse avec huile de base à haute viscosité est adapté aux applications à forte charge.

L'huile qui entre dans la composition d'une graisse à un rôle primordial. C'est elle qui assure la lubrification des organes en présence par interposition d'un film protecteur qui empêche leur contact. L'épaisseur de ce film est une fonction directe de la viscosité, laquelle, comme on le sait, varie beaucoup avec la température. Le comportement thermique de l'huile de base est donc un critère essentiel pour le choix d'une graisse, mais il existe bien d'autres facteurs à prendre en compte : par exemple, la résistance à l'oxydation, le comportement en présence d'eau, etc.

### **III-7-2-Modes de lubrification :**

#### **III-7-2-a La lubrification à bain d'huile :**

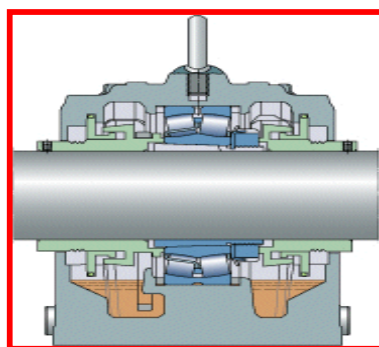
La lubrification par bain d'huile est le procédé le plus simple. L'huile Fig-(III-15) est prélevée par les composants rotatifs du roulement et se répartit dans le roulement, avant de revenir au bain d'huile (réservoir). [46]. A cet effet le respect du niveau d'huile est recommandé. Avec des vitesses de rotation élevées, le niveau d'huile peut baisser de manière significative et le palier peut Le niveau d'huile doit presque atteindre le centre de l'élément roulant le plus bas quand le roulement est à l'arrêt être rempli de façon excessive par le niveau d'huile automatique.



**Fig-(III-15) lubrification par bain d'huile d'un Roulement a double rangée de rouleaux. [51].**

#### **III-7-2-b. Bague de remontée d'huile :**

Pour des roulements qui requièrent une grande fiabilité et dont les vitesses de rotation et la température de fonctionnement rendent la lubrification à l'huile nécessaire, la méthode de lubrification avec bague de remontée d'huile (cuillère) est recommandée (Fig-(III-16) Cette bague entraîne la circulation d'huile. Elle est montée sans serrage à un manchon sur l'arbre, d'un côté du roulement, et plonge dans l'huile dans la moitié inférieure du palier. La rotation de l'arbre entraîne la bague, qui transporte l'huile du bas du carter. L'huile s'écoule ensuite à travers la partie arrière du roulement jusque dans le réservoir situé dans le bas. Des paliers sont conçus pour être utilisés avec la méthode de lubrification à bague de remontée d'huile.



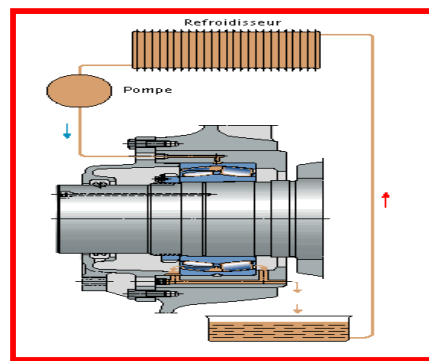
**Fig-(III-16) lubrification à Bague de remontée d'huile d'un Roulement a double rangée de rouleaux. [51].**



**III-7-2-c. Par circulation d'huile :**

Aux vitesses élevées, la température de fonctionnement augmente et l'huile vieillit plus rapidement. Pour éviter les changements d'huile fréquents et garantir un flux constant, il est recommandé d'appliquer la lubrification par circulation (Fig-(III-17) La circulation est mise en oeuvre habituellement à l'aide d'une pompe. L'huile est amenée d'un côté du roulement, le traverse et s'écoule du côté opposé, elle est ensuite filtrée dans un réservoir, éventuellement refroidie, puis remise dans le circuit et renvoyée au roulement. Un filtrage correct entraîne une croissance de la durée de vie du roulement.

Le refroidissement de l'huile permet de maintenir à un faible niveau la température du roulement.



(Fig-(III-17) lubrification Par circulation d'huile d'un Roulement a double rangée de rouleaux. [51]

**III-7-2-d - Lubrification à jet d'huile :**

Aux très grandes vitesses, il est nécessaire qu'une quantité d'huile suffisante mais non excessive pénètre dans le roulement pour assurer une lubrification adéquate sans entraîner une élévation de température injustifiée. Une méthode particulièrement efficace est la lubrification par jet d'huile Fig-(III-18), où un jet d'huile sous haute pression est injecté latéralement dans le roulement. La vitesse du jet doit être assez grande (au moins 15 m/s) pour traverser le tourbillon d'air provoqué par la rotation du roulement.

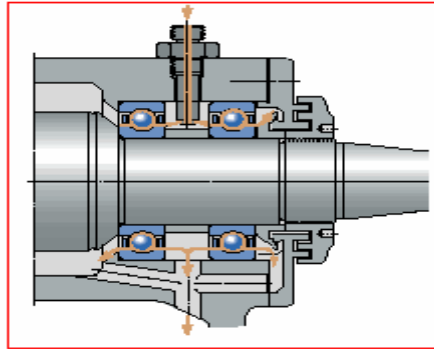


Fig-(III-18) lubrification à jet d'huile de deux roulements à billes à contact radial [51]

### III-7-2-e. La lubrification air -huile :

Dans la lubrification dite (air/huile) Fig-(III-19) de très faibles quantités d'huile précisément dosées sont acheminées vers chaque roulement par de l'air comprimé. Cette quantité minimale permet aux roulements de fonctionner à des températures plus basses ou à des vitesses plus élevées qu'aucun autre mode de lubrification. L'huile est injectée dans les canalisations à des intervalles déterminés par un groupe doseur. L'huile est acheminée par l'air comprimé et progresse lentement le long des parois des canalisations. Elle est projetée sur le roulement par l'intermédiaire d'un ajutage [55]. L'air comprimé sert à refroidir le roulement et produit dans le montage une surpression qui empêche l'entrée de polluants. Pour de plus amples renseignements sur la conception des systèmes Air+Huile.

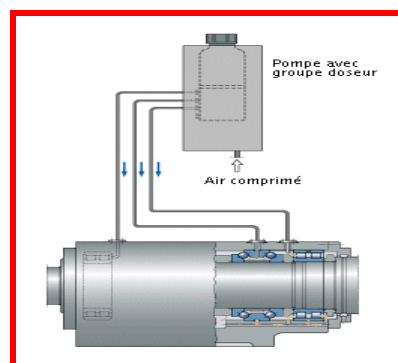


Fig-(III-19) lubrification par un mélange air - huile d'un roulement [51]

**III-7-2-f- Graissage par brouillard d'huile :**

La lubrification par brouillard d'huile a longtemps été déconseillée en raison des effets néfastes qu'elle pouvait avoir sur l'environnement.

Une nouvelle génération de générateurs de brouillard d'huile permet de produire un nuage de lubrifiant avec 5 ppm d'huile. Les joints spéciaux de conception nouvelle limitent également au minimum la quantité de brouillard de dispersion. Dans le cas d'huiles synthétiques non toxiques, les effets sur l'environnement sont encore réduits. La lubrification par brouillard d'huile est aujourd'hui utilisée dans des applications très spécifiques comme l'industrie pétrolière.

**III-7-3.Choix de l'huile de lubrification :**

Le choix d'une huile se base avant tout sur la viscosité requise pour assurer une lubrification appropriée au roulement à la température de fonctionnement. La viscosité d'une huile dépend de la température, elle décroît lorsque la température augmente. La relation viscosité/température d'une huile est caractérisée par l'indice de viscosité VI. Pour la lubrification des roulements, il est recommandé d'utiliser des huiles ayant un indice de viscosité élevé, au moins 95, c'est-à-dire des huiles dont la viscosité varie peu avec la température.

Pour assurer un film d'huile suffisamment épais dans la zone de contact entre éléments roulants et chemins, l'huile doit présenter une certaine viscosité minimale à la température de fonctionnement. La viscosité cinématique minimale  $v_1$  requise à la température de fonctionnement pour assurer une lubrification adéquate est donnée par le diagramme montré sur la Fig-(III-20).

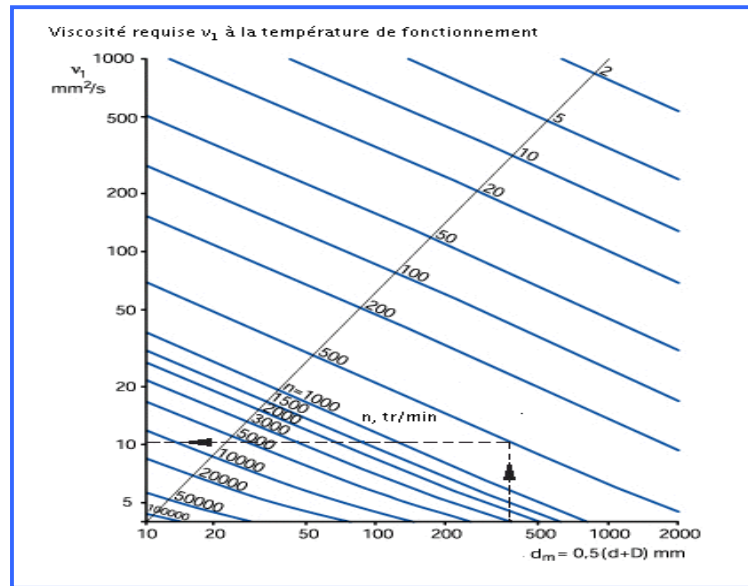


Fig-(III-20). (Viscosité en fonction de la température de service et la vitesse) [52]

Si la température de fonctionnement est pratiquement connue, la viscosité correspondante à la température de référence (40 °C), peut être obtenue à partir du diagramme Montre sur la Fig-(III-21).

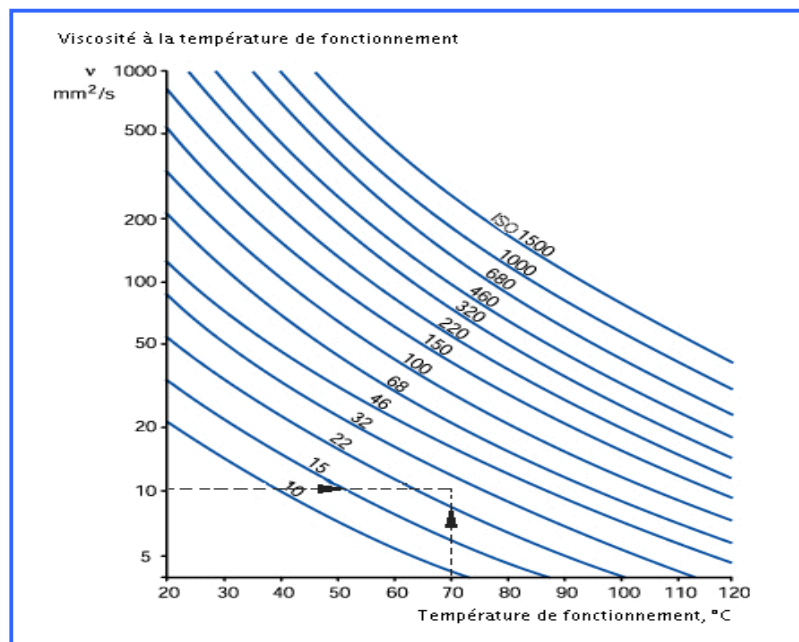


Fig-(III-21) (Viscosité cinématique à la température de référence, Basé sur un indice de viscosité de 95).[52]

Certains types de roulements, (roulements et butées à rotule sur rouleaux ou les roulements à rouleaux coniques) peuvent travailler dans des conditions dont la température de fonctionnement est supérieure à celle d'autres roulements, tels que les roulements rigides à billes ou les roulements à rouleaux cylindriques.

