

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté de Technologie

Thèse de Doctorat

Présentée par :

BELAID Siham

En vue de l'obtention du diplôme de **DOCTORAT - LMD** en :

Filière : Electromécanique

Spécialité : Maintenance Industrielle

TITRE

**Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire :
application aux roulements à bille**

Devant le jury composé de :

| | | | |
|--------------------|------------|------|-----------|
| Mr ADJERID Smail | Professeur | UMBB | Président |
| Mr LECHEB Samir | Professeur | UMBB | Directeur |
| Mr AKNOUCHE Hamid | Professeur | UMBB | Examineur |
| Mr REFASSI Kaddour | Professeur | USBA | Examineur |
| Mr CHELLIL Ahmed | Professeur | UMBB | Invité |

Année Universitaire 2022/2023

REMERCIEMENT

Je voudrais adresser mes plus vifs remerciements :

À Monsieur LECHEB Samir, de l'université M'hamed Bougerra Boumerdes, Faculté de Technologie, directeur de cette thèse, pour toute l'attention qu'il a porté à mon travail, ses conseils avisés, sa très grande disponibilité, pour la confiance qu'il m'a accordée et sa grande ouverture d'esprit.

À Monsieur ADJERID Smail et Mr. AKNOUCHE Hamid, de l'Université M'hamed Bougerra Boumerdes, Faculté de Technologie, et Mr. REFASSI Kaddour, de l'Université Sidi Bel Abbes, pour avoir accepté de prendre part à ce jury.

À Monsieur Ahmed CHELLIL, pour l'aide et les nombreux conseils qu'ils m'ont apporté.

À ma famille BELAID, belle-famille BENCHABANE, plus particulièrement à Bilal Mohibeddine qui m'ont encouragé pendant toute la durée de ce travail de recherche. J'adresse un immense merci pour son soutien, ses conseils et son affection.

À mes nombreux collègues et chers amis du département Génie Mécanique, en particulier à mes amies Amira, Fatima Zohra, et tous ceux que je ne peux citer...

Résumé

On sait que les roulements à billes ont des effets considérables sur les vibrations du système de transmission, surtout en présence de défauts locaux ainsi que de fissures. À cet effet, le présent document est consacré sur le diagnostic de la croissance des fissures dues aux chocs et aux vibrations des roulements à billes à l'aide d'une analyse vibratoire.

Notre travail est d'abord consacré à l'étude du comportement statique du roulement à billes en déterminant les contraintes et les déplacements, puis l'étude de son comportement dynamique en déterminant les cinq premières fréquences naturelles. Ensuite, une étude d'analyse dynamique du roulement a été effectuée avec des défauts en fonction de la longueur et de l'emplacement des fissures. Les résultats obtenus, ont montré clairement que les fréquences naturelles diminuent de manière non-linéaire avec la croissance de la longueur de la fissure, d'autre part les contraintes augmentent avec la présence des points singuliers de la fissure. Cette diminution des fréquences naturelles peut être utilisée comme indicateur de l'état de défaillance, c'est-à-dire utilisée comme paramètre de diagnostic et de dépistage, ainsi que pour mettre en évidence la durée de vie en fatigue du roulement.

Mots-clés : Roulement, analyse vibratoire, endommagement, diagnostic, éléments finis, fatigue de roulement.

Abstract

It is known that supported ball bearings have significant effects on vibrations in the transmission systems, essentially on local defects as well as crack growths. For this purpose, our study focuses on shock and vibration crack growth diagnostic of ball bearing using vibration analysis.

First, we studied the static behaviour of ball bearing by determining the stress, strain, and displacement, after that we studied its dynamic behaviour by selecting the first five value of natural frequencies. Secondly, a dynamic analysis study of the bearing was carried out with defects as a function of crack length and location. The obtained results clearly show that the natural frequencies decrease in a non-linear way with the growth of the length of the crack, on the other hand, the stress increases with the presence of the singular points of the crack. Finally, this residual decrease in natural frequencies can be used as an indicator of the state of failure, as well as a parameter used for the diagnosis and detection, and to highlight the fatigue life of the ball bearing.

Keywords: Ball bearing, vibration analysis, damage, diagnostic, finite element, fatigue ball bearing.

من المعروف أن الكرات المدعومة لها تأثيرات كبيرة على الاهتزازات في أنظمة النقل، بشكل أساسي على العيوب المحلية وكذلك نمو الشقوق. لهذا الغرض، تركّز دراستنا على تشخيص شقوق وكذلك موضعية العيوب باستخدام تحليل اهتزاز الصدمات.

أولاً، درسنا السلوك الساكن لمحمل الكرة من خلال تحديد الإجهاد والانفعال والإزاحة، وبعد ذلك درسنا سلوكه الديناميكي باختبار البيانات الخمسة الأولى للترددات الطبيعية. ثانياً، تم إجراء دراسة تحليل ديناميكي للمحمل مع وجود عيوب كذالة لطول الشق وموقعه. أظهرت النتائج المتحصل عليها بوضوح أن الترددات الطبيعية تتناقص بطريقة غير خطية مع نمو طول الشق، ومن ناحية أخرى يزداد الضغط مع وجود النقاط المفردة للشق. أخيراً، يمكن استخدام هذا الانخفاض المتبقي في الترددات الطبيعية كمؤشر على حالة الفشل، وكذلك كمعامل يستخدم للتشخيص والكشف، ولإبراز عمر التعب لمحمل الكرة.

الكلمات المفتاحية : المدحرجات ، تحليل الاهتزاز ، الضرر ، التشخيص، العناصر المحدودة، تعب المدحرجات.

