



Faculté : **Science de l'ingénieur**

Année : **2008**

Département : **Electromécanique**

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de **DOCTORAT**

INFLUENCE DE LA VIBRATION SUR LA DUREE DE VIE DES ROULEMENTS

Option :

Électromécanique Industrielle

Par

BOUZAOUIT Azzedine

DIRECTEUR DE THESE : Aouel Elias HADJADJ

Maître de conférence

U. Annaba

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Abdelouaheb BENRETEM

Maître de conférence

U. Annaba

EXAMINATEURS : Brahim NECIB

Professeur.

U. Constantine

Daoud Soulaïmene EL-ALLOUSSI

Professeur.

U. Skikda

Hamlaoui BOUGHOUAS

Professeur.

U. Constantine

Lakhdar KHOCHEMANE

Maître de conférence

U. Skikda

THEME

ETUDE DE L'INFLUENCE DE LA VIBRATION SUR LA DUREE DE VIE DES ROULEMENTS

Résumé

L'étude porte sur un problème concernant la consommation excessive des roulements. Sur la base de la collecte des données (roulements installés sur un ventilateur centrifuge au complexe sidérurgique), concernant uniquement la nature et les causes des défaillances des roulements à double rangées de rouleaux, nous avons procédé à une analyse statistique. Nous avons pu déduire par degré d'importance les causes de la détérioration rapide. Ceci nous a permis en un premier temps de remédier d'une manière directe au problème et par conséquent augmenter la durée de vie sensiblement.

À la suite de cette analyse il a été établi que les résultats correspondent dans une large mesure à la répartition selon la loi normale de Gauss et ce pour tous les paramètres étudiés : montage, contraintes, ambiances, et lubrification.

Connaître la fonction de répartition permet en cas d'une probabilité de confiance de déterminer les limites et l'intervalle de confiance de n'importe quel paramètre. À la base des limites de confiance on peut mettre au point les possibilités du contrôle de la qualité des roulements en question sur le facteur étudié.

On peut déduire son taux de défaillance, et sa fiabilité, prendre en considération les paramètres du milieu dans lequel il travaille et corriger à nouveau sa durée de vie réelle.

Les résultats de calcul deviennent alors très différents par rapport à ceux préconisés par les constructeurs. On ne peut toutefois pas donner une définition exacte des conditions de fonctionnement normales. Il y a donc grand intérêt à acquérir une expérience pratique et à ce montrer particulièrement vigilant, si on veut corriger la durée de vie, afin de pouvoir satisfaire une politique de maintenance préventive conditionnelle basée plus particulièrement sur l'analyse vibratoire et ce afin de remédier tout problème lié au fonctionnement du roulement.

Abstract

The study relates to a problem concerning the excessive consumption of the bearings. On the basis of data-gathering (bearings installed on a fan centrifugal with the iron and steel complex), relating to only the nature and the causes of the failures of the bearings with double lines of rollers, we proceeded with a statistical analysis. We could deduce per degree of importance the causes from fast deterioration. This allowed us in the first time to cure in a direct way the problem and consequently to increase the lifespan appreciably.

Following this analysis it was established that the results correspond on the whole to the distribution according to the law normal of Gauss and this for all the studied parameters: assembly, constraints, environments, and lubrication.

To know the function of distribution allows in the event of a probability of confidence of determining the limits and confidence interval of any parameter. With the base of the fiducial limits one can question at the point the possibilities of the quality control of the bearings about the studied factor.

One can deduce his failure rate, and its reliability, to take into account the parameters of the medium in which it works and to correct has new its lifespan reality.

The computation results become very different then compared to those recommended by the manufacturers. One cannot any time not give an exact definition of the normal operating conditions. It is very desirable thus to acquire a practical experiment and with this showing particularly vigilant, if one wants to correct the lifespan, in order to be able to satisfy a policy of conditional preventive maintenance based more particularly on the vibratory analysis and this in order to reduce any problem involved in the operation of the bearing.

Remerciements

Remerciements

Je suis profondément reconnaissant aux cadres (ingénieurs et techniciens) du complexe sidérurgique MITTAL STEEL Annaba qui ont partagé avec moi, non seulement les résultats de leurs travaux, mais aussi leur contexte humain, ainsi le temps qui m'ont réservé a fin de réaliser la collecte de toutes les données jugées utiles pour cette thèse.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à monsieur HADJADJ AOUL Elias maître de conférence au département électromécanique de l'université BADJI Mokhtar Annaba directeur de cette thèse, pour leurs nombreux encouragements, leur encadrement dynamique et toute l'aide qu'ils m'ont apportée durant toute la durée de cette thèse.

Je tiens à remercier le Professeur BENRETEM ABD-EL-OUAHEB pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de ma soutenance, ainsi que le Professeur NECIB Brahim, le professeur BOUGHOUAS HAMLAOUI de l'université MENTOURI de Constantine pour leurs participations à ce jury.

J'adresse mes plus sincères remerciements au Professeur DAOUD SOULEIMENE El-Aloussi ainsi qu'à monsieur KHOUCHEMANE LAKHDAR pour l'honneur qu'ils m'ont fait d'accepter d'être examinateurs de cette thèse.

Mes remerciements s'adressent aussi à monsieur DEVERS thierry, Professeur à l'Institut Universitaire de technologie de Chartres, Mme O. BENNIS maître de conférence chercheuse au laboratoire LESI (Electronique – Signal – Image) de l'université d'Orléans – France pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'être membre invité, ainsi que pour ses indispensables remarques pendant mon stage et mon séjour dans leur laboratoire.

Je tiens à saluer tous "les collègues" d'enseignants du département de génie mécanique de l'université du 20 Août 1955 de Skikda, ainsi que tous les enseignants du département électromécanique de l'université Badji Mokhtar de Annaba.....

Enfin tous mes remerciements à ma femme qui a été toujours présente pour moi, mes enfants et à ma grande famille, parents, frères et sœurs, oncles et tantes, ainsi que mes amis.

Liste des figures

	Page
Fig-(I-1) : Schéma de principe du roulement	(20)
Fig-(I-2) : Eléments d'un roulement	(20)
Fig -(I-3) : Mise en place des éléments roulants	(23)
Fig- (I-4) : Mise en place de la bague intérieure	(23)
Fig- (I-5) : Réglage de la bague intérieure	(23)
Fig- (I-6): Mise en place de la cage.....	(23)
Fig- (I-7) : Assemblage du roulement.....	(24)
Fig-(I-8): Roulement à bille à contact radial.	(25)
Fig- (I-9): Roulement à bille à contact oblique.....	(25)
Fig- (I-10) : Roulement à doubles rangée de billes sur rotule.	(26)
Fig- (I-11) : Roulement à billes monté par paire.....	(26)
Fig- (I-12) : Roulement à rouleaux cylindrique.....	(28)
Fig- (I-13) : Roulement sur deux rangées de rouleaux.....	(28)
Fig- (I-14) : Butée à billes à simple effet.	(28)
Fig- (I-15) : Roulement à rouleaux conique.	(29)
Fig- (I-16) : combinaison de montage (X) et (O) des roulements à rouleaux coniques. ...	(30)
Fig- (I-17) : Classement des roulements.....	(31)
Fig- (II-1): Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact radial.	(37)
Fig- (II-2): Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact radial.	(37)
Fig- (II-3): Charges statique et dynamique des roulements à rouleaux cylindrique démontable.....	(38)
Fig- (II-4) : Charges statique et dynamique des roulements à doubles rangées de rouleaux.	(39)
Fig- (II-5) : Charge équivalente dynamique.....	(39)
Fig- (II-6) : Facteur de la durée de vie.....	(41)
Fig- (II-7): Coefficient de réduction de la vitesse.....	(45)
Fig- (II-8): Lubrification à bain d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux.	(48)
Fig- (II-9): Lubrification à bague de remontée d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux.	(49)
Fig- (II-10) : Lubrification par circulation d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux.	(50)

Fig- (II-11) : Lubrification à jet d'huile de deux roulements à billes à contact radial. ...	(50)
Fig- (II-12): Lubrification par un mélange air - huile d'un roulement.	(51)
Fig- (II-13) : Viscosité en fonction de la température de service et la vitesse.	(52)
Fig- (II-14) : Viscosité cinématique à la température de référence, basé sur un indice de viscosité de 95.	(52)
Fig- (II-15) : Périodicité de la lubrification.	(55)
Fig- (III-1): Zone de charge d'un roulement.	(61)
Fig- (III-2): Courbe de fatigue : (Wohler).	(4
Fig- (III-3) : usure d'une pièce par unité de temps.	(66)
Fig- (III-4): Ecaillage de la bague interne.	(69)
Fig- (III-5) : Ecaillage par fatigue d'une bague interne.	(69)
Fig-(III-6): Rayures de la bague interne.	(69)
Fig- (III-7): Ecaillage superficiel de la bague interne.	(69)
Fig- (III-8): Ecaillage unilatéral de la bague interne.	(70)
Fig- (III-9): Ecaillage unilatéral de la bague interne.	(70)
Fig- (III-10) : Ecaillage unilatéral de la bague externe.	(70)
Fig- (III-11): Ecaillage de fatigue de la bague interne d'un roulement conique.	(71)
Fig- (III-12) : Ecaillage superficiel de la bague externe.	(71)
Fig-(III-13) : Grippage d'une bague externe.	(71)
Fig- (III-14) : Usure par déformation d'une bague externe.	(71)
Fig- (III-15) : Corrosion d'une bague interne.(cone d'un roulement conique).	(72)
Fig- (III-16): Fissure longitudinal de la bague interne.	(72)
Fig- (III-17): Usure par abrasion d'une bague interne.	(72)
Fig- (III-18) : Déformation de la cage.	(72)
Fig- (III-19): Usure par coloration de la bague externe.	(73)
Fig- (IV-1) : Evolution de la dégradation (vibration) d'un roulement.	(75)
Fig- (IV-2) : Vibration sinusoïdale.	(76)
Fig- (IV-3) : Grandeurs d'une vibration.	(79)
Fig- (IV-4) : représentation vectorielle d'une signal vibratoire.	(80)
Fig- (IV-5) : Indicateurs scalaires.	(82)
Fig- (IV-6) : Exemple d'utilisation d'un niveau global.	(86)
Fig- (IV-7) : Le spectre de référence d'un ventilateur.	(88)
Fig- (IV-8) - Chronologie pour établir un spectre d'enveloppe.	(90)
Fig- (IV-9) : Représentation de la résonance d'une structure vibrante.	(91)

Fig- (IV-10) : Représentation schématique d'un roulement à billes (ou à rouleaux) - Défaut sur la bague interne.	(94)
Fig- (IV-11) : Roulement à billes soumis à une force radiale et axiale.	(94)
Fig- (IV-12) : Chocs uniformes (peigne de Dirac).	(96)
Fig-(IV-13) : La zone de charge d'un roulement.	(96)
Fig- (IV-14) : Fonction de charge du roulement.	(97)
Fig- (IV-15) : Représentation schématique de la transmission de la vibration vers le transducteur.	(98)
Fig- (IV-16) : La fonction de position.	(99)
Fig- (IV-17) : Paramètres d'un roulement.	(101)
Fig- (IV-18) : Variation de la fréquence de résonance d'un palier.	(103)
Fig- (IV-19) : Evolution du facteur de crête en fonction de l'évolution d'un défaut de roulement.	(104)
Fig- (IV-20) : Signal fréquentiel d'une vibration en accélération (1).	(106)
Fig- (IV-21) : Spectre en BCU (1).	(106)
Fig- (IV-22) : Signal fréquentiel d'une vibration en accélération après de mois de service, (2).....	(107)
Fig- (IV-23) : Spectre BCU après de mois de service (2).	(107)
Fig- (V-1) : Probabilité de survie à l'age X.	(112)
Fig- (V-2) : Fonction de densité de la probabilité d'avarie.	(114)
Fig- (V-3) : Probabilité d'avarie par age et cause.	(115)

Liste des Tableaux

Tableau (II-1): Valeurs indicatives du coefficient de sécurité statique s_0	(35)
Tableau (II-2) : Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact radial... .	(36)
Tableau (II-3) : Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact oblique..	(37)
Tableau (II-4) : Charges statique et dynamique des roulements à rouleaux cylindrique démontable.	(38)
Tableau (II-5) : Charges statique et dynamique des roulements à doubles rangées de rouleaux.	(38)
Tableau (II-6) : Facteur de fiabilité.	(43)
Tableau (II-7): Facteur de roulement selon le type et la charge.	(56)
Tableau (IV-1) : Valeurs du facteur crête (FC).	(84)
Tableau (IV-2) : Valeur du Kurtosis.	(85)
Tableau (V-1) : Tableaux des Résultats Statistiques.	(112)
Tableau (V-2) : Types et causes de la détérioration des roulements.	(113)
Tableau (V-3) : Nombre et Probabilité d'avarie par âge et cause des roulements.	(113)
Tableau (V-4) : Moyenne d'âge d'avarie par causes de détérioration.	(114)

Nomenclature

- C_0 : Charge de base statique du roulement.
- P_0 : Charge statique équivalente.
- s_0 : Coefficient de sécurité statique.
- C : Charge dynamique de base.
- P : Charge dynamique équivalente.
- F_a : Charge axiale du roulement.
- F_r : Charge radiale du roulement.
- L_{10} : Durée de vie pour une probabilité de défaillance de 10%.
- S : Probabilité de survie.
- τ_0 : Contrainte de cisaillement orthogonal.
- z_0 : Profondeur de la contrainte z .
- y : Diamètre de la piste du roulement.
- n : Exposant de la durée de vie du roulement.
- e : Pente de la courbe de Weibull.
- a_1 : Facteur de fiabilité.
- a_2 : facteur de la qualité du matériau.
- a_3 : Facteur des conditions de fonctionnement.
- d_m, D_m : Diamètre moyen du roulement.
- f : Coefficient de réduction de la vitesse de base d'un roulement.
- N_{adm} : Vitesse admissible.
- N_r : Vitesse de base d'après constructeur du roulement.
- k : Rapport de viscosité.
- ν : Viscosité cinématique du lubrifiant à la température de service.
- ν_1 : Viscosité cinématique minimale à la température de service.
- d : Diamètre de l'alésage du roulement.
- D : Diamètre extérieur du roulement.
- H_{min} : Couche minimale du film d'huile nécessaire.
- μ : Viscosité absolue.
- M : Masse du roulement.
- Q : Volume libre du roulement.
- B : Largeur du roulement.

t_f : Périodicité de la lubrification.
 A : Le facteur de vitesse.
 b_f : Facteur de roulement.
 G : Quantité du lubrifiant.
 δ : Déformation.
 z : Le nombre des éléments roulants.
 m_b : Coefficient caractérisant le matériau.
 σ_D : Limite de fatigue (d'endurance).
 R_e : Résistance à la rupture.
 R_r : Contrainte à la rupture.
 σ : Ecart type.
 α : Angle de contact du roulement.
 f_e : Fréquence de la bague externe.
 f_i : Fréquence de la bague interne.
 f_c : Fréquence de la cage .
 f_b : Fréquence de élément roulants.
 f_r : Fréquence de résonance.
 $A(t)$: Amplitude instantanée (à l'instant t).
 φ_i : Phase de la composante vibratoire (i).
Dép : Déplacement d'une vibration.
Vit : Vitesse vibratoire.
Acc : accélération de la vibration.
 L : Energie de la vibration.
 A_c : Amplitude crête.
 \overline{A} : Amplitude moyenne.
 A_{eff} : Valeur efficace d'une amplitude (RMS).
FC : Facteur crete.
 P : puissance de la vibration.
 A_{kurt} : Kurtosis.
 $P(x)$: Probabilité d'apparission d'une amplitude .NG : Niveau global de la vibration.
 $y(t)$: Réponse vibratoire.
 $a(t)$: Effort générant la vibration.
 T : taux d'amortissement.

$d(t)$: Peigne de Dirac (Fonction de passage d'un élément roulant sur le défaut).

$q(t)$: Fonction de charge.

ω : Pulsation.

$P(t)$: Fonction de la position du défaut.

FD : Le facteur du défaut de roulement.

Sommaire

Table des matières

Introduction Générale.....	(15)
-----------------------------------	-------------

Chapitre I/ Construction des roulements.

I-1- Introduction.....	(19)
I-2- Historique des roulements.....	(19)
I-3- Conception d'un roulement.....	(20)
I-4- Acier aux roulements.....	(21)
I-5- Principe de fabrication d'un roulement à billes.....	(23)
I-6- Types et classement des roulements.....	(24)
I-6-1. Roulement à une rangée de bille à contact radial.....	(25)
I-6-2. Roulement à contact oblique à une seule rangée de bille	(25)
I-6-3. Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes	(26)
I-6-4. Roulement à rotule sur deux rangées de billes	(26)
I-6-5. Roulement montés par paire	(26)
I-6-6. Roulement à une seule rangée de rouleaux cylindrique	(27)
I-6-7. Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux	(27)
I-6-8. Les butées	(28)
I-6-8-1. Les butées à billes	(28)
I-6-8-2. Les butées à rouleaux cylindrique	(29)
I-6-9- Roulement à rouleaux conique	(29)
I-6-9-1. Montage direct des roulements (en X)	(30)
I-6-9-2. Montage indirect des roulements (en O)	(30)
I-7. Conclusion.	(32)

Chapitre II/ Etude théorique des paramètres des roulements.

II-1- Introduction	(34)
II-2- La charge de base statique (C_0).....	(34)
II-3- La charge de base dynamique (C).....	(36)
II-4- Relation entre la charge de base statique C_0 et la charge de base dynamique C d'un roulement	(36)
II-4-1. C_0 et C pour les roulements à billes à contact radial	(36)

II-4-2. C_0 et C pour les roulements à billes à contact oblique	(37)
II-4-3. C_0 et C pour les roulements à rouleaux cylindrique (type NU)	(38)
II-4-4. C_0 et C pour les roulements à double rangées de rouleaux cylindrique..	(38)
II-5- La charge dynamique équivalente des roulements.	(39)
II-6- Etude analytique de la durée de vie des roulement.....	(40)
II-6-1. Modélisation de la durée de vie des roulements.	(40)
II-6-1-a. Modèle de Lundberg – Palmgren (LP).	(40)
II-6-1-b. Modèle de Ioannides – Harris (IH).	(42)
II-6-2. Correction de la durée de vie d'un roulement.....	(43)
II-6-3. Vitesse de rotation d'un roulement.....	(44)
II-6-3-1. Vitesse de base pour le calcul d'un roulement.....	(44)
II-6-3-2. Vitesse limite ou admissible d'un roulement.....	(45)
II-7- La lubrification des roulements	(46)
II-7-1. Types des lubrifiants	(47)
II-7-1-a. La lubrification à la graisse	(47)
II-7-1-b. La lubrification à l'huile	(47)
II-7-1-c. La lubrification par un mélange (huile / graisse)	(48)
II-7-2. Modes de la lubrification	(48)
II-7-2-a. La lubrification à bain d'huile	(48)
II-7-2-b. La lubrification par bague de remontée d'huile	(49)
II-7-2-c. Lubrification par circulation d'huile	(49)
II-7-2-d. Lubrification à jet d'huile	(50)
II-7-2-e. Lubrification par un mélange (air / huile)	(50)
II-7-2-f. Lubrification par brouillard d'huile	(51)
II-7-3. Choix du lubrifiant.....	(51)
II-7-4. calcul de la lubrification.....	(53)
II-7-4-1. Paramètres de calcul de la lubrification.....	(53)
II-7-4-2. Périodicité de la lubrification.....	(55)
II-7-4-3. Influence des conditions d'exploitation sur la périodicité de la lubrification.....	(57)
II-8. Conclusion	(58)

Chapitre III/ Etude de la détérioration des roulements.

III-1. Introduction	(60)
---------------------------	------

III-2. Répartition de la charge supportée par un roulement	(60)
III-3. Le phénomène de fatigue d'après Wohler.....	(64)
III-3-1. Relation entre la charge et la durée de vie d'une pièce.....	(64)
III-3-2. Lois de distribution de la longévité (durée de vie).....	(65)
III-4. Différents types d'usure	(66)
III-4-1. Phases d'usure d'une pièce mécanique	(66)
III-4-2. Phases d'usure d'après KRAGELSKY	(67)
III-5. Nature ou types des détériorations des roulements	(68)
III-5-1. Ecaillage	(69)
III-5-2. Grippage	(71)
III-5-3. Usure par déformation	(71)
III-5-4. Corrosion	(72)
III-5-5. Fissuration des bagues	(72)
III-5-6. Usure par abrasion	(72)
III-5-7. Détérioration des cages	(72)
III-5-8. La coloration	(73)
III-6. Conclusion	(73)

Chapitre IV/ Etude et analyse vibratoire des défauts de roulements.

IV-1. Introduction	(75)
IV-2. Notions sur les vibrations.	(75)
IV-2-1. Vibrations harmoniques.	(76)
IV-2-2. Vibrations périodiques.	(76)
IV-2-3. Vibrations aléatoires apériodiques.	(77)
IV-3. Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire.	(77)
IV-3-1. Le déplacement.	(78)
IV-3-2. La vitesse d'une vibration.	(78)
IV-3-3. L'accélération vibratoire.	(78)
IV-4. Représentation d'un signal vibratoire.	(80)
IV-4-1. La représentation temporelle.	(82)
IV-4-2. La représentation spectrale.	(82)
IV-4-3. La représentation vectorielle.	(82)
IV-5. Les indicateurs de surveillance.	(81)
IV-5-1. Indicateurs scalaires énergétiques.	(81)

IV-5-2. Indicateurs spectraux.	(87)
IV-5-3. Indicateurs typologiques comportementaux.	(89)
IV-6. Les modes d'analyse vibratoire.	(89)
IV-6-1. L'analyse spectrale.	(89)
IV-6-2. Analyse du spectre d'enveloppe (BCU)	(89)
IV-6-3. Analyse temps – fréquence	(90)
IV-6-4. La résonance	(91)
IV-7. Détection vibratoire des défauts de roulements	(91)
IV-7-1. Modélisation de la vibration d'un roulement	(93)
IV-7-1-a. Peigne de DIRAC $d(t)$	(95)
IV-7-1-b. Fonction de charge $q(t)$	(96)
IV-7-1-c. Fonction de position $p(t)$	(98)
IV-7-1-d. Approche sur le traitement de signal	(99)
IV-7-2. Diagnostic des défauts de roulements	(100)
a/ Vibrations dues aux défauts de roulements	(101)
b/ Surveillance Vibratoire des roulements	(102)
c/ Indicateurs vibratoires spécifiques aux roulements	(103)
c-1. Le facteur de crête (FC)	(105)
c-2. Le kurtosis (Kurt)	(104)
c-3. Facteur de défaut de roulements (FD)	(105)
d/ Exemple de détection de défauts de roulements	(105)
IV-8. Conclusion	(108)

Chapitre V/ Etude statistique sur la dégradation des roulements.

V-1. Introduction	(110)
V-2. Etude des paramètres statistiques	(110)
V-3. Résultats obtenus	(111)
V-4. Analyse des résultats obtenus	(115)
V-5. Conclusion	(116)

- Conclusion générale et perspectives.....(118)

- Bibliographie.....(122)

Introduction Générale

(GENERAL INTRODUCTION)

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 mécaniques, la détection ultrasonore et l'analyse des vibrations mécaniques.

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 éléments 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 le 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 compte tenu 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 cinq chapitres répartis comme suit :

Le 1^{er} chapitre comportera l'historique, l'étude de la conception et la fabrication des roulements. On y présentera le schéma des roulements les plus répandus, ainsi que les domaines d'application de chaque type de roulements.

Dans le 2^{ème} chapitre, nous avons caractérisé les différents paramètres importants que possède un roulement et ce à travers une étude analytique de la capacité de charge statique et dynamique, ainsi que la durée de vie théorique et corrigé d'un roulement, comme nous avons défini les modèles mathématiques permettant de calculer la durée d'un roulement.

Dans le 3^{ième} chapitre, nous allons basé sur l'étude des différentes causes et la caractérisation de l'ensembles des types d'usure et de détérioration que peut rencontrées dans le cas des avaries des roulements.

Dans le 4^{ième} chapitre, Nous allons étudier avec détail l'outil de la maintenance utilisé souvent pour la surveillance de l'état des machines tournantes et les roulements en particulier, parce que un bon choix de la grandeur vibratoire, ainsi que l'indicateur de surveillance vibratoire va donner des informations précieuses sur le roulement.

Le 5^{ième} chapitre est réservé pour l'analyse statique de l'évolution de la dégradation des roulements et par l'utilisation de quelques lois de probabilité.

CHAPITRE (I)

ETUDE SUR LA CONSTRUCTION DES ROULEMENTS

(STUDY ON THE CONSTRUCTION OF THE BEARINGS)

Chapitre I/ Etude sur la construction des roulements :

I-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.

I-2/ Historique des roulements :

Dans l'antiquité et tant que l'homme ne sait pas asservir les forces de la nature, le roulement ou son principe rudimentaire fut surtout utilisé pour palier la faible puissance humaine ou celle des animaux domestiques.

Les assyriens, de nombreux siècles, savaient substituer le frottement de roulement au frottement de glissement [1]. Ils connaissaient déjà la roue et utilisaient couramment sous les traîneaux servant à transporter les matériaux destinés à leurs constructions, des rouleaux de bois qu'ils interposaient entre le sol et les patins de ces traîneaux pour en faciliter le mouvement.

L'étude des forces de frottement n'a été entreprise que vers 1485 par **LEONARD de VINCI** Fig- (I-1). Dans de nombreux manuscrits que nous a laissés, il établit une distinction entre le frottement des solides et celui des liquides. Il distingue encore le frottement de glissement par rapport à celui de pivotement. En outre, il a certainement confirmé l'influence de l'état des surfaces en contact, parce qu'il recommande le plus grand soin lors de leur usinage.

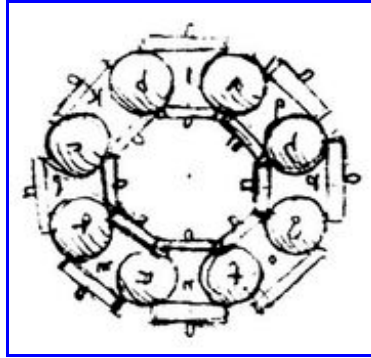


Fig-(I-1) : Schéma de principe du roulement

I-3/ 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 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 [23], il faut que les éléments 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 ;

- La bague extérieure.
- La bague intérieure.
- Les éléments roulants.
- la cage.