Le choix de l'huile doit tenir compte des aspects suivants :

La durée de vie des roulements peut être augmentée si on opte pour une huile dont la viscosité cinématique  $\nu$  à la température de fonctionnement est supérieure à la viscosité  $\nu_1$  tirée du la Fig-(III-21). L'augmentation de la viscosité entraînant une élévation de la température de fonctionnement.

Si le rapport de viscosité ( $\kappa = \nu/\nu_1$ ) est inférieur à 1, une huile qui contient des additifs extrême–pression (EP) est recommandée, si ce rapport est inférieur à 0,4 l'huile EP est indispensable.

#### **III-7-4.Calcul de la lubrification :**

##### **III-7-4-1. Paramètres de calcul de la lubrification :**

La lubrification est un élément essentiel pour le bon fonctionnement d'un roulement. Les paramètres les plus importants liés à la lubrification sont:

- La quantité et la qualité du lubrifiant avec le respect de la périodicité de renouvellement du lubrifiant (durée de vie).
- Protection contre l'oxydation
- Refroidissement et évacuation des Corps étrangers (huile). Sachant que: Si ( $t^{\circ}\text{C}$ ) augmente avec  $10^{\circ}\text{C}$ , la durée de vie du lubrifiant diminue à (50%).
- Consistance suffisante du film d'huile à n'importe quelle température
- Stabilité maximale (viscosité/température)

La couche du film d'huile minimale nécessaire pour assurer une bonne lubrification est une relation de la viscosité et la vitesse d'exploitation du roulement, elle donnée par :

$$H_{\min} = (\mu \cdot N)^{0,73}$$

$\mu$ : viscosité à la  $t^\circ$  de service.

N: Vitesse de rotation.

$$\mu = 70 \cdot (N_{\max} / N_{\text{réel.}})^{0,7}$$

Avec; N: Vitesse de rotation.

Lors d'une lubrification à la graisse, la quantité nécessaire pour la lubrification, est donnée par la formule empirique suivante :

$$Q = (\pi/4(D^2-d^2) \cdot B/2) - M/7,85 ; \text{Cm}^3$$

Avec:

d: Diamètre du roulement (Cm).

M: La masse du roulement (Kg).

La quantité de la graisse est en relation avec la vitesse réelle de rotation à laquelle le roulement est exploité, à cet effet la quantité à introduire est:

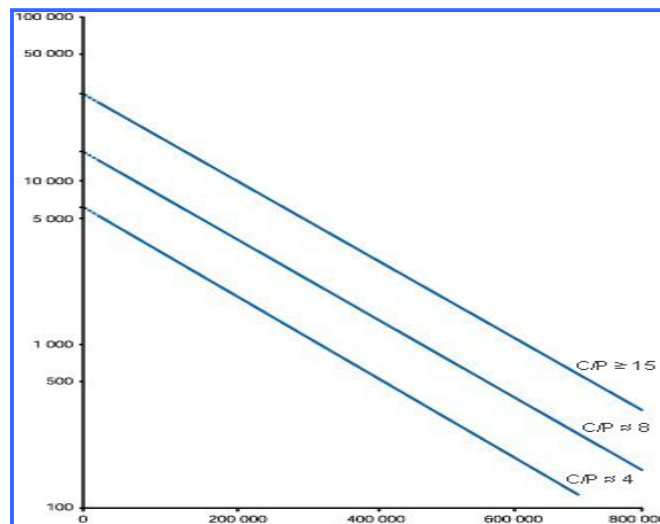
(20 : 30) % du volume libre du roulement (Q) dans d'une grande vitesse.

(70 : 80) % du volume libre du roulement (Q) pour une faible vitesse.

#### **III-7-4-2.Périodicité de la lubrification :**

La périodicité de la lubrification  $t_f$  dans le cas d'un roulement avec bague intérieure tournante monté sur un arbre horizontal dans des conditions de fonctionnement normales et propres peuvent être tirés du Fig-(III-22) en fonction du facteur de vitesse **A** multiplié par le facteur du roulement correspondant **b<sub>f</sub>**.

$t_f ; (h)$



( A . b<sub>f</sub>)

Fig-(III-22) Périodicité de la lubrification [51]

$$A = N \cdot d_m.$$

avec ;

N : la vitesse de rotation.

$d_m$  : le diamètre moyen d'un roulement.

C/P : Le coefficient de charge.

$b_f$  : facteur du roulement selon le type de roulement et les conditions de charge des roulements tirés du tableau (III-3).

Type de roulement	b <sub>r</sub>	facteur vitesse (A) limite ; (mm/mn)			
		C/P ≥ 15	C/P ≈ 8	C/P ≈ 4	
Roulements rigides à billes	1	500000	400000	300000	
Roulements à billes à contact oblique	1	500000	400000	300000	
Roulements à rotule sur billes	1	500000	400000	300000	
Roulements à rouleaux cylindriques	Palier libre	1,5	450000	300000	150000
	Palier fixe	2	300000	200000	100000
Roulements à rouleaux coniques	2	350000	300000	200000	
Roulements à rotule sur rouleaux	2 :6	100000 :350000	50000 :200000	30000 :100000	
Butées à billes	2	200000	150000	100000	
Butées à rotule sur rouleaux	4	200000	120000	60000	
Butées à rouleaux cylindriques	10	100000	60000	30000	

**tableau (III-3). : Facteur de roulement selon le type et la charge des [46]**

Les valeurs adéquates pour un appoint sont calculées avec la formule suivante :

$$G = 0,005. D. B ; g$$

D: Diamètre extérieur du roulement ;(mm)

B: Largeur du roulement ;(mm)



Remarque :

Pour des roulements de grandes dimensions ( $d > 300\text{mm}$ , et supportant des charges importantes, il est préférable d'utiliser une lubrification continue, dont la quantité à fournir en permanence est donnée par:

$$G = (0,3 : 0,5). D. B. 10^{-4} ; \text{g/h}$$

**III-7-4-3. Influence des conditions d'exploitation sur la périodicité de la lubrification :****a/ Température de fonctionnement :**

Les intervalles de lubrification  $t_f$  dans des conditions de fonctionnement normales peuvent être tirés de la Fig-(III-22) en fonction de la vitesse  $N$  du roulement et du diamètre d'alésage  $d$ , compte tenu du type de roulement ainsi que la température qui n'exécède pas  $70^\circ\text{C}$ . Dans le cas d'une augmentation de température, il est recommandé de diviser  $t_f$  par 2 pour chaque augmentation de  $15^\circ$  (Il ne faut pas qu'elle dépasse  $100^\circ\text{C}$ , si non l'utilisation d'autre lubrifiant résistant aux hautes températures (stabilité thermique) est indispensable.

**b/ Vibrations :**

Une vibration modérée n'aura pas d'effet négatif sur la durée de vie de la graisse mais des niveaux de vibration et de chocs élevés, comme ceux rencontrés dans les cribles ou les broyeurs provoqueront le pétrissage de la graisse. L'intervalle de lubrification doit alors être réduit.

**c/ Pollution :**

En cas de pénétration d'impuretés, une lubrification plus fréquente que celle indiquée par l'intervalle de lubrification réduira les effets négatifs des corps étrangers sur la graisse tout en limitant les effets néfastes dus au broyage des particules. Les polluants liquides (eau, liquides de processus) contraignent également à réduire l'intervalle. En cas de pollution important, il faut envisager une lubrification continue.

**d/ La vitesse de rotation :**

Les roulements soumis à de faibles charges aux vitesses de rotation très faibles nécessitent l'utilisation d'une graisse à faible consistance. Les roulements fortement chargés aux vitesses de rotation faibles doivent quant à eux être lubrifiés avec des graisses à haute viscosité, et bonnes caractéristiques EP. Le choix de la qualité du lubrifiant et le mode sont particulièrement importants dans les applications à faible vitesse.

Les techniques de lubrification continue comme la circulation d'huile, la méthode air / huile, etc. sont alors plus adaptées qu'une lubrification à la graisse.

**e/ Charges appliquées :**

Pour les roulements qui fonctionnent à un coefficient de charge  $C/P < 4$ , l'intervalle de La lubrification est réduite. Avec des charges très fortes, une lubrification continue à la graisse ou une lubrification par bain d'huile est recommandée.

Pour les applications au coefficient de charge  $C/P = 1-2$ , il est généralement recommandé d'employer la lubrification par circulation d'huile avec refroidissement. Dans de nombreux cas, l'intervalle de la lubrification peut être allongé si les charges sont faibles ( $C/P = 30$  à  $50$ ). Pour fonctionner de manière satisfaisante, les roulements doivent au moins être soumis à la charge minimale.

**III-8-MODES DE DÉFAILLANCE DES ROULEMENTS :**

Le mouvement relatif de deux surfaces métalliques peut causer de l'usure. Ces mécanismes d'usure sont également présents dans les roulements et causent la défaillance de ceux-ci. Un projet de norme ISO classe ces modes de défaillances comme suit :