Sommaire

| | |
|---|-----------|
| Résumé | 1 |
| Abstract | 2 |
| المخلص | 3 |
| Liste des tableaux | 7 |
| Table des figures | 8 |
| Introduction générale | 12 |
| Chapitre I. Défaillances des roulements et méthodes de détection | 15 |
| I.1. Introduction | 15 |
| I.2. Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire | 15 |
| I.2.1. Historique et introduction | 15 |
| I.2.2. L'analyse vibratoire | 17 |
| I.2.2.1. Les différents niveaux d'analyse : surveillance, diagnostic et suivi | 17 |
| I.2.2.2. Les outils de l'analyse vibratoire | 18 |
| I.2.2.2.1. Capteur vibratoire | 18 |
| I.2.2.2.2. Le matériel d'analyse | 19 |
| I.2.2.3. Vibrations des machines tournantes | 19 |
| I.3. Généralité sur les roulements | 22 |
| I.3.1. Géométrie de roulement | 22 |
| I.3.2. Types de roulements et matériaux | 23 |
| I.3.2.1. Roulements à billes à gorge profonde | 23 |
| I.3.2.2. Roulements à contact oblique | 24 |
| I.3.2.3. Roulements à rotule sur billes | 24 |
| I.3.2.4. Roulements à rouleaux sphériques | 24 |
| I.3.2.5. Roulements à billes de poussée | 25 |
| I.3.2.6. Roulements à rouleaux cylindriques | 26 |
| I.3.3. Défaillance des roulements | 27 |
| I.3.3.1. Mécanisme d'usure | 27 |
| I.3.3.2. L'effet de la contrainte mécanique | 27 |
| I.3.3.3. Effet de la température de fonctionnement | 30 |
| I.3.3.4. Effet de la mauvaise lubrification | 31 |
| I.3.3.5. Effet de la corrosion | 31 |
| I.3.3.6. Choc électrique | 32 |
| I.3.4. Techniques de détections des défauts des roulements | 32 |
| I.3.4.1. Analyse acoustique | 32 |

| | |
|--|-----------|
| I.3.4.2. Analyse lubrifiante | 33 |
| I.3.4.3. La thermographie infrarouge | 33 |
| I.3.4.4. Analyse vibratoire | 34 |
| I.3.5. Méthode d'analyse vibratoire pour la détection des défauts de roulement | 35 |
| I.3.5.1. Paramétrage de l'échantillonnage | 35 |
| I.3.5.1.1. Résolution | 36 |
| I.3.5.2. Méthode d'analyse | 36 |
| I.3.5.2.1. Méthode temporelle | 36 |
| I.3.5.2.2. Méthodes fréquentielles | 39 |
| I.4. Conclusion | 41 |
| Chapitre II. Fatigue des matériaux : cas des roulements | 42 |
| II.1. Introduction | 42 |
| II.2. Processus de l'endommagement | 42 |
| II.2.1. Etude des différents contacts des surfaces de deux solides | 42 |
| II.2.1.1. Contact d'Hertz | 44 |
| II.2.1.2. Contact non-Hertzien | 44 |
| II.3. Notion d'écaillage | 48 |
| II.4. Endommagement en fatigue de roulement | 49 |
| II.4.1. Fatigue et endurance | 49 |
| II.4.1.1. Diagramme d'endurance | 50 |
| II.4.2. Endommagement par fatigue | 50 |
| II.4.2.1. Caractérisation de l'endommagement | 50 |
| II.4.2.2. Amorçage et propagation | 51 |
| II.4.2.3. Dommage cumulatif | 52 |
| II.4.3. Avaries principales d'un roulement | 52 |
| II.4.4. Modes de fissuration d'un matériau par fatigue | 53 |
| II.4.5. Phases de dégradation | 54 |
| II.4.6. Modélisation de l'endommagement des matériaux | 55 |
| II.4.6.1. Modèle de type Paris | 55 |
| II.4.6.2. Loi de Miner | 59 |
| II.5. Mécanisme de dégradation | 60 |
| II.5.1. Développement physique de la fatigue | 60 |
| II.5.2. Principales sources d'avaries de fatigue | 61 |
| II.5.2.1. Fatigue de roulement initiée en sous couche | 61 |
| II.5.2.2. Fatigue de roulement initiée en surface (au voisinage des rugosités) | 65 |

| | |
|---|------------|
| II.5.2.3. Fatigue de roulement initié au voisinage des indents | 68 |
| II.6. Conclusion | 69 |
| Chapitre III. Modélisation d'endommagement d'un roulement par Abaqus | 71 |
| III.1. Introduction | 71 |
| III.2. Modélisation de l'endommagement de roulement | 73 |
| III.2.1. Présentation générale d'Abaqus | 73 |
| III.2.2. Modélisation 3D d'un roulement utilisant le code calcul Abaqus | 74 |
| III.2.2.1. Modélisation 3D d'un modèle complet de roulement | 74 |
| III.2.2.1.1. Choix de model de modélisation | 74 |
| III.2.2.1.2. Caractérisation des matériaux de roulement | 75 |
| III.2.2.1.3. Contact entre une bille et une bague | 76 |
| III.2.2.1.3. Les conditions aux limites et le maillage | 76 |
| III.2.2.1.3. Analyse des résultats | 77 |
| III.2.2.2. Modélisation 3D d'un sou-modèle de roulement | 79 |
| III.2.2.2.1. Les conditions aux limites et le maillage | 79 |
| III.2.2.2.2. Analyse des résultats | 80 |
| III.2.3. Fatigue des roulements à billes | 80 |
| III.2.3.1. Modélisation 3D d'un modèle complet de roulement par fatigue | 80 |
| III.2.3.1.1. Analyse des résultats | 81 |
| III.2.3.2. Modélisation 3D d'un sous-modèle de roulement par fatigue | 86 |
| III.2.3.2.1. Analyse des résultats | 86 |
| III.3. Conclusion | 87 |
| Chapitre IV. Etude expérimentale sur le diagnostic des roulements | 89 |
| IV.1. Introduction | 89 |
| IV.2. Travail expérimental sur la fatigue des roulements | 89 |
| IV.2.1. Procédure des essais | 89 |
| IV.2.2. Déroulement des essais | 91 |
| IV.2.3. Résultats et discussions | 94 |
| IV.2.3.1. Valeurs des indicateurs vibratoires | 94 |
| IV.2.3.2. Endommagement de la bague extérieure | 97 |
| IV. Conclusion | 99 |
| Conclusion générale | 101 |
| Reference | 103 |
| Annexe | 112 |