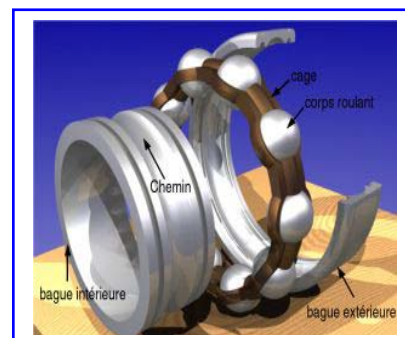


Fig-(I-2) : Eléments d'un roulement [11]

a/ 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).

b/ 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.

c/ 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.

d/ 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.

I-4/ 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 [33],[34] : 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 excentré.

- 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 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 scarfing) 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 [34], 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.

I-5/ Assemblage d'un roulement :

L'assemblage des éléments d'un roulement à billes ne semble pas évident à la vue de l'objet. C'est une opération délicate (il ne faut pas endommager les pièces) mais guère difficile.

En outre un roulement est un composant sur lequel on ne peut pas effectuer de maintenance. Les éléments sont appairés (sélectionnés pour s'assembler au mieux) [11]. La démarche suivante décrit donc l'opération de montage en fabrication d'un roulement à billes, ce qui ne correspond en aucun cas à une aide au démontage ou au remontage.

1^{ière} étape :

Les billes sont disposées jointives sur le chemin de roulement de la bague extérieure Fig -(I-3) . Leur espacement final sera garanti par la cage (demi -cage en arrière plan).

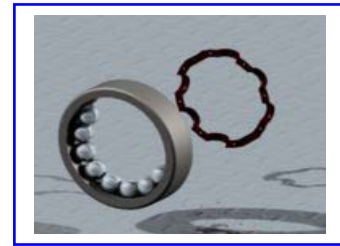


Fig -(I-3) : Mise en place des éléments roulants [11]

2^{ième} étape :

On peut alors engager la bague intérieure. Le nombre d'éléments roulants est en partie limité par cette contrainte de montage.

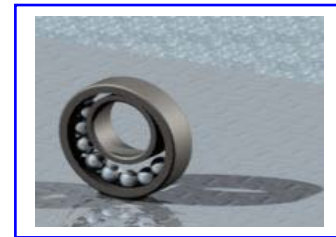


Fig-(I-4) : Mise en place de la bague intérieure [11]

Trop nombreux la bague ne peut pas entrer Fig-(I-4) , le montage n'est donc pas possible, même si en position théorique finale les pièces semblent avoir assez de place .

3^{ième} étape :

La bague intérieure se centre naturellement par appui sur les billes en s'engageant radialement dans l'arc formé par les billes Fig-(I-5) . Celui ci ne doit donc pas excéder 180° (limitation encore une fois du nombre de billes).

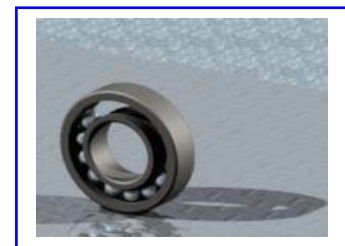


Fig-(I-5) : Réglage de la bague intérieure [11]

4^{ième} étape :

Les billes sont enfin écartées pour prendre la répartition circulaire finale compatible avec la cage de roulement Fig-(I-6).

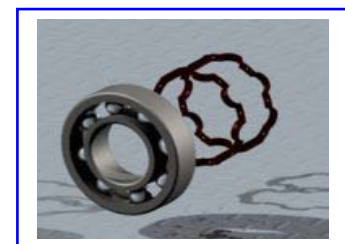
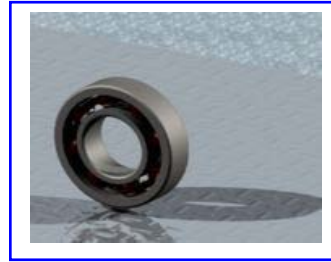


Fig-(I-6): Mise en place de la cage. [11]

5^{ème} étape : Les deux parties de la cage sont rapportées de part et d'autre puis assemblées par rivetage, collage, ou soudage suivant les tailles Fig-(I-7) .



**Fig-(I-7) :
Assemblage
du roulement.**

[11]

I-6/ Classement (type) 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 roulant utilisés (roulements à billes ou à rouleaux), et ce d'après l'importance de la charge appliquée au roulement (si la charge est importante, il faut choisir le roulement à rouleaux, ce type de roulement est très proche de celui à billes, la cage contenant des rouleaux au lieu de billes. Selon la forme des rouleaux il peut être possible de séparer les bagues. Le problème d'assemblage du roulement n'est alors plus le même.

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

On utilise le roulement à rouleaux pour augmenter la surface de contact afin de minimiser les contraintes ou les pressions sur les pistes. En deuxième lieu, ils sont classés d'après la direction d'application de ces charges, à cet effet, il existe les roulements radiaux s'il s'agit 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.

I-6-1/ 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 permette 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 [3]et présente un jeu très réduit avec la bague intérieure Fig-(I-8) , il permet de conserve la quantité du lubrifiant et empêche la pénétration des corps étrangers à l'intérieur du roulement.

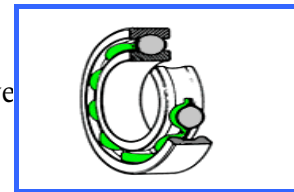


Fig-(I-8): Roulement à bille à contact radial.[44]

I-6-2/ 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-(I-9).

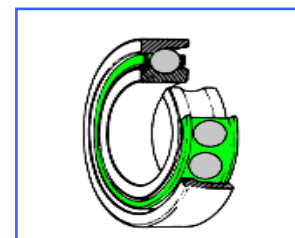


Fig-(I-9): Roulement à bille à contact oblique.[44]

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.

I-6-3/ 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.

I-6-4/ Roulement à rotule sur deux rangées de billes :

La bague intérieure de ce type de roulement est caractérisée par deux gorges (pistes) profondes Fig-(I-10), 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.

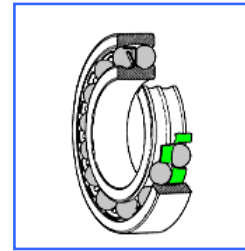


Fig-(I-10) : Roulement à doubles rangée de billes sur rotule [44]

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.

I-6-5/ Roulements montés par paire :

Dans certain 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 Fig-(I-11).

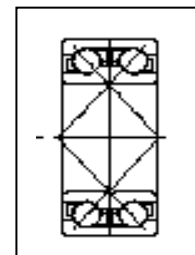


Fig-(I-11) : Roulement à billes monté par paire. [44]

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.

I-6-6/ Roulements à une seule rangée de rouleaux cylindriques :

Pour réduire les contraintes (forces de contact) dans le cas d'une charge radiale importante, il faut que la surface de contact soit importante Fig- (I-12), 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.

I-6-7/ 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 Fig-(I-13), 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.

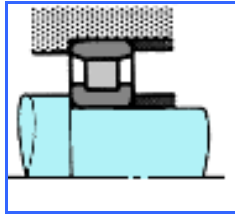


Fig- (I-12) : Roulement à rouleaux cylindrique. [12]

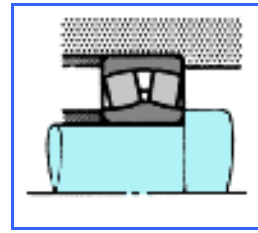


Fig-(I-13) : Roulement sur deux rangées de rouleaux.[12]

I-6-8/ Butée:

A/ Butée à billes :

A- 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 Fig-(I-14) et pour maintenir le guidage de l'arbre dans un seul sens.

Une butée à billes comprend deux rondelles [22] 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 fixée sur l'arbre à cet effet, elle est appelée rondelle d'arbre, par contre la deuxième est la rondelle logement.

A- 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).

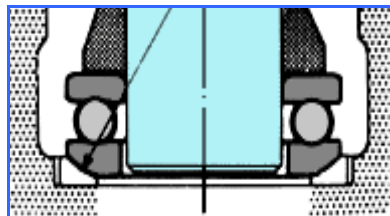


Fig-(I-14) : Butée à billes à simple effet [12].

B/ 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.

I-6-9/ 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- (I-15). Ils ne posent donc pas les mêmes problèmes d'assemblage que les roulements à billes.

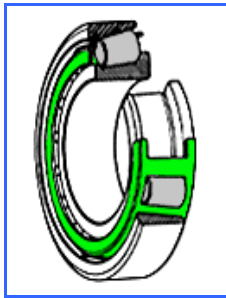


Fig-(I-15) : Roulement à rouleaux conique [44]

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 des roulements en X (montage direct) :

Il s'agit des solutions les plus simples à réaliser et à mettre en oeuvre. 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- (I-16). Les dilatations de l'arbre ayant tendance à charger un peu plus les roulements, cela tend à diminuer le jeu interne.

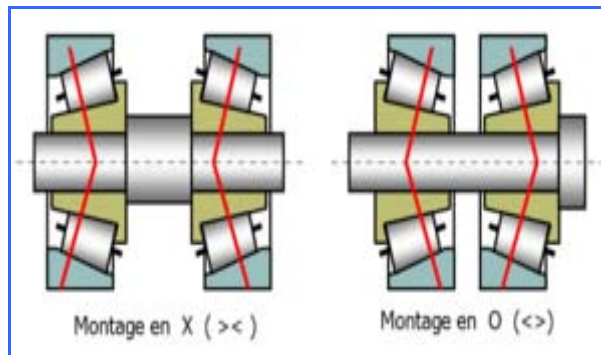


Fig-(I-16) : combinaison de montage (X) et (O) des roulements à rouleaux coniques.[34]

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 [33]. 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).

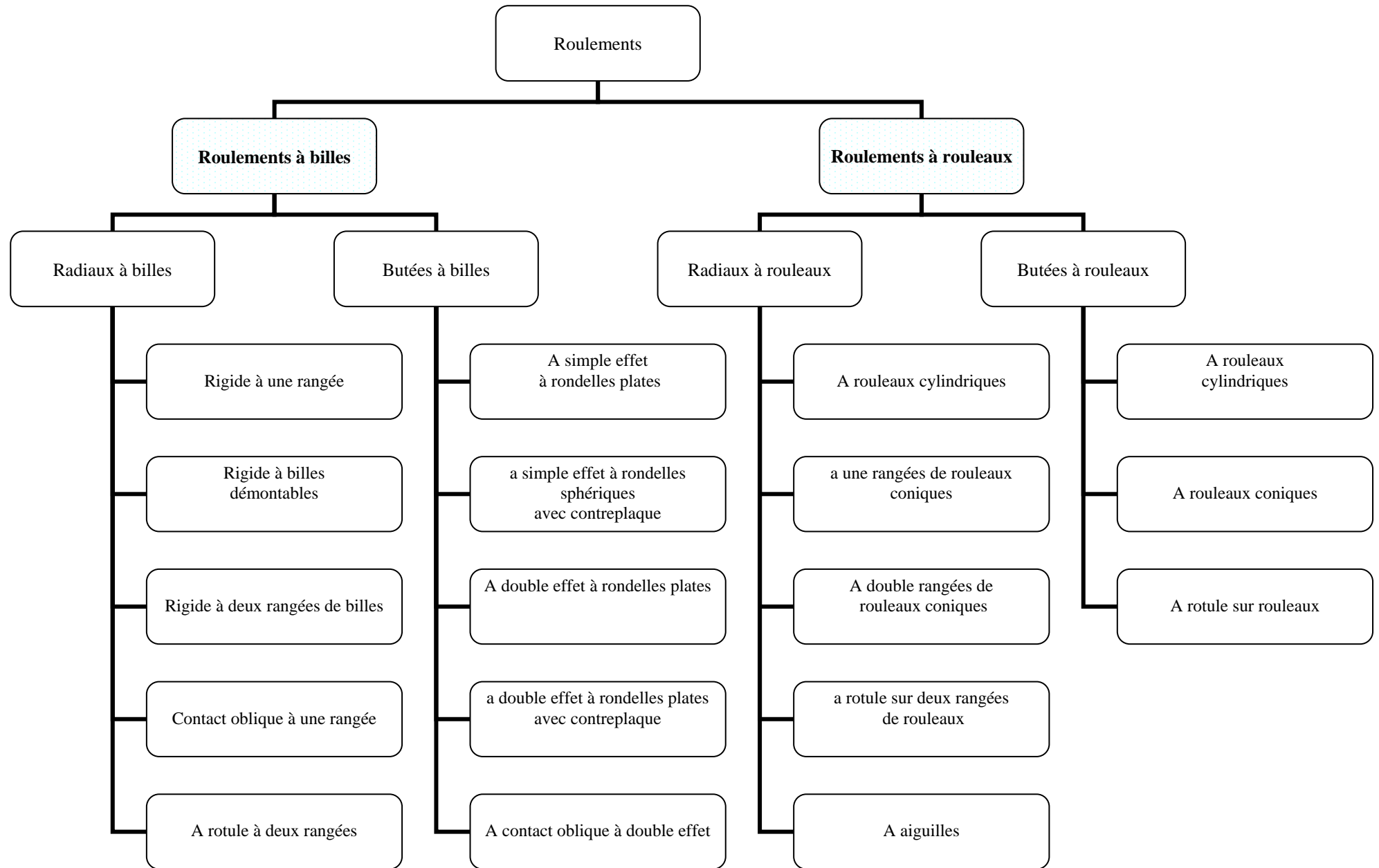


Fig-(I-17) : Classement des roulements.

I-7. Conclusion :

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. C'est-à-dire, on voit que les roulements à billes à contact radial sont utilisés souvent dans les applications ou la charge est considérée purement radiale et qui possède une vitesse de rotation plu ou moins importante, tandis que ceux à rouleaux cylindriques sont généralement conçus dans le cas des vitesse réduites. Le moment ou on utilise des roulements à rouleaux coniques dans le cas des charges radiales et axiales importantes pour des vitesses aussi grandes. Mais dans le cas des charges purement axiales la seule utilisation est celle des butées.

CHAPITRE (II)

ETUDE THEORIQUE DES PARAMETRES DES ROULEMENTS

(STUDY THEORIQUE OF THE PARAMETERS OF THE BEARINGS)

Chapitre (II)/ Etude théorique des paramètres des roulements :

II-1/ Introduction

Le roulement est un organe qui assure plusieurs fonctions principales : il permet le positionnement d'un arbre par rapport à son logement tout en assurant une rotation précise avec le minimum de frottements, et il transmet des efforts radiaux et/ou axiaux.

L'analyse des différentes caractéristiques des roulements et de leurs limites permet d'établir des critères de choix.

- **La fonction de transmission des efforts:** est caractérisée par l'aptitude du roulement à encaisser des charges radiales, des charges axiales, ou les deux à la fois, et par l'endurance que l'on peut en attendre (durée de vie).
- **La fonction de la rotation:** est caractérisée par une vitesse maximale possible liée au frottement et un faux- rond de rotation (précision de rotation).
- **la fonction de positionnement:** est définie par les modes de liaison possibles entre le roulement et son environnement, ainsi que par son jeu radial et son jeu axial (précision de position).

La demande des clients utilisateurs et en amont des constructeurs de véhicules, de moteurs ou de machines tournantes est de pouvoir disposer de composants fiables, performants et bon marché. L'ensemble de ces critères ne peut être atteint que si l'on dispose d'outils de conception performants permettant d'ajuster le mieux possible, et au plus juste, le besoin à l'offre.

II-2/ 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, [36] 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

$$C_0 = s_0 P_0 \dots\dots\dots(II-1)$$

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 (II-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 (II-1): Valeurs indicatives du coefficient de sécurité statique s_0 , [11].

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.

II-3/ 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.

II-4/ Relation entre la charge de base statique C_0 et dynamique C :

II-4-1/ Roulements à billes à contact radial :

Dans le cas des roulements à billes à contact radial tableau (II-2), (contact ponctuel radial), il est claire que la charge de base statique (C_0) est toujours inférieure [12] à celle dynamique (C), le coefficient de proportionnalité diminue avec l'augmentation de la taille du roulement Fig- (II-1).

Type roul.	d (mm)	C; (N)	C_0 ; (N)	$r = C/C_0$
6000	10	4620	1960	2.357
6204	20	12700	6550	1.939
6206	30	19500	11200	1.741
6208	40	30700	19000	1.616
6210	50	35100	23200	1.513
6212	60	52700	36000	1.464

Tableau (II-2) : Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact radial.

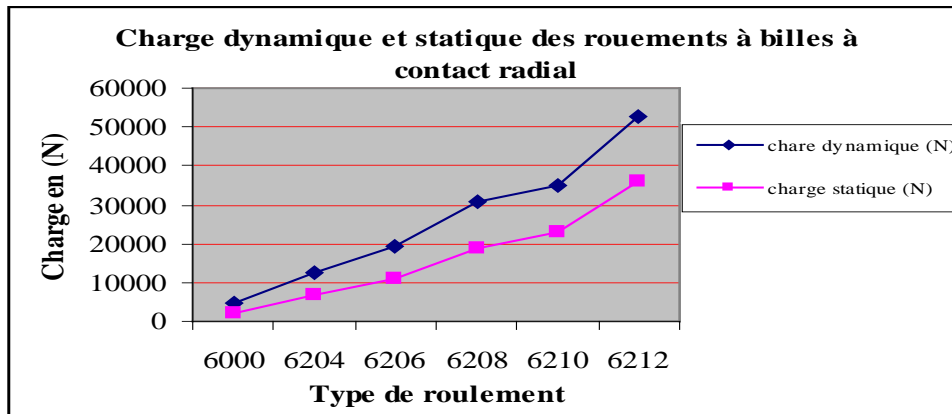


Fig - (II-1): Charges statique et dynamique des rouements à billes à contact radial.

II-4-2/ Roulements à billes à contact oblique:

De même, les roulements à billes à contact oblique [tableau (II-3)] ont la même tendance (un peu faible) que ceux à contact radial, Fig-(II-2) en ce qui concerne le rapport entre les charges de base statique et celle dynamique.

Type roul.	d (mm)	C; (N)	C ₀ ; (N)	r = C/C ₀
7200	10	7020	3350	2.096
7204	20	14000	8300	1.687
7206	30	23800	15600	1.526
7208	40	36400	26000	1.400
7210	50	39000	30500	1.279
7212	60	57200	45500	1.257

Tableau (II-3) : Charges statique et dynamique des roulements à billes à contact oblique.

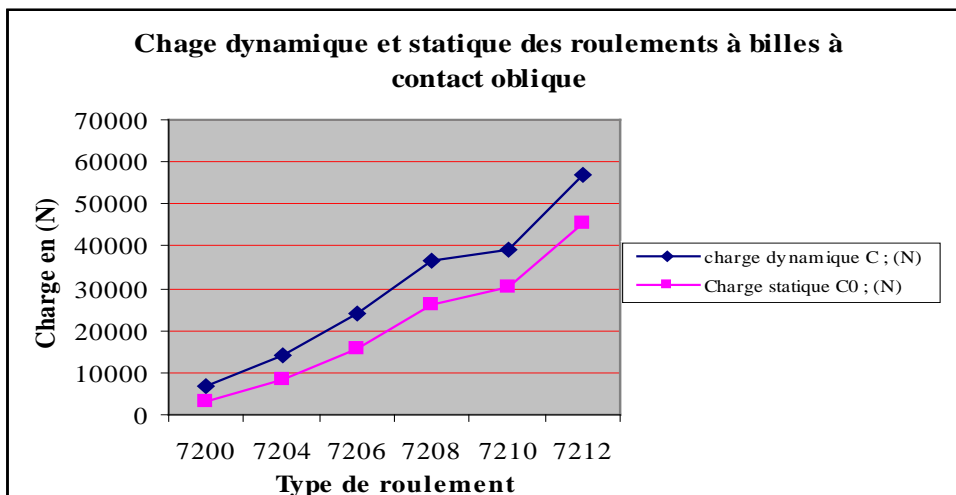


Fig - (II-2): Charges statique et dynamique des rouements à billes à contact radial.

II-4-3/ Roulements à rouleaux cylindriques (avec déplacement sur la bague intérieure):

Dans le cas des roulements à rouleaux [tableau (II-4)]le contact est linéaire, à cet effet la surface de contact est importante, le rapport entre les charges de base statique et dynamique (qui ont des valeurs très proches) diminue toujours avec l’augmentation de la taille du roulement Fig- (II-3) .

Type roul.	d (mm)	C; (N)	C ₀ ; (N)	r = C/C ₀
NU 202	15	12500	10200	1.225
NU 204	20	25100	22000	1.141
NU 206	30	38000	36500	1.041
NU 208	40	53900	53000	1.017
NU 210	50	64400	69500	0.927
NU 212	60	93500	102000	0.917

Tableau -(II-4) : Charges statique et dynamique des roulements à rouleaux cylindrique démontable.

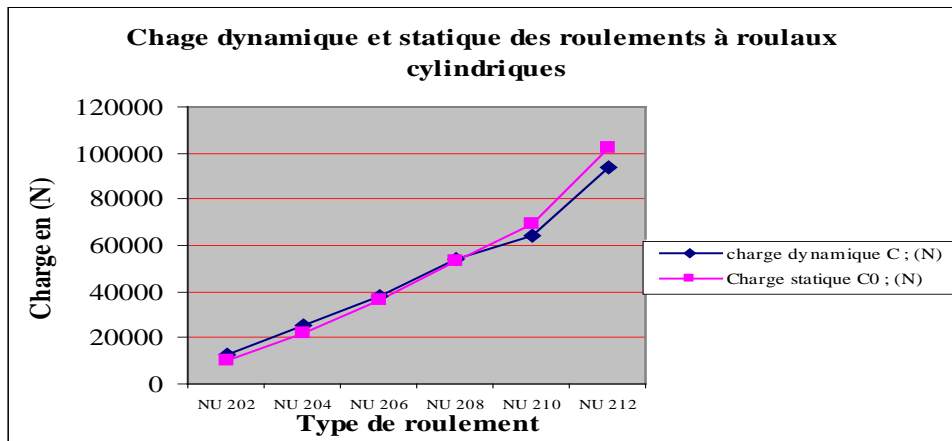


Fig -(II-3): Charges statique et dynamique des roulements à rouleaux cylindrique démontable.

II-4-4/ Roulements sur rotule à doubles rangées rouleaux cylindriques:

Pour ce type de roulements, [tableau (II-5)] le contact est linéaire sur deux rangées, donc la surface de contact est très importante, c’est pour cela nous voyons que Fig- (II-4), que le rapport entre les deux charges de bases (statique et dynamique) est inférieure à l’unité (C₀ > C) .

Type roul.	d (mm)	C; (N)	C ₀ ; (N)	r = C/C ₀
21304	20	30500	30500	1.000
22206	30	48900	52000	0.940
22208	40	73600	81500	0.903
22210	50	84500	100000	0.845
22212	60	122000	146000	0.836
22214	70	148000	186000	0.796

Tableau -(II-5) : Charges statique et dynamique des roulements à doubles rangées de rouleaux.

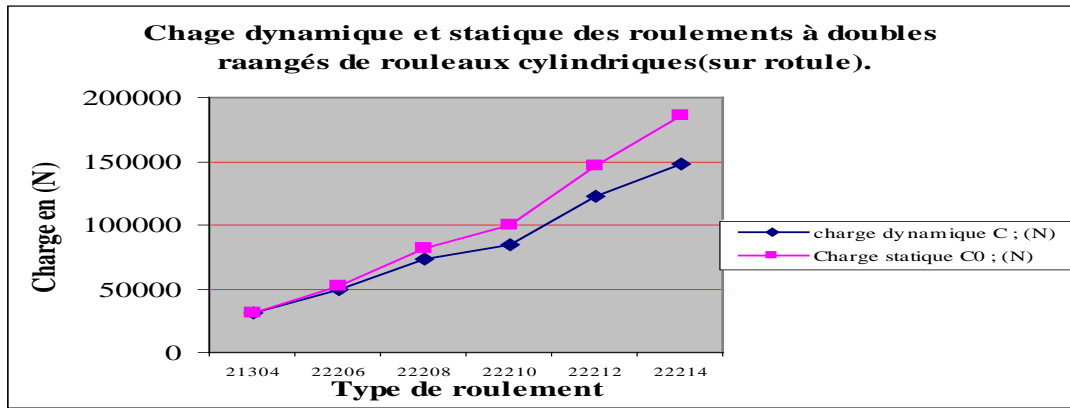


Fig -(II-4) : Charges statique et dynamique des roulements à doubles rangées de rouleaux.

Remarque : L'importance de la relation entre la charge de base statique et celle dynamique est liée à l'importance de la surface de contact qui a caractérisé les contraintes de déformation du roulement.

II-5- Charge dynamique équivalente des roulements :

Les charges effectives des roulements, qui comprennent des composants radiaux et axiaux [11], doivent être converties en une charge dynamique équivalente (**P**) d'intensité et direction constante Fig- (II-5), 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, C₀ 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.

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

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

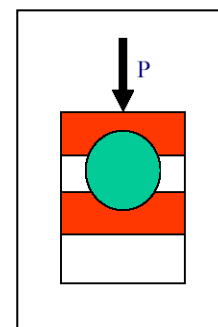


Fig- (II-5) : Charge équivalente dynamique.

Donc P est considérée comme 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): $P > 0,12 C$

II-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.