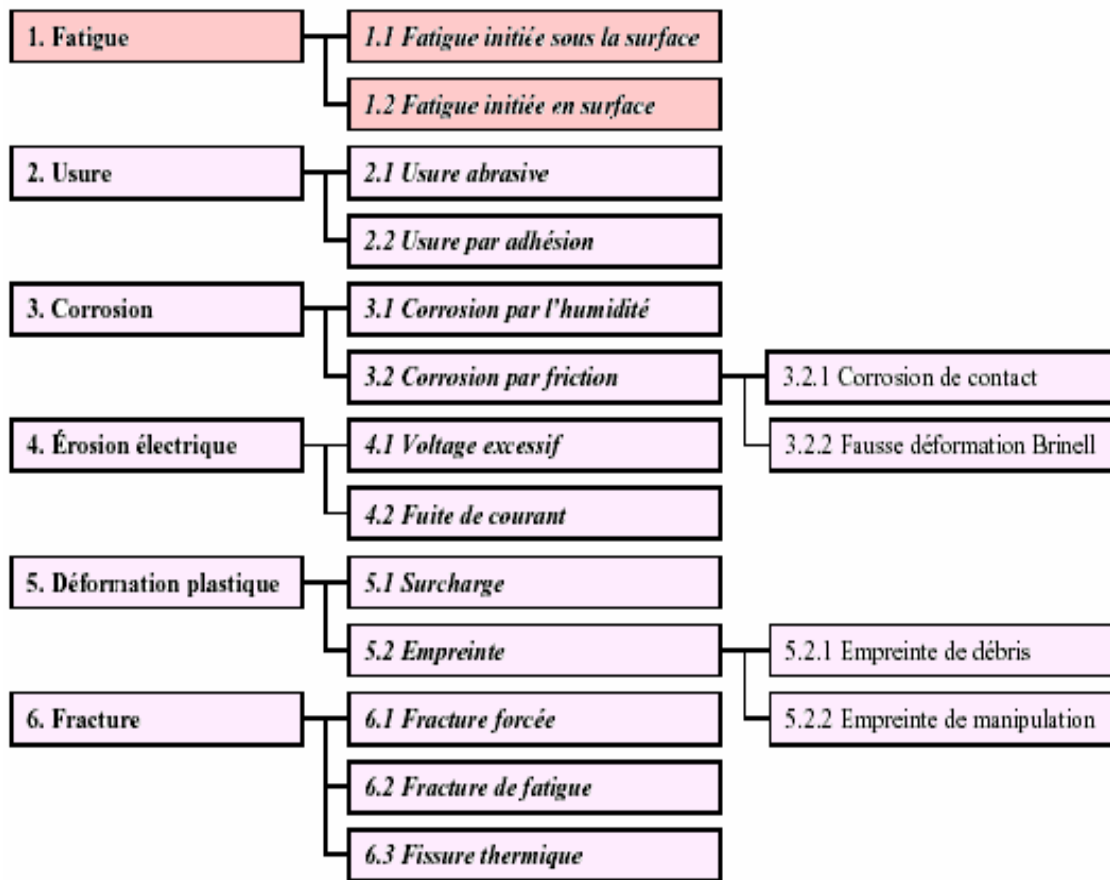


Fig-(III-23).Classification des modes de défaillance des roulements

**III-8-1. Fatigue initiée sous la surface :**

La fatigue initiée sous la surface est le mode de défaillance normal d'un roulement tel que calculé par la durée nominale. Idéalement, tout roulement devrait terminer son cycle de vie de cette manière. Cette fatigue est provoquée par les contraintes de cisaillement sous la surface causées par le mouvement de rotation des éléments roulants sur les pistes. Tel qu'illustré dans la figure suivante, des fissures se forment sous la surface et se propagent vers l'extérieur. Lorsqu'une fissure atteint la surface, l'écaillage de la surface se produit. Un fragment écaillé laisse un trou dans la piste qui cause un concentrateur de contrainte et une accélération du cycle de fatigue

**III-8-2. Fatigue initiée en surface :**

À l'œil nu, la fatigue initiée en surface peut difficilement être différenciée de la fatigue initiée sous la surface. Cependant, leur mécanisme est très différent. Tel qu'illustré dans la figure suivante, la fatigue initiée en surface est causée par la fatigue dans les aspérités et non sous la surface. Ce phénomène est généralement causé par une lubrification inadéquate. Si le film lubrifiant devient trop mince, des aspérités peuvent exercer une pression les unes sur les autres. Un chargement cyclique est alors appliqué sur les aspérités et des fissures se forment. Lorsque les fissures se propagent, des aspérités peuvent se détacher de la surface causant du micro écaillage. Lorsque ce micro écaillage s'étend, il est visuellement très peu différent de l'écaillage produit par la fatigue sous la surface. [52]

En associant les différentes techniques de contrôle, l'expérience du personnel de la maintenance ainsi que l'historique des machines équipées par le type du roulement en Question. Nous pouvons identifier les types de détérioration des roulements de la manière suivante :

L'écaillage est un processus continu qui s'accélère plus ou moins après l'apparition des premières fissures. L'écaillage localisé et prématuré résulte d'anomalies caractérisées telles que mauvais montage, surcharge, défaut d'alignement, mauvaise forme de logement. Une limite d'élasticité élevée augmente l'endurance car elle diminue les risques liés à la présence d'inclusions non métalliques. L'utilisation d'aciers de très haute qualité dégazés sous vide, et mieux refondus sous vide, est aujourd'hui généralisée.

**III-8-2-a-Ecaillage de fatigue :**

C'est un écaillage unilatéral, il est caractérisé par des petites fissures et arrachement de fragments de matière .il se produit lors de l'application d'une surcharge, un désalignement ou lors d'un défaut sur les logements ou les portées voir Fig-(III-24,25,26).

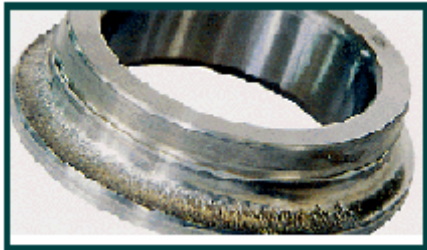


Fig-(III-24). Ecaillage de fatigue sur la bague intérieure d'un roulement à billes de contact angulaire

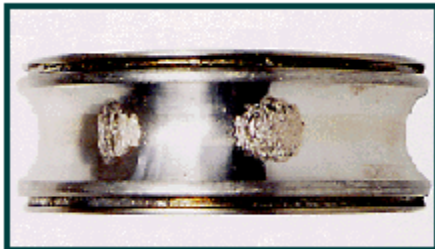


Fig-(III-25). Ecaillage sur la bague intérieure D'un roulement à billes à gorges profondes

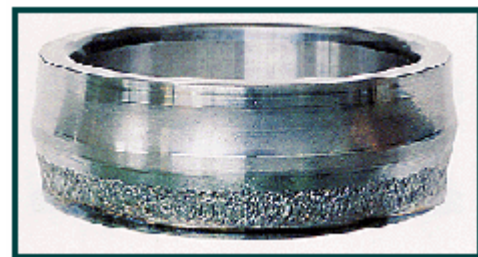


Fig-(III-26). Ecaillage de fatigue sur la bague intérieure d'un roulement à rouleaux sphérique

**III-8-2-b-Ecaillage superficiel :**

Causé par concentration de contrainte, due a une contraintes accentuées (résultent probablement d'un défaut d'alignement) ou bien par la modification de la zone de recharge .aussi par la présence des particules étrangers à l'intérieur du roulement  
Voir fig-(III-27, 28,29).



Fig-(III-27). Écaillage superficiel sur la bague Intérieure d'un roulement à rouleaux sphérique



Fig-(III-28). Écaillage superficiel sur Rouleaux

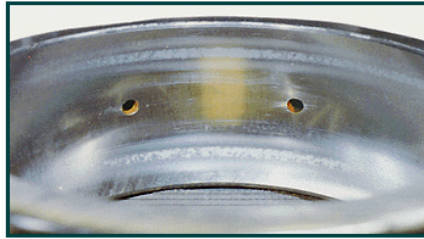


Fig-(III-29) Écaillage superficiel sur la bague extérieure  
D'un roulement à rouleaux sphérique

### III-8-3.le grippage :

C'est un effet d'adhérence (blocage) de deux pièces en mouvement relatif .il est caractérisé par l'apparition des traces brunes d'échauffement, laminage du métal. Il est dû à leur dilatation (jeu résiduel nul) ou à une absence de lubrification fig-(III-30,31).donc, on peut dire que le grippage est un phénomène caractérisé par des micro- arrachements des particules métalliques.

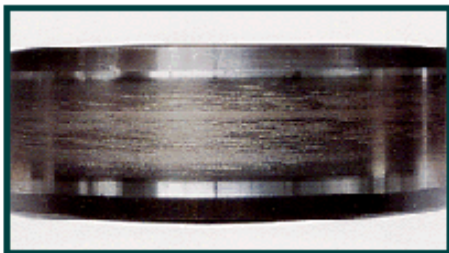


Fig-(III-30).Grippage sur la bague intérieure  
D'un roulement à rouleaux cylindrique



Fig-(III-31).Grippage sur les Rouleaux  
D'un roulement à rouleaux cylindrique

### III-8-4.usur par abrasion :

Elle est caractérisée par la présence d'une couche brillante, due au glissement des éléments roulants sur les pistes, et ce par le manque de lubrification ou par un jeu résiduel très important. Elle concerne de nombreux mécanismes fonctionnant dans des conditions sévères :

Machines agricoles, matériels de travaux publics, matériel minier...l'abrasion est un phénomène qui caractérise le rodage des pistes (fig\_ III-32,33).sous forme des empreintes superficielles et épaulement de guidage (une repousse de matière sans usure s).

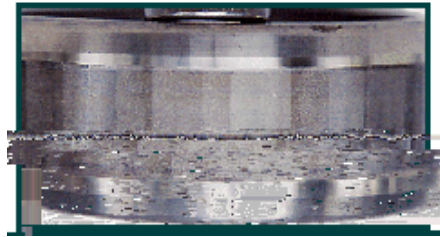


Fig-(III-32).Usure sur la bague intérieur  
D'un roulement à rouleaux cylindrique

Fig-(III-33).Usure sur la bague intérieur  
d'un à rouleaux conique de double rangée

### III-8-5.la corrosion :

Causée par la présence de l'humidité au points de contact des éléments roulants avec les chemins. La figure représente une corrosion sur bague intérieure d'un roulement à rouleaux conique, voir fig-(III-34,35).

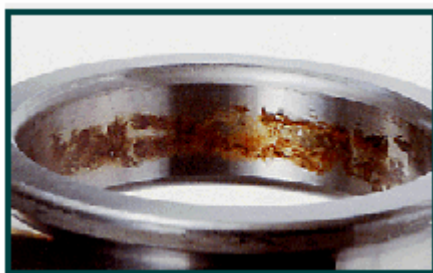


Fig-(III-34).Corrosion de contact sur la bague  
Intérieur d'un roulement à rouleaux sphérique



Fig-(III-35).Corrosion de contact sur la  
bague intérieur d'un roulement de  
Contact angulaire

**III-8-6.la détérioration des cages :**

La vibration inadmissible ainsi que les coups durant le montage sont responsable de la déformation et de la détérioration des cages. Il se agit même de la déformation et de la rupture de la cage du roulement fig-(III-36,37).

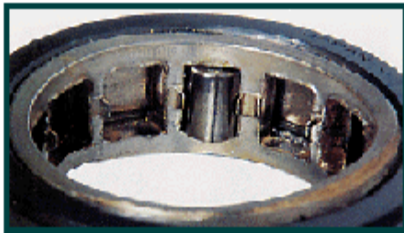


Fig-(III-36).Déformation de cage d'un roulement à rouleaux cylindrique

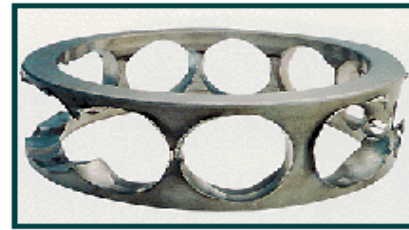


Fig-(III-37). Déformation de cage d'un roulement à billes de contact angulaire

**III-9.Conclution :**

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

Le paramètre le plus important à suivre dans un roulement est la durée de vie réelle, pour le calcul de cette dernière, la durée de vie nominale est souvent le seul facteur à retenir. Mais il faut aussi considéré d'autres facteurs tels que la durée de vie du lubrifiant, la qualité de montage, les conditions environnementales ainsi que les conditions d'exploitations de notre roulement (contraintes,vibration vitesse de rotation.....).

Nous avons défini le type de l'avarie et les causes probables pour chaque type.