Liste des tableaux

| | |
|---|----|
| Tableau III.1. Cinq premières fréquences..... | 77 |
| Tableau III.2. Cinq premières fréquences en fonction de la taille de la fissure. | 81 |
| Tableau III.3. Déplacements max des 5 premiers modes selon la taille de la fissure | 81 |
| Tableau III.4. Contrainte et déplacement en fonction de la taille de la fissure | 86 |
| Tableau IV.1. Dimension des défauts de roulement | 94 |
| Tableau IV.2. Les fréquences d'un défaut de BE & BI | 94 |
| Tableau IV.3. Valeur RMS | 95 |
| Tableau IV.4. Valeur du Kurtosis | 95 |
| Tableau IV.5. Vitesse de rotation et taille de fissure de la bague extérieur..... | 97 |

Table des figures

| | |
|--|----|
| Figure I.1. Différents types de la maintenance | 16 |
| Figure I.2. Acquisition et visualisation du signal..... | 18 |
| Figure I.3. Ecarts d'usinage (excentricité et parallélisme)..... | 20 |
| Figure I.4. Défaut de délignage..... | 21 |
| Figure I.5. Dégradation des dents d'une roue dentée..... | 21 |
| Figure I.6. Les éléments d'un roulement a bille..... | 23 |
| Figure I.7. Roulements à billes à gorge profonde | 23 |
| Figure I.8. Roulements à billes à contact oblique | 24 |
| Figure I.9. Roulements à rotule sur billes | 24 |
| Figure I.10. Roulements à rouleaux sphériques | 25 |
| Figure I.11. Roulement à rouleaux de poussée | 26 |
| Figure I.12. Roulements à rouleaux cylindriques | 26 |
| Figure I.13. Répartition d'une contrainte radiale au sein d'un roulement | 28 |
| Figure I.14. Effet de la bague intérieure d'un roulement surchargé | 28 |
| Figure I.15. Propagation de fissures sur la surface de roulement | 29 |
| Figure I.16. Écaillage de surface de roulement | 30 |
| Figure I.17. Écaillage de roulement | 30 |
| Figure I.18. Dégradation du roulement causée par une mauvaise lubrification..... | 31 |
| Figure I.19. Défaut de roulement (corrosion) | 31 |
| Figure I.20. Effet de la circulation du courant électrique sur le chemin de roulement | 32 |
| Figure I.21. Détection du défaut de roulement aux niveaux de chemin de la bague extérieure par la thermographie infrarouge | 34 |
| Figure I.22. Discrétisation du signal | 36 |
| Figure I.23. Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête | 38 |
| Figure I.24. Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz | 40 |
| Figure I.25. Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz | 40 |
| Figure II.1. Loi de dégradation | 42 |
| Figure II.2. Modèle utilisé par Boussinesq | 43 |
| Figure II.3. Distribution des contraintes normales dans un contact bille – plan..... | 43 |
| Figure II.4. Distribution de pression pour un contact Hertzien | 45 |
| Figure II.5. Modèles de contact rugueux | 46 |

| | |
|---|----|
| Figure II.6. Passage d'un corps roulant sur un indent..... | 47 |
| Figure II.7. Ecaillage d'une surface | 48 |
| Figure II.8. Initiation des fissures : (a) par une aspérité, (b) par une particule étrangère, (c) par un défaut de surface, (d) par une impureté en sous couche | 49 |
| Figure II.9. Courbe de Wohler, amplitude maximale de la contrainte périodique, nombre de cycles à rupture (en échelle logarithmique), d'un acier doux essayé en flexion plane | 50 |
| Figure II.10. Représentation schématique de la courbe d'endurance de | 51 |
| Figure II.11. Roulements | 52 |
| Figure II.12. Avaries dues à la fatigue du roulement | 53 |
| Figure II.13. Les trois modes de fissuration | 54 |
| Figure II.14. Etapes de l'écaillage à partir de fissures initiées en sous couches ou en surface | 55 |
| Figure II.15. Paris a créé un modèle pour prédire la croissance des fissures par fatigue ceci en termes de tracé logarithmique (un tracé log-log) du taux de croissance des fissures par rapport à la plage des facteurs d'intensité des contraintes (1961)..... | 56 |
| Figure II.16. Courbe de propagation des fissures par fatigue | 57 |
| Figure II.17. Concept de l'endommagement et durée de vie fractionnelle | 59 |
| Figure II.18. Spectre de charge cyclique variable à contrainte constante..... | 59 |
| Figure II.19. Schéma des différents types d'amorçage | 61 |
| Figure II.20. Papillon et fissure amorcée autour d'une inclusion | 62 |
| Figure II.21. Volume à risque défini dans la loi de Lundberg - Palmgreen | 63 |
| Figure II.22. Compétition entre la fatigue de roulement initié en sous couche et celle initiée en surface en fonction du niveau des contraintes de cisaillement selon la profondeur | 66 |
| Figure II.23. Pont de contraintes..... | 66 |
| Figure II.24. Les trois phases de développement d'une fissure de fatigue de roulement initié en surface..... | 66 |
| Figure II.25. Combinaison du sens du mouvement, du sens de frottement et de l'inclinaison de la fissure | 67 |
| Figure II.26. Site d'initiation d'écaillages dus à un indent..... | 69 |
| Figure III.1. Bague intérieure avec défaut | 73 |
| Figure III.2. Dimensionnement d'un roulement à billes..... | 74 |
| Figure III.3. Géométrie 3D des éléments de roulement dans abaqus | 75 |
| Figure III.4. (a) Contact au sein du roulement (b) Contact entre bague intérieure et bille, (c) Contact entre bague extérieur et bille..... | 76 |
| Figure III.5. Les conditions aux limites..... | 77 |