II-6-1. Modélisation de la durée de vie des roulements :

II-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 [4], qui pris en compte le modèle de **Lundberg - Palmgren** qui est basé sur 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 L_{10} , 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 :

$$L_{10} = (C / P)^n \dots\dots\dots(II-2)$$

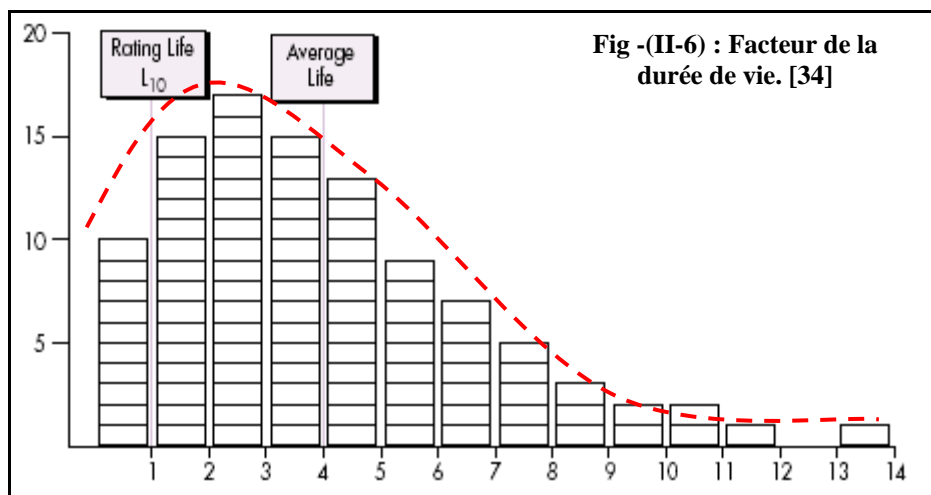
P étant la charge dynamique équivalente appliquée au roulement.

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.

Pour le calcul de la durée de vie d'un roulement en tenant compte de la probabilité de survie imposée, il faut qu'on se base sur le diagramme suivant, Fig- (II-6) [34] qui prend en considération le facteur de la durée de vie.



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_{10}). C'est-à-dire un facteur de durée égale 4.

II-6-1-b. Modèle Ioannides-Harris (I-H) :

Un nouveau modèle d'évaluation de la durée de vie [37], 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 élasto-plastiques 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 le modèle existant évoqué 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 τ_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**.

$$\ln (1/S) \propto (N^e \tau_0^c V) / z_0^h \dots\dots\dots(II-3)$$

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

τ_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 τ_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 : $(\ln(\ln 1/S)) = e \ln L + \dots$.

n (exposant durée de vie) en traçant expérimentalement : $(\ln C/P = n \ln L50)$.

Cependant, s'ils rendent mieux compte de la réalité expérimentale que le modèle de L-P, le modèle de Ioannides-Harris (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.

II-6-2. Correction de la durée de vie calculée:

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

$$L = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10} \dots\dots\dots (II-4)$$

a_1 : facteur de fiabilité.

Pour des probabilités de survie S , les valeurs du facteur de fiabilité a_1 sont données par le tableau (II-6):

S	0,90	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
a₁	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Tableau (II-6) : Facteur de fiabilité.

a₂: facteur lié à la qualité des matériaux.

a₃: facteur des conditions de fonctionnement.

La formule de base initiale du calcul de la durée de vie nominale **L₁₀** 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 [11] 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.

II-6-3. Vitesses de rotation d'un roulement :

II-6-3-1. Vitesses 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, [12] 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- (II-7), 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

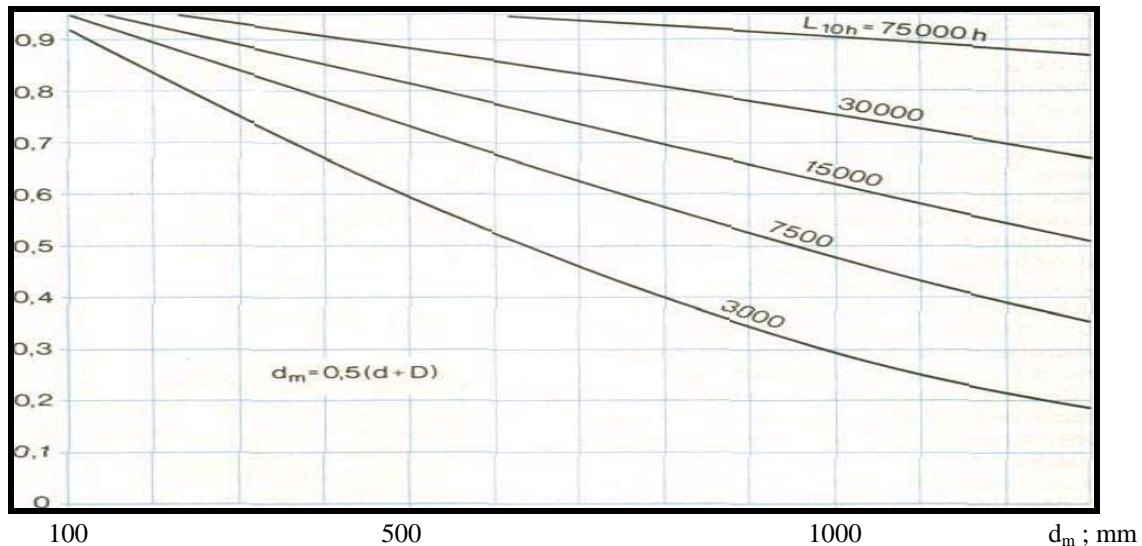


Fig- (II-7): Coefficient de réduction de la vitesse [12].

II-6-3-2. Vitesse limite ou admissible d'un roulement:

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 :

$$N_{adm} = f \cdot N_r \dots\dots\dots(II-5)$$

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 oeuvre 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.

II-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 [18]. 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.

II-7-1. Types des lubrifiants :

II-7-1-a. La 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 épaisseurs de natures ou de marques différentes ne devraient pas, en principe, être mélangées.

II-7-1-b. La 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.

II-7-1-c. Mélange graisse - huile :

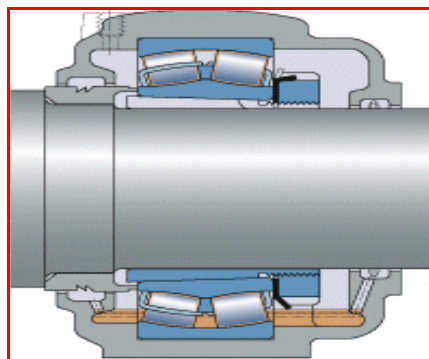
La graisse est donc le lubrifiant le plus commode et le plus utilisé. En général, on rencontre un mélange de lubrifiant (graisse/huile), sachant que la graisse avec une huile peu visqueuse est préférable aux applications à basse température et haute vitesse, tandis qu'un mélange de graisse avec huile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

L'huile qui entre dans la composition d'une graisse a 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.

II-7-2. Modes de lubrification :

II-7-2-a. La lubrification à bain d'huile :

La lubrification par bain d'huile Fig - (II-8) est le procédé le plus simple. L'huile est prélevée par les composants rotatifs du roulement et se répartit dans le roulement, avant de revenir au bain d'huile (réservoir). Le niveau d'huile doit presque atteindre le centre de l'élément roulant le plus bas quand le roulement est à l'arrêt [11]. 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 être rempli de façon excessive par le niveau d'huile automatique.



**Fig - (II-8):
Lubrification à bain
d'huile d'un roulement
à double rangée de
rouleaux. [13]**

II-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) Fig- (II-9) est recommandée. 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.

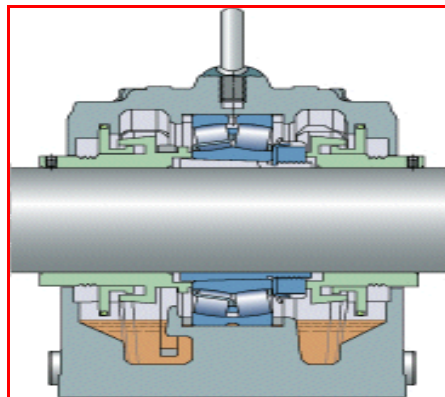


Fig- (II-9): Lubrification à bague de remontée d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux [13].

II-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 - (II-10). 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.

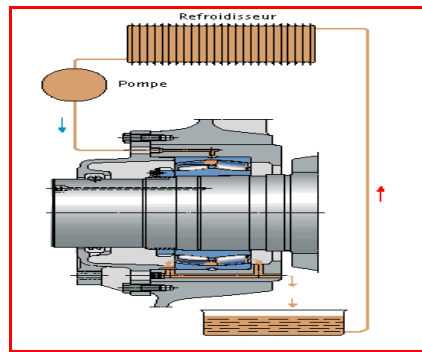


Fig – (II-10) : Lubrification par circulation d'huile d'un roulement à double rangée de rouleaux.

II-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 -(II-11), 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.

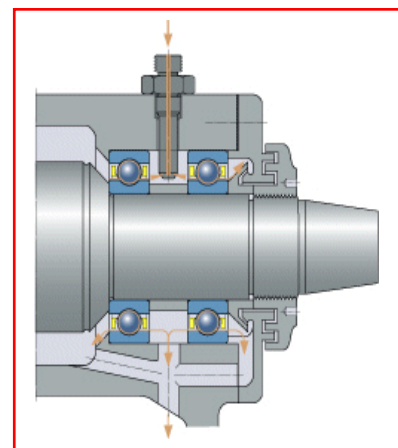


Fig – (II-11) : Lubrification à jet d'huile de deux roulements à billes à contact radial [13].

II-7-2-e. La lubrification air -huile :

Dans la lubrification dite (air/huile) Fig - (II-12), de très faibles quantités d'huile précisément dosées sont acheminées vers chaque roulement par de l'air comprimé. Cette quantité minime 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 [13]. 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.

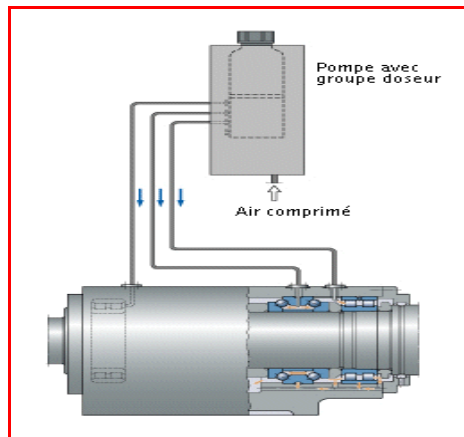


Fig – (II-12): Lubrification par un mélange air - huile d'un roulement [13].

II-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.

II-7-3. Choix du lubrifiant :

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 ν_1 requise à la température de

fonctionnement pour assurer une lubrification adéquate est donnée par le diagramme montré sur la Fig- (II-13).

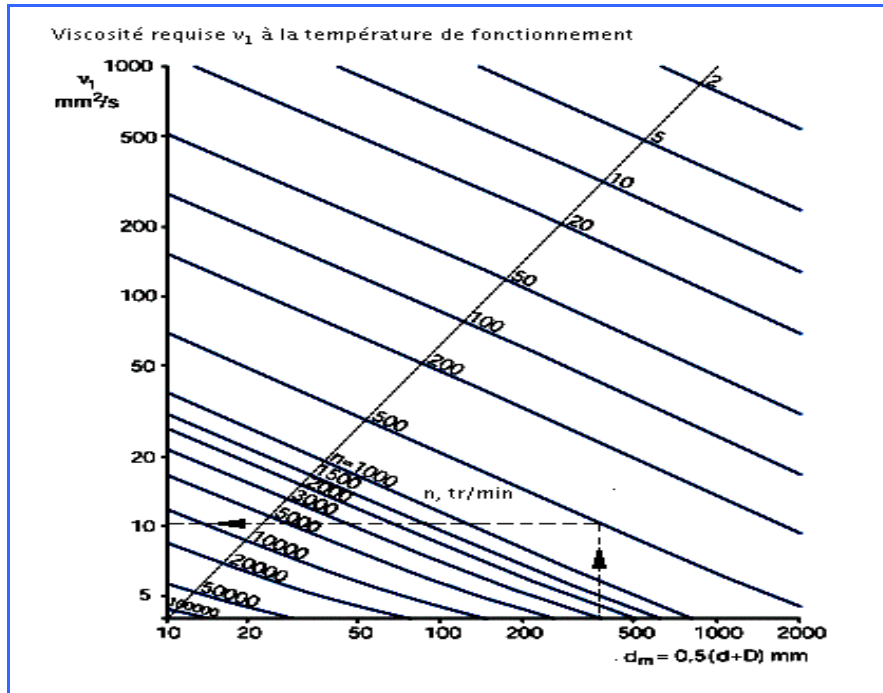


Fig- (II-13) : Viscosité en fonction de la température de service et la vitesse [12].

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 de la Fig- (II-14).

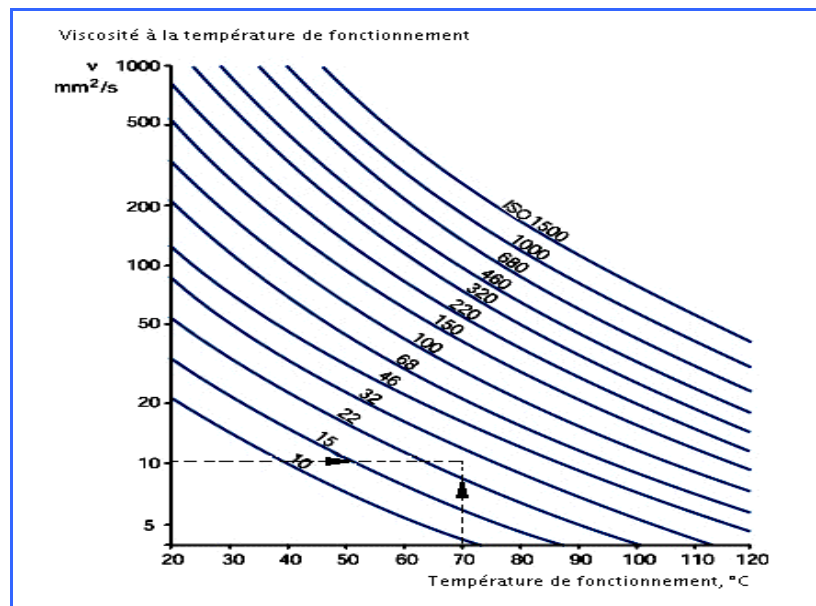


Fig- (II-14) : Viscosité cinématique à la température de référence, basé sur un indice de viscosité de 95. [12]

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 ν à la température de fonctionnement est supérieure à la viscosité ν_1 tirée de la Fig-(II-13). 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.

Exemple

Un roulement de diamètre d'alésage $d = 340\text{mm}$ et de diamètre extérieur $D = 420\text{mm}$ est nécessaire pour fonctionner à une vitesse de rotation $N = 500 \text{ tr/min}$.

On a : $d_m = 0,5 (d + D) = 380\text{mm}$.

De la Fig-(II-13), on tire la viscosité cinématique minimale nécessaire pour assurer une lubrification adéquate à la température de fonctionnement.

$$\nu_1 = 10 \text{ mm}^2/\text{s}.$$

De la Fig -(II-14), si l'on suppose que la température de fonctionnement du roulement est de ($t = 70^\circ\text{C}$)

Alors il faut utiliser une huile lubrifiante d'une classe de viscosité ISO VG 32, avec une viscosité réelle ($\nu \geq 32 \text{ mm}^2/\text{s}$) à la température de référence de 40°C .

II-7-4. Calcul de la lubrification :

II-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°C) augmente avec 10°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 [18], elle donnée par :

$$H_{\min} = (\mu \cdot N)^{0,73} \dots\dots\dots(\text{II-6})$$

μ : viscosité à la t° de service.

N: Vitesse de rotation.

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

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 :

$$Q = [\pi/4(D^2-d^2) \cdot B/2] \cdot M/7,85 ; \text{Cm}^3 \dots\dots\dots(\text{II-8})$$

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:

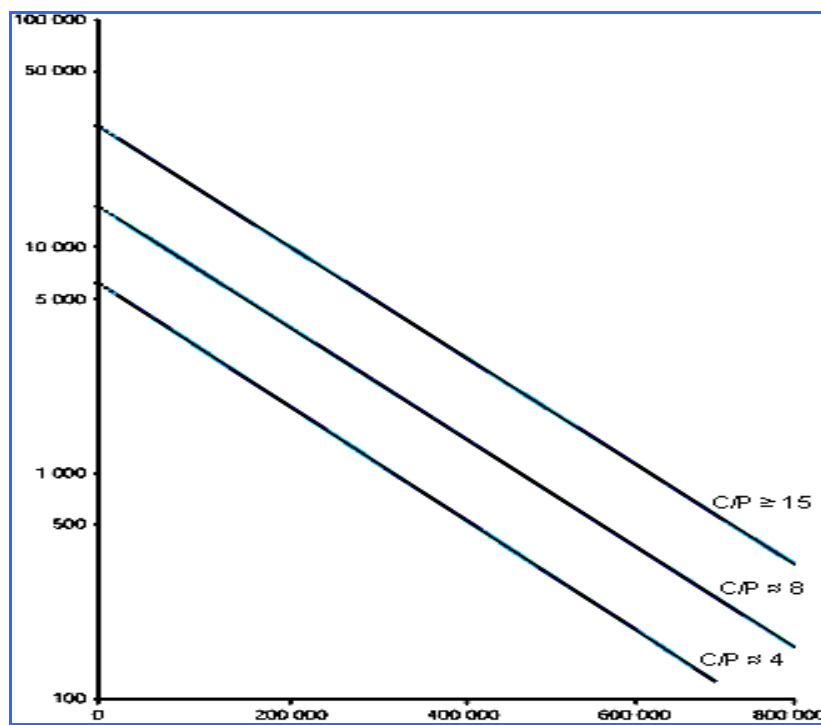
(20 : 30) % du volume libre du roulement (Q) dans d'une grande vitesse.

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

II-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 de la Fig- (II-15) en fonction du facteur de vitesse A multiplié par le facteur du roulement correspondant b_f .

$t_f ; (h)$



(A . b_f)

Fig- (II-15) : Périodicité de la lubrification [13].

Avec ;

$$A = N \cdot d_m \dots\dots\dots (II-9)$$

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 et les conditions de charge des roulements sont tirés du tableau (II-7).

Type de roulement	b_f	facteur vitesse (A) limite ; (mm/mn)			
		$C/P \geq 15$	$C/P \approx 8$	$C/P \approx 4$	
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- (II-7): Facteur de roulement selon le type et la charge [11].

Les valeurs adéquates pour un appoint sont calculées de la manière suivante:

$$G = 0,005. D. B ; g \dots\dots\dots(II-10)$$

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:

$$G = (0,3 : 0,5). D. B. 10^{-4} ; \text{g/h} \dots\dots\dots(\text{II-11})$$

II-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- (II-15) 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'excède pas 70°C . dans le cas d'une augmentation de température, il est recommandé de diviser t_f par 2 pour chaque augmentation de 15° (Il ne faut pas qu'elle dépasse 100°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 (brassage) 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/ 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 est particulièrement important 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/ Charge appliquée:

Pour les roulements qui fonctionnent à un coefficient de charge $C/P < 4$, l'intervalle de la lubrification est réduit. 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 est de (1 à 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 (roulement sans glissement).

II-8. Conclusion :

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, vibrations, vitesses de rotation).

CHAPITRE (III)

ETUDE DE LA DETERIORATION DES ROULEMENTS

(STUDY OF THE DETERIORATION OF THE BEARINGS)

Chapitre III/ Etude de la détérioration des roulements :

III-1. Introduction :

Dans la plupart des cas, la dégradation d'un roulement se traduit par un écaillage d'une des chemins (pistes) ou un des éléments roulants produisant un choc à chaque passage.

Il convient toutefois de noter que cet écaillage est une dégradation par fatigue qui est le mode « normal » de mise hors service, elle concerne en fait moins de (10 : 25) % des roulements. Les autres subissent diverses sortes de dégradations dont les principales sont liées à des défauts de lubrification, d'étanchéité ou encore à un montage défectueux.

Alors, la fatigue d'un roulement est liée directement à la charge appliquée au roulement ainsi que de la manière de leur répartition sur un nombre d'éléments roulement qui constituent la zone de charge. Sachant que la fatigue est une formation et croissance de fissures dans les roulements soumis à des charges répétées en dessous de la charge à la rupture.

Les problèmes de rupture par fatigue les plus importants sont rencontrés en 1850 lors du développement de l'industrie du chemin de fer (sur les axes des roues des voitures), elle est due à une cristallisation sous l'action des charges cycliques jusqu'à rupture. Les premiers essais ont été effectués par WOHLER entre (1852 : 1869).

III-2. Répartition de charge supportée par un roulement :

Pour cette partie d'étude deux points essentiels sont pris en considération, le jeu entre les pistes et les éléments roulants qui est supposé nul, la forme des bagues leurs formes et le déplacement (l'excentricité) de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure étant déterminé par les déformations de contact.

Le chargement du roulement provoque un déplacement de la bague intérieure [15], [16] (considérée indéformable) par rapport à celle extérieure dans le sens de l'application de la charge, dans ce cas les éléments roulants vont créer une déformation sur les pistes qui ont une relation avec l'importance de la charge.

D'après la Fig- (III-1) la déformation maximale δ_0 provoquée par la charge \mathbf{P} est celle située à l'axe de l'application de cette charge. Cette déformation est générée entre tous les

éléments roulants constituant la zone chargée et la bague du roulement, chaque composante P_i de P provoquera une déformation δ_i .

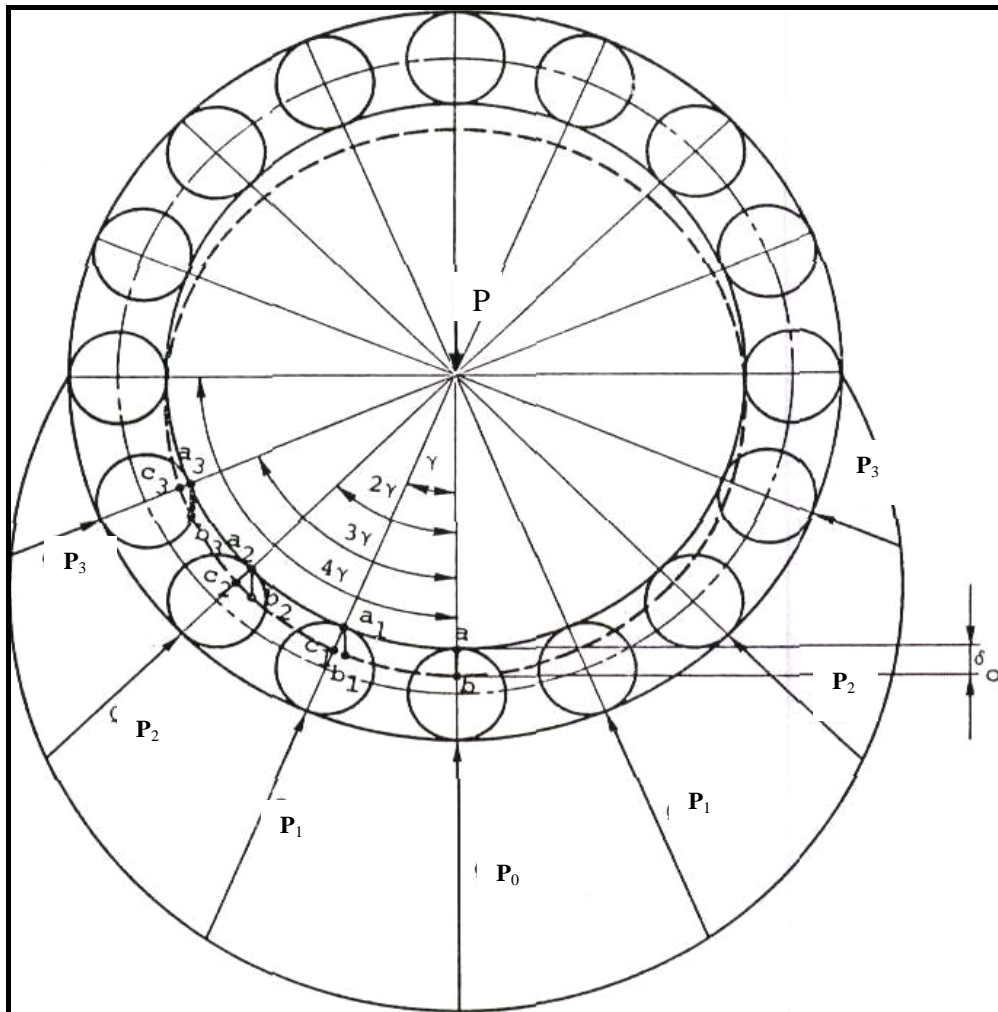


Fig- (III-1): Zone de charge d'un roulement [16].

On peut écrire :

$$ab = a_1b_1 = a_2b_2 = a_3b_3 = \dots \dots \dots a_nb_n = \delta_0, \dots \dots \dots (III-1)$$

Avec ; n est le nombre des éléments roulants formant la zone de charge.

Dans ce cas, nous pouvons tirer la relation de toutes les déformations δ_i avec celle maximale:

$$a_1c_1 = \delta_1 = \delta_0 \cdot \text{Cos } \theta$$

$$a_2c_2 = \delta_2 = \delta_0 \text{ Cos}2\theta$$

.....

$$a_nc_n = \delta_n = \delta_0 \text{ Cos } n\theta, \dots \dots \dots (III-2)$$

θ est l'angle formé par l'axe de la charge P et l'axe d'application de la première composante, la valeur maximale de l'angle $n\theta$ est $(\pi/2)$, il correspond à une zone de charge 180° .