# Recherche des causes d'une avarie de roulement

Cause	Mode de défaillance															
	Fuites au niveau du joint	Fractures éléments roulants et/ou bague	Usure colerrette et ou face des rouleaux / grippage	Fatigue prématurée	Peelina	Perte de réglage	Faux rond important, vibrations, battement axial	Température de fonctionnement importante, blocage, brûlure du roulement, cana	Couple de démarrage important	Corrosion de contact dans l'alésage BI/BE	Présence de cratères et cannelures sur les	Discoloration, corrosion	couple peu stable	Rotation de bagues sur l'arbre et dans le logement	Usure des alvéoles de cage, ruptures de cages, rupture	Brinelling/ faux-
Accélérations axiales et/ou radiales																
Départ à froid																
Environnement sale																
Courant de fuite																
Dissipation de la chaleur très faible																
Logement déformé																
Charge avec choc																
Charges tournantes																
Charge très élevée																
Charge très légère																
Aditifs lubrifiants																
Lubrifiant faible viscosité																
Lubrifiant haute viscosité																
Oscillation, rotation partielle																
Haute vitesse																
Faible vitesse, pas de vitesse																
Haute température																
Vibrations																
Vibrations torsionelles																
Atmosphère chimique																
Désalignement																

**IV-1. Introduction**

Le roulement est un des organes mécaniques les plus sensibles des machines tournantes dans des conditions idéales d'utilisation, une dégradation due à la fatigue de roulements existe provoquant un écaillage en surface. La maintenance conditionnelle par analyse vibratoire permet de détecter ce type de défaut. Il s'agit ensuite de prédire son évolution afin de définir une durée de vie résiduelle à partir d'un seuil vibratoire.

A l'heure actuelle, de plus en plus d'industriels se tournent vers l'analyse vibratoire afin d'obtenir une disponibilité accrue de leurs machines : contrôlent l'état réel de leurs équipements (machines tournantes) afin d'éviter des arrêts non planifiés dus aux pannes.

L'analyse vibratoire est un outil puissant de détection de défauts des machines tournantes. Elle permet notamment de détecter les défauts se manifestant dans les roulements. Il peut s'agir d'un défaut de cage, de bille ou rouleau, de piste intérieure ou de piste extérieure. Ces différents défauts sont caractérisés par des fréquences de répétition fonction de paramètres connus.

**IV-2. Applications de l'analyse vibratoire****IV-2-1. Instrumentation**

Le matériel utilisé est le VIBROTEST 60 qui est destiné à faire des mesures globales de vibrations, de paramètres de procédé, de signaux temporels et des spectres en fréquence.

**IV-2-2. Présentation de l'appareil**

Le VIBROTEST 60 offre, grâce à son concept modulaire, un grand choix de fonctions

- ◆ Analyse de vibrations
- ◆ Equilibrage dans les conditions de service
- ◆ Collecteur de données

Le VIBROTEST 60 est un appareil pratique de mesure de vibrations pour apprécier l'état des machines, faire le diagnostic des défauts et pour réaliser la maintenance conditionnelle.



Figure (IV-1) photographie du vibrotest 60

### IV-3. IDENTIFICATION SPECTRALE D'UN DEFAUT

Un défaut peut être quantifié en mesurant l'amplitude de la vitesse vibratoire du signal relevée aux fréquences de défaut de roulement ( $f_{be}$ ,  $f_{bi}$ ,  $f_b$ ,  $f_c$ ) ou à leurs harmoniques [11 à 14]. 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 au 3<sup>e</sup> stade de dégradation d'un roulement. Il est préférable de lire l'amplitude des vibrations sur une échelle logarithmique [15], 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.

Les paramètres caractéristiques d'un roulement sont les suivantes :

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement (Hz).

$$f_{be} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure (Hz).

$$f_{bi} = \frac{Z}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant (Hz).

$$f_b = \frac{D}{d} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha\right)^2\right]$$

- Fréquence d'un défaut de cage (Hz).

$$f_c = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)$$

**IV-3-1. Dégradation localisée :**

Une dégradation localisée sur un élément du roulement se manifeste par un choc dur, Périodique, à la fréquence du contact au niveau de la détérioration. Ainsi, pour un défaut Situé :

**Sur la bague externe**, la fréquence fondamentale du choc est :  $f_{be} = z \cdot (f_c - f_e)$

**Sur la bague interne**, la fréquence fondamentale du choc est :  $f_{bi} = z \cdot (f_r - f_c)$

**Sur l'élément roulant**, la fréquence fondamentale du choc est :  $f_{ER} = 2 \cdot f_b$

**Sur la cage**, la fréquence fondamentale du choc est :  $f_{cage}$

Le spectre de l'effort généré est donc un peigne à une fréquence donnée, s'étendant en hautes fréquences, puisque le choc est très "dur".

Le spectre de la vibration résultante est égal à la multiplication de ce peigne par la fonction de transfert du roulement. Celle-ci est localisée en hautes fréquences : en effet, le roulement est un élément mécanique qui a une grande raideur pour une masse très faible. De ce fait, ce sont les harmoniques de  $f_r$  d'ordre élevé qui, amplifiées par cette fonction de transfert, atteindront les niveaux vibratoires les plus significatifs, et pourront être décelées le plus clairement. Cette dégradation localisée se retrouve dans les cas suivants : au premier stade de la dégradation (début de l'écaillage), dans les cas particuliers de marquage local sous l'effet d'efforts ponctuels, au stade ultime de la dégradation (écaillage prédominant localisé).

On rencontre également la présence de ces raies cinématiques sur des machines neuves en parfait état vibratoire générées par les marques d'usinage des roulements. Ces fréquences cinématiques ont les caractéristiques suivantes : ce ne sont pas des harmoniques d'ordre entier de la fréquence de rotation, chaque type de roulement a ses fréquences spécifiques. Elles sont donc clairement identifiables. Les défauts localisés sur les éléments tournants du roulement sont souvent modulés par les fréquences cinématiques correspondantes, du fait du mouvement relatif du défaut par rapport à la position fixe du capteur [53].

Les caractéristiques du roulement à deux rangées de rouleaux conique (32220 timken).

d mm	D mm	Dynamique C <sub>1</sub> N	Facteur e	Facteur Y	Dynamique C90 N	Statique C0 N
100	180	364000	0.42	1,43	94400	521000

Tableaux (IV-1) les caractéristiques du roulement à deux rangées de rouleaux coniques [54]

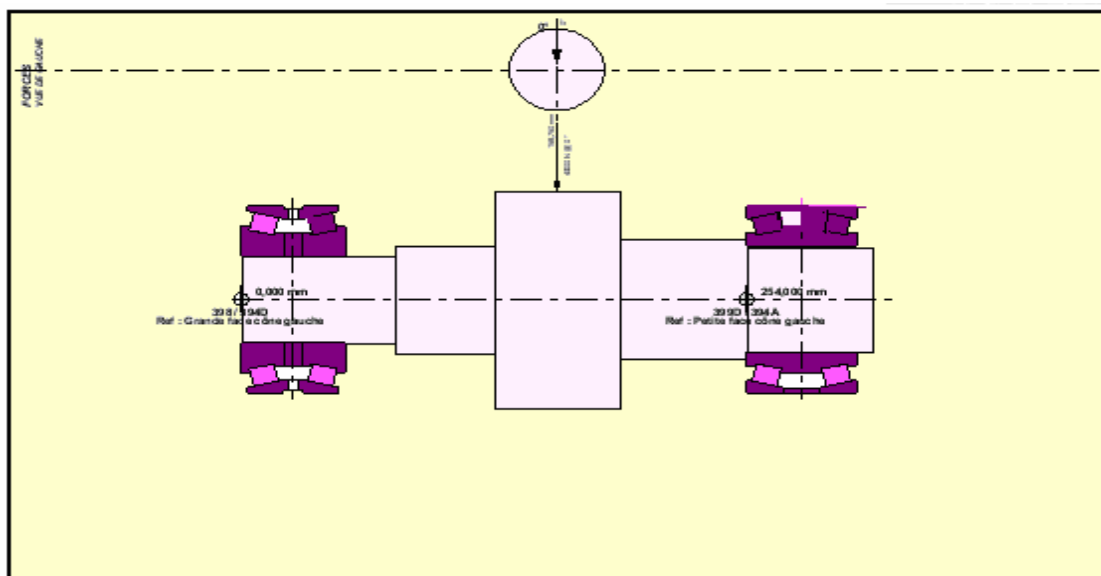


Figure (IV-2) schéma cinématique de roulement à deux rangées de rouleaux coniques[54]

D'après le logiciel timken En calcules les fréquences du roulement à deux rangées rouleaux coniques

Libellé	Unité	Valeur
<b>Géométrie</b>		
Nombre de galets par rangée	-	19
1/2 angle axe galet	deg	11,0
Diamètre moyen	mm	142,7
Diamètre moyen galet	mm	20,6
<b>Vitesses</b>		
Vitesse cône / cuvette ou cuvette / cône	tr/sec	25,000
Vitesse cage / cuvette	tr/sec	10,713
Vitesse cage / cône	tr/sec	14,287
Vitesse galet / cage	tr/sec	84,095
<b>Fréquences - 1500 tr/min</b>		
Défaut d'excentricité d'un élément tournant - f0	Hz	25,000
Défaut de circularité d'élément tournant - f1	Hz	25,000
Irrégularité galet : marque ou écaillage - f2	Hz	168,189
Irrégularité cône : marque ou écaillage - f3	Hz	271,447
Irrégularité cuvette : marque ou écaillage - f4	Hz	203,553
Variation dimension galet (Cône tournant) - f5	Hz	10,713
Variation dimension galet (Cuvette tournante) - f6	Hz	14,287

**Tableaux (IV-2) les fréquences du roulement à deux rangées de rouleaux conique**

**IV-3-2.Dégradation généralisée**

Au fur et à mesure de la dégradation du roulement, d'autres écaillages apparaissent et évoluent de manière anarchique ; la "limaille" générée par ces écaillages, véhiculée par la rotation du roulement, s'intercale au niveau des contacts éléments roulants/bagues. Il s'en suit une apparition progressive de nombreux chocs aléatoires durs, dont l'énergie va rapidement dépasser celle des chocs périodiques initiaux. Les vibrations résultantes sont, ici aussi, la multiplication de ce spectre de choc par la fonction de transfert du roulement. Il ne s'agit plus théoriquement dans ce stade de dégradation de rechercher un spectre de raies espacées d'une des fréquences cinématiques du roulement  $f_r$ . Dans la pratique cette dégradation arrivant après la dégradation localisée, on a la superposition de raies spectrales avec un bruit à caractère aléatoire. C'est à ce stade qu'il devient alors difficile de les détecter [53].