| | |
|--|----|
| Figure III.6. Maillage des bagues et de la bille..... | 77 |
| Figure III.7. Modes propres : a) mode n°1, b) mode n°2, c) mode n°3, d) mode n°4, e) mode n°5. | 78 |
| Figure III.8. La valeur de cinq premières fréquences on fonction de nombre de mode | 78 |
| Figure III.9. Géométrie de 3D sou-model des éléments de roulement..... | 79 |
| Figure III.10. Conditions aux limites de sou-modèle | 79 |
| Figure III.11. Maillage de sou-model des bagues et de la bille | 79 |
| Figure III.12. Distribution des contraintes..... | 80 |
| Figure III.13. Fissuration de la bague intérieure..... | 82 |
| Figure III.14. Ouverture de la fissure avec déformation des modes dans la bague intérieure | 82 |
| Figure III.15. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 01)..... | 83 |
| Figure III.16. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 02)..... | 83 |
| Figure III.17. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 03)..... | 84 |
| Figure III.18. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 04)..... | 84 |
| Figure III.19. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 05)..... | 85 |
| Figure III.20. Cinq premier fréquences en fonction de la taille de la fissure | 85 |
| Figure III.21. Répartition des contraintes autour de la fissure. | 87 |
| Figure III.22. Contrainte en fonction de la taille de la fissure | 87 |
| Figure IV.1. Banc d'essai BEV..... | 90 |
| Figure IV.2. Capteurs ASH201A | 90 |
| Figure IV.3. Roulement à bille SKF | 91 |
| Figure IV.4. Diagramme de fonctionnement | 92 |
| Figure IV.5. Configuration du schéma expérimental..... | 93 |
| Figure IV.6. Valeur d'indicateur vibratoire RMS | 96 |
| Figure IV.7. Courbe de tendance (Valeur vibratoire Kurtosis)..... | 97 |
| Figure IV.8. BE-PD-10Hz (radial)..... | 98 |
| Figure IV.9. BE-MD-10Hz (radial) | 98 |
| Figure IV.10. BE-HD-10Hz (radial) | 98 |

Nomenclatures

F_{\max} : Fréquence maximale

N_e : Nombre de points enregistrés,

T_e : Période d'échantillonnage

f_e : La fréquence d'échantillonnage.

$x(n)$: Le signal temporel mesuré.

N : Nombre de cycles,

P : Pression limite d'écaillage

S : La surface de la section d'un élément de volume,

S_d : La surface de la section endommagée d'un élément de volume.

BF : Basse fréquence

MF : Moyenne fréquence

HF : Haute fréquence

TF : Transformée de Fourier

f_{be} : Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement

f_{bi} : Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure

f_b : Fréquence d'un défaut localisé sur une bille

f_c : Fréquence d'un défaut de cage

f_r : Fréquence de rotation

D_e : Diamètre extérieur du roulement.

D_i : Diamètre intérieur du roulement.

D_b : Diamètre des billes.

N_b : Nombre de billes.

D_p : Diamètre moyen.

BI : La bague intérieure.

BE : Bague extérieure.

PD : Le petit défaut.

MD : Le moyen défaut.

HD : Le haut défaut.

Introduction générale

Les machines de plus en plus complexes et automatisées connaissent une évolution croissante notamment lorsqu'elles intègrent massivement de cartes électroniques sur des équipements jusqu'alors électromécaniques. Ceci a conduit à une nouvelle perception des enjeux rattachés à la fonction maintenance. Cette dernière a beaucoup évolué et continue à l'être.

Il est d'usage courant que le produit d'une telle ou telle unité de fabrication soit concurrentiel du point de vue technico-économique. Dans ce sens la compétitivité de la production est souvent impactée par la disponibilité des équipements, l'optimisation des coûts de maintenance et la sécurité opérationnelle.

Du point de vue de la maintenance, Le type le plus ancien est celui des soins curatifs ou palliatifs où les actions ne peuvent avoir lieu qu'en cas de panne. Cette forme de maintenance s'appliquent conventionnellement aux équipements moins stratégiques où le taux d'incidents impliquant la sécurité des personnes et des biens, est à son faible niveau.

Cependant, Les machines modernes, aux technologies avancées nécessitent des stratégies d'entretien coûteuses et appropriées [1]. Devant un tel état de complexité de ces machines, les stratégies d'entretien actuelles ont connu une évolution accrue principalement focalisée sur des types de maintenance plus efficaces comme la maintenance préventive (action réalisée selon un échéancier ou une unité d'usage) et la maintenance conditionnelle (action effectuée selon l'état de dégradation).

Par ailleurs, certains équipements stratégiques d'une grande sensibilité aux risques de défaillance nécessitent d'autres types de mesures mettant en œuvre des actions de maintenance préventive des défaillances souvent axées sur des études réalistes ou des analyses en temps réel du rendement des systèmes ou des composants. A titre d'exemple, Bazovsky [2] a introduit l'utilisation de méthodes d'optimisation mathématiques dans les politiques de maintenance préventive. Jardine a établi des modèles de décision pour la détermination des intervalles de révision par l'analyse de la fiabilité donnée (par exemple les événements historiques de dépannage) et les coûts. Toutefois, la politique de maintenance basée sur la fixation des intervalles de temps n'a pas été bien appréciée par la plupart des praticiens[3].

Toutefois les politiques de maintenance planifiés fondés sur l'intervention ne peuvent qu'entraîner plus de travail en intégrant des opérations de maintenance inutiles dans la gamme de maintenance sans pouvoir éliminer les pannes catastrophiques ni même aboutir à des

pannes de machine plus bas. Cependant, les techniques de maintenance experte (maintenance conditionnelle) font de plus en plus appel à des indicateurs significatifs pour surveiller l'état des machines sans aucun risque d'interférence entre le comportement des mécanismes fonctionnels et les mesures à enregistrer. Ainsi, les informations résultant d'indicateurs spécifiques peuvent être utilisées pour identifier la majorité des défaillances mécaniques [4].