La déformation et la force normale qui la provoque sont reliées par la formule suivante :

$$\begin{aligned} \delta_0 &= A \cdot P_0^{(2/3)} \\ \delta_1 &= A \cdot P_1^{(2/3)} \\ &\dots\dots\dots \\ \delta_n &= A \cdot P_n^{(2/3)}, \dots\dots\dots \end{aligned} \quad \text{(III-3)}$$

A partir des relations ci-dessus, nous pouvons déduire entre chaque déformation partielle et celle maximale δ_0 .

$$\begin{aligned} \delta_1 / \delta_0 &= P_1 / P_0^{(2/3)} \\ \delta_2 / \delta_0 &= P_2 / P_0^{(2/3)} \\ &\dots\dots\dots \\ \delta_n / \delta_0 &= P_n / P_0^{(2/3)}, \dots\dots\dots \end{aligned} \quad \text{(III-4)}$$

Donc, nous pouvons écrire:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_0 \cdot \text{Cos}^{(2/3)} \theta \\ P_2 &= P_0 \cdot \text{Cos}^{(2/3)} 2\theta \\ &\dots\dots\dots \\ P_n &= P_0 \cdot \text{Cos}^{(2/3)} n\theta, \dots\dots\dots \end{aligned} \quad \text{(III-5)}$$

Pour que la bague du roulement qui subis les déformations sous l'effet des charges ($P_0, P_1, P_2, \dots, P_n$) soit équilibrée il faut que :

$$P = P_0 + 2 P_1 \text{Cos } \theta + 2 P_2 \text{Cos } 2\theta + \dots\dots\dots + 2 P_n \text{Cos } n\theta \quad \text{(III-6)}$$

Exprimant Les valeurs de (P_1, P_2, \dots, P_n) par leurs valeurs équivalentes liées à la valeur maximale P_0 correspondante à la déformation maximale δ_0 , et en introduisant le coefficient m_b qui a pour valeur :

$$m_b = z / (1 + 2 \sum^n \text{Cos} 5/2 i\theta), \dots\dots\dots \quad \text{(III-7)}$$

Alors, on peut aboutir à la relation de **STRIBECK** qui donne la charge maximale exercée sur la bille (que peut supporter la bague).

$$P_0 = m_b \cdot P/z, \dots\dots\dots(III-8)$$

Avec :

z : Le nombre des éléments roulants (billes) situés dans la zone de charge du roulement.

P : La charge équivalente du roulement.

m_b : Coefficient caractérisant le matériaux.

On adopte au coefficient m_b pour un nombre d'éléments roulants qui varie entre (10 : 20) la valeur (4,37).

Donc la formule devienne :

$$P_0 = 4,37 \cdot P/z, \dots\dots\dots(III-9)$$

Pour mesure de sécurité, on calcule la charge maximale de déformation d'un roulement par l'expression suivante :

$$P_0 = 5 \cdot P/z, \dots\dots\dots(III-10)$$

Sachant que la composante maximale P_0 de la charge équivalente appliquée sur le roulement qu'elle va générée une contrainte maximale (σ_{max}) sur l'élément roulant qui forme un angle ($\theta=0$) avec l'axe de la charge P, à cet effet, elle va produire une vibration admissible de l'élément tournant dans le roulement (contrainte cyclique de déformation).

Comme on peut représenter la formule de STRIBECK (annexe I) de la manière suivante (en tenant compte σ_{max} , ainsi que propriétés du matériaux telles que la résistance d'élasticité R_e et celle à la rupture R_e).

$$\sigma_D = (0,285 + 20\%) \cdot (R_e + R_e), \dots\dots\dots(III-12)$$

Avec : σ_D : La limite d'endurance (de fatigue). Elle représente la contrainte à laquelle le roulement ne subit aucune déformation élastique (jeux très important entre les éléments roulants et les pistes), mais il existe dans ce cas un glissement.

III-3. Le phénomène de fatigue d'après WOHLER :

III-3-1. Relation entre la charge et la durée de vie d'une pièce :

La fatigue des matériaux est étudiée en laboratoire en soumettant jusqu'à la rupture d'un matériau à des contraintes (déformations) généralement sinusoïdales à moyenne nulle. En fonction de ces contraintes [37], le nombre de cycle à la rupture (durée de vie longévité de la pièce), la courbe obtenue en traçant cette contrainte σ en fonction de la durée de vie L en cycles (tours), donc on peut définir l'endurance comme l'aptitude de la pièce à résister à la fatigue.

Vu le nombre de cycle (L) très important qui peut ramener une pièce à la fatigue, on travaille avec ($\log L$), la courbe de fatigue est donc représentée de la manière suivante :

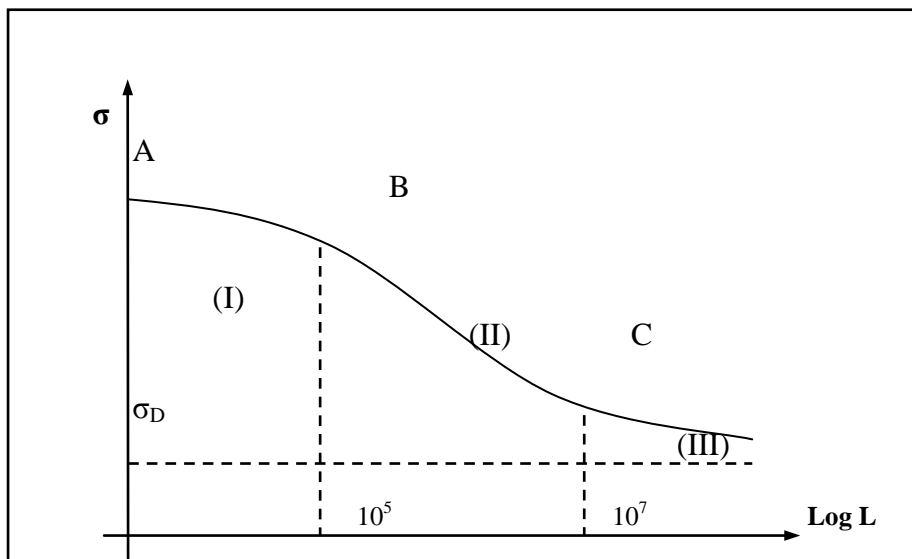


Fig- (III-2): Courbe de fatigue : (Wohler) [37].

Nous pouvons constater d'après la Fig- (III-2) trois zones de fatigue caractéristiques de la courbe de fatigue de l'ensemble des matériaux:

- La zone AB ou (I) : Elle correspond aux contraintes importantes supérieures à la limite d'élasticité de la pièce (le cas des efforts dynamiques provoquant des vibrations inadmissibles sur les roulements. La durée de la pièce pour cette zone est inférieure à 10^5 cycles.

- La zone BC ou (II) : Elle est proche à une droite dans le cas d'une représentation logarithmique ou semi-logarithmique, dans laquelle la rupture par fatigue apparaît d'une manière certaine sous des faibles ou moyennes charges dans ce cas, il existe plusieurs relations qui relient la contrainte σ et la durée de vie L dans cette zone. La durée de vie de la pièce pour cette zone varie entre $(10^5 : 10^7)$ cycles.

- La zone D (III) : Est la zone des contraintes situées ou dessous de la contrainte de la limite à la fatigue, c'est la contrainte ou dessous du quelle le contact entre les éléments roulants et les chemins du roulement est trop élevé (le cas des rotations par glissement). La valeur maximale du contrainte de cette zone est nommée la limite d'endurance (de fatigue), pour la quelle, on n'observe pas de rupture par fatigue après un nombre infini de cycles. Pour des mesure de sécurité, on donne à la limite d'endurance la plus grande amplitude de la contrainte non nulle pour la quelle on constate 50% de rupture après un nombre de rotation (N), on la note dans ce cas la contrainte moyenne (σ_m).

On rencontre souvent la notion du rapport d'endurance qui représente le rapport entre la valeur de la contrainte à la fatigue pour une durée de vie de 10^7 cycle (rotation) par rapport à la résistance à la rupture.

III-3-2. Lois de distribution de la longévité (durée de vie) :

Aux fortes contraintes appliquées sur un matériaux (le cas de la zone de charge d'un roulement), La durée de vie (L) suit une loi (log – normale) [37], lors d'une représentation semi-logarithmique ($\sigma(\log L)$) la distribution des ($\log L$) suit une loi normale dans le cas ou les contraintes possèdent des valeurs importantes (le cas d'un roulement très chargé) avec un écart type (s) donné par la relation de MATOLCSY.

$$s(L) = A \cdot L_{50}^{\beta}, \dots\dots\dots(III-13)$$

Avec ;

L_{50} : La durée de vie atteint par 50% du lot de pièces (notre cas les roulements).

A et β sont des constantes liées au type du matériau.

Pour les aciers aux roulement on prend ; $\beta = (1,11 \text{ à } 1,15)$

III-4. Différents types d'usures :

L'usure d'un roulement ne varie généralement pas de manière progressive en fonction de paramètres d'exploitation tels que la vitesse, la température ou le temps (la durée). Si certaines formes de détérioration sont relativement régulières. Nous pouvons classer [14] l'usure en quatre types :

- Usure normale, elle concerne le type d'usure dont les grosses particules n'ont pas une taille supérieure à 10 μ m, et quand la répartition granulométrique est presque constante pour les particules entre (0,1 : 1) μ m.
- Usure sévère : Si on remarque une augmentation légère des particules entre (0,1 : 10) μ m, ensuite une décroissance rapide vers zéro, ce type d'usure correspond à une pièce ou machine fonctionne en sur charge ou dans le cas d'une lubrification insuffisante.
- usure avancée : C'est l'aboutissement normal de l'usure sévère, à ce stade les avaries de surface sont bien visibles.
- usure dangereuse : C'est le stade ultime de l'usure avant l'avarie (cas du grippage). Est l'on constate que l'on peut suivre l'évolution vers l'avarie redoutée en étudiant l'évolution de la concentration des grosses particules.

III-4-1. Phases d'usure d'une pièce mécanique :

La durée de vie d'une pièce d'après la Fig- (III-3) passe normalement par les trois phases d'usure connues:

a- La phase de rodage : les actions sur les grosses aspérités diminuent avec le temps, les pics sont arasés progressivement tandis que les vallées restent intactes. Le taux d'usure et le facteur de frottement baissent, les portées s'améliorent, les films d'huile vont d'être diminués. Si l'usure se ralentit lors de la mise en fonctionnement, on constate une amélioration de l'état de surface, et réciproquement.

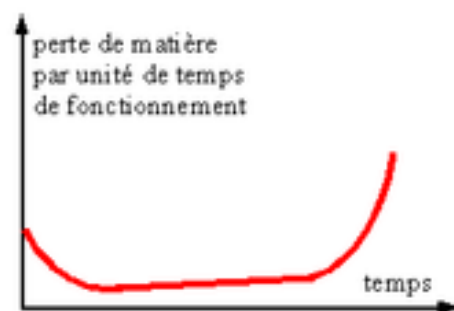


Fig- (III-3) : usure d'une pièce par unité de temps

b- La phase de l'usure normale : Correspond au régime d'usure douce : la couche superficielle très dure qui semble se former est éliminée peu à peu sous forme de petites écailles. L'usure douce diminue la rugosité, tandis que l'usure sévère l'accroît.

c- La phase de rupture : La phase de **vieillesse** se caractérise par une usure sévère qui aboutit à la mise hors service de la pièce.

III-4-2. Phases d'usure d'une pièce mécanique (d'après Kragelsky) :

Kragelsky classe l'usure d'une pièce mécanique en cinq types d'usure :

a- La déformation élastique : D'une pièce mécanique (matériau) a lieu si les contraintes ne dépassent pas la limite d'élasticité dans la zone de charge. L'usure n'est alors possible que par fatigue, les contraintes cycliques provoquées par les coups roulants dans le cas d'un roulement produisant des microfissures de traction perpendiculaires à la surface (écaillage profond).

b- L'usure plastique : Se produit si les contraintes de contact dépassent la limite d'élasticité du matériau. L'usure résulte dans ce cas, après un petit nombre de cycles, de la fatigue provoquée par le contact frottant.

c- La micro – coupe : Ce type d'usure survient si les contraintes dans la zone de contact atteignent la limite de rupture ou si le contournement des saillies par le matériau déformé s'interrompt. La détérioration a lieu alors au début de l'interaction. La coupe est due aux aspérités, aux particules détachées et aux arêtes des cavités déjà formées.

d- La rupture par cisaillement : Le cisaillement de l'interface de friction ne provoque pas de détériorations immédiates mais s'ajoute aux contraintes et aux déformations agissant au contact, favorisant les processus de fatigue.

e- La rupture par arrachement : Ce type d'usure a lieu quand la résistance de l'interface dépasse celle du matériau sous-jacent, ce qui peut conduire au grippage. Comme dans le troisième cas, l'usure intervient dès les premières étapes de l'interaction. L'adhésion des aspérités est favorisée par les déformations plastiques et le raclage des couches oxydées et contaminées.

III-5. Nature où type des détériorations des roulements :

Lors d'emploi d'un roulement, les matériaux sont soumis à diverses sollicitations mécaniques, thermiques et chimiques qui concernent suivant les cas, soit le volume, soit la surface, soit les deux. Ces sollicitations conduisent souvent à des dégradations des matériaux.

Celles dues aux phénomènes des contacts de roulement sont fréquentes et certainement parmi les plus difficiles à étudier. On peut observer une très grande variété de défauts allant des fissures macroscopiques comme celles rencontrées sur les rails (tache ovale, écaillage,...) jusqu'aux défauts microscopiques (**fretting**, **micropiqures**) qui peuvent exister sur les engrenages. Certains de ces défauts ne présentent pas de grands dangers pour la structure [38], d'autres au contraire peuvent entraîner des catastrophes s'ils ne sont pas détectés à temps. La détérioration est un phénomène évolutif et irréversible, c'est-à-dire la pièce détruite ne reprendra jamais leur l'état précédent. Les nombreuses natures de détérioration des roulements sont classées en plusieurs groupes :

- Ecaillage.
- Abrasion.
- Déformation ou coupe par corps durs.
- Adhésion, jonctions intermétalliques.
- Micro grippages.
- Corrosion, réactivité avec l'ambiance.
- Corrosion de contact.
- Sur-contraintes provoquant des accidents brusques.
- Fluage, déformation sans perte de matière (la repousse de la matière).
- Fatigue, endommagement sous des contraintes cycliques.
- Phénomènes divers : érosion, dissolution, passage de courant électrique ...

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 :

III-5-1. L'écaillage :

Ecaillage sur la bague intérieure d'un roulement à billes à gorges profondes Fig- (III-4).

Il s'agit des particules qui se détachent des pistes (chemin des éléments roulants).



Fig- (III-4): Ecaillage de la bague interne.[32]

Dernière phase d'une fatigue normale : rupture brutale de la bague intérieure d'un roulement à billes à gorges profondes voir (Fig- (III-5)).

Fig- (III-5) : Ecaillage par fatigue d'une bague interne. [32]



Rayures sur le chemin de roulement d'une bague intérieure d'un roulement à rouleaux cylindriques (Fig-(III-6)).



Fig-(III-6): Rayures de la bague interne. [32]

Fatigue prématurée d'une bague extérieure d'un roulement à rouleaux cylindriques précédée par des rayures qu'on peut encore observer dans la Fig- (III-7).

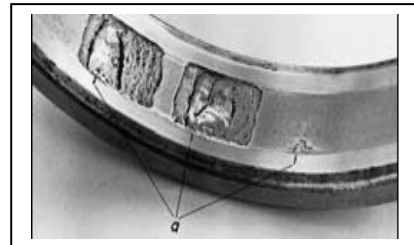


Fig- (III-7): Ecaillage superficiel de la bague interne. [32]

Ecaillage unilatéral par suite d'un mauvais alignement de la bague intérieure fixe d'un roulement à rouleaux coniques.

Figure- (III-8).

Fig- (III-8): Ecaillage unilatéral de la bague interne. [32]



Ecaillage unilatéral par suite d'un mauvais alignement de la bague intérieure fixe d'un roulement à rouleaux coniques.

Voir la Fig- (III-9)

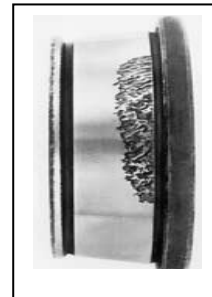


Fig- (III-9): Ecaillage unilatéral de la bague interne. [33]

Traces d'attaque sous forme d'empreintes (usure sans perte de matière) ou bien c'est une usure par repousse de matière, sur la piste extérieure d'un roulement à rotule sur billes voir Fig- (III-10) .

Fig- (III-10) : Ecaillage unilatéral de la bague externe. [32]



On peut distinguer deux types d'écaillage :

III-5-1-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-11).



Fig- (III-11):_Ecaillage de fatigue de la bague interne d'un roulement conique. [33]

III-5-1-b/ Ecaillage superficiel :

Causé par une concentration de contraintes, due à une contraintes accentuées (résultent probablement d'un défaut d'alignement). Ou bien par la modification de la zone de pré charge. Aussi par la présence des particules étrangers à l'intérieur du roulement (Fig- (III-12)).

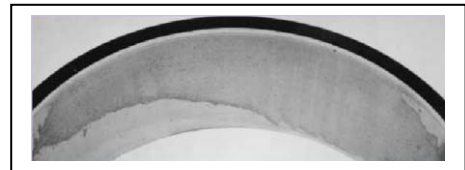


Fig- (III-12) :_Ecaillage superficiel de la bague externe [33].

III-5-2. 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 du à leurs dilatation (jeu résiduel nul) ou à une absence du lubrifiant (figure- (III-13)).

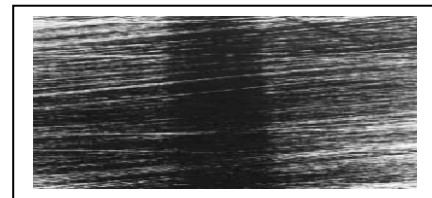


Fig-(III-13) : Grippage d'une bague externe.[32]

Donc, on peut dire que le grippage est un phénomène caractérisé par des micro -arrachements des particules métalliques.

III-5-3. Usure par déformation :

C'est une déformation plastique des chemins des roulements, causée par des chocs importants ou répétées Fig-(III-14), ou une vibration importante à haute fréquence. C'est une usure sans perte de matière(présence des empreintes).

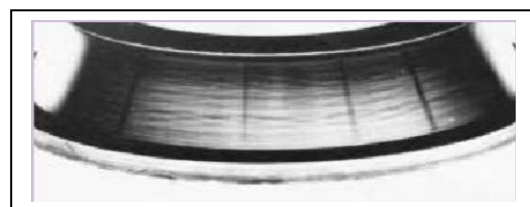


Fig- (III-14) : Usure par déformation d'une bague externe. [33]

III-5-4. 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 la bague intérieure d'un roulement à rouleaux coniques, voir Fig- (III-15).

C'est l'usure des surfaces en contact et les faux brineling.



Fig- (III-15) : Corrosion d'une bague interne. (cone d'un roulement conique). [33]

III-5-5. La fissuration des bagues :

C'est l'apparitions des fissures et des petites cassures sur les éléments du roulement [34].

Les coups lors du montage, le non respect des portées de roulement (ajustement trop serré). Sont responsables sur ce type de détérioration (Fig-(III-16), elle provoquée par une déformation plastique.

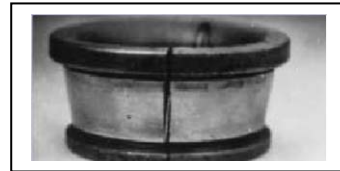


Fig- (III-16): Fissure longitudinal de la bague interne.

III-5-6. Usure 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 du lubrifiant ou par un jeu résiduel très important.



Fig- (III-17): Usure par abrasion d'une bague interne. [33]

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-17)), sous forme des empreintes superficielles et épaulement de guidage (une repousse de matière sans usure).

III-5-7. 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 s'agit même de la déformation et de la rupture de la cage du roulement (fig-(III-18)).



Fig- (III-18) : Déformation de la cage. [33]

III-5-8. La coloration :

Ce type de détérioration est dû à la réaction à haute température des éléments du roulement avec le lubrifiant (Fig- (III-19)). Ou bien il est causé par l'insuffisance de la quantité du lubrifiant.



Fig- (III-19): Usure par coloration de la bague externe. [33]

III-6. Conclusion :

Nous avons défini dans cette partie les différentes phases d'une usure (détérioration), ainsi que le type de l'avarie et les causes probables pour chaque type. Comme nous avons confirmé aussi l'influence des conditions de travail sur l'état de la pièce tels que la température excessive qui va conduire à une détérioration par grippage, coloration et ce grâce au changement des propriétés physico-chimiques du lubrifiant par l'augmentation de cette température.

Le non respect aussi de la répartition de la charge sur une zone bien calculée du roulement (roulement sur chargé) peut activer la détérioration de ce roulement par fatigue, comme une zone de charge faible peut provoquer des glissements entre l'élément roulant et les pistes, ce qui conduit à une détérioration par usure.

CHAPITRE (IV)

ETUDE ET ANALYSE VIBRATOIRE DE LA DEGRADATION DES ROULEMENTS

**(STUDY AND VIBRATORY ANALYSE OF THE DEGRADATION OF
THE BEARINGS)**

Chapitre IV/ Etude et analyse vibratoire de la dégradation des roulements:

IV-1. Introduction:

La maintenance conditionnelle par l'analyse vibratoire permet non seulement d'établir le diagnostic sur l'état d'une pièce (machine) à un instant donné, mais aussi et surtout, elle donne les éléments nécessaires pour en prévoir l'évolution.

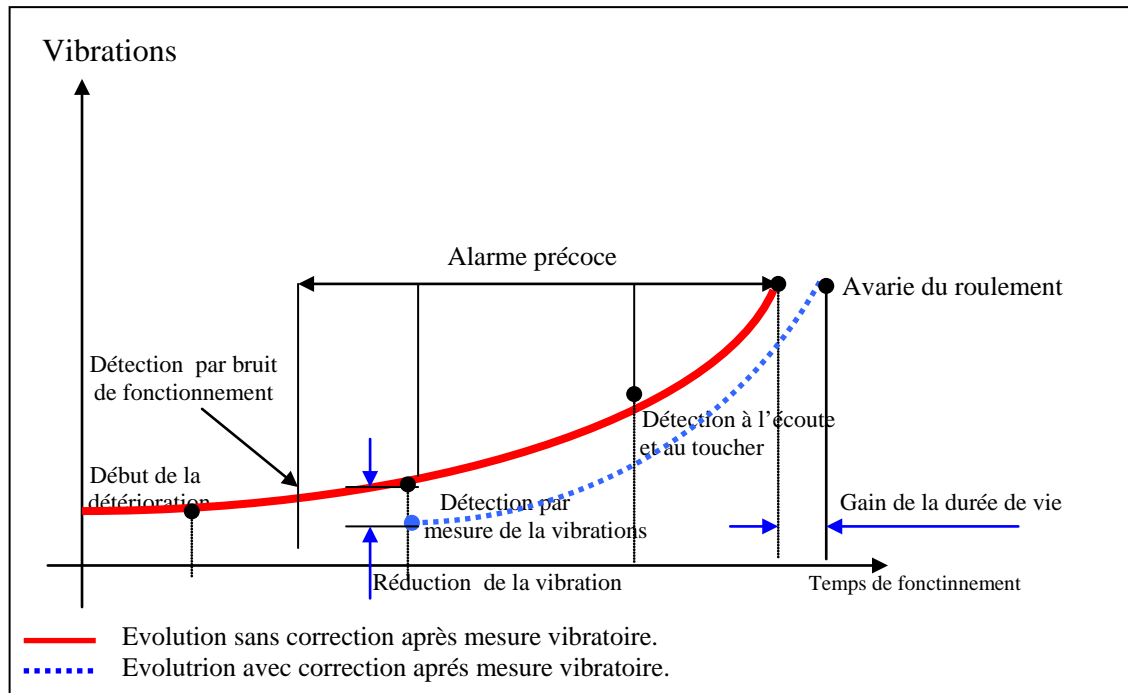


Fig- (IV-1) : Evolution de la dégradation (vibration) d'un roulement.

Il est nettement clair d'après la Fig- (IV-1), que la mesure vibratoire est utile pour suivre et connaître l'état réel de fonctionnement de n'importe quelle machine [31], nous voyons que si, on procède à une correction après la confirmation d'une évolution de l'intensité vibratoire, qu'on va obtenir une augmentation (un gain) sur la durée de vie du roulement.

IV-2. Notions sur les vibrations :

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

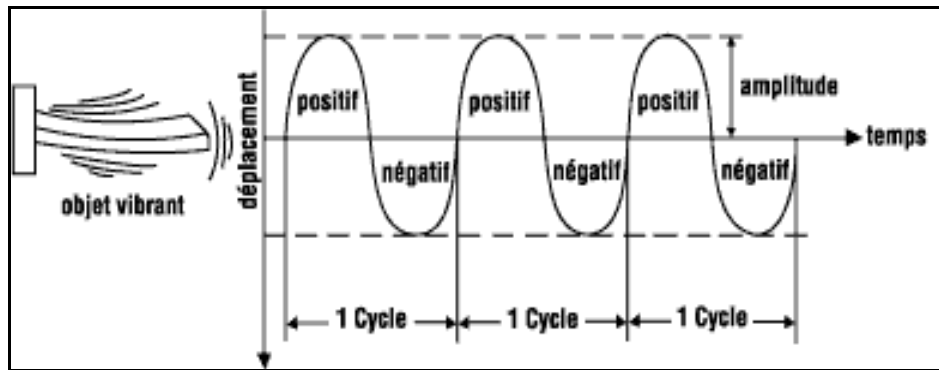


Fig- (IV-2) : Vibration sinusoïdale.

D'une manière générale et d'après l'évolution (ou le comportement) de la grandeur vibrante dans le temps [19], on distingue trois (03) types de vibrations :

IV-2-1. Vibration harmonique :

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

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

$$A(t) = A.\text{Sin} (\omega t + \varphi). \dots\dots\dots(IV-1)$$

Avec :

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

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

IV-2-2. Vibration périodique :

Elle peut correspondre à un mouvement sinusoïdal pur ou, plus généralement, à un mouvement complexe périodique que l'on peut décomposer en une somme de mouvements sinusoïdaux élémentaires, plus faciles à analyser.

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

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

La vibration périodique est décrite par :

$$A(t) = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \text{Sin} (\omega_i t + \varphi_i) \dots\dots\dots(IV-2)$$

IV-2-3. Vibration aléatoire apériodique (choc):

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

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

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

Elle décrite par l'expression suivante :

$$A(t) = \sum_{i=1}^{\infty} A_i \cdot \text{Sin} (\omega_i t + \varphi_i) \dots\dots\dots(IV-3)$$

IV-3. Grandeurs utilisées pour la mesure vibratoire :

Comme tout mouvement [6], une vibration peut être étudiée selon trois grandeurs, il s'agit du déplacement, la vitesse et l'accélération.