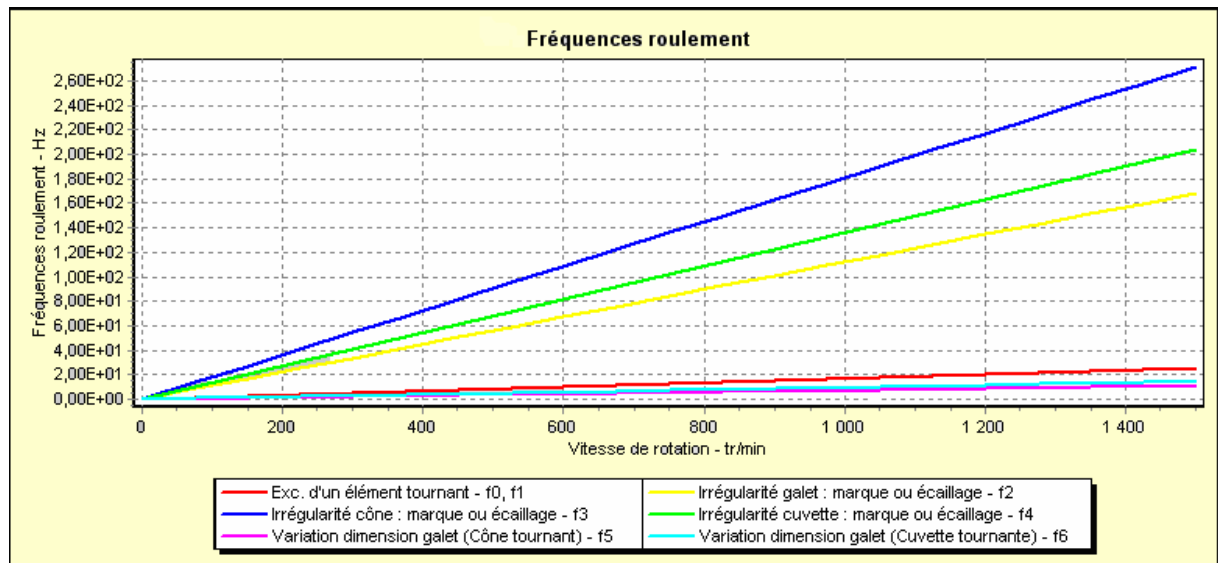


Figure (IV-3) les fréquences du roulement à deux rangées de rouleaux conique[54]

Les fréquence périodiques et leurs harmoniques permittivité d’identifier des indices de certains problèmes des roulements à rouleaux coniques et les utilisateurs appellent souvent les vendeurs timken pour obtenir des informations sur les fréquences fondamentales lors qui, il veulent diagnostiquer un problème. Vous fournit les valeurs de fréquences des roulement et leur évolution avec une variation de la vitesses de rotation.

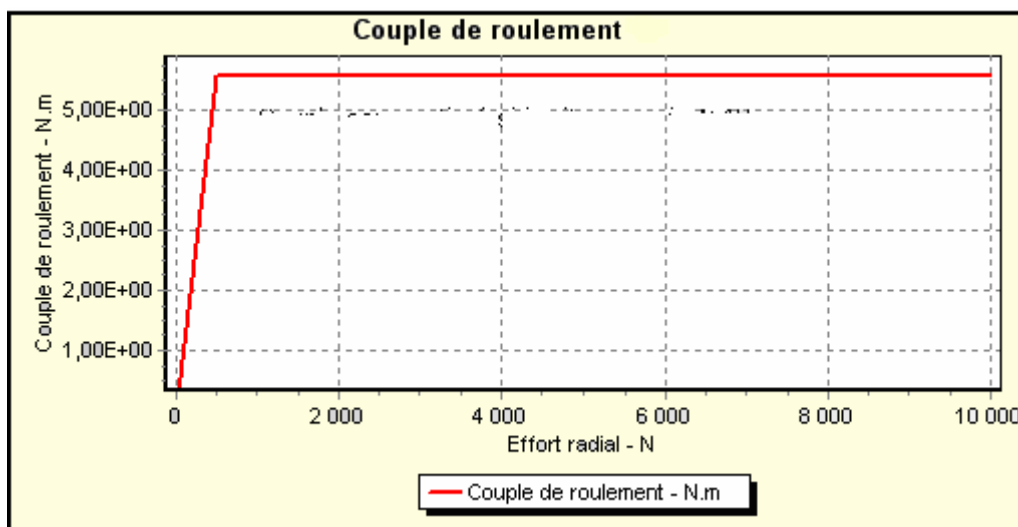


Figure (IV-4) couple de roulement en fonction effort radial [54]

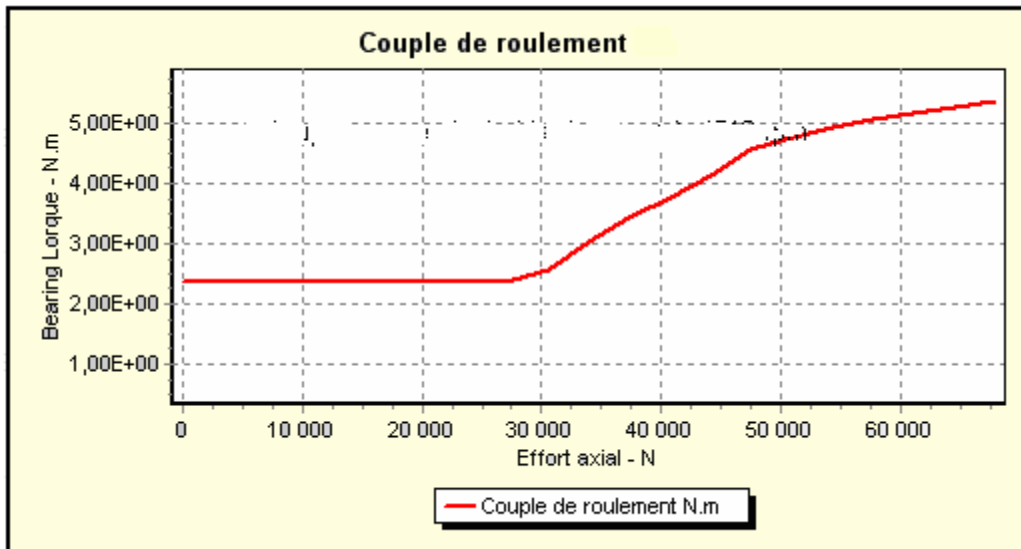


Figure (IV-5). Le couple de roulement en fonction effort axial [54]

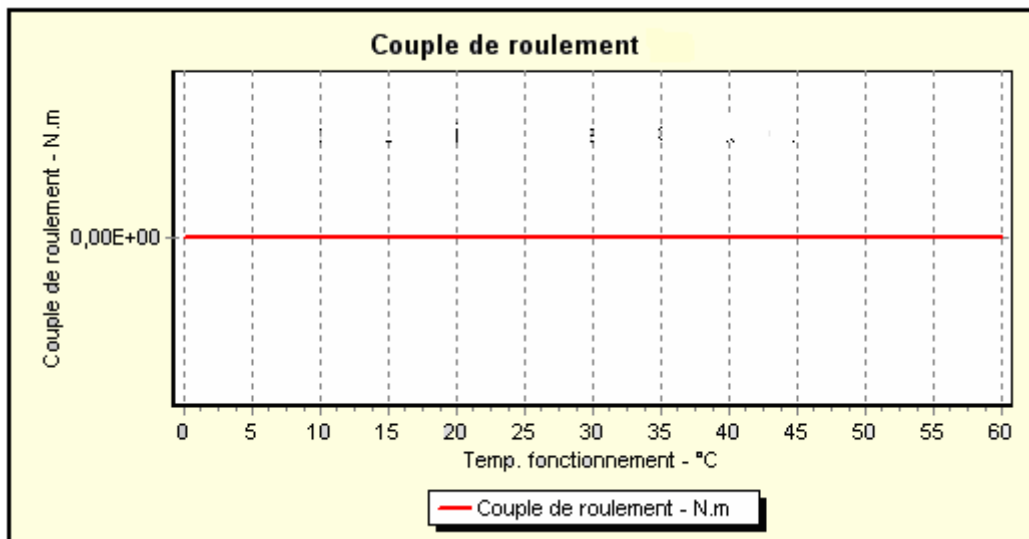


Figure (IV-6) le couple de roulement en fonction temp. Fonctionnement [54]



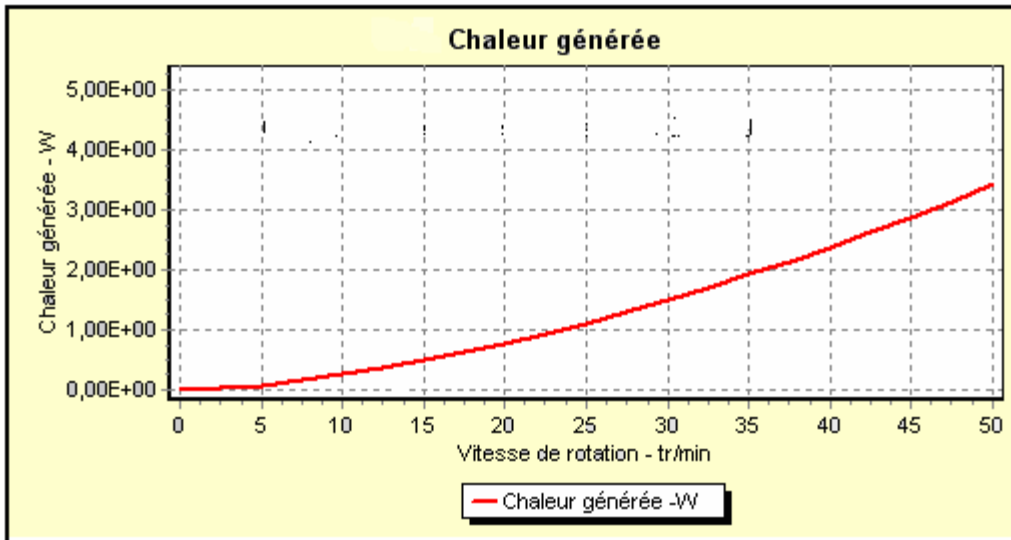


Figure (IV-7) la chaleur générée en fonction la vitesse de rotation [54]

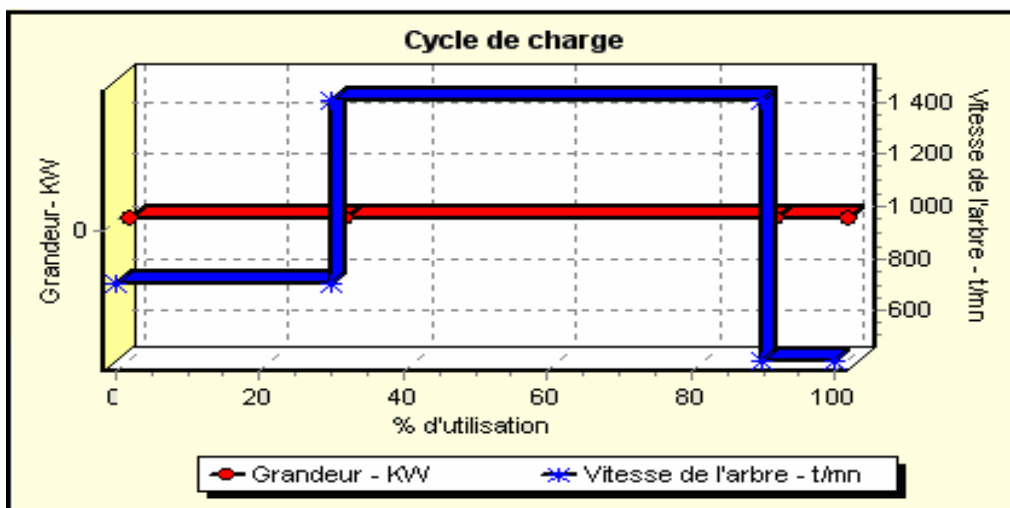


Figure. (IV-8) cycle de charge [54]

**IV-4-analyse et traitement****IV-4-1. Courbe de tendance en analyse vibratoire**

Le dépassement d'une limite (seuil) entre dans une stratégie de détection de défaut dont le but de surveiller et protéger la machine.