Il en est de même pour Les méthodes de contrôle d'état des machines qui ont connu un grand élan de développement au cours des dernières décennies. Ainsi, On souvent appel aux techniques de plus en plus modernes tels que l'analyse vibratoire et acoustique, l'analyse d'huile, ou la thermographie. Cependant, ces nouvelles techniques introduisent souvent de nouvelles formes d'information dont l'exploitation reste encore limitée. C'est bien que cette nouvelle tendance constitue un important domaine de recherche. On est conduit dans la majorité des cas à analyser, synthétiser et intégrer ces nouvelles données dans les calculs de fiabilité et la planification des opérations de maintenance. Les trois composantes essentielles qui définissent la maintenance conditionnelle sont les suivantes :

- La collecte de données, à savoir la collecte et l'archivage d'informations sur la santé des machines
- Traitement des données (extraction et sélection des données acquises) ;
- La prise de décision (en particulier, recommander des mesures d'entretien fondées sur un diagnostic et/ou un pronostic).

Parmi les outils de la maintenance conditionnelle, l'analyse vibratoire est celle 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. Le but de cette forme de surveillance est d'assurer la sécurité de l'installation en prévenant une dégradation significative en déclenchant des alarmes lorsque le niveau de vibration atteint des niveaux jugés excessifs pour le bon fonctionnement ou l'intégrité de cette dernière.

Les roulements sont les composants les plus importants des machines tournantes, ils permettent la rotation et le guidage des pièces en rotation pour un faible coût énergétique et dans une plage de vitesse et de charge étendue. Malheureusement, ils présentent l'inconvénient d'une durée de vie assez courte due à la présence de défauts importants liée à leur faible résistance aux chocs et aux bruits à grande vitesse.

C'est pourquoi une grande partie des défaillances des machines sont liées aux systèmes de transmission mécaniques renfermant des roulements dont les défauts se traduisent par la formation d'écaillage dans leur stade final de fonctionnement.

Dans le cadre de la maintenance prédictive, plusieurs sujets ont été étudiés pour améliorer la compréhension des mécanismes des dommages causés par la fatigue des roulements qui a nécessité une étude expérimentale et modélisation 2D ou 3D. Dans ce contexte, Jacq [5] a articulé ses travaux sur le comportement expérimental sur la fatigue du matériau du palier en présence d'un défaut et a étudié l'influence des conditions d'exploitation sur la durée de vie en fatigue. À cette fin, il a effectué des simulations 2D du contact des éléments de roulement avec le défaut.

Ses résultats ont été corroborés En 2012, par ceux de Tonicello [6], ce qui a contribué à la compréhension des modes d'apparition de fissures à proximité d'un défaut et a poussé la progression dans le domaine numérique concernant la détection et la propagation des défauts dans les roulements.

Le premier chapitre est consacré dans un premier temps aux généralités sur la maintenance par analyse vibratoire, aussi bien sur leur niveau d'analyse que les outils de diagnostic. Dans un deuxième temps, on s'intéresse à l'étude des types de roulements et leurs caractéristiques mécaniques ainsi que les principaux défauts qu'ils renferment et les différentes techniques de leurs détections par suite de leurs défaillances.

Le deuxième chapitre, a traité l'étude de l'endommagement des matériaux. On a décrit d'une part les différentes formes de contact entre les composants en mouvement, d'autre part les deux principales phases de la fatigue à savoir l'amorçage et la propagation des fissures dans les éléments roulants.

Dans le troisième chapitre, nous avons étudié l'évolution d'une fissure de fatigue dans le roulement. A cet effet nous avons entrepris une modélisation par élément fini au moyen du code de calcul abaqus (CAE). Deux modèles de roulement de même caractéristique mécanique ont fait l'objet de cette étude. Un modèle 3D complet d'un roulement a été dégagé pour déterminer la variation des fréquences propres et les déformations subies en présence de fissure de la surface initiée au contact de la bille avec la bague intérieure du roulement. Une subroutine a été intégrée dans le modèle 3D pour étudier la variation de la contrainte maximale au niveau de point de contact de la bille avec les bagues intérieure et extérieure du roulement.

Enfin, le dernier chapitre est dédié à une étude expérimentale sur un banc d'essai vibratoire pour diagnostiquer les défauts des roulements endommagés et ainsi valider les résultats numériques.

CHAPITRE I :
Défaillances des
roulements et méthodes de
détection

Chapitre I. Défaillances des roulements et méthodes de détection

I.1. Introduction

Ce chapitre sert d'introduction au domaine de diagnostic des roulements. Après avoir souligné leur criticité, les différentes défaillances qui pourraient affecter leur fonctionnement ainsi que les techniques et les moyens actuellement mis en place pour leur surveillance seront décrits.

I.2. Maintenance conditionnelle par analyse vibratoire

I.2.1. Historique et introduction

La maintenance remonte probablement à la naissance de la vie et n'est pas uniquement propre à l'Homme. Maintenir, c'est faire en sorte que quelqu'un/quelque chose reste dans un état déterminé. Cette notion de maintenance a évolué au cours du temps, aujourd'hui le terme maintenance est associé au monde industriel. L'optimisation des performances et des coûts de production des équipements passe par l'intégration d'une même démarche des aspects de fiabilité, de maintenabilité, de disponibilité et de sécurité des biens et des personnes. L'impératif économique, face aux besoins d'être compétitif, font que la maintenance prend un rôle prépondérant aussi bien dans les secteurs industriels que des secteurs aussi variés que l'industrie agro-industrielles, les hôpitaux ou le bâtiment[7].

La maintenance est définie par la norme NFEN 13306 où 3 types (fig. I.1) :

- La maintenance curative ;
- La maintenance préventive systématique ;
- La maintenance préventive conditionnelle.

Le choix entre ces différents types de maintenance dépend des politiques menées sur chaque équipement. La sécurité du personnel et le coût d'une panne sont deux paramètres primordiaux quant au choix du type de maintenance. Une bonne politique de maintenance correspond à un bon dosage entre ces trois méthodes. Elle est basée essentiellement sur leur complémentarité et reste propre à chaque entreprise[8].