IV-3-1. Déplacement d'une vibration :

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

IV-3-2. Vitesse d'une vibration :

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

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

IV-3-3. Accélération d'un mouvement vibratoire :

L'accélération est une grandeur qui indique dans quelle mesure la vitesse varie en fonction du temps et elle s'exprime par conséquent en unités de vitesse (mètres par seconde) par seconde ou en mètres par seconde carrée (mm/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 (Acc) c'est la grandeur représentative des forces dynamiques qui ne dépend pas de la fréquence, c'est le paramètre privilégié en analyse vibratoire sur une large bande de fréquence ($0 \text{ Hz} \leq f \leq 20 \text{ KHz}$).

Ces grandeurs physiques sont liées entre elles par des relations mathématiques, ces relations sont assez simples dans le cas des vibrations sinusoïdales (simples). Le choix de l'une ou de l'autre de ces grandeurs joue un rôle très important dans la qualité du diagnostic.

Dans le cas d'une vibration purement sinusoïdale, les valeurs mesurées en déplacement, vitesse et en accélération sont liées par des fonctions simples et qui font intervenir la fréquence (f).

La vitesse vibratoire est donnée par :

$$Vit = Acc / 2 \pi f ; (\text{mm} / \text{s}), \dots\dots\dots(\text{IV-4})$$

Le déplacement du mouvement vibratoire est :

$$Dép = Vit / 2 \pi f ; (\text{um}), \dots\dots\dots(\text{IV-5})$$

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

$$Dép = Acc / 2 \pi^2 \cdot f^2 ; (\text{g}), \dots\dots\dots(\text{IV-6})$$

Suite aux relations des grandeurs vibratoires précédentes, on peut obtenir ce qui suit :

$$\left. \begin{aligned} Vit &= 1561 Acc / f. \\ Dép &= 1561 Vit / f. \\ Dép &= 248490 Acc / f^2. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(\text{IV-7})$$

Nous choisirons donc préférentiellement la grandeur (Fig- (IV-3)) déplacement pour détecter des phénomènes basse fréquence [14], et la grandeur accélération pour les phénomènes haute fréquence défaut de roulement.

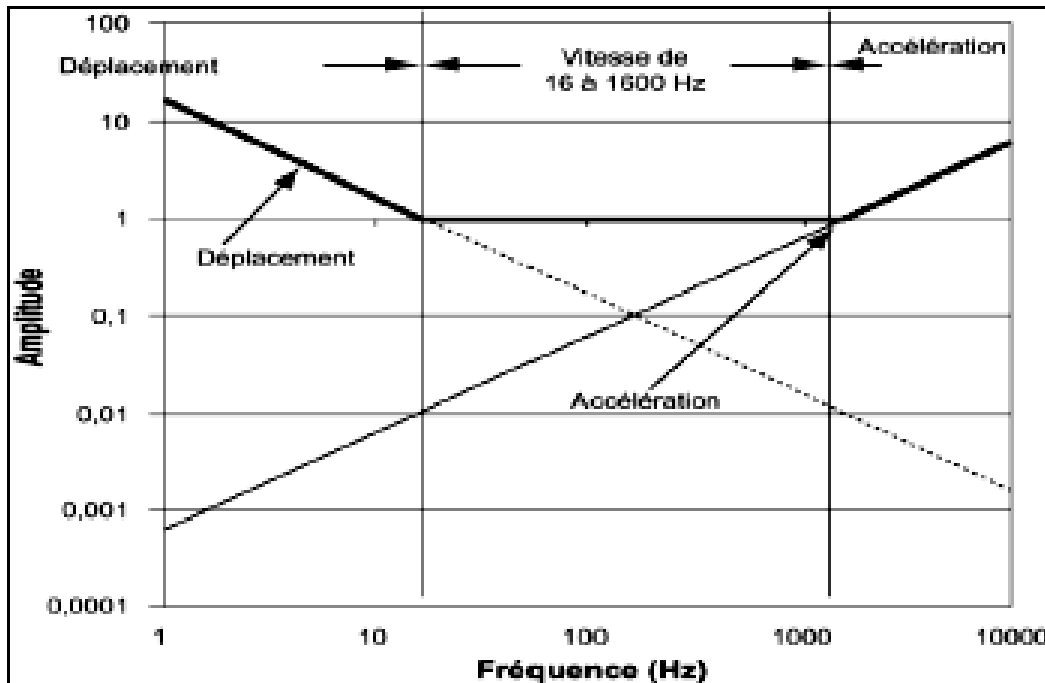


Fig- (IV-3) : Grandeurs d'une vibration. [19]

IV-4. Représentation d'un signal vibratoire :

Le signal d'une vibration peut être représenté sous plusieurs formes, et ce d'après leur nature (sinusoïdal, périodique.....) [39], afin de le rendre exploitable à cet effet, on trouve :

IV-4-1. La représentation temporelle (fonction du temps) :

La représentation en fonction du temps est utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ces paramètres de fonctionnement.

Cette représentation est simple à exploiter (analyser) s'il s'agit d'une vibration sinusoïdale (simple), elle devient inexploitable lorsque le signal est considéré complexe.

IV-4-2. La représentation fréquentielle (fonction de la fréquence) :

Afin de rendre un signal vibratoire complexe sous une représentation temporelle exploitable, il faut le représenter par rapport à la fréquence, c'est-à-dire, chacune des composantes du signal complexe doit être représentée par son amplitude par rapport à sa fréquence qui représente l'inverse de la période, par cette représentation chaque composante caractérise une anomalie affectant la machine.

IV-4-3. Représentation vectorielle :

Le signal vibratoire est la somme vectorielle de deux vecteurs imaginaires qui tournent en sens inverse à une fréquence (f) et une amplitude $A_0/2$, Fig- (IV-4). A chaque instant (t) les parties imaginaires des deux vecteurs s'annulent. Les parties réelles s'additionnent et donnent :

$$A(t) = 2. A_0 \cos(\omega t + \varphi_0), \dots\dots\dots(IV-8)$$

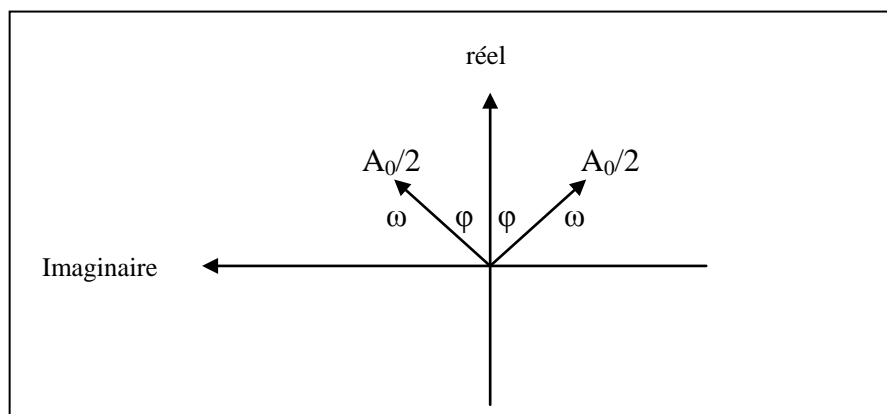


Fig- (IV-4) : représentation vectorielle d'un signal vibratoire. [14]

Remarque :

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

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

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

IV-5. Les indicateurs de surveillance vibratoire:

La plus diversité de l'élaboration des indicateurs assurée par les techniques du traitement de signal [5], des grandeurs physiques et des phénomènes qu'ils peuvent représenter et de leur niveau de pertinence nécessite une classification afin de clarifier leur domaines d'application et leur degré de performance, on peut définir plusieurs types d'indicateurs :

- Les indicateurs scalaires, ils associent au signal une grandeur caractéristique de l'amplitude, (facteur de crête, Kurtosis...).
- Les indicateurs spectraux, (Spectre, zoom, cepstre, spectre de fonction de modulation, fonction de transfert.....).
- Les indicateurs vectoriels, (Nécessaire pour la représentation en espace d'un signal vibratoire d'une ligne d'arbre délivré par plusieurs capteurs.
- Les indicateurs temporels, (directement accessible à l'interprétation, comme ils permettent d'obtenir des informations difficilement révélées dans le domaine spectral par exemple la durée d'un phénomène impulsionnel).

IV-5-1. Indicateurs scalaires énergétiques:

L'objectif de la surveillance des machines tournantes par un indicateur scalaire énergétique [5] est la comparaison à un seuil d'une valeur caractéristique de l'amplitude, de l'énergie du signale, valeur efficace, facteur de crête ou Kurtosis voir Fig- (IV-5) et qui doit être calculée ou mesurée dans le domaine temporel dans une bande plus ou mois large.

Les facilités de mise en œuvre, le faible niveau requis, en dépit du faible degré de fiabilité lorsque la cinématique de la machine (installation) devient peu complexe font que ce mode de surveillance est le plus utilisé à notre jour.

Un indicateur scalaire énergétique associé à un signal vibratoire, sous une représentation temporelle en relation avec la cinématique d'un mécanisme est un nombre ou scalaire. Ce nombre est la représentation du signal vibratoire, il peut être la valeur efficace ou celle de l'amplitude crête ou bien la combinaison de ces deux grandeurs (pour avoir le facteur crête, Kurtosis...).

La valeur d'un indicateur peut être représentative dans le cas d'une évolution dans le temps (tendance évolutive) qui est significative de l'aggravation du défaut.

Pour choisir l'indicateur scalaire qu'il le faut dans le domaine temporel il faut que :

- la grandeur du mouvement vibratoire soit significatif (accélération, vitesse ou déplacement), et ce selon le capteur (descripteur) utilisé.
- Un bon choix du grandeur de l'amplitude de la vibration (Valeur efficace, amplitude crête, facteur de crête ou le Kurtosis).
- qu'on limite la bande de fréquence pour donner un signification ou paramètre retenu.
- La durée nécessaire pour avoir une mesure précise (il faut que la machine tourne plusieurs tours ou plusieurs périodes de répétition des efforts dynamiques provoquant le défaut).

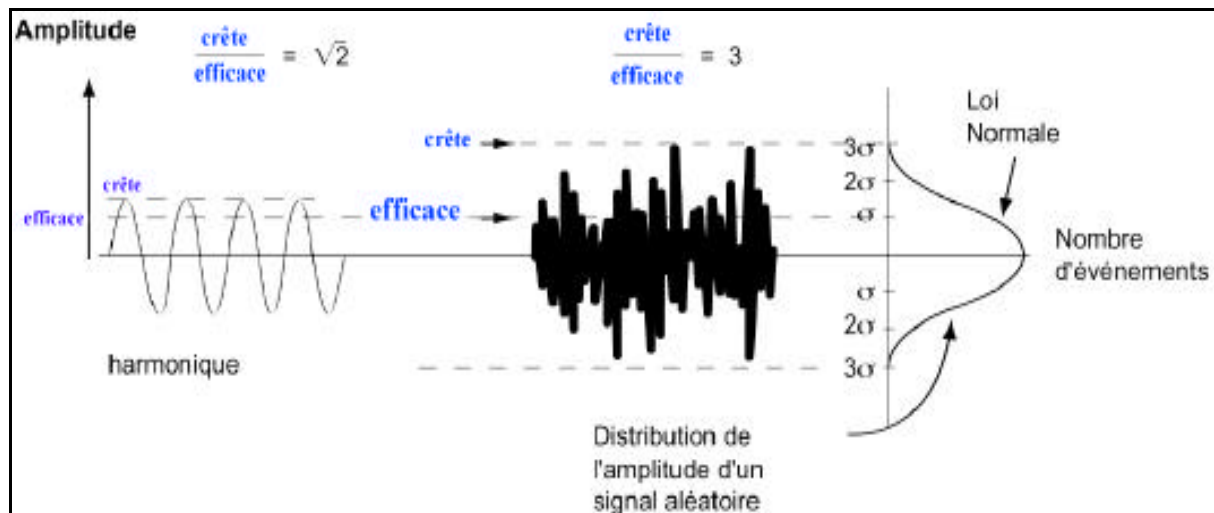


Fig- (IV-5) : Indicateurs scalaires. [45]

a- L'énergie de vibration :

Elle représente la somme mathématique des valeurs (signaux) analogiques conditionnés au carré a fin de les analyser pour les N points de l'échantillon choisi, pour la représentation d'un signal, elle est donnée par l'expression suivante :

$$L = \sum_{K=1}^{K=N} A_k^2 \dots\dots\dots(IV-9)$$

Avec ; $A_k = A(t)$, pour $t = k/f_{éch}$.

k : nombre entier non nul inférieur au nombre de point d'échantillonnage.

$f_{éch}$: La fréquence d'échantillonnage.

b- L'amplitude crête :

La valeur crête (A_c) représente la plus grande valeur absolue de l'amplitude, elle est exprimée par :

$$A_c = \text{Sup } | A_k | \dots\dots\dots(IV-10)$$

c- La valeur moyenne :

C'est la valeur moyenne des amplitudes correspondantes au points représentatif de l'échantillon choisi pour représenter le signal elle est donnée par :

$$A = (1/N) \sum_{K=1}^{K=N} A_k \dots\dots\dots(IV-11)$$

d- La valeur efficace :

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions si possible identiques permet de suivre l'évolution dans le temps d'un défaut en exploitant le signal vibratoire. 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, ou proposé par le constructeur de cette machine (le niveau de vibration admissible). La norme [NE X 90-300] 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 dans le cas d'un roulement.

Donc la valeur efficace d'une vibration c'est la racine carré de la moyenne des carrés des écarts entre la valeur de l'amplitude du signal et sa moyenne, elle est donnée par :

$$A_{\text{eff}} = \left[(1/N) \sum_{k=1}^{K=N} (A_k - \bar{A})^2 \right]^{1/2} \dots\dots\dots(\text{IV-12})$$

e- Le facteur crête :

Il représente le rapport entre la valeur crête et celle efficace d'une amplitude, il sera déterminé de la manière suivante :

$$FC = A_c / A_{\text{eff}} \dots\dots\dots(\text{IV-13})$$

La vibration de type sinusoïdal (périodique simple) aura un facteur de crête **FC** voisin de 0,7. Mais lors d'une vibration périodique de type impulsionnel aura un **FC** de valeur très importante (Tableau (IV-1)).

Nature de vibrations	Facteur crête (FC)	Causes probables
Périodique sinusoïdal où complexe ou de type bruit	1,5 : 2,5	Equilibre (balourd) ou alignement.
Aléatoire de type impulsionnel	3 : 4	Roulement en bon état.
Périodique de type impulsionnel	> 4	Roulement détérioré (dégradé).

Tableau (IV-1) : Valeurs du facteur crete (FC), [6].

f- La puissance :

Elle caractérise la moyenne des amplitudes au carré de toutes les composantes d'un signal ;

$$P = (1/N) \sum_{k=1}^{K=N} A_k^2 \dots\dots\dots(\text{IV-14})$$

g- Le kurtosis :

Les vibrations de type sinusoïdal ou impulsionnel génèrent [6] des allures de courbes de densité différentes, cette différence sera caractérisée par le kurtosis. Il quantifie

l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal enregistré les valeurs du Kurtosis caractéristiques des défauts sont données par le tableau (IV-2).

$$A_{kurt} = [(1/N) \sum (A_k - \bar{A})^4] / A_{eff}^4 \text{ ou bien ; } A_{kurt} = \int_{-x}^x ((x - \bar{x})^4 / \sigma^4) P(x).dx \dots\dots\dots(IV-15)$$

Avec ; x : amplitude instantanée du signal

\bar{x} : valeur moyenne de x

P(x) : probabilité d'apparition de x

σ : l'écart-type

Nature des vibrations	Valeur du kurtosis
Sinusoidale	1,5
Impulsionnelle aléatoire	3
Impulsionnelle périodique	importante

Tableau (IV-2) : Valeur du Kurtosis.[6].

h- Le niveau global (NG) :

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.

$$NG = (a^2 + b^2 + c^2 + \dots\dots\dots)^{1/2} \dots\dots\dots(IV-16)$$

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

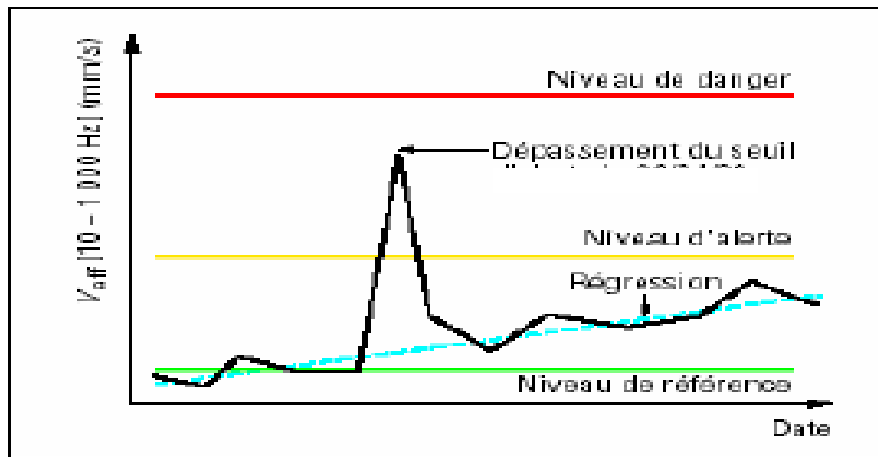


Fig- (IV-6) : Exemple d'utilisation d'un niveau global.[45]

La Figure (IV-6) 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 les 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.

i- Exemple d'un indicateur scalaire [5]:

i- 1/ $V_{\text{eff}} [10-1000\text{Hz}]$: cet indicateur représente la valeur efficace de l'amplitude de la vitesse vibratoire mesurée dans l'intervalle de fréquence (10 : 1000) Hz.

i-2/ $\text{ACC}_{\text{kurt}} [5-10 \text{ kHz}]$: Cet indicateur représente le kurtosis de la distribution de l'amplitude de l'accélération du signal vibratoire calculé dans la bande (5 : 10) KHz.

IV-5-2. Les indicateurs spectraux:

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

- la nécessité de définir, de mesurer, de gérer un grand nombre d'indicateurs destinés chacun à la surveillance d'un nombre défini d'anomalie, [5] la définition préalable de ces indicateurs entache la fiabilité de cette surveillance, parce que l'apparition de tout défaut non prévu à l'avance risque de ne pas être détecté.

- L'effet de masque devient très significatif dans le cas des défauts dont les amplitudes sont faibles qui vont être masqués par des vibrations dues au fonctionnement normal tels que le fonctionnement des machines alternatives, les compresseurs, les générateurs de puissance hydraulique....., Ces machines génèrent des vibrations dans les conditions de fonctionnement normal à des amplitudes importantes.

- L'impossibilité de détecter et de suivre l'évolution des défauts induisant des puissances vibratoires faibles.

A cet effet, il est nécessaire de rechercher autre type d'indicateurs pour rendre plus fiable la surveillance, qui va permettre la détection des défauts à un stade plus précoce. Cet objectif doit être atteint en définissant les indicateurs sensibles à l'augmentation de la puissance du signal vibratoire ainsi qu'à l'évolution de la forme du signal d'un côté et l'évolution des amplitudes de chacune des composantes, il s'agit des indicateurs spectraux.

Le spectre vibratoire d'une machine à un moment donné est comparé à un spectre de référence (gabarit) tracé lors de la mise en service de la machine ou bien après l'exécution d'une opération de maintenance Fig –(IV-7), qui nécessite un contrôle vibratoire.

La figure donne une idée sur l'utilisation d'un spectre de référence, qui correspond à celui prélevé juste après la remise en service d'un ventilateur au niveau d'un laminoir, annexe II.

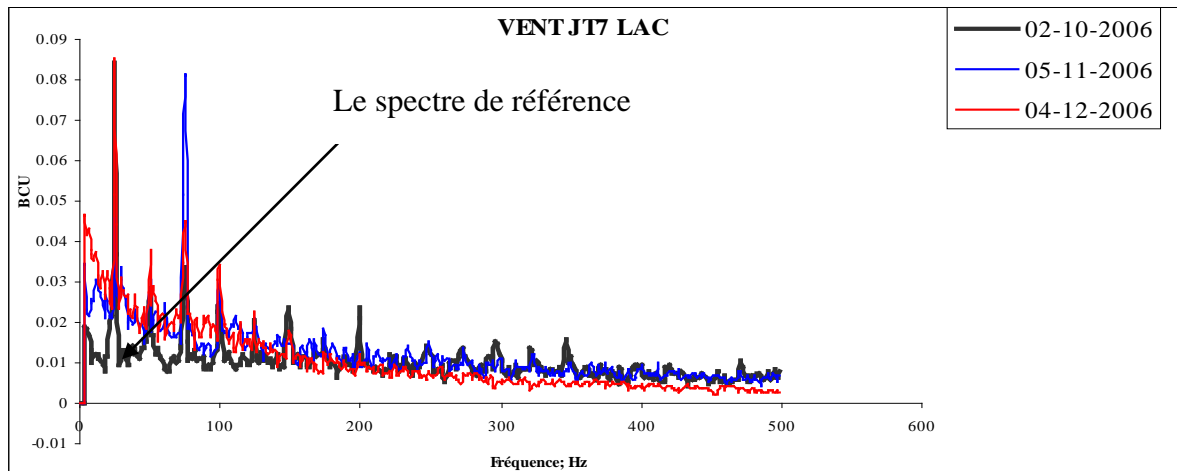


Fig- (IV-7) : Le spectre de référence d'un ventilateur.

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

L'analyse spectrale est la méthode la plus utilisée dans l'industrie pour la surveillance et le diagnostic des machines tournantes, compte tenu de sa simplicité. Elle consiste à observer l'évolution du spectre des mesures par rapport à un gabarit de référence voir la Fig- (IV-7), (état initial de la machine). Dès qu'on constate de fortes impulsions aux fréquences de défauts, connues théoriquement [7], le chargé de la maintenance essaye de déduire la partie défectueuse correspondante. Cependant, les signaux vibratoires sont souvent fortement bruités et ont un caractère non stationnaire (transitoires), d'où la difficulté d'analyser le spectre fréquentiel de la vibration tel qu'il est fourni par l'accéléromètre.

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

IV-5-3. Les indicateurs typologiques comportementaux :

Les deux modes d'indicateurs de surveillance précédents sont basés essentiellement sur le suivi de l'évolution de l'énergie ou bien plus précisément sur la variation de la forme du signal vibratoire (par exemple : le spectre d'une accélération pour un indicateur spectrale ou la valeur efficace pour le cas d'un indicateur scalaire) sans courir arrières la nature du phénomène qui à créer cette vibration.

Ces types d'indicateur s'attachent principalement à la détection des défauts particuliers tels que : Le balourd, le défaut d'alignement, roulement,

IV-6. Les modes d'analyse vibratoire:

IV-6-1. L'analyse spectrale :

L'analyse spectrale est la méthode la plus utilisée dans l'industrie pour le diagnostic et la maintenance des machines tournantes, compte tenu de sa simplicité. Elle consiste à observer l'évolution du spectre des mesures par rapport à un gabarit de référence (état initial de la machine). Dès qu'on constate de fortes impulsions aux fréquences de défauts, connues théoriquement [7], le chargé de la maintenance essaye de déduire la partie défectueuse correspondante. Cependant, les signaux vibratoires sont souvent fortement bruités et ont un caractère non stationnaire (transitoires), d'où la difficulté d'analyser le spectre fréquentiel de la vibration tel qu'il est fourni par l'accéléromètre.

IV-6-2. Analyse du spectre d'enveloppe (BCU), Bearing Condition Unit :

L'accéléromètre fixé sur une machine tournante mesure la vibration produite par un défaut présent sur un roulement, ce signal est mélangé et perturbé par d'autres signaux vibratoires.

La détection d'enveloppe consiste à démoduler la vibration enregistrée par le capteur autour de la fréquence de résonance du composant mécanique à diagnostiquer. On extrait d'abord la contribution « Haute Fréquence » des roulements Fig- (IV-8) à l'aide d'un filtre passe-bande $[f_1 ; f_2]$. Ce filtre peut être déterminé en examinant l'évolution du spectre vibratoire entre le signal à analyser et un autre enregistré au préalable sur la machine saine (lors de mise en service) . Par la suite, on calcule la transformée de Fourier Inverse, pour avoir le signal analytique (complexe) [5].

Le module du signal démodulé est ensuite extrait. En utilisant la transformée de Fourier, il est alors possible d'étudier le nouveau spectre qui fait apparaître des pics, lorsqu'il

y a un défaut, à la fréquence de répétition correspondante [7]. Plusieurs améliorations ont été proposées pour cette technique, qui exploitent la Transformée de Fourier de l'enveloppe élevée au carré [45]. Cependant, cette approche est difficile à appliquer sur les signaux issus d'une machine tournante à plusieurs paliers de roulements où les signaux se chevauchent en haute Fréquence et elle n'utilise pas les connaissances a priori sur le roulement à diagnostiquer.

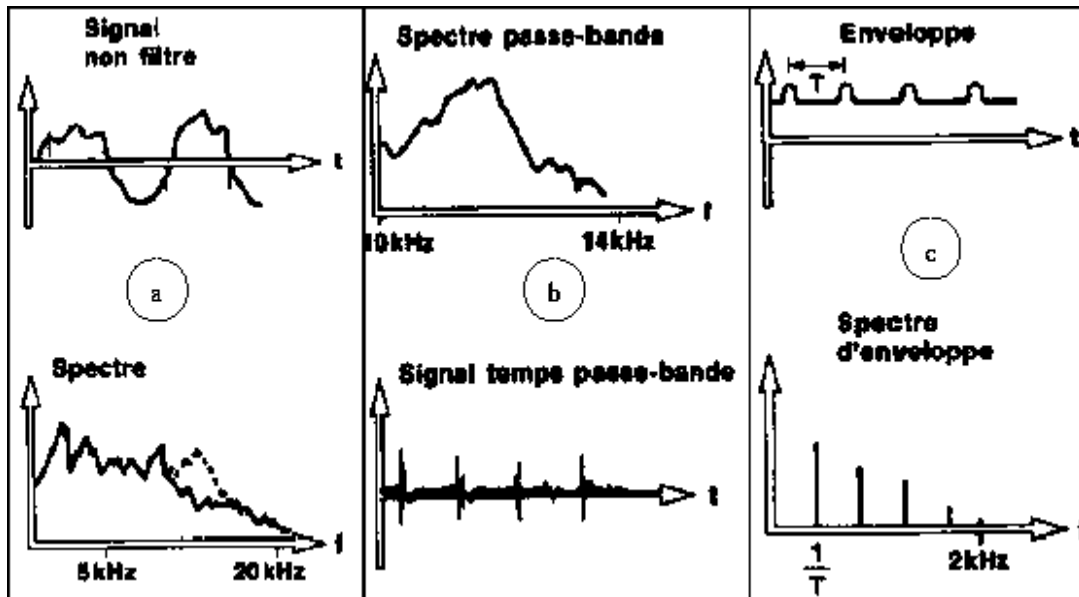


Fig- (IV-8) - Chronologie pour établir un spectre d'enveloppe. [45]

Pour détecter l'enveloppe, il faut d'abord déterminer la zone où se produit l'augmentation du niveau global de vibration, zone en pointillés sur le spectre à gauche (a).