Dans une stratégie de diagnostique on trouve trois symptômes que sont bases sur l'évolution, la fréquence et la technologie. [26] la courbe de tendance est l'évolution dans le temps d'un indicateur scalaire représente par un diagramme.

**IV-4-2.application des courbes de tendance du niveau vibratoire sur le réducteur**

Le réducteur est menu de cinq paliers. a roulements, les mesure des vibration s'effectue a l'aide du vibrotest 60 deux fois par mois en implantant l'accéléromètre sur les trois direction : axial, vertical, horizontale pou les tous paliers.

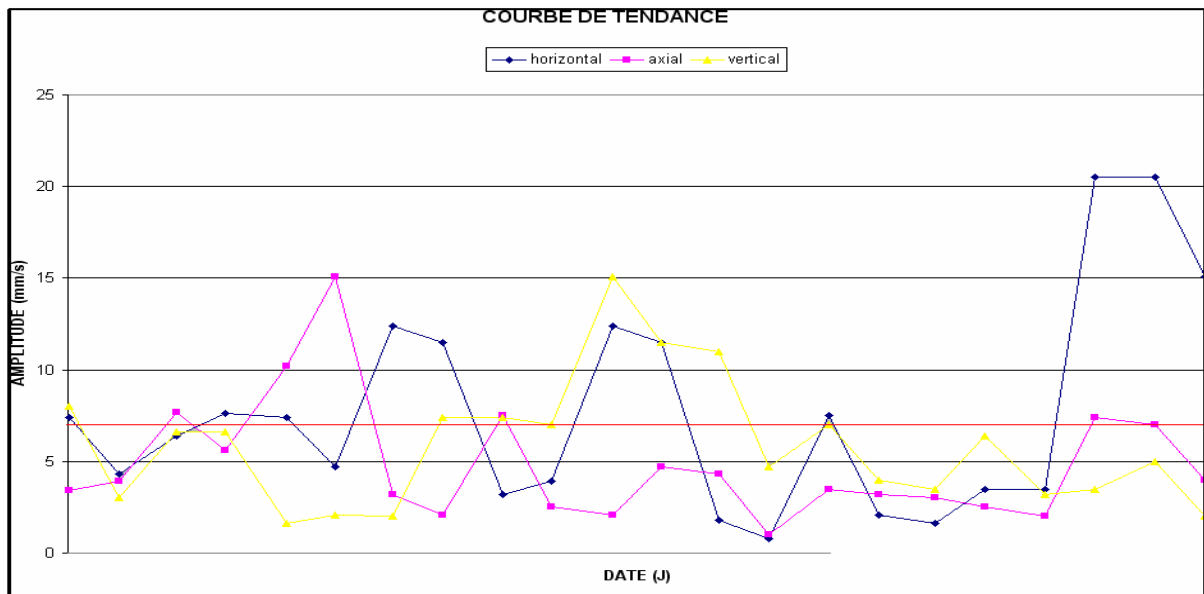
Les mesure obtenus sont présenter dans le figure (IV-9) représente l'évolution de l'indicateur scalaire vitesse efficace ( $V_{eff}$ ) en fonction du temps.

Le seuil d'alarme est de  $V_{eff} = 7.5 \text{ mm/s}$  tout dépassement de cette valeur présume une anomalie qui nécessite une confirmation.

La figure (IV-9) .représente respectivement les courbes de tendance du niveau vibratoire.

<u>Date/point de mesure</u>	<u>Veff hor (H)</u> <u>(mm/s)</u>	<u>Veff ax (A) (mm/s)</u>	<u>Veff vert (V) (mm/s)</u>
<u>01 / 04 / 2009</u>	<u>7,4</u>	<u>3,4</u>	<u>8</u>
<u>15 / 04 / 2009</u>	<u>4,3</u>	<u>3,9</u>	<u>3</u>
<u>01 / 05 / 2009</u>	<u>6,4</u>	<u>7,7</u>	<u>6,6</u>
<u>15 / 05 / 2009</u>	<u>7,6</u>	<u>5,6</u>	<u>6,6</u>
<u>01 / 06 / 2009</u>	<u>7,4</u>	<u>10,2</u>	<u>1,6</u>
<u>15 / 06 / 2009</u>	<u>4,7</u>	<u>15,1</u>	<u>2,1</u>
<u>01 / 07 / 2009</u>	<u>12,4</u>	<u>3,2</u>	<u>2</u>
<u>15 / 07 / 2009</u>	<u>11,5</u>	<u>2,1</u>	<u>7,4</u>
<u>01 / 08 / 2009</u>	<u>3,2</u>	<u>7,5</u>	<u>7,4</u>
<u>15 / 08 / 2009</u>	<u>3,9</u>	<u>2,5</u>	<u>7</u>
<u>01 / 09 / 2009</u>	<u>12,4</u>	<u>2,1</u>	<u>15,1</u>
<u>15 / 09 / 2009</u>	<u>11,5</u>	<u>4,7</u>	<u>11,5</u>
<u>01 / 10 / 2009</u>	<u>1,8</u>	<u>4,3</u>	<u>11</u>
<u>15 / 10 / 2009</u>	<u>0,79</u>	<u>1</u>	<u>4,7</u>
<u>01 / 11 / 2009</u>	<u>7,5</u>	<u>3,5</u>	<u>7</u>
<u>15 / 11 / 2009</u>	<u>2,1</u>	<u>3,2</u>	<u>4</u>
<u>01 / 12 / 2009</u>	<u>1,6</u>	<u>3</u>	<u>3,5</u>
<u>15 / 12 / 2009</u>	<u>3,5</u>	<u>2,5</u>	<u>6,4</u>
<u>01 / 01 / 2010</u>	<u>3,5</u>	<u>2</u>	<u>3,2</u>
<u>15 / 01 / 2010</u>	<u>20,5</u>	<u>7,4</u>	<u>3,5</u>
<u>01 / 02 / 2010</u>	<u>20,5</u>	<u>7</u>	<u>5</u>
<u>15 / 02 / 2010</u>	<u>15,1</u>	<u>4</u>	<u>2</u>

**Tableaux (IV-3) relevé des mesures du : 01/04/2009 à 15/02/2010**



**Figure. (IV-9) Courbe de tendance du niveau vibratoire**

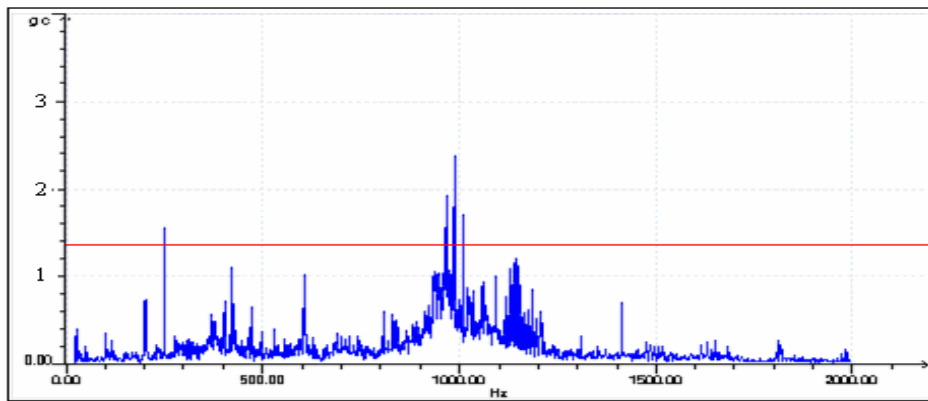
#### **IV-5-Exemple de détection de défaut de roulements :**

La surveillance a pour finalité, de détecter à un stade le plus précoce possible, l'existence d'une anomalie et d'en suivre l'évolution à partir des indicateurs définis par le passé. Comme nous l'avons précisé précédemment, un indicateur de surveillance ne peut être sensible à l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter une machine, c'est pour cela qu, on voit dans la plus part de temps des indicateurs complémentaires.

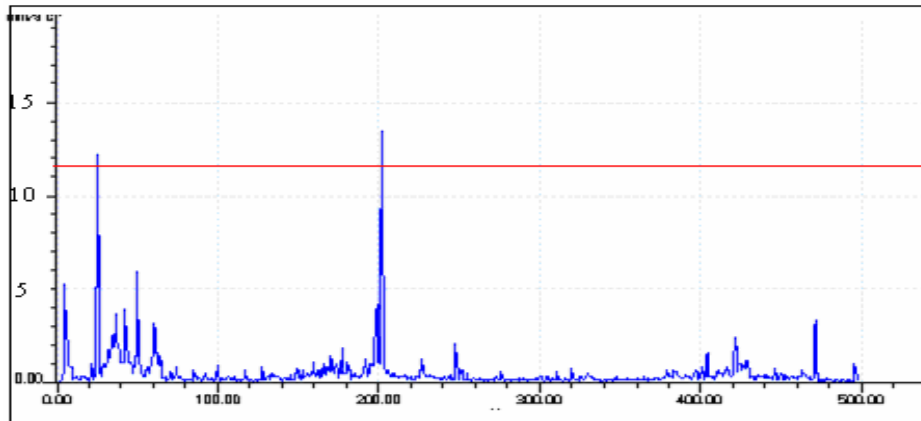
Ce point traite des exemples de détection et d'analyse des défauts de roulements basés sur un suivi vibratoire rigoureux effectué sur une réducteur au niveau du complexe (MITTAL-STEELL –ANNABA-), le matériel utilisé, il s'agit d'un logiciel de traitement de signal (VIBROEXPERT CM 400), équipé d'un accéléromètre, et une configuration de plusieurs fonction d'indicateur telle que : le spectre de la structure, spectre d'enveloppe (BCU), la fonction temporelle du signal.....

#### **Spectre RC (résolution constante) et la fonction "zoom"**

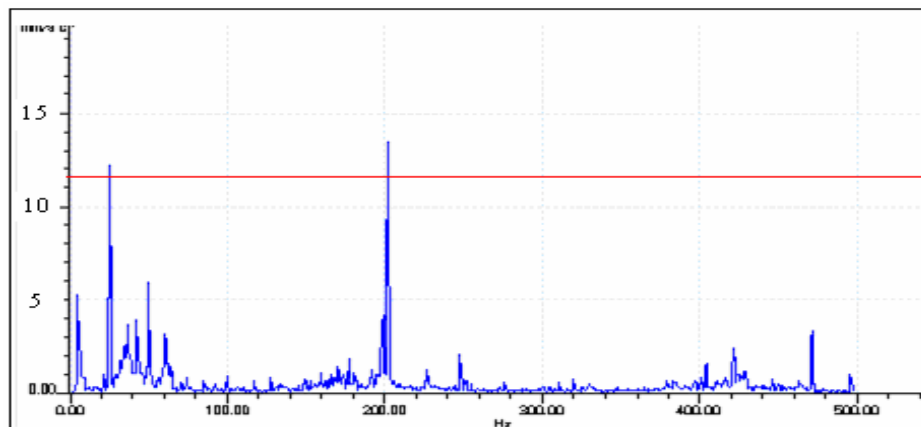
C'est une représentation de l'amplitude de l'accélération reportée sur un axe linéaire en fréquence fig-(IV-10) notre appareil possède une résolution de 800et 400 lignes  
Il s'agit de la mesure vibratoire effectuée sur le palier a roulements a deux rangée de rouleaux conique. Dans les trois direction horizontale .verticale, axiale.