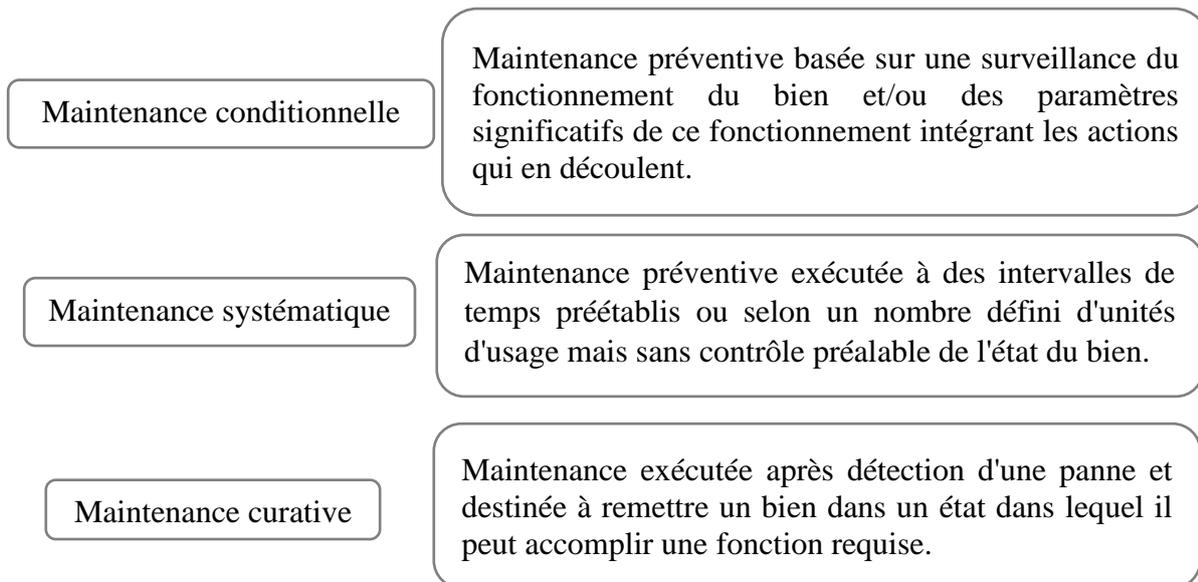


Figure I.1. Différents types de la maintenance[8].

La maintenance préventive conditionnelle consiste à estimer l'état des composants mécaniques en effectuant différents types de mesure. Dépend de la machine à suivre on va prises un type du ces mesures. Cela peut être des mesures de vibration, des analyses acoustiques, des thermographies et des analyses de lubrification.

L'analyse vibratoire est une méthode utilisée en maintenance conditionnelle et le plus utilisée pour le diagnostic des machines tournantes. En effet, quel que soit la forme de la structure porteuse des pièces en mouvement, créé des vibrations, et ce même si les machines tournantes analysées sont en bon état de fonctionnement. Les vibrations dans les bâtis de machine peuvent avoir plusieurs origines telles que des arbres mal équilibrés, mais aussi des engrenages, des roulements à billes ou des courroies en parfait état de fonctionnement qui viennent exciter les bâtis. Le comportement non linéaire de certains éléments modifie la rigidité de ces organes et, en conséquence, les efforts induits. Les vibrations collectées au cours des campagnes de mesure fournissent des informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains éléments mécaniques constituant la machine analysée. C'est par l'analyse de ces vibrations qu'on peut détecter les composants défectueux et éventuellement les localiser. Quand un certain seuil (correspondant à un niveau vibratoire limite) est atteint., il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement.

I.2.2. L'analyse vibratoire

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs, la détection des défauts et l'analyse détaillée des défauts.

Pour ce faire, des paramètres calculés sont utilisés :

- Soit dans le domaine temporel
- Soit dans le domaine fréquentiel

I.2.2.1. Les différents niveaux d'analyse : surveillance, diagnostic et suivi

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions de fonctionnement identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [9]. Aussi d'obtenir un historique de l'évolution du défaut à partir de ces mesures, par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature de vibration de la machine en bon état. La norme ISO10816 établit des critères pour évaluer les niveaux de vibrations afin d'estimer la sévérité des défauts et, par conséquent, l'état de fonctionnement de la machine. La gravité des vibrations représente la valeur effective de la vitesse des vibrations mesurée dans la bande de fréquences [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.

Et pour établir un diagnostic de vibration, il est souvent nécessaire d'utiliser des outils mathématiques assez élaborés. Ces outils doivent aider l'opérateur à retracer la provenance des défauts. Mais dans l'absolu, les signaux vibratoires sont insuffisants pour poser un diagnostic. C'est pourquoi il est indispensable de connaître non seulement la cinématique de la machine, mais également les caractéristiques de ses composants et de leurs différents modes de dégradation. La connaissance de ces modes de défaillance et de leur influence sur le niveau vibratoire est la base d'une surveillance fiable et d'un diagnostic.

Et donc le diagnostic permet ainsi d'isoler le défaut, de le situer, de le caractériser. Cette détection et cette localisation va permettre le suivi dans le temps de l'évolution de la sévérité de la défaillance. Cet état de suivi constitue le niveau le plus élevé dans l'analyse vibratoire et son objectif est la qualification et la prédiction en termes de fiabilité. Pour réaliser ces différents niveaux d'analyses, il est nécessaire d'instrumenter les équipements étudiés et de traiter les signaux enregistrés.

I.2.2.2. Les outils de l'analyse vibratoire

La chaîne de mesure est l'élément principal de l'analyse vibratoire pour l'acquisition des signaux étudiés. Le capteur de vibration est le premier élément de la chaîne de mesure, il converti les forces mécaniques engendrés par les vibrations aux signaux électriques. L'amplificateur est destiné à amplifier l'intensité du signal mesuré pour le traiter en utilisant les outils de traitement du signal. La limitation de la gamme fréquentielle est réalisée grâce à des filtres passe haut et passe bas. Les éléments constituant la chaîne d'acquisition et de visualisation du signal sont présentés sur la Fig. I.2[10]