On règle alors un filtre passe bande au centre de celle-ci. La détection des valeurs crêtes sur la signal temporel donne l'enveloppe en fonction du temps. Ce signal possède alors les informations en fréquence et en amplitude (Fig- (IV-8)), la transformée de Fourier concrétise ces informations en affichant les raies correspondantes aux fréquences des défauts recherchés. Les composantes fréquentielles peuvent ensuite être comparées aux fréquences de roulements calculées pour établir avec certitude le type de défaut présent.

IV-6-3. L'analyse temps –fréquence :

L'ensemble des définitions et des principes dans cette partie sont basés sur l'hypothèse que le signal vibratoire est considéré sinusoïdal pur [10]. Dans la pratique, les vibrations

réelles sont constituées d'un grand nombre de composantes qui peuvent se ramener à la superposition de composantes élémentaires purement sinusoïdales

Elle caractérise le signal vibratoire à la fois en Temps et en Fréquence. L'amplitude de la représentation (Temps –Fréquence) fournit une information de puissance. Les fréquences qui apparaissent vont permettre d'identifier et d'étudier les différents éléments mécaniques en jeu par leurs modes et les contraintes auxquelles ils sont soumis. Les différents événements que l'on peut distinguer dans la représentation, peuvent être localisées dans le temps, donnant ainsi une information sur le déroulement et l'enchaînement des divers processus. Plusieurs méthodes ont été mises en place pour obtenir une représentation (Temps –Fréquence). Les problèmes principaux associés à cette analyse sont : son manque de résolution, la présence d'interférences et la difficulté de l'utiliser pour une automatisation du diagnostic.

De plus, pour les roulements, la zone de charge à laquelle ces derniers sont soumis a une influence prépondérante sur l'analyse de leurs vibrations. Cependant, cette méthode ne fournit qu'une description incomplète du phénomène [10]. D'où la difficulté d'utiliser cette approche (Temps –Fréquence) pour le diagnostic des roulements.

IV-6-4. La résonance :

Chaque objet, selon sa composition, sa taille, sa structure, son poids et sa forme, a tendance à vibrer à une fréquence particulière. Cette fréquence de vibration naturelle est appelée la fréquence de résonance Fig- (IV-9). Une machine vibrante transmet la quantité maximale d'énergie à un objet lorsqu'elle vibre à la fréquence de résonance de l'objet.

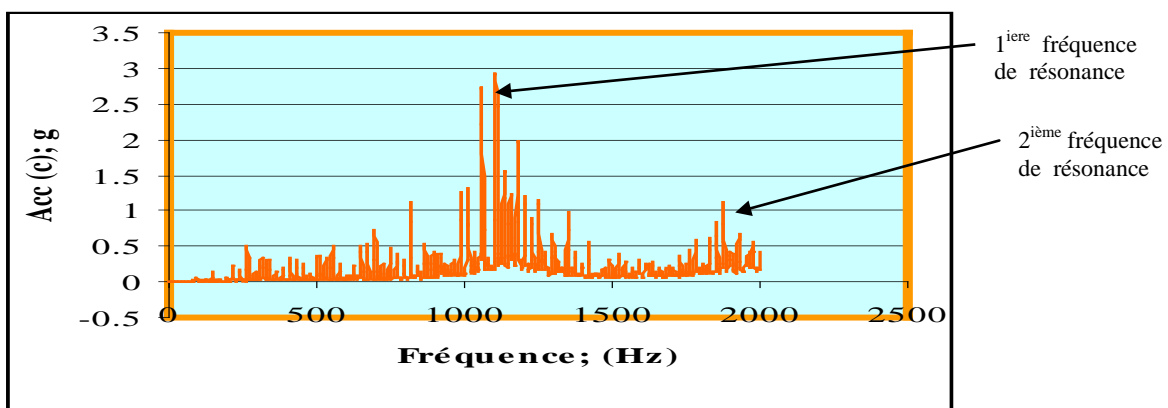


Fig- (IV-9) : Représentation de la résonance d'une structure vibrante.

IV-7. Détection vibratoire des défauts des roulements:

Parmi les outils de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations 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 cette méthode de surveillance est destinée à assurer la sécurité de la machine en évitant des dégradations importantes des pièces (roulements) et par conséquent les arrêts imprévus, lorsque le niveau des vibrations atteint des valeurs jugées excessives (seuil d'alarme) pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière. Il existe de différentes techniques d'investigation utilisées dans le domaine du suivi vibratoire des machines tournantes.

Cependant, l'objectif du personnel de maintenance est; de détecter une défaillance d'une part, et diagnostiquer cette dernière pour connaître l'origine et la gravité de cette défaillance et ce à fin de prévoir le temps résiduel de fonctionnement après détection d'autre part.

Le diagnostic basé sur les mesures vibratoires ne peut se faire que si les signaux vibratoires enregistrés sont riches d'informations caractéristiques de l'état réel de fonctionnement d'un roulement (machines). La qualité et la fiabilité d'une mesure vibratoire dépendent directement du matériel utilisé. L'impédance de la structure (ou la mobilité) est fonction de la situation de la source excitatrice, provoquée par un défaut, et de la position du capteur à partir duquel les signaux sont analysés.

Dans le cas d'un suivi vibratoire, la conception des bâtis peut modifier notablement le signal réel engendré par un effort dynamique (défaut), ainsi que la disparition de certaines fréquences caractéristiques de défauts et la non détection des défaillances.

Tous les défauts de roulement ont un point commun : ils se traduisent tôt ou tard par une perte de fragments de métal. Le défaut précurseur de la destruction est l'écaillage. Il se traduit par des chocs répétés des éléments rouleaux sur la cage de roulement.

De nombreux appareils permettent une bonne détection des anomalies de roulements. Leur but est de détecter les chocs répétés le plus tôt possible.

Or, au début de l'écaillage, le choc, de courte durée, ne modifie pas l'énergie moyenne du système. Il ne se voit donc pas si l'on étudie le niveau de vibrations. Pour améliorer la détection, on réalise un filtrage par le capteur de vibration (élimination des défauts de faible fréquence). On utilise pour cela un accéléromètre à large bande passante, avec une résonance

peu amortie, excité par les chocs, répondra sur sa résonance et jouera le rôle de filtre sélectif, il laisse passer les chocs, mais pas le bruit de fond. Ce filtrage assure une meilleure discrimination du défaut. Il suffit de mesurer le niveau du signal de sortie, qui, en l'absence de choc, est faible et augmente très vite, en cas de défaut. Ce type de défauts se caractérise donc par une augmentation de la valeur efficace du signal et de son facteur de crête.

La base de la détection du défaut de roulement est donc de détecter l'augmentation de l'énergie du signal, ou plutôt, si l'on veut avoir une détection précoce, de ce qui dans l'énergie indique la présence de petits chocs répétés.

Le comportement dynamique d'un roulement a été étudié grâce à un modèle théorique. Une des conclusions de cette étude est l'influence des efforts dynamiques provoquant les vibrations engendrées. Mais le problème n'est pas simple puisqu'il fait appel à la dynamique des systèmes non -linéaires et qu'il a été nécessaire d'utiliser des outils de traitement de signal pour comprendre ces mouvements vibratoires.

IV-7-1. Modélisation de la vibration d'un roulement écaillé :

A travers ce chapitre nous décrirons le modèle mathématique utilisé pour modéliser la vibration produite par un défaut sur un roulement. Cela nous permettra de caractériser sa signature et de l'utiliser pour définir notre méthode d'analyse, créer des mélanges synthétiques et ainsi valider notre méthode par simulation.

Le modèle le plus répandu dans la littérature est celui de P. D. McFadden et J. D. Smith [10]. Il s'agit d'un modèle *physique* développé pour décrire la vibration produite par un défaut sur la bague interne d'un roulement sous charge radiale. Ce dernier incorpore les effets de la géométrie du roulement, la vitesse du rotor, la répartition des charges, la fonction de transfert et la réponse du système mécanique à un impact dû au passage des galets sur le défaut. Une comparaison faite avec des spectres de vibrations mesurés confirme la validité du modèle. Le modèle peut facilement être étendue à d'autres types de défauts : bague externe, galet.

Dans ce qui suit, nous détaillerons ce modèle *physique* et nous décrirons le passage au modèle théorique souvent utilisé dans la littérature [8] [40].

Le signal qui nous intéresse est donc une vibration produite par un défaut sur un roulement à billes ou à rouleaux Voir Fig- (IV-10). Il s'agit de vibrations périodiques (ou

quasi-périodiques) à la fréquence à laquelle les éléments roulants passent sur le défaut. Cette fréquence, que nous noterons f_d , dépendra de plusieurs paramètres. Les dimensions géométriques du roulement : le nombre des éléments roulants Z , leur diamètre d et le diamètre moyen D_m entre les deux bagues interne et externe. La fréquence de rotation des bagues interne f_i et f_e celle de la bague externe. Il faut aussi prendre en compte l'angle de contact α lorsque le rotor est soumis à une force axiale entraînant le déplacement de ce dernier et donc de la bague interne. Le plan de contact des galets se trouve alors incliné d'un angle α . Cette quantité dépend de la charge et est bornée supérieurement Voir Fig- (IV-11).

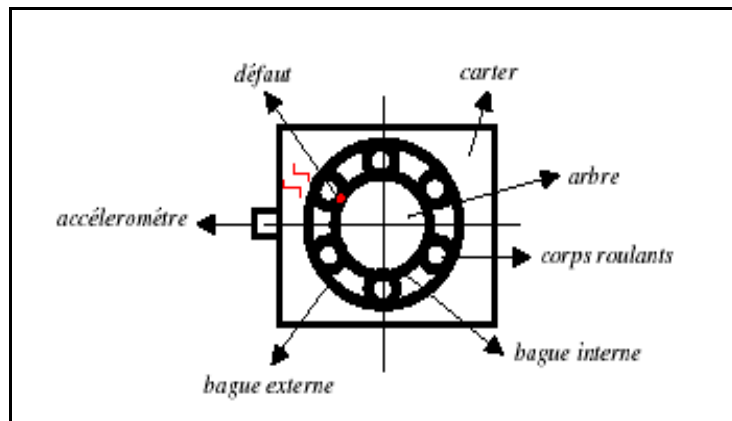


Fig- (IV-10) : Représentation schématique d'un roulement à billes (ou à rouleaux).
-Défaut sur la bague interne- [10]

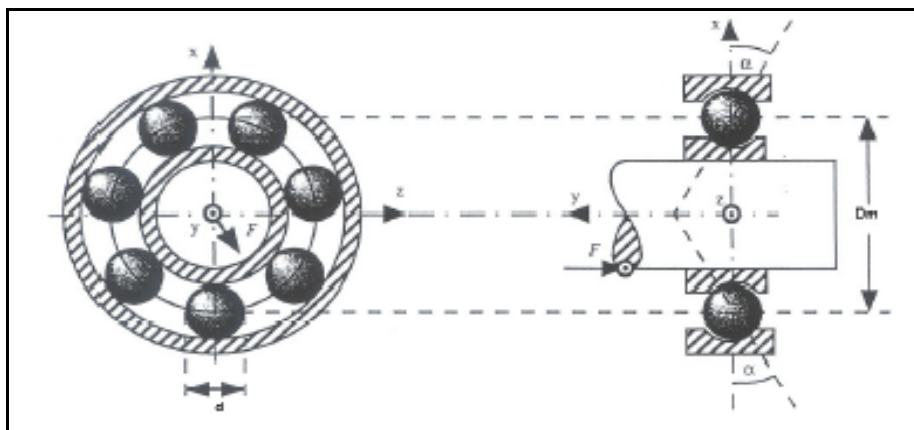


Fig- (IV-11) : Roulement à billes soumis à une force radiale et axiale. [10]

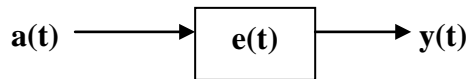
Le diamètre moyen D_m est défini comme suit :

$$D_m = R_e + R_i = (R_i + d \cdot \cos(\alpha)) + R_i = 2R_i + d \cdot \cos \alpha, \dots \dots \dots (IV-17)$$

Où R_e et R_i représentent respectivement les rayons de la bague externe et interne.

Le signal source modélisé dans ce qui suit est une vibration produite par un défaut sur la bague interne d'un roulement chargé. Ce dernier est caractérisé par des chocs qui apparaissent à la fréquence des passages des éléments roulants sur le défaut, notée f_i , et à des amplitudes $a(t)$ qui dépendent du positionnement du défaut par rapport au capteur et de la charge à laquelle est soumis le roulement.

Si on suppose que le comportement vibratoire de la machine est linéaire, sa réponse $y(t)$ à un effort $a(t)$ se traduit par le produit entre $a(t)$ et $e(t)$:



Où $e(t)$ décrit la réponse impulsionnelle de la machine qu'on peut modéliser par une sinusoïde amortie, représentant ainsi le déplacement consécutif à un choc instantané, τ étant le taux d'amortissement et f_r la fréquence de résonance (propre) de l'objet résonant [10].

$$e(t) = \begin{cases} \text{Sin}(2\pi f_r) e^{-(\tau/t)} & t > 0 \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \dots\dots\dots(\text{IV-18})$$

L'amplitude instantanée du choc $a(t)$ est définie par le produit de trois fonctions :

$$a(t) = d(t) \cdot q(t) \cdot p(t) \dots\dots\dots(\text{IV-19})$$

Où : $d(t)$, $q(t)$ et $p(t)$ représentent respectivement le peigne de Dirac, la fonction de charge et la fonction de position. Ces dernières seront détaillées dans les paragraphes suivants.

IV-7-1-a. Peigne de Dirac $d(t)$:

Le passage d'un élément roulant sur un défaut peut être modélisé par une série d'impulsions d'amplitude constante d_0 , à des instants multiples de la période du défaut T_d :

$$d(t) = d_0 \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \delta(t - kT_d), \dots\dots\dots(IV-20)$$

Dans cette section, on n'a pas tenu compte de l'influence des variations de charge autour du roulement. La fonction $d(t)$ est représentée graphiquement sur la Fig- (IV-12).

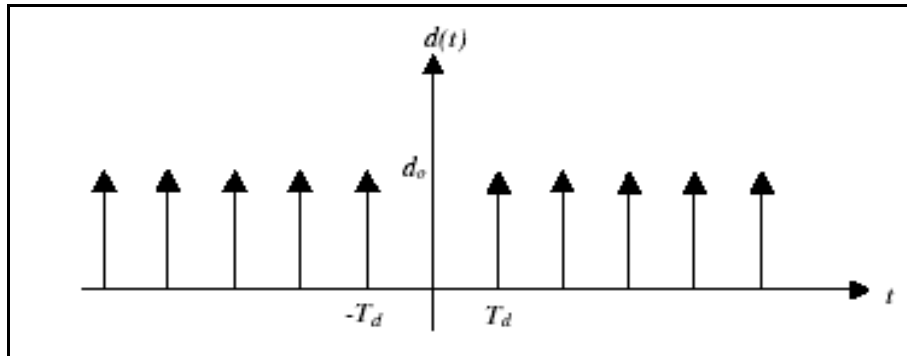


Fig- (IV-12) : Chocs uniformes (peigne de Dirac).[9]

IV-7-1-b. Fonction de charge q(t) :

La distribution de la charge autour d'un roulement est différente d'un point à un autre (c'est l'effet de la zone de charge) : le passage d'un défaut dans les zones fortement chargées Fig-(IV-13) se traduit par l'apparition de signaux de haute énergie tandis que le passage sur des zones faiblement chargées se caractérise par des composantes basse énergie.

L'amplitude de l'impulsion dépend de la position angulaire du défaut θ par rapport à l'axe de rotation.

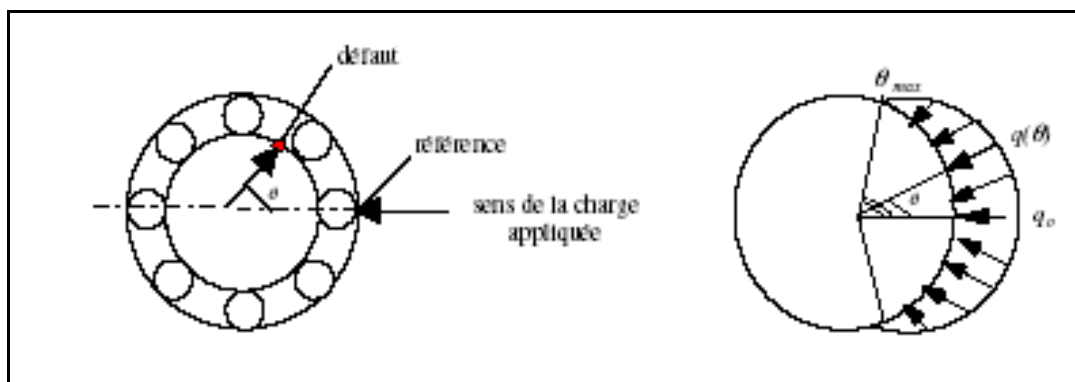


Fig-(IV-13) : Zone de charge.[9]

La distribution de la charge autour d'un roulement est définie approximativement par l'équation de STRIBECK [41], (Voir Annexe I) :

$$q(\theta) = \begin{cases} q_0 (1 - (1 - \cos(\theta)) / 2 \epsilon)^n & |\theta| < \theta_{\max} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \dots\dots\dots(\text{IV-21})$$

Où q_0 représente l'intensité maximale de la charge appliquée au roulement, ϵ le facteur de distribution de la charge, θ_{\max} l'angle délimitant la zone de charge, $n=3/2$ pour des roulements à billes et $n=10/9$ pour des roulements à rouleaux.

Pour obtenir l'évolution temporelle de la distribution de charge, nous utilisons la relation (pulsation – fréquence), en supposant que le défaut se situe sur la bague interne fixée sur le rotor :

$$\omega = 2\pi f_0 = \theta^\circ = d\theta / dt \dots\dots\dots(\text{IV-22})$$

Où f_0 représente la fréquence de rotation du rotor (bague interne du roulement).

Ce qui donne :

$$d\theta = 2 \pi f_0 dt \dots\dots\dots(\text{IV-23})$$

En intégrant et en supposant que la position angulaire initiale est nulle, on aura :

$$\theta = 2 \pi f_0 t \dots\dots\dots(\text{IV-24})$$

En remplaçant θ par $(2 \pi f_0 t)$ dans l'équation (IV-21), nous obtenons la distribution instantanée de la charge :

$$q(t) = \begin{cases} q_0 (1 - (1 - \cos(2 \pi f_0 t)) / 2 \epsilon)^n & |t| < (\theta_{\max}/2\pi) T_s \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases} \dots\dots\dots(\text{IV-25})$$

Notons que $q(t)$ est une fonction périodique de période T_s . Une représentation graphique de la distribution de charge $q(t)$ est donnée sur la Fig- (IV-14).

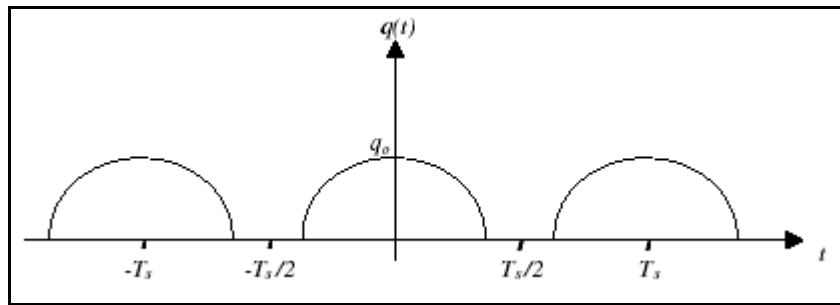


Fig- (IV-14) : Fonction de charge. [9]

IV-7-1-c. Fonction de position $p(t)$

Le passage des éléments roulants sur le défaut émet une vibration à une fréquence de résonance f_r qui dépend de la géométrie du roulement écaillé et de la machine à diagnostiquer. Cette dernière peut être estimée en utilisant un accéléromètre et en assénant un coup de marteau sur le palier.

Cependant [10], la réponse impulsionnelle d'un vrai impact mécanique inclut plusieurs résonances provenant des différentes parties de la machine. Comme la vibration produite par un roulement apparaît en haute fréquence, il est possible d'isoler une résonance f_r en utilisant des filtres passe-bande.

Pour simplifier l'étude du modèle, il a été supposé qu'une seule résonance est produite lors du passage des éléments roulants sur le défaut. La Fig- (IV-15) décrit une représentation schématique de la transmission de la vibration vers le transducteur (capteur).

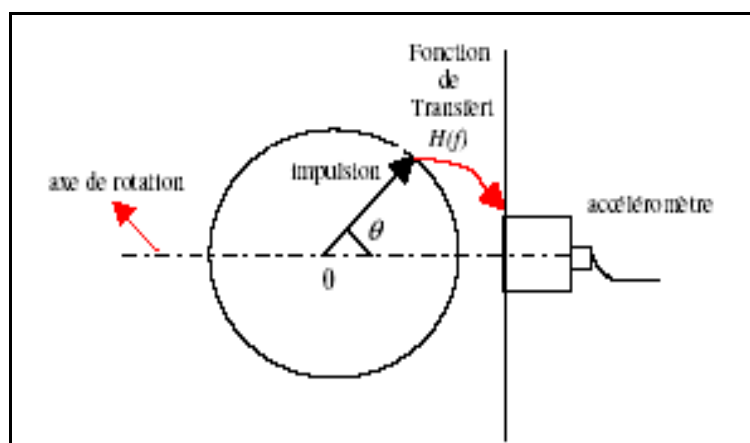


Fig- (IV-15) : Représentation schématique de la transmission de la vibration vers le transducteur. [10]

Pour un système linéaire à un seul degré de liberté, la fonction de transfert $h(t)$ entre le défaut et l'accéléromètre peut être remplacée par une fonction de position $p(t)$ et une sinusoïde amortie $e(t)$, (Eq. (IV-18)).

La fonction $p(\theta)$ définit l'amplitude instantanée et le signe de la fonction de transfert $h(t)$ à une position θ .

- Si $\theta = 0$, il est fort probable que $p(\theta)$ soit d'amplitude maximale puisque l'impulsion est émise en direction du transducteur.
- A $\theta = \pi$, son amplitude est plus faible que celle à $\theta = 0$ car la distance d'arrivée de l'onde au capteur est importante. Le signe de $p(\theta)$ est inversé puisque l'impulsion est émise dans la direction opposée du capteur.
- Si $\theta = \pi/2$ et $\theta = 3\pi/2$, la valeur de $p(\theta)$ est presque nulle compte tenu du fait que la direction d'arrivée de l'onde est perpendiculaire à l'axe de rotation du rotor. Ce type de comportement a été observé dans la pratique.

Une forme possible de $p(t)$ est représentée sur la Fig- (IV-16). Cette fonction est périodique, de période T_s , étant donné que la position du défaut θ parcourt toute la circonférence de la bague interne fixée au rotor qui tourne à une vitesse ω_0 .

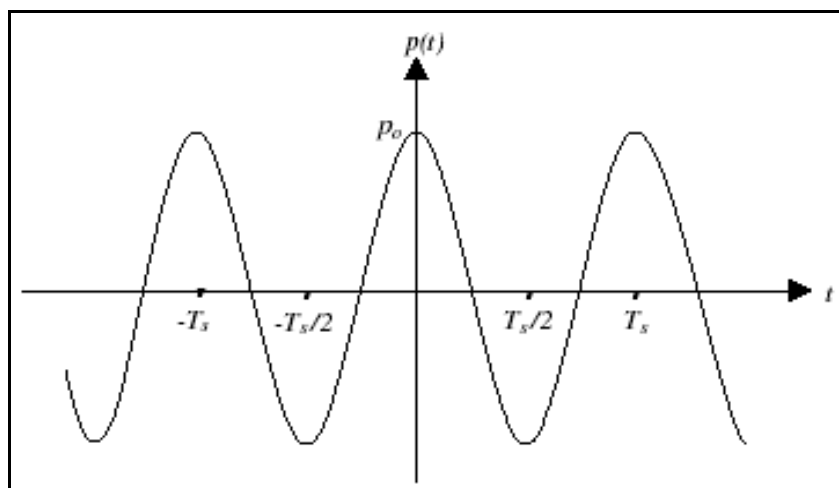


Fig- (IV-16) : Fonction de position. [9]

IV-7-1-d. Approche sur le traitement de signal :

Dans les sections précédentes, nous avons présenté des équations développées pour décrire premièrement la série d'impulsions produites par un défaut sur la bague interne d'un roulement chargé, et deuxièmement la réponse impulsionnelle du roulement et de la machine due à un impact lors du passage des éléments roulants sur le défaut. Ces équations seront maintenant combinées pour donner l'expression de la vibration engendrée. Sa réponse est obtenue par le produit des séries d'impulsions des impacts avec la réponse impulsionnelle de la machine :

$$y(t) = a(t) * e(t) \dots\dots\dots(IV-26)$$

Avec ; $a(t) = d(t). q(t). p(t)$

Qui peut s'écrire aussi comme suit :

$$a(t) = r(t) . \sum_k \delta (t - T_k) \dots\dots\dots(IV-27)$$

Avec ; $r(t) = d_0 . p(t) . q(t) \dots\dots\dots(IV-28)$

$r(t)$ est une fonction périodique de période T_s .