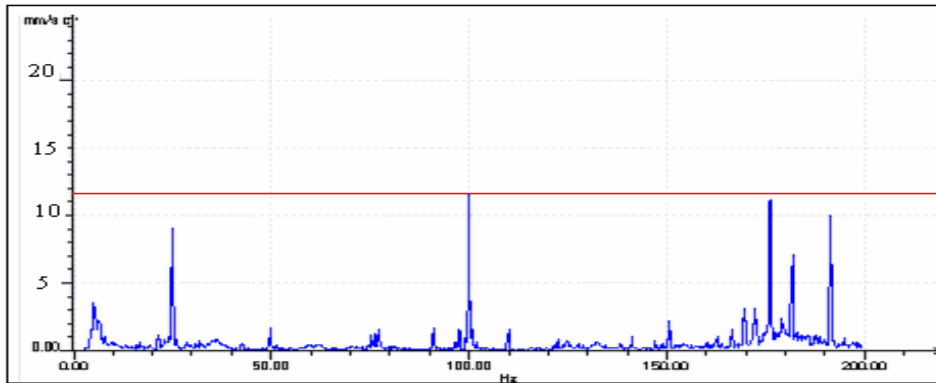
**Figure. (IV-10).Spectre de vibration de roulement  
En direction horizontale en axiliration**



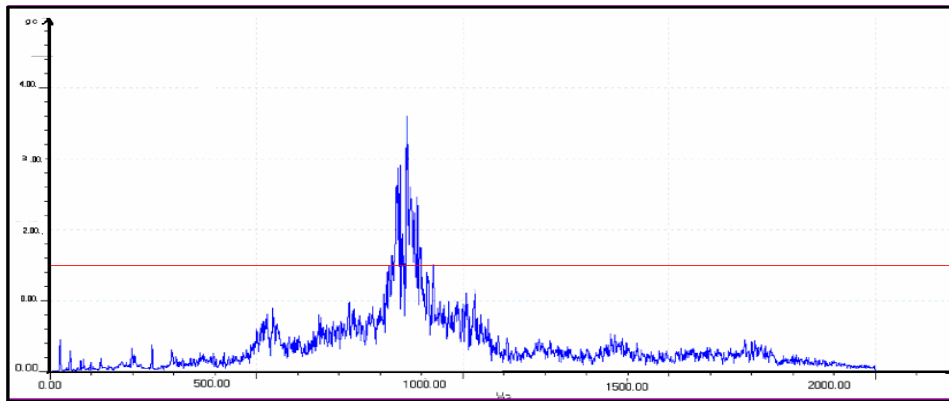
**Figure. (IV-11).spectre de vibration de roulement  
En direction horizontale en vitesse**



**Figure. (IV-12) spectre de vibration de roulement en direction verticale**



**Figure. (IV13) .spectre de vibration de roulement en direction axiale**



**Figure-(IV-14) : signal fréquentiel d'un vibration en accélération**

On remarque l'existence d'une fréquence de résonance (1000 HZ AVEC amplitude 3.7g), cette vibration est jugée inadmissible, à cet effet on fait appel au spectre D'enveloppe (BCU).

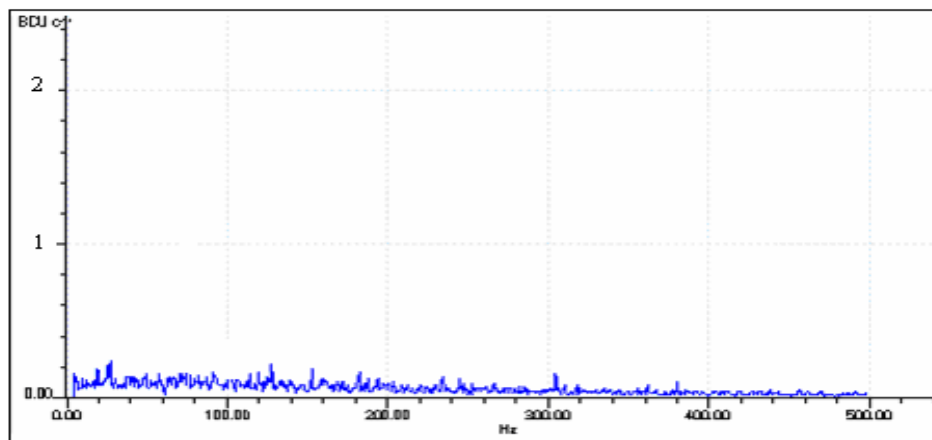
La méthode de l'enveloppe est une méthode qui se base sur l'excitation de la fréquence de résonance et la recherche de l'information à travers la modulation d'amplitude de cette fréquence de résonance, afin de ramener le signal en basses fréquences. Celle-ci s'est avérée très satisfaisante du point de vue pratique où elle a permis de diagnostiquer aisément le défaut de piste interne. Cette méthode est robuste par rapport au bruit (ceci est dû au filtrage autour de la fréquence de résonance).

Toute fois, cette méthode a ses inconvénients : la recherche préalable des fréquences de résonance du roulement (et de son palier) est indispensable. D'autre part, le choix de la fréquence de résonance autour de laquelle est effectué le filtrage, reste déterminant : les

Résultats risquent de varier selon que le filtrage s'effectue autour de telle ou telle fréquence de résonance.

➤ **Spectre de l'état de référence**

Pour commencer, la méthode de l'enveloppe est appliquée sur une série de mesures prises sur un roulement neuf à la vitesse de rotation d'environ 1500 tr/min. Le filtrage est réalisé autour de la première fréquence de résonance importante. La figure.-(IV-15) est ainsi obtenue :



**Figure.-(IV-15) : Etat de référence**

Sur cette figure, aucun pic important n'est constaté, seul un léger bruit de fond est présent. Ceci confirme que le roulement est neuf : il n'y a aucun danger. Ce spectre est en quelque sorte la référence du roulement : toute modification de spectre pour les mêmes conditions de fonctionnement peut être le signe d'une apparition d'un défaut.

➤ **Spectre du défaut de piste interne  $f_{bi}$**

Les défauts se caractérisent par une fréquence de manifestation qui leur propre. Ainsi, pour le type de roulement mis en place et pour la vitesse de rotation de 1500tr/min la fréquence  $f_{bi}$

vaut 271,447 Hz. Le spectre obtenu après application de la méthode de l'enveloppe sur le signal de base, présenté à la figure.-(IV-16)

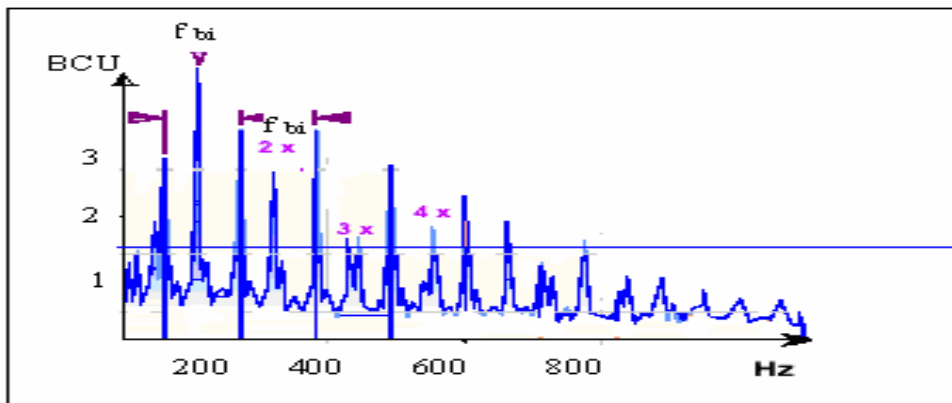


Figure.-(IV-16) .Défaut sur la piste interne  $f_{bi}$

Sur ce spectre, il apparaît clairement une série de pics. Ceux-ci correspondent à la présence du défaut de piste intérieure. On constate un pic à 146,9 Hz égal à la fréquence  $f_{bi}$  ; les deux premières harmoniques sont elles aussi présentes (271,447Hz et 400 Hz). Avec ces seules informations, la présence du défaut est détectée.

Cependant, on constate toute une série de pics entourant ces fréquences. Il s'agit en fait de la modulation de la fréquence  $f_{bi}$  par la fréquence de rotation. Ceci provient du fait que lorsque l'arbre tourne, il entraîne la bague intérieure : le défaut étant présent sur la piste intérieure de cette bague, il « tourne » avec l'arbre. Ainsi, le défaut passe successivement d'une zone plus chargée (direction dans laquelle s'applique la charge sur le roulement) à une zone moins chargée. L'amplitude de la vibration est donc influencée par la zone dans laquelle se trouve le défaut au moment de l'impact (la vibration sera plus intense si la charge exercée est plus élevée). La fréquence du défaut est donc modulée par la fréquence de rotation de l'arbre.

#### Spectre du défaut de piste externe $f_{be}$



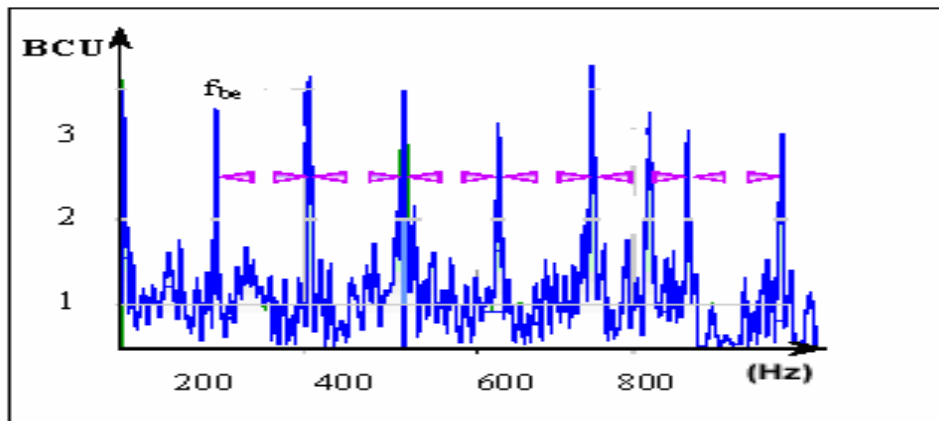


Figure.-(IV-17) Défaut sur la piste externe  $f_{be}$

On voit clairement sur la figure (IV-17) un peigne de raies, dont l'amplitude importante (3.5 BCU) possède une fréquence ( $f_{be} = 203.55$  Hz), elle correspond à la fréquence de défaut de la bague externe du roulement avec des bandes de fréquence latérales décalées par la fréquence de rotation du roulement ( $f_0 = 25$  Hz).