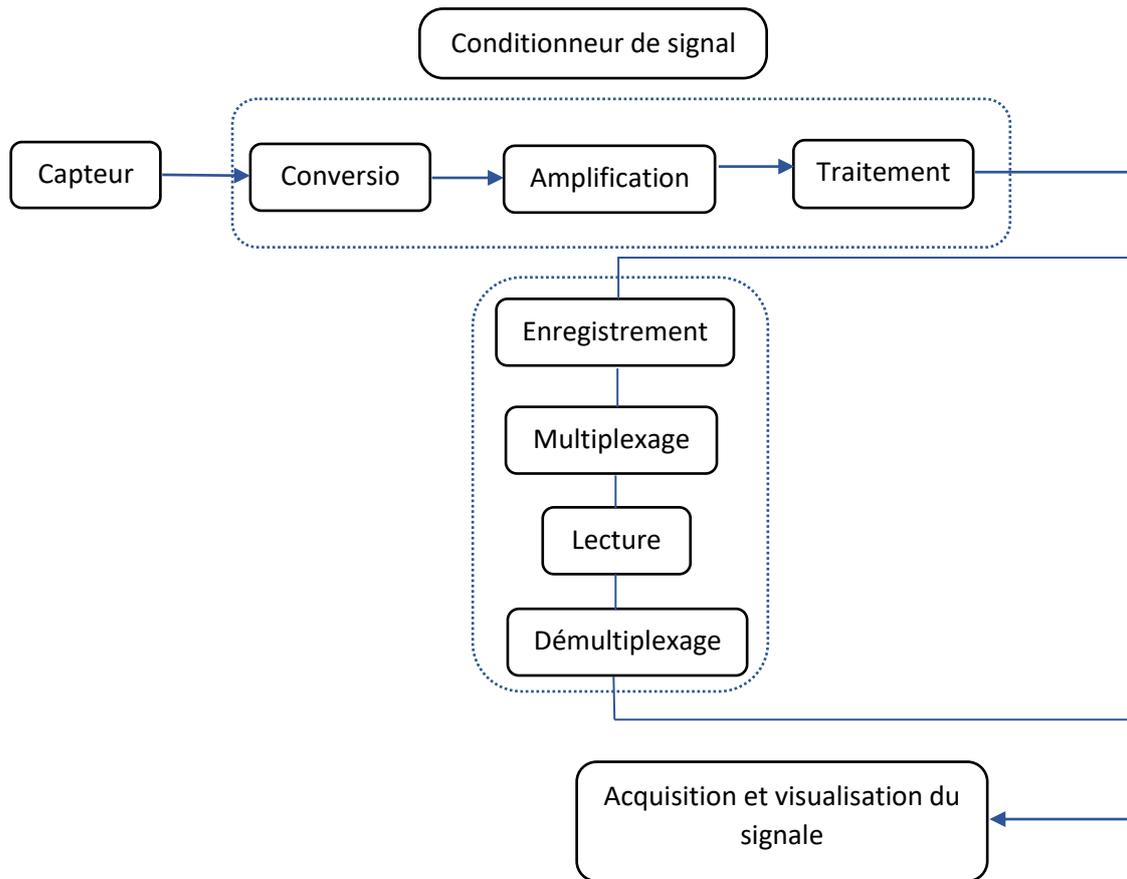


Figure I.2. Acquisition et visualisation du signal

I.2.2.2.1. Capteur vibratoire

Le premier élément de la chaîne de mesure est le capteur de vibrations. Dans l'industrie le type le plus utilisable est l'accéléromètre ou capteur piézoélectrique. Généralement, le principe de fonctionnement des accéléromètres est de produire un signal électrique relatif au niveau de vibration. Le choix de la façon d'utilisation de l'accéléromètre joue un rôle essentiel dans la prise de mesure. Les résultats des accéléromètres sont affectés par leur mode de

fixation et leur emplacement. Il faut une liaison parfaite pour réaliser la fixation du capteur sur la structure vibrante. Il existe plusieurs modes de fixation tels que le goujon vissé, l'embase collée, l'embase magnétique et la pointe touche. Ces différents modes jouent un rôle important dans la mesure correcte des vibrations. La conception du capteur est en fonction du choix de l'emplacement de ce dernier. L'accéléromètre doit être placé à un endroit où la mobilité est maximale. Pour éviter les interférences extérieures, il faut placer le capteur près du défaut potentiel[11].

L'accéléromètre le plus utilisé dans l'industrie est l'accéléromètre piézoélectrique pour les raisons suivantes :

- utilisable sur de très grandes gammes fréquentielles ;
- large bande passante ;
- bonne dynamique (rapport signal/bruit) ;
- taille réduite ;
- solidité (aucune pièce en mouvement).

I.2.2.2. Le matériel d'analyse

L'analyseur de spectres « multivoies » est l'outil de base de traitement du signal à des fins de diagnostic. On trouve également d'autres types de matériel tels que les collecteurs de données qui sont dédiés à la surveillance des machines en milieu industriel. Ceci se justifie par l'importance de l'analyse des mouvements de paliers et de leurs réponses impulsionnelles[12]. La représentation des déformées modales et des déformées en fonctionnement sont aussi un atout essentiel pour l'aide au diagnostic. La difficulté majeure réside dans le choix des outils à mettre en œuvre. Ils sont conditionnés par la cinématique de la machine et sa dynamique, la structure même de la machine et les niveaux de criticité de la machine.

I.2.2.3. Vibrations des machines tournantes

En réalité, une conception saine se traduira par des niveaux de vibrations très faibles dans une machine rotative. Cependant, la machine vieillit, les fondations fonctionnent, les pièces se détériorent et s'usent, et ses propriétés dynamiques sont légèrement modifiées. Les jeux augmentent lorsque les rotors deviennent déséquilibrés, les rotors deviennent hors alignement, les paliers se déplacent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui stimule les résonances et ajoute une charge dynamique importante aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesure apportent des informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est à travers l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un seuil prédéterminé (correspondant à un niveau de vibration maximum défini) est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement indiquées à partir de la connaissance des lois de dommages[13]. Et permet les principaux défauts d'une machine tournante et leurs manifestations :

- **Balourd**

Peu importe le soin avec lequel une machine est construite, il est impossible d'aligner l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque composant, ce qui donne au balourd sa forme distinctive. En conséquence, l'arbre en rotation est soumis à des forces centrifuges qui provoquent le deforcing. Le balourd est un déséquilibre massique qui provient généralement du défaut d'usinage, d'assemblage et de l'échauffement dissymétrique du rotor lors du fonctionnement (fig I.3)[14]. Les origines des balourds sont multiples.