L'amplitude $a(t)$ n'est donc qu'un signal échantillonné aux instants $k.T_d$:

$$a(t) = \sum_k r_k . \delta (t - T_k) \dots\dots\dots (IV-29)$$

Avec ;

$$y(t) = \sum_k r_k . e (t - T_k) \dots\dots\dots(IV-30)$$

$$T_k = k.T_d \dots\dots\dots(IV-31)$$

Ce modèle théorique inclut donc trois informations physiques importantes liées au roulement à diagnostiquer et à la machine : la fréquence de rotation du rotor f_0 , la fréquence de résonance f_r et la fréquence du défaut f_d qui tient compte des dimensions géométriques du roulement.

IV-7-2. Diagnostic des défauts de roulements :

Pour établir un diagnostic vibratoire, il est souvent nécessaire de faire appel à des outils mathématiques relativement élaborés. Ces outils doivent assister l'opérateur et lui permettre de remonter aux origines 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.

a/ Les vibrations dues à des défauts de roulements :

Dans la plupart des modes d'usures [45], il y a augmentation des discontinuités sur les pistes ou sur un élément roulant. Les vibrations générées par un roulement neuf et en bon état sont faibles et ressemblent à un bruit aléatoire et lorsqu'un défaut commence à se développer, les vibrations produites par le roulement changent. Chaque fois qu'un élément roulant rencontre une discontinuité sur son chemin, une impulsion apparaît. Ces impulsions se répètent périodiquement à un rythme déterminé par l'endroit de la discontinuité, par la géométrie du roulement Fig- (IV-17), et par la vitesse de rotation de l'arbre. Ces phénomènes répétés sont appelés fréquences caractéristiques du fonctionnement de roulement.

On constatera par exemple un défaut sur la piste intérieure du roulement grâce à la mesure de la fréquence de passage des éléments roulants sur celle-ci. Quatre fréquences caractéristiques sont à connaître :

f_e pour un défaut sur la piste extérieure.

f_i pour la piste interne.

f_b pour un défaut d'un élément roulant.

f_c pour un défaut sur la cage du roulement.

Ces fréquences peuvent être calculées à partir des formules de (WILLIS) ou peut être données par des logiciels fournis par les constructeurs de roulement.

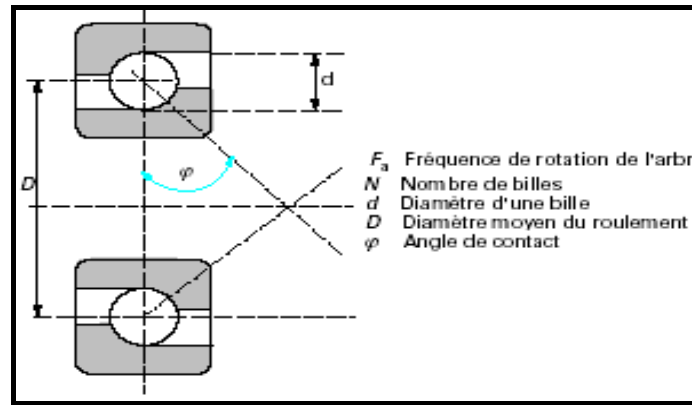


Fig- (IV-17) : Paramètres d'un roulement.[45]

La fréquence de défaut sur une bague externe :

$$f_e = (z/2) \cdot (1 - (d / D_m) \cdot \cos \alpha) \cdot f_0 , \dots\dots\dots(IV-32)$$

La fréquence de défaut sur une bague interne :

$$f_i = (z/2) \cdot (1 + (d / D_m) \cdot \cos \alpha) \cdot f_0 , \dots\dots\dots(IV-33)$$

La fréquence de défaut sur un élément roulant :

$$f_b = (f_0 \cdot D_m / 2 \cdot d) \cdot (1 - (d^2 / D_m^2) \cdot \cos^2 \alpha) \cdot \dots\dots\dots(IV-34)$$

La fréquence de défaut sur un élément roulant :

$$f_c = (f_0/2) \cdot (1 - (d / D_m) \cdot \cos \alpha) \cdot \dots\dots\dots(IV-35)$$

Quelque soit le type du roulement, on obtient ce qui suit :

$$f_e + f_i = z \cdot f_0 , \dots\dots\dots(IV-36)$$

Avec ; z : nombre des éléments roulant du roulement.

d : diamètre d'alésage (diamètre vde la bague interne) du roulement.

D_m : Diamètre moyen du roulement.

Toutefois il faut remarquer qu'en réalité, il y a plus ou moins de glissement entre les éléments roulants et les pistes, donc ces fréquences doivent être considérées comme approchées.

b/ Surveillance vibratoire des roulements :

En réalité, dans le spectre des vibrations du mécanisme, les composantes des roulements citées précédemment sont noyées parmi d'autres de niveau plus élevé, telles que celles provenant d'un déséquilibre du rotor, d'un désalignement, d'un desserrage du support, d'une fissure de la plaque d'assise..... Ceci étant commun à un nombre de machines tournantes importants (effet de masque). C'est pour cela que l'on observera les niveaux vibratoires dans une plage de hautes fréquences. Car lorsqu'un élément roulant rencontre une discontinuité, l'impact se reproduit sur la structure du roulement puis sur le bâti du mécanisme et provoque une résonance sur le châssis. Cette fréquence de résonance est une propriété de la structure et ne dépend pas du nombre d'impacts, ni de leur violence. Ces fréquences de résonances se situent généralement entre (1000 – 20000) Hz.

Nous pouvons distinguer deux types de dégradation des roulements :

- Dégradations localisées : Le spectre associé est un spectre de raies à la fréquence du choc (f_d). L'amplitude du choc étant faible, les raies ne seront dés cernables qu'autour des résonances de structure ou au moyen d'outils spécifiques.

- Dégradations généralisées : L'écaillage augmente lorsque la dégradation du roulement évolue pour gagner l'ensemble des éléments en contact. Cette évolution entraîne l'apparition de nombreux chocs durs qui excitent les hautes fréquences de résonances du roulement.

Le spectre associé présente une signature dont l'aire (représentative de l'énergie) augmente avec la dégradation voir Fig- (IV-18).

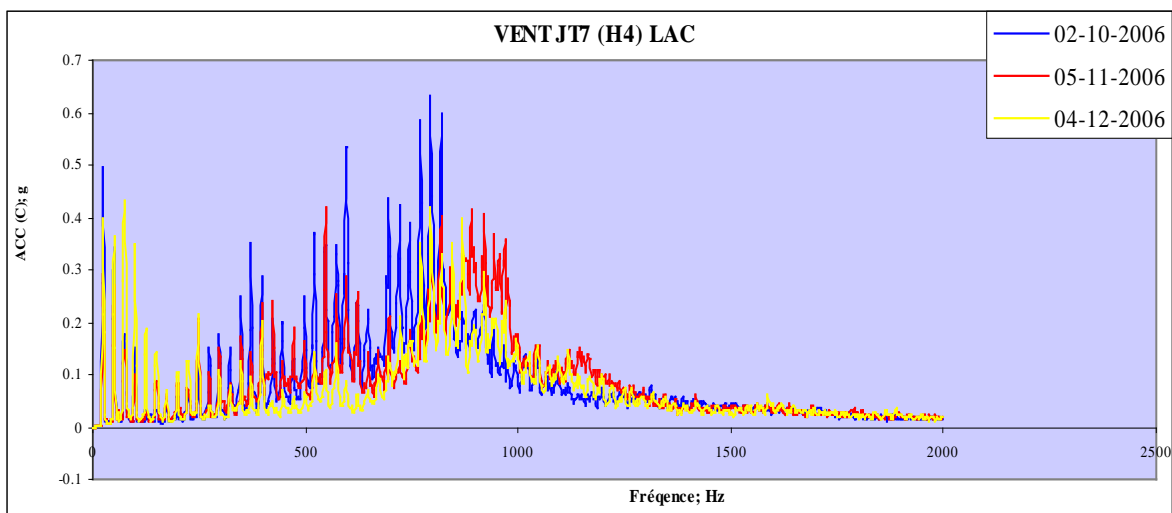


Fig- (IV-18) : Variation de la fréquence de résonance d'un palier.

c/ Les indicateurs vibratoires spécifiques aux roulements:

c-1/ Le facteur de crête :

On peut être averti plus tôt du défaut du roulement en utilisant le même matériel que précédemment, mais en mesurant le facteur de crête sur la bande de fréquence [1 à 10 kHz] :

La Figure (IV-5) rappelle que le facteur de crête est égal à $\sqrt{2}$ pour un signal harmonique mais pour un signal aléatoire, la fonction de répartition des amplitudes suit une loi normale de moyenne nulle et d'écart type σ . Le facteur de crête sera alors égal à 3. La Figure (IV-19) 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. Le niveau efficace augmente donc, tandis que le niveau de crête reste inchangé. Vers la fin de vie du roulement Fig- (IV-19), le facteur de crête peut retomber à sa valeur initiale car la valeur efficace a augmenté à son tour.

Le niveau de crête augmente ensuite jusqu'à un maximum. Au fur et à mesure que le roulement se détériore. Le niveau efficace augmente donc, tandis que le niveau de crête reste inchangé. Vers la fin de vie du roulement Fig- (IV-19), le facteur de crête peut retomber à sa valeur initiale car la valeur efficace a augmenté à son tour.

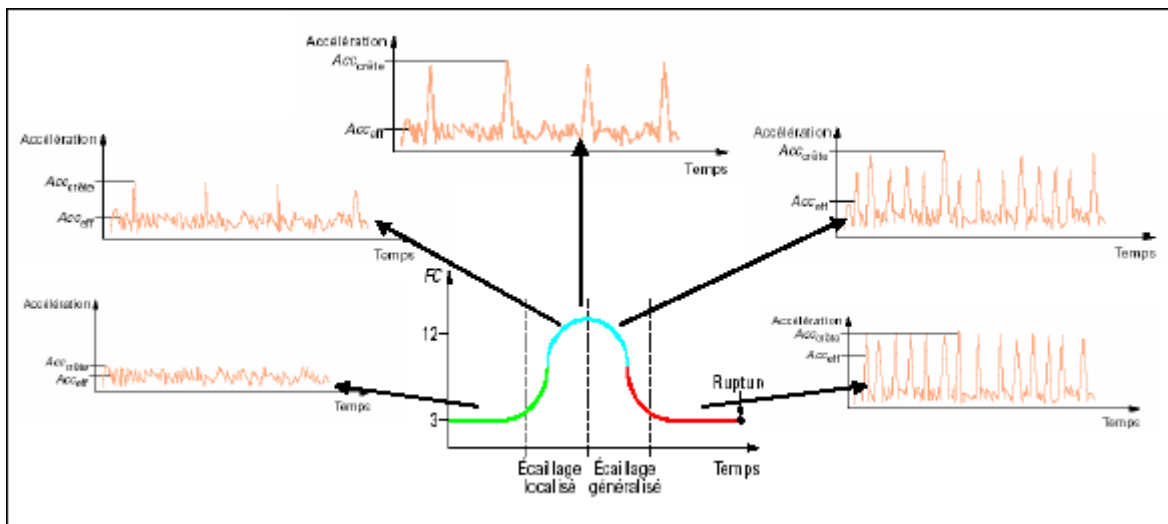


Fig- (IV-19) : Evolution du facteur de crête en fonction de l'évolution d'un défaut de roulement. [45]

Le défaut majeur de cet indicateur est de présenter environ les mêmes valeurs dans les deux cas extrêmes (état neuf et fin de vie du roulement). Seule son évolution est donc significative.

c-2/ Le Kurtosis :

Les vibrations de types sinusoïdal ou impulsionnel génèrent des allures de courbes de densité différentes. Le kurtosis est le seul indicateur scalaire qui quantifie cette différence

Concrètement, le kurtosis quantifie l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal enregistré. Il donne une grande importance aux amplitudes élevées tout en pondérant les événements isolés, contrairement au facteur de crête. La valeur du kurtosis est de 1,5 pour un signal harmonique et de 3 pour un signal aléatoire. Pour un roulement en bon état la valeur du kurtosis est de l'ordre de 3 alors qu'elle s'approche de 4 lorsque le roulement se détériore.

c-3/ Facteur de défaut de roulement:

Le facteur de défaut de roulement (FD) est un traitement spécifique du signal temporel adapté à la surveillance des roulements, il relie les deux indicateurs scalaires (FC) et A_{eff} à la fois, il est donné par l'expression suivante:

$$FD = a.FC + b . A_{eff} \dots\dots\dots(IV-37)$$

Avec; FC: le facteur crête.

A_{eff} : La valeur efficace (RMS).

a, b : des coefficients.

L'utilisation de cet indicateur combiné (FC et A_{eff}) offre les avantages suivants lors de la détection des défauts de roulements :

- Détection précoce des défauts de roulements.
- Peu sensible aux conditions de fonctionnement.
- Utilisation simple et adapté au diagnostic automatique.
- Valeur croissante sur toutes les phases de la dégradation.

d/ 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 un ventilateur centrifuge au niveau du complexe sidérurgique (MITTAL-STEEL6ANNABA), Le matériel utilisé, il s'agit d'un logiciel de traitement de signal (VIBROEXPERT CM400), équipé d'un accéléromètre, et une configuration de plusieurs fonction d'indicateur telle que : Le spectre de la structure, Le 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-20). Notre appareil possède une résolution de 800 et 400 lignes.

Les spectres obtenus seront donc des courbes passant par 800 points dont le pas de fréquence est de 2,5 Hz pour le cas (accélération / fréquence) et 400 points espacés en fréquence 1,25Hz pour les spectres (BCU/ fréquence) le pas de fréquence défini la résolution du spectre.

Il s'agit de la mesure vibratoire effectuée sur le palier à roulement N°4 (roulement 6318 SKF) dont les fréquences caractéristiques des défauts sont ($f_i = 122,68$ $f_e = 77,32$
 $f_b = 104,57$ $f_c = 9,67$) pour un ventilateur centrifuge de puissance 500 Kw, et qui tourne à une vitesse de 1500 tr/mn. On obtient le spectre (Acc / fréquence) suivant :

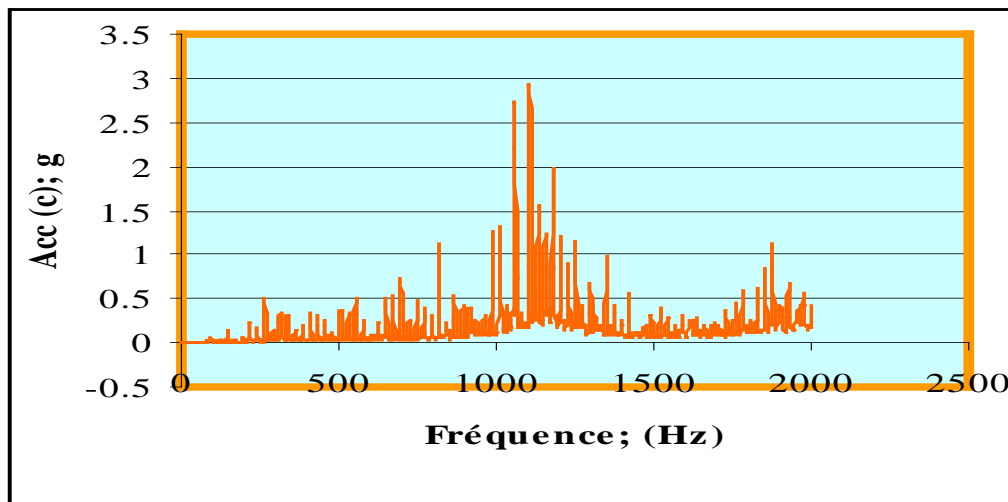


Fig- (IV-20) : Signal fréquentiel d'une vibration en accélération (1).

On remarque l'existence d'une fréquence de résonance (1108 Hz avec une amplitude 2,91 g), cette vibration est jugée inadmissible, à cet effet on fait appel au spectre d'enveloppe (BCU).

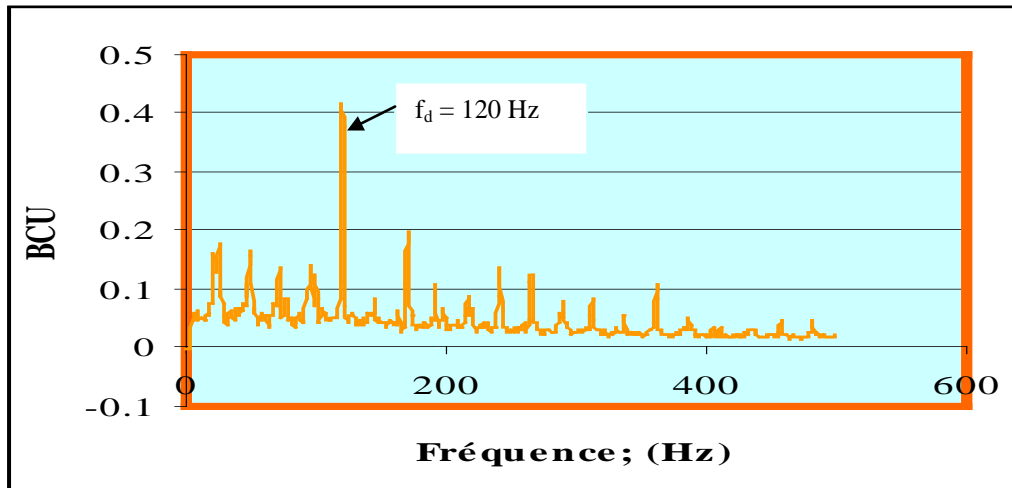


Fig- (IV-21) : Spectre en BCU (1).

On voit clairement sur la figure (IV-21) un peigne de raies, dont l'amplitude importante possède une fréquence ($f_d = 120$ Hz), elle correspond à la fréquence de défaut de la bague interne du roulement ($f_i = 122,68$) avec des bandes de fréquence latérale 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 interne.

La deuxième mesure concerne toujours le même palier et la même machine, elle est réalisée après deux mois de service de la même façon, elle possède le spectre suivant Fig-(IV-22), il est très claire de voir deux fréquences de résonances à moyenne et à haute fréquence :

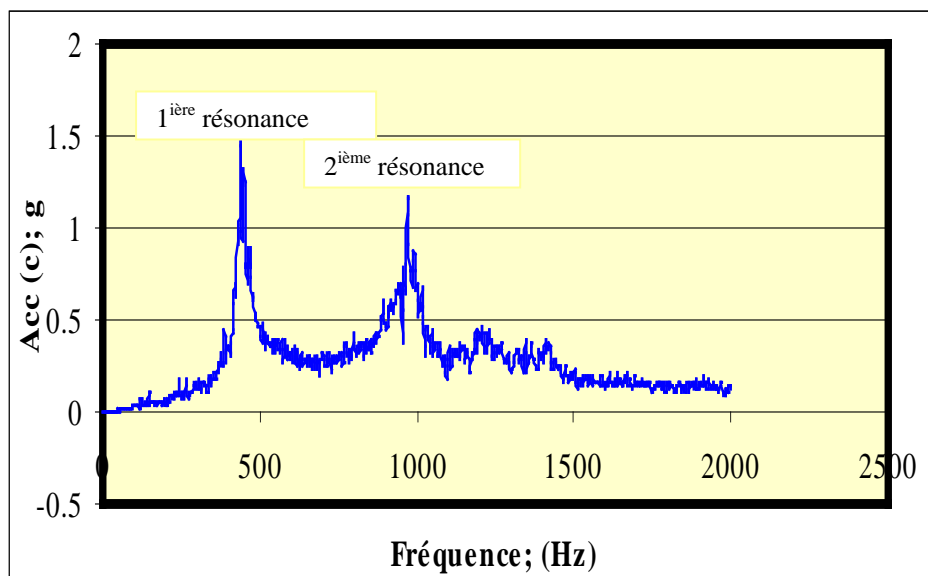


Fig- (IV-22) : Signal fréquentiel d'une vibration en accélération après de mois de service (2).

Le spectre de l'accélération du signal vibratoire en fonction de la fréquence, donne deux amplitudes importantes qui ont respectivement les coordonnées suivantes; (1,45 g ; 440 Hz), et (1,16 g ; 970 Hz).

Pour analyser le (les) défaut (s) qui ont provoqué cette vibration, on fait appel au spectre d'enveloppe (BCU), et ce pour voir clairement les amplitudes autour de ces résonances.

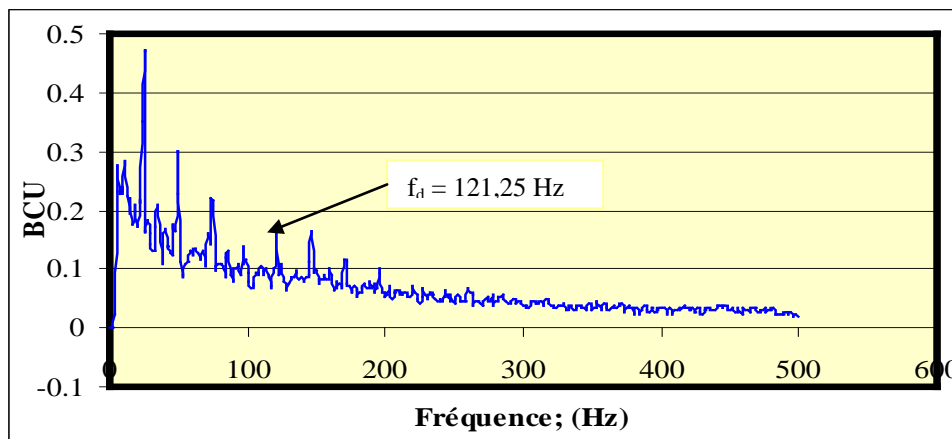


Fig- (IV-23) : Spectre BCU après de mois de service (2).

D'après le spectre d'enveloppe Fig-(IV-23), on voit un peigne de raies d'amplitude dont une coïncide avec celle d'un défaut sur la bague interne ($f_i = 122,68$ Hz) espacée de la fréquence de rotation de roulement ($f_0 = 25$ Hz). Mais le défaut est influencé par l'amplitude représentative du défaut de moyenne fréquence (problème de roue).

IV-8. 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).

CHAPITRE (V)

ETUDE ET ANALYSE STATISTIQUE DE LA DEGRADATION DES ROULEMENTS

**(STUDY AND STATISTICAL ANALYSE OF THE DEGRADATION OF
THE BEARINGS)**

Chapitre V/ Etude statistique sur la dégradation des roulements :

V-1. Introduction

Les diverses fonctions que l'on demande à des roulements varient suivant le genre d'utilisation de ceux-ci [16]. Ces fonctions doivent être assurées au court d'une période prolongée de fonctionnement continu ou intermittent. Même si les roulements ont été correctement montés et sont correctement utilisés, ils sont susceptibles de cesser de fonctionner correctement à un certain moment, par suite d'une augmentation du niveau de bruit et de vibration, d'une perte de précision de fonctionnement, d'une détérioration de la graisse, ou d'un écaillage de fatigue des surfaces de roulement. [13], [17], [20].

Outre les avaries résultants d'une détérioration naturelle, un roulement peut cesser de fonctionner correctement sous l'effet d'un grippage par échauffement, ou de l'avarie d'une bague, telle qu'une fissure, une rupture, ou une éraflure profonde, ou encore par suite d'une avarie de son système d'étanchéité. Les conditions de ce genre de défaillance ne sont pas considérées comme constituant des avaries propres au roulement lui-même, car elles sont souvent le résultat d'une erreur commise dans le choix du roulement, d'une erreur de conception ou de réalisation des organes adjacents au roulement, ou encore d'une faute de montage ou d'entretien. [22], [23].

Une analyse statistique a été élaborée afin de dissocier par degré d'importance les causes de la défaillance. Ceci nous a permis en un premier temps de remédier d'une manière directe au problème et par conséquent augmenter la durée de vie sensiblement.

A la suite de cette analyse il a été établi que les résultats correspondent dans une large mesure à la répartition selon la loi normal de Gauss et ce pour tous les paramètres étudiés : montage, contraintes, ambiances, et lubrification.

V-2. Etude des paramètres statistique :

L'échantillon étudié comporte 83 roulements à rouleaux cylindriques à alésage conique (à double rangée). La caractéristique statistique unidimensionnelle étudiée est la durée de vie X (l'âge) des roulements en premier lieu [43], puis un ensemble de caractéristiques statistiques d'un vecteur aléatoire bidimensionnel parmi ces caractéristiques on a les avaries par âge et causes ainsi que leur probabilité.

Si on désigne par :

A : Classe d'âge (mois)

B : Moyenne de la classe d'âge (Centre de classe).

C : Effectifs des roulements avariés (détériorés).

D : Effectifs cumulés des roulements détériorés.

E : Probabilité d'avarie (défaillance) à une durée de vie (âge) X.

F : Probabilité de défaillance pour une durée de vie allant de (0 à x), de l'âge 0 à l'âge x.

G : Probabilité de survie à l'âge X.

H : Probabilité d'avarie du roulement au temps t à condition qu'il soit intact au temps t-1

I : Nombre de roulement survivant.

J : Moyenne d'âge d'avarie des roulements ($J_i = B_i \times E_i$).

1/ La probabilité de défaillance (d'avarie) des roulements pour une durée de vie (X) se calcule de la manière suivante [42]:

$$E_i = C_i / N, \dots\dots\dots(V-1)$$

Avec ; C : Effectifs des roulements avaries (détériorés) pour une classe d'age (i).

N : Effectifs des roulements étudiés (N = 83).

2/ La probabilité d'avarie (de défaillance) pour une durée [0 : X] :

$$F_i = F_{(i-1)} + E_i, \dots\dots\dots(V-2)$$

3/ La probabilité de survie pour une durée de vie (X) :

$$G_i = 1 - F_i, \dots\dots\dots(V-3)$$

4/ La probabilité de défaillance à un temps (t) d'un roulement, si celui-ci est considéré en bon état au temps (t-1), est donnée par la relation suivante :

$$H_i = E_i / G_{(i-1)}, \dots\dots\dots(V-4)$$

V-3. Résultats obtenus :

Le Tableau (V-1) présente tous les résultats de calcul obtenus. Les causes qualifiées sont le montage, les contraintes, l'ambiance (la pollution) et la lubrification, qui sont sélectionnés par la majorité des constructeurs de roulements pour être les principales causes de la détérioration des roulements.