Donc, d'après le spectre en (BCU), on peut conclure que le défaut affectant ce roulement est un défaut sur la bague externe.

#### IV-6. Conclusion :

L'analyse vibratoire est un outil puissant de détection de défauts des machines tournantes : elle permet notamment de détecter les défauts se manifestant dans les roulements.

La méthode de l'enveloppe est une méthode qui se base sur l'excitation de la fréquence de résonance et la recherche de l'information à travers la modulation d'amplitude de cette fréquence de résonance, afin de ramener le signal en basses fréquences. Celle-ci s'est avérée très satisfaisante du point de vue pratique où elle a permis de diagnostiquer aisément le défaut de piste interne. Cette méthode est robuste par rapport au bruit (ceci est dû au filtrage autour de la fréquence de résonance). Toutefois, cette méthode a ses inconvénients : la recherche préalable des fréquences de résonance du roulement (et de son palier) est indispensable.

D'autre part, le choix de la fréquence de résonance autour de laquelle est effectué le filtrage, reste déterminant : les résultats risquent de varier selon que le filtrage s'effectue autour de telle ou telle fréquence de résonance.

## **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 stater sur l'état réel de notre roulement.

La première 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 deuxième partie a été consacrée a l'étude de l'outil utilisé pour la surveillance du fonctionnement (analyse vibratoire), elle a touché le choix des grandeurs ainsi que les indicateurs vibratoires spécifiques aux roulements, nous avons aussi confirmé l'utilité du spectre d'enveloppe dans le domaine des pièces générant des vibrations à haute fréquence (tels que les problèmes de roulements), et ce à l'aide de quelques mesures de vibrations réelles.

La troisième partie de notre travail a permet de donner une idée sur la conception et les différents types des roulements et leurs domaines d'application, elle permettra aussi de choisir le roulement convenable pour chaque application.

Etude analytique des principaux paramètres de roulements, ainsi que les modèles actuellement pour l'évaluation de la durée approximative (tel que le modèle LP et celui IH), comme nous avons confirmé l'influence des conditions de travail (température, vitesse, contraintes la méthode de la lubrification, type du lubrifiant.....) sur la durée d'un roulement.

L'expérience professionnelle aussi joue un rôle très important par connaître la nature des différents types de détérioration, nous avons vu quelques théories sur la fatigue des matériaux et même la répartition de la charge réelle appliquée sur la circonférence roulement,

La quatrième partie 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 machines tournantes et les roulements en particulier et la simulation par logicielle timken pou calcules les fréquences ses roulements a rouleaux conique, et définition les couples et les charges du roulements à rouleaux conique.

## **Bibliographie :**

- [1] AFNOR. Norme AFNOR X 60 - 010. Paris Afnor. (1990).
- [2] Luce S. "Amélioration de la disponibilité des équipements de production par l'optimisation de la gestion des stocks de maintenance" Thèse de doctorat de L'Université de Reims (1994).
- [3] Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. " Prédiction et suivi de l'évolution d'un écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire". XVIème Congrès Français De mécanique, Nice, référence 649, (2003).
- [4] Augeix D., " Analyse vibratoire des machines tournantes ", Les techniques de L'ingénieur, BM5145 (2001)
- [5] ISO Norme "Vibrations mécaniques- Evaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes".
- [6] Elias D., " Contribution à l'étude des roulements: modélisation globale des Roulements et avaries superficielles dans le contact EHD pour des surfaces réelles ou Indentées ", Habilitation à Diriger des Recherches INSA Lyon (1999).
- [7] Harris T.A., "Rolling Bearing Analysis", 3ème édition, Lavoisier (1991).
- [8] Tendons N, Choudury A. " An analytical model for the prediction of the vibration Response of Rolling element bearings due to localized defect". Journal of sound and Vibration, 205(3) pp275–292. (1997).
- [9] Brie D. " Analyse et modélisation du signal vibratoire engendré par un roulement Écaillé " RFM pp101-108 (1999).
- [10] AFNOR, " Surveillance des machines par analyse des vibrations ", ISBN: 2123090123, (1995).
- [11] AFNOR, " Surveillance des machines par analyse des vibrations ", ISBN: 2123090123, (1995).
- [12] Cousinard O. " Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur machines tournantes : Application au développement et au choix des outils d'analyse et de mesure Vibratoire " Thèse de doctorat de l'Université de Reims (2002).
- [13] Boullenger, A., & Pachaud, C., " Surveillance des machines par analyse des vibrations ", AFNOR, (1995).
- [14] Bogard F., " Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi

Vibratoire des constituants d'une machine tournante ", Thèse de doctorat de L'Université de Reims (2000).

- [15] A. Boulanger. Maintenance conditionnelle par analyse des vibration : technique de l'ingénieur.
- [16] Brüel et kjoer, Shenck . Technical documentation C-40. Condition monitoring systems. 1994.
- [17] chaib rachid, " la maintenance industrielle "Edition université mentouri Constantine 2004.
- [18] A. BOULENGER. "Vers le zéro panne avec la maintenance conditionnelle "isbn2-12-467011-8 .AFNOR.1988.
- [19] R. BIGERT- Vibrations des machines tournantes 1992.
- [20] J. Héng. Pratique de la maintenance préventive – 2002
- [21] D. Augeix. Analyse vibratoire des machines tournante : Technique de l'ingénieur
- [22] Gille Zwingelstein. Maintenance basée sur la fiabilité- 1996
- [23] Thomas M, 2003.fiabilité, maintenance prédictive et vibration de machines, ETS, Montréal, Qc, Can, 616p.
- [24] Tandon N, Choudury A. " A review of vibration and acoustic measurement methods For the détection of defects in Rolling élément bearings"; Tribology International, 32 pp469–480. (1999).
- [25] Pachaud, C. "Crest factor and kurtosi s contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces", Mechanical Systems and Signal Processing 11(6), 903-916 (1997).
- [26] Boullenger, A., & Pachaud, C. "Diagnos tic vibratoire en maintenance préventive", Dunod (1998).
- [27] [http : mediatheque.ircam.fr/articles/ textes/agon04a/0/](http://mediatheque.ircam.fr/articles/textes/agon04a/0/).
- [28] Martin H.R., Honarvar F., "Applicati on of Statistical Moments to Bearing Failure Détection", Applied Acoustics, Vol. 44, pp67-77, (1995)
- [29] Dron J.P., " Elaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de L'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire ", Thèse de Doctorat de l'Université de Reims (1995).
- [30] Batoz J.L., Dhatt G., "Modélisation des structures par éléments finis", Vol.2, Editions Herm es, (1995).

- [31] Rasolofondraibe L., " Mise en oeuvre des méthodes paramétriques adaptatives pour La surveillance d'une machine de production ", Thèse de doctorat de l'Université de Reims (1995).
- [32] P. VELEX " Modélisation du comportement dynamique des transmissions par Engrenages » ; Publication CETIM : Comportement dynamique et acoustique des Transmissions par engrenages Synthèse bibliographique ; p.39-95 ; 1993.
- [33] Thomas M., Masounave J., Dao T.M., Le Dinh C.T .and Lafleur F, Rolling élément Bearing dégradation and vibration signature relations hip 2<sup>e</sup> conf.Int.sur les méthodes de surveillance et techniques de diagnostics acoustiques et vibratoires, SFM, Senlis, octobre 1995, Vol.1, pp.267-277
- [34] Taylor.J.I., 1980, Identification of bearings defects by spectral analysis, journal of Mechanical design. vol102
- [35] Gluzman D., 2000, the use of log scales to analyse Bearing failures, Vibrations, Vol.16, No 3, pp3.
- [36] THIRY C., Diagnostic vibratoire des roulements dans une machine Tournante, Belgique, Université de Liège, 2004
- [37] McFadden, PD., & JD. Smith, JD. "Vibration monitoring of Rolling élément bearings By the high frequency resonance technique", a review. Tribol Int 17(1), 3-10. (1984)
- [38] Darrel R. Harting, "Demodulated Résonance Analysis-A Powerful Incipient Failure Détection Technique", ISA Transactions, Vol.17, N°1, (1992)
- [39] J. Héng. Pratique de la maintenance préventive – 2002
- [40] NSK. <<Roulements à bille et a rouleaux>> catalogues F 9001 France SA
- [41] TIMKEN. Tapered roller bearing sélection Guide, V1.1 .06/2002
- [42] TIMKEN.TRBSG, V.1.0.
- [43] Revue des roulement INA 305.S.A
- [44] SKF-<<catalogue technique France >> 1981
- [45] Gilles DUDRAGNE, Daniel GIRODIN'application of a new model for calculating the fatigue life of rollig bearings.SNR-roulement.1999.
- [46] [www.skf.com/skf/support/html/dictionary](http://www.skf.com/skf/support/html/dictionary)
- [47] NKS-roulement 1989copyright France
- [48] Christian Lalanne. <<Vibration et chocs mécaniques –dommage par fatigue >>,1999.
- [49] SKF << Catalogue général 4000/II F>>, Mars 2002
- [50] R. LEFEVRE – Lubrification et tribotechnique volume I.1990.
- [51] [www.vogelag.com](http://www.vogelag.com)

[52] SKF << Catalogue général 4000/II F>>, Mars 2002.


[53] KHADRIY. Diagnostic vibratoire des machines tournantes « turbomachines » centre de perfectionnement SONATRACH.NOV.2004et mars2005.

[54] timken. TRBSG –cuide de sélection de roulements à rouleaux coniques.


## Annexe

### Relevé des mesures du : 01/04/2009 à 15/02/2010


#### relevé des mesures de vibration de roulement en direction horizontal

 <input checked="" type="checkbox"/> H/VIT						
[Global]		Unité :	mm/s	eff.	Unité vit rot :	tr/min
		Alarme :	11,2		Vitesse de rot/Rét.	1/1
Date	Heure	Valeur	Vitesse de rotation	Commentaire		
15/01/2010	13:47:29	20,542	1 480,00			
01/02/2010	14:34:15	20,565	1 480,00			
15/02/2010	09:31:23	15,167	1 480,00			

#### relevé des mesures de vibration de roulement en direction axial

 <input checked="" type="checkbox"/> A/VIT						
[Global]		Unité :	mm/s	eff.	Unité vit rot :	tr/min
		Alarme :	11,2		Vitesse de rot/Rét.	1/1
Date	Heure	Valeur	Vitesse de rotation	Commentaire		
01/05/2009	13:45:13	7,773	1 480,00			
01/06/2009	14:32:18	15,133	1 480,00			
15/06/2009	09:27:50	10,228	1 480,00			

#### relevé des mesures de vibration de roulement en direction vertical

 <input checked="" type="checkbox"/> V/VIT						
[Global]		Unité :	mm/s	eff.	Unité vit rot :	tr/min
		Alarme :	11,2		Vitesse de rot/Rét.	1/1
Date	Heure	Valeur	Vitesse de rotation	Commentaire		
01/04/2009	14:32:18	08,00	1 480,00			
01/09/2009	14:32:18	15,133	1 480,00			
15/09/2009	13:44:14	11,50	1 480,00			

# Annexe

## 🚩 Schéma cinématique de réducteur