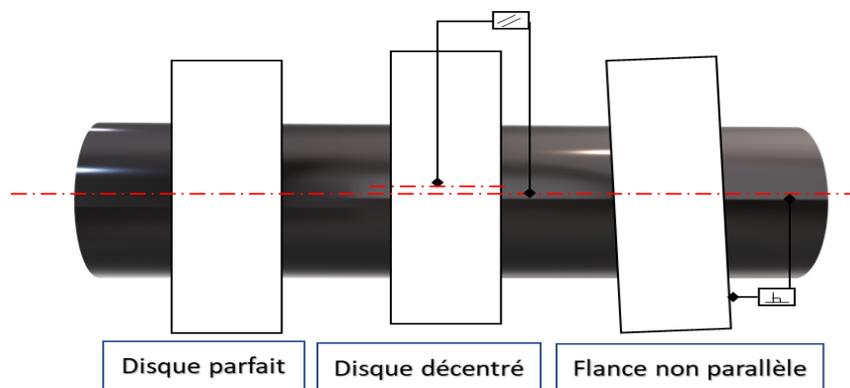


Figure I.3. Ecarts d'usinage (excentricité et parallélisme)

- **Délignage (ou mauvais alignement)**

L'arbre moteur et l'arbre récepteur d'une machine ne sont pas parfaitement alignés (fig I.4).

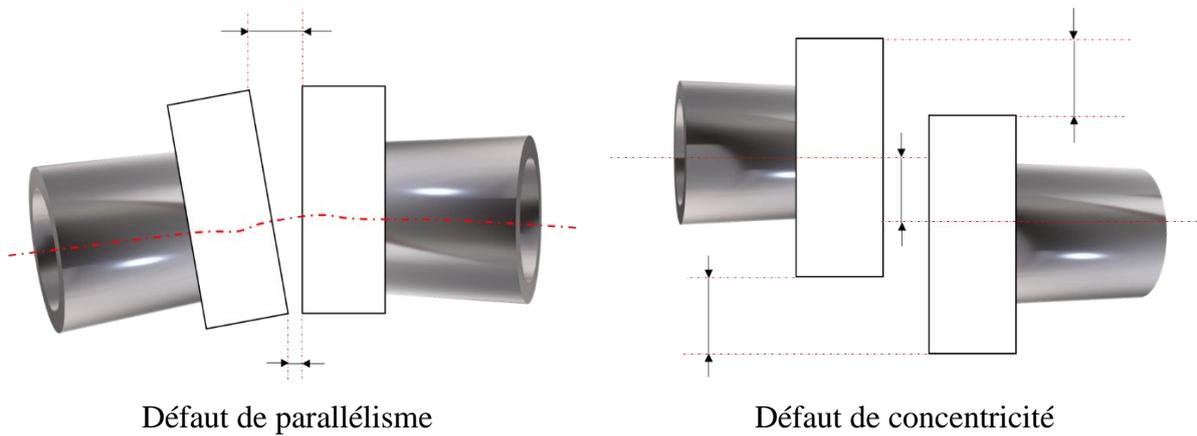


Figure I.4. Défaut de délignage.

- **Défauts d'engrenages**

Ces défauts sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée ou abimée, usure uniforme ou non, putting localisé ou réparti, mauvais centrage) (fig I.5). La corrosion et le frottement entraînent également un enlèvement du métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié et que les forces sont élevées.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact [15]. Un arbre tournant à une fréquence f_r sur lequel est monté un pignon ou une roue de comptage dents z sera soumis à z chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera :

$$f_e = z \cdot f_r \quad (\text{éq I.1})$$

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité ou si une dent particulière présente un défaut, l'amplitude du signal sera modulée par la fréquence du signal. Cela se traduira, sur le spectre, par un peigne de raies centré sur la fréquence d'engrènement f_e et de pas f_r . Ce peigne est visible que sur un zoom centré lui aussi sur la fréquence d'engrènement f_e [16].



Figure I.5. Dégradation des dents d'une roue dentée [15].

- **Défauts de roulement**

L'une des sources d'usure les plus fréquentes sur les machines est le roulement. Les défauts que l'on peut y rencontrer sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion (qui entraîne l'écaillage), faux effet Brinell, etc...

Tous ces défauts provoquent des chocs répétés des billes sur la cage de roulement et traduisent par une perte de métal.

I.3. Généralités sur les roulements

L'un des composants essentiels dans presque n'importe quelle machine rotative est le roulement[17][18]. Son intérêt réside dans le fait que cet élément est conçu pour réduire le frottement de rotation de l'arbre, pour transférer des charges sur des paliers fixes et pour supporter des charges radiales et axiales. Il peut également être utilisé pour corriger les défauts d'alignement et garantir un placement précis de l'arbre. Pour cette raison, la plupart des machines tournantes sont équipées de roulements pour supporter la charge et maintenir les jeux entre les éléments fixes et rotatifs des machines[19]. Selon l'Institut des ingénieurs électriciens et électroniciens (IEEE), les composants les plus susceptibles de tomber en panne dans une machine électrique sont les roulements, dont l'importance ne peut être sous-estimée[20], [21]. Leur défaillance est l'un des problèmes les plus courants qui se produisent avec une probabilité élevée, jusqu'à 90 % dans les petites machines [22][23].

I.3.1. Géométrie de roulement

Un roulement est un corps formé par deux bagues concentriques appelées bagues intérieure et extérieure comportant des chemins de roulement entre lesquelles existent des corps roulants uniformément espacés par une cage. Cette cage est placée entre les bagues et a pour rôle de réduire les frottements en empêchant les éléments de se frotter les uns contre les autres (fig. I.6). Les composants rotatifs peuvent être des lames, des rouleaux ou des factures selon l'application envisagée. Chaque forme de rotation a des propriétés uniques en termes d'alignement autorisé, de charges radiales et axiales supportées, et de vitesse maximale. Certains roulements possèdent de plus une flasque qui est une couverture latérale