Les caractéristiques et les principales propriétés du roulement analysé ainsi que la machine sont données par l'annexe (III).

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
2-4	3	0	0	0	0	1	-	83	0
4-6	5	14	14	0.169	0.169	0.831	0.169	69	0.845
6-8	7	12	26	0.145	0.314	0.686	0.174	57	1.015
8-10	9	10	36	0.120	0.434	0.566	0.174	47	1.08
10-12	11	9	45	0.108	0.542	0.458	0.190	38	1.19
12-14	13	8	53	0.096	0.638	0.362	0.209	30	1.248
14-16	15	7	60	0.084	0.722	0.278	0.232	23	1.26
16-18	17	6	66	0.072	0.794	0.206	0.264	17	1.224
18-20	19	5	71	0.06	0.854	0.146	0.292	12	1.14
20-22	21	4	75	0.048	0.902	0.098	0.331	8	1.76
22-24	23	4	79	0.048	0.95	0.049	0.490	4	1.104
24-26	25	2	81	0.024	0.974	0.026	0.490	2	0.60
26-28	27	2	83	0.024	1	0	1	0	0.65
Total									13.116

Tableau (V-1) : Tableaux des Résultats Statistiques.

La représentation de la probabilité de survie de ce type de roulement en fonction de la durée de vie est donnée par la Fig- (V-1).

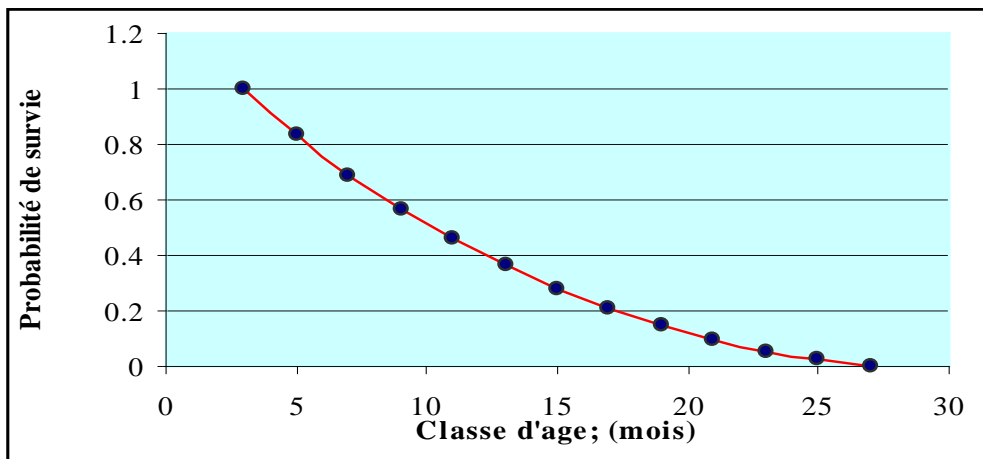


Fig- (V-1) : Probabilité de survie à l'âge X

Pour se prononcer valablement sur la cause directe de la détérioration d'un roulement, il est important avant tout d'identifier le type de défaut affectant cet organe sensible, et ce grâce à l'analyse des symptômes résultants soit :

- de l'analyse (visuel ou à l'aide d'un microscope métallographique) des pièces de roulement (bagues, éléments roulants et cage) après démontage.
- du fonctionnement (bruit, vibration (analyse des spectre d'enveloppe), échauffement.....).

En exploitant le tableau 1, nous pouvons donc identifier les causes directes de la détérioration des roulements [25] et qui sont les suivantes :

- Le montage.
- Les contraintes (conditions d'exploitation).
- La lubrification.
- L'ambiance (l'environnement).

Type \ Cause	Montage	Contraintes	Lubrification	Ambiance
Ecaillage	*			*
Grippage	*		*	
Fissure	*			
Corrosion de contact		*		
Détérioration de la cage	*	*		
Usure			*	*
Corrosion				*
Abrasion	*		*	
Coloration		*	*	

Tableau (V-2) : Types et causes de la détérioration des roulements.

Le tableau (V-2) nous a permis de connaître le nombre des roulements détériorés par causes, voir le tableau ci-dessous.

X	Montage		Contrainte		Ambiance		Lubrification		Total	
	ni	pi	ni	pi	ni	pi	ni	pi	ni	pi
2-4	0									0
4-6	14	0.169							0.169	14
6-8	12	0.145							0.145	12
8-10			10	0.121					0.121	10
10-12			9	0.108					0.108	9
12-14			5	0.060					0.060	5
14-16					7	0.084			0.084	7
16-18					6	0.073			0.073	6
18-20					5	0.060			0.060	5
20-22					1	0.012	4	0.048	0.060	5
22-24							4	0.048	0.048	4
24-26							4	0.048	0.048	4
26-28							2	0.024	0.024	2
Total	26	0.314	24	0.289	19	0.229	14	0.168	1	83

Tableau (V-3) : Nombre et Probabilité d'avarie par âge et cause des roulements.

La probabilité d'avarie des roulements par rapport à la classe d'âge est donnée par la fonction de densité représentée sur la figure (V-2).

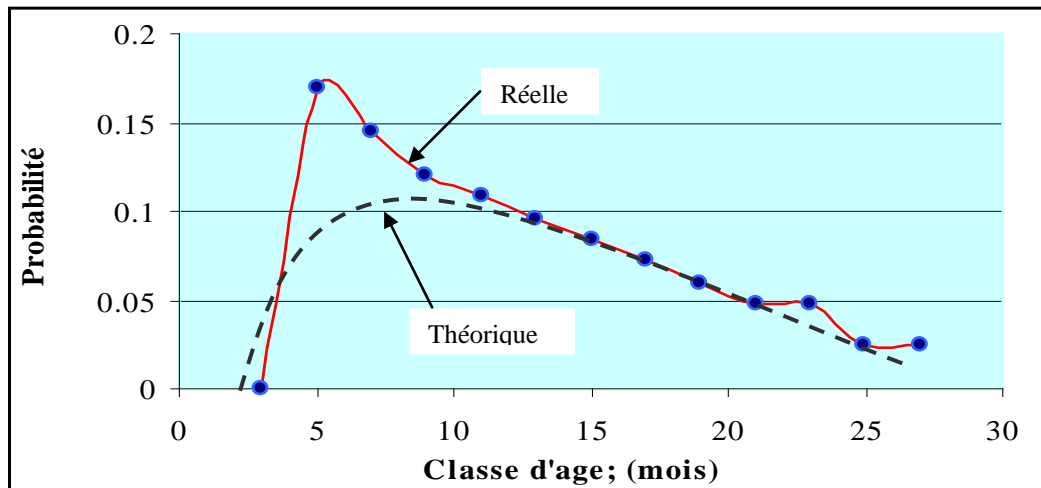


Fig- (V-2) : Fonction de densité de la probabilité d'avarie

Les probabilités d'avarie par âge et par cause sont illustrées sur le tableau (V-4):

X	MONTAGE			CONTRAINTE			AMBIANCE			LUBRIFICATION		
	xi	fi	xi.fi	xi	fi	xi.fi	xi	fi	xi.fi	xi	fi	xi.fi
2-4												
4-6	5	0.54	2.7									
6-8	7	0.46	3.22									
8-10				9	0.42	3.75						
10-12				11	0.375	4.125						
12-14				13	0.208	2.7						
14-16							15	0.37	5.55			
16-18							17	0.31	5.27			
18-20							19	0.26	4.94			
20-22							21	0.052	1.1	21	0.29	6.09
22-24										23	0.29	6.67
24-26										25	0.29	7.25
26-28										27	0.14	4.06
Total			11.92			10.6			16.86			24.07

Tableau (V-4) : Moyenne d'âge d'avarie par causes de détérioration.

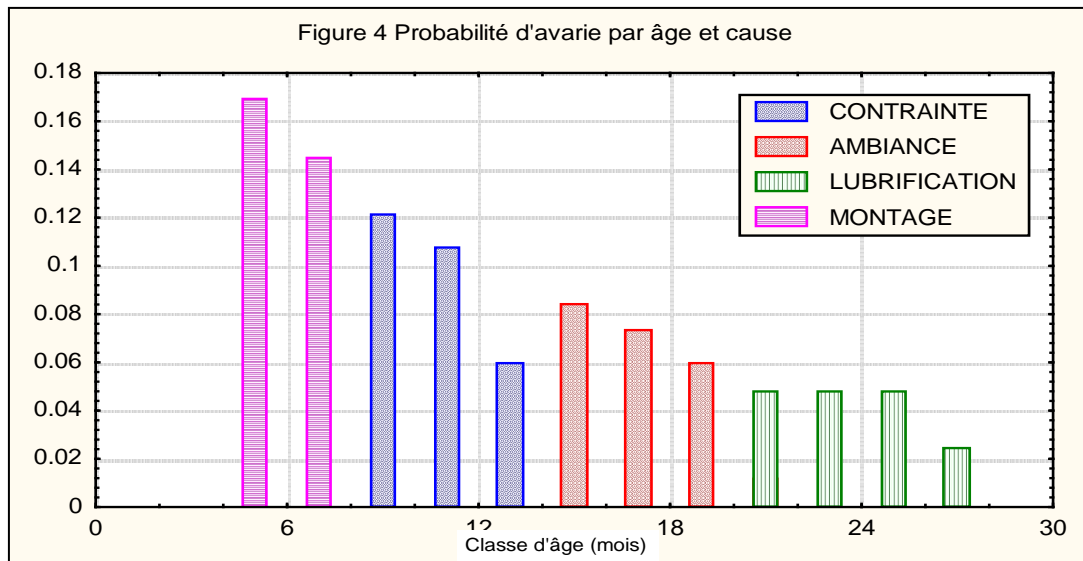


Fig- (V-3) : Probabilité d'avarie par age et cause.

Finalement, nous allons représenter la probabilité d'avarie de la cause de la détérioration, ainsi qu'avec la classe d'age [Fig- (V-3)].

V-4. Analyse des Résultats :

1- Probabilité d'avarie (Fig- (V-2)). On remarque que la fonction de densité de probabilité épouse la forme théorique (voir Fig (II-6)), on déduit alors que les données suivent la loi normale.

2- Probabilité de survie à l'âge X (Fig- (V-1)). Ce n'est autre que la fiabilité des roulements, sur la base de laquelle nous pouvons affirmer que les roulements sont de mauvaise qualité.

3- Probabilité conditionnelle Tableau : (V-1). Cette dernière est exprimée par le fait qu'un roulement peut être avarié au temps t, alors qu'il était encore intact au temps (t-1); en comparaison avec d'autre type de roulement on déduit que les roulements à double rangée ont une durée de vie moindre.

4- Nombre de roulement survivant Tableau : (V-3). L'évolution de cet indicateur est soumis au même condition que la probabilité de survie mais exprimé en nombre.

5- Age moyen de l'avarie Tableau : (V-4). On retient que les roulements à rouleaux cylindriques ont une courte durée de vie (13,116 mois environ 9443,5 heures) par rapport à celle préconisé par le constructeur (10169,5 heures). Soit un rapport de réduction de **(1,08)**.

6- Nombre d'avarie par âge et causes Tableau : (V-3). Il est clair que les causes d'avarie surviennent dans un ordre progressif d'âge. On recense le nombre de roulement défaillant due au montage qui est de 26, les contraintes 24, ambiance 19 puis la lubrification 14.

7- Probabilité d'avarie par âge et cause Fig- (V-3). On remarque de façon similaire 31,4 % sont due au montage, les contraintes 28,9 %, ambiance 22,9 % puis la lubrification 16,8 %.

V-5. Conclusion :

Les roulements sont des éléments sensibles dans les machines, qui ne permettent pas de fluctuation excessive de la charge, température, vitesse, vibration.

L'usure trop rapide est coûteuse à nos entreprises, nous a incité à se pencher d'une façon plus proche sur l'étude de ce phénomène, en vue d'améliorer la durée la vie.

Ceci nous a conduit à considérer:

- La probabilité de survie des roulements.
- Reconsidérez les charges appliquées.
- Influence du type de graissage.

L'étude statistique a révélé en premier lieu, que les avaries sont due principalement au montage, on déduit la non qualification des ouvriers et l'inexistence du matériel spécifique au montage et démontage des roulements. Le non respect du type de graissage spécifique au roulement diminue aussi de la durée de vie. Enfin on peut dire à travers ce travail qu'il existe d'autres moyens d'évaluation de la durée de vie d'une manière pratique en faisant appel à l'outil statistique. L'étude vibratoire au niveau des paliers a mis en évidence l'origine de la défaillance en examinant le spectre et ainsi prévoir la durée de vie.

CONCLUSION GENERALE

(GENERAL CONCLUSION)

Conclusion générale :

La détermination de la loi de la détérioration des roulements revêt grande importance dans le domaine des machines tournantes, tels que les pompes, les ventilateurs, les moteurs (générateurs d'énergie mécanique de rotation), pour la maintenance.

Au cours de cette étude, nous avons montré l'influence des conditions d'exploitation d'un roulement sur sa 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 statier sur l'état réel de notre roulement.

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

La deuxième partie est consacrée à une étude analytique des principaux paramètres de roulements, ainsi que les modèles utilisés 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 da la lubrification, type du lubrifiant,.....) sur la durée d'un roulement.

L'expérience professionnelle aussi joue un rôle très important pour connaître la nature des différents types de détérioration, c'est pour cela nous avons réservé une troisième partie pour le traitement de ce point, et même nous avons vu quelques théories sur la fatigue des matériaux et même la répartition de la charge réelle appliquée sur la circonférence du roulement, cette partie d'étude nous a permet aussi d'effectuer la sélection adéquate du défaut réel affectant notre pièce mécanique.

La quatrième partie a été consacrée à 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 dernière partie est consacrée pour l'étude et l'analyse statistique d'un échantillon de roulement plus utilisé dans les machines tournantes (en particulier les ventilateurs), il s'agit des roulements à doubles rangés de rouleaux cylindriques sur rotule. Elle nous a permis d'évaluer la probabilité et la durée de vie moyenne du roulement dans les conditions d'exploitations d'un ventilateur centrifuge au complexe sidérurgique, qui pourra être généraliser à l'avenir sur l'ensemble des machines tournantes.

General conclusion:

Determination of the law of the deterioration of the bearings becomes great importance in the field of the revolving machines, such as the pumps, the ventilators, the engines (generating of mechanical energy of rotation), for maintenance.

During this study, we showed the influence of the conditions of operating of a bearing over its lifespan, and to give the method of real maintenance to follow for the evaluation of the remaining duration of survival for supplying well, and to envisage the stops of each revolving machine in advance and this with the application of the vibratory analysis like tool has fine of stature on the real state of our bearing.

The first part of our work A makes it possible to give an idea on the design and the method of manufacture as well as the various types of the bearings and their applicability, it will also make it possible to choose the suitable bearing for each application.

The second part is devoted to an analytical study of the principal parameters of bearings, as well as the models used currently for the evaluation of the approximate duration (such as the model LP and that IH), as we confirmed the influence of the working conditions (temperature, speed, forced, the method of lubrication, standard of the lubricant.....) over the duration of a bearing.

The professional experience also plays a very significant role to know the nature of the various types of deterioration, it is for that we held a third part for the processing of this point, and even we saw some theories on the fatigue of materials and even the real burden-sharing applied to the circumference of the bearing, this part of study us A also makes it possible to carry out the adequate selection of the real defect affecting our machine element.

The fourth part was devoted to the study of the tool used for the monitoring of operation (analyzes vibratory), it touched the choice of the sizes as well as the vibratory indicators specific to the bearings, we also confirmed the utility of the spectrum of envelope in the generating field of the parts of the high frequency vibrations (such as the problems of bearings), and this using some measurements of real vibrations.

The last part is devoted for the study and the statistical analysis of a sample of bearing more used in the revolving machines (in particular ventilators), it acts of the bearings with doubles arranged of cylindrical rollers on knee joint. It us A makes it possible to evaluate the probability and the average lifespan of the bearing under the conditions of operating of a fan

centrifugal with the iron and steel complex, which could be to generalize in the future on the whole of the revolving machines.

Bibliographie :

- [1] SKF- Les roulements - technologie, calcul et dimension 1980
- [2] R . PASQUET- Technologie de la construction mécanique Tome II. Dunod Paris 1972.
- [3] Revue des roulement INA 305.S.A
- [4] NKS- roulement 1989 copyright France
- [5] Alain Boulenger – Christian Pachaud, “Analyse vibratoire en maintenance – Surveillance et diagnostic des machines) 3ième édition février 2007.
- [6] CHAIB Rachid, “La maintenance industrielle” Edition université Mentouri de Constantine 2004.
- [7] BIGRET, FERON, PACHAUD, « Diagnostic maintenance disponibilité des machines tournantes ». Masson, 1995.
- [8] Frédéric Bonnardot, “Comparaison entre les analyses angulaire et temporelle des signaux vibratoires de machines tournantes : Etude du concept de cyclostationarité floue”, Thèse de doctorat de l’ Institut National Polytechnique de Grenoble, France, Décembre 2004.
- [9] R. B. Randall, J. Antoni and S. Chobsaard, “The relation ship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnosis of bearing faults and other cyclostationary machine signals”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, (2001), 15(5), pp. 945-962.
- [10] N. BOUGUERRIOU « Caractérisation et séparation de sources de nature Cyclostationnaire. Application aux roulements » Thèse Doctorat *Université D’ORLÉANS novembre 2006*.
- [11] www.skf.com/skf/support/html/dictionary.
- [12] SKF « Catalogue général 4000/II F», Mars 2002.
- [13] www.vogelag.com
- [14] A. BOULENGER. « Vers le zéro panne avec la maintenance conditionnelle », ISBN 2-12-467011-8 . AFNOR. 1988.
- [15] D. SPENLE. « Précis de la construction mécanique » 1985
- [16] D. Sacque PEY- Mécanique Volume II
- [17] SKF. « Guide pour l'entretien des roulements » 1989
- [18] R. LEFEVRE - Lubrification et tribotechnique Volume I. 1990
- [19] R. BIGERT- Vibrations des machines tournantes 1992.
- [20] D. BOITEL - Guide de la maintenance 1994

- [21] Société nouvelle de roulement. Catalogue technologique CT 175. 1988
- [22] SKF- « Catalogue technique France » 1981
- [23] NSK. « Roulements à bille et a rouleaux » Catalogues F 9001 France SA
- [24] V. DOBROVSKI - Eléments de machine Technique soviétique 1975
- [25] SKF. « La revue des roulements » 155 - 1969
- [26] BERNARD GRAIS. Méthodes statistiques. Technique Statistiques 2. Dunod 1995
- [27] CI.MARCOVICI.- Utilisation des techniques de fiabilité en mécanique. 1997
- [28] S. AIVAZIAN - Etude statistique des dépendances. Édition Mouscou. 1992
- [29] J-C LIGERON - La fiabilité en mécanique. Desforges Paris. 1989
- [30] SNR. «Liste des fabrications ». LF 2/94.
- [31] SKF. “Produits de maintenance et lubrification” 10/2001.
- [32] FAG. “Rolling Bearings”, WL 41 520/3 EA – 1999.
- [33] TIMKEN. T R B S G, V.1.0.
- [34] TIMKEN. “Tapered Roller Bearing Selection Guide”, V1.1. 06/2002
- [35] NSK. Product Guide – Bearing; 2003.
- [36] Gilles DUDRAGNE, Daniel GIRODIN “application of a new model for calculating the fatigue life of rollig bearings. SNR – Roulemnt. 1999.
- [37] Christian Lalanne. « Vibration et chocs mécaniques – Dommage par fatigue », 1999.
- [38] NSK. « Product Guide Bearings », First edition, 2003.
- [39] Alain Boulenger, Christian Pachaud. “Surveillance des machines par analyse des vibrations”. AFNOR, 1998.
- [40] M. Barret, J-F. Durastanti, K. Madani, « Diagnistic vibratoire basé sur la transformé en ondelettes », CNR-IUT 2003, Tarbes France.
- [41] Tedric A. Harris, « Rolling bearing analysis, Publication, john Wiley et Sons, Inc, 2001.
- [42] S. AIVAZIAN, « Etude statistique des dépendances », Edition MOSCO.
- [43] B. LEVINE, H-P. LIEURADE « Fondements théoriques de radiotechnique statistique »Tome (II) édition MOSCO.
- [44] NTN. «Roulements à billes et roulements à rouleaux », catalogue 7002, 1989.
- [45] <http://mediatheque.ircam.fr/articles/textes/Agon04a/>.

ANNEXE (I) :

Equation de STRIBECK

La charge normale, en Newton (M), appliquée sur la circonférence d'un roulement à billes ou à rouleaux est définie comme suit :

$$q (N) = K \cdot \delta^n$$

Où δ représente la déformation élastique en millimètre (mm),

K le facteur de déformation – charge en (N/mmⁿ), $n=3/2$ pour des roulements à billes et $n=10/9$ pour des roulements à rouleaux.

$$\text{On a aussi : } \delta = \delta_i + \delta_e$$

i : bague intérieure ; e : bague extérieure

et

$$K = 1 / [(1/K_i)^{1/n} + (1/K_e)^{1/n}]^n$$

Exemple : si $K_i = 0$, on a : $K = K_e$.

Pour un roulement soumis à une charge radiale, la déformation élastique à chaque position angulaire du défaut θ par rapport à l'axe de rotation est donnée par :

$$\delta_0 = \delta_r \cdot \text{Cos}(\theta) - P_d / 2$$

Où δ_r définit le déplacement radial de la bague intérieure à $0 = \theta$ et P_d le jeu diamétral du roulement :

$$P_d = 2 (R_e - R_i - d)$$

L'équation définissant δ_0 peut être réarrangée en termes de déformation maximale, comme suit :

$$\delta_0 = \delta_{\max} \cdot (1 - (1 - \text{Cos}(\theta)) / 2)$$

Ce qui donne :

$$\varepsilon = (1 / 2)(1 - P_d / 2\delta_r)$$

Le facteur de distribution de la charge. En prenant le rapport : $q(\theta) / q_0 = \delta_\theta$

$$q(\theta) = \begin{cases} q_0 (1 - (1 - \cos(\theta)) / 2)^\alpha & |\theta| < \theta_{\max} \\ 0 & \text{ailleurs} \end{cases}$$

C'est l'équation de STRIBECK

Où θ_{\max} définit l'angle angulaire délimitant la zone de charge et q_0 la charge maximale.

ANNEXE (II) :

Notions sur les statistiques :

1/ La fréquence relative des roulements avariés est égale :

$$f_i = n_i / n.$$

Avec n_i : Le nombre des roulements détériorés.

n : Le nombre de l'échantillon analysé.

f_i représente la probabilité d'avoir des roulements pour chaque age x_i . On l'appelle fonction de masse et on la définit par : $P(X=x_i)$.

La proposition des roulements détériorés entre l'age (0, x) est appelée fonction cumulative ou fonction de répartition.

$$F_x(x) = P(X \leq x) = \sum f_i = \sum n_i / n ; \quad x \in \mathbb{R}.$$

Elle représente la probabilité cumulée d'avarie jusqu'à l'age x.

Le nombre de roulements suivants représente l'effectif de roulements restants intacts à l'age x_i , il est défini par :

$$n_{i.c} = n - \sum n_i = \sum n_i.$$

La probabilité de survie représente la proportion de roulements restants intacts à l'age x.

$$F_x(x) = 1 - F_x(x) = \sum n_i / n = 1 - \sum x_i / n = n_i / n.$$

La probabilité conditionnelle représente la proportion de roulements détériorés au temps (t) sachant qu'ils sont intacts au temps (t-1).

$$P[f_i / (1 - f_{i-1}.C)] = P[A / (1 - f_{i-1}.C)] = P[A \cap (I - f_{i-1}.C)] / [(1 - f_{i-1}.C)] = f_i / 1 - f_{i-1}.C.$$

L'espérance mathématique d'avarie représente la moyenne d'age d'avarie des roulements.

$$E(x) = \sum x_i . f_i = x.$$

ANNEXE (III) :

Caractéristiques de la machine :

- Ventilateur centrifuge d'origine VENTEC.
- Puissance : 18.5 Kw.
- Débit : 250 m³/h.
- Vitesse de rotation : 2950 tr/mn.
- Roulement : 22309 CK SKF.
- Température ambiante : (40 : 60) °C.
- Périodicité de lubrification : semaine (hebdomadaire).
- Type de lubrifiant : TESSALA EP2.
- Environnement : poussiéreux.
- Entraînement : Moteur électrique asynchrone, type ; BMB 180.
- Démarrage étoile / triangle.
- Régime de travail : continu (3 x 8).

PUBLICATIONS ET
COMMUNICATIONS ISSUES DE CE
TRAVAIL

(Publications and communications resulting from this work)

I/ Présentations (communications) nationales et internationales :

- BOUZAOUIT A. HADJADJ A.E. « Etude statistique et vibratoire de la dégradation des roulements ». 1^{ier} séminaire national sur les systèmes électromécaniques 12-13/10/2003, Université de Annaba.
- BOUZAOUIT A. HADJADJ .E. « Evolution de la dégradation des roulements par l'application de la maintenance prédictive ». 1^{ier} séminaire national de la mécanique 18-19/12/2003, Université de Annaba.
- BOUZAOUIT A. HADJADJ A.E. DEKHMOCHE T. « Identification de la nature des défauts des roulements ».1^{ier} séminaire national sur la maintenance industrielle 2004, Université de SOUK AHRAS – ALGERIE.
- BOUZAOUIT A., HADJADJ A.E. « Etude statistique sur la dégradation des roulements », 1^{ier} séminaire national sur la maintenance et sécurité industrielle » 11,12/03/2007, Université de SKIKDA.

II/ Publications nationales et internationales :

- BOUZAOUIT A. et HADJADJ A.E. « Etude statistique et vibratoire de la dégradation des roulements ». Revue science et technique N° 14 de l'université de ANNABA – ALGERIE.
- BOUZAOUIT A. CHAIB R. HADJADJ A.E. «Statistical and vibratory study of the degradation of the bearings». Recent Revue, Vol. 7 (2006) N°3. ISSN 1582-0246 Page 16-20. Université TRANSILVANIA de BRASOV ROMANIA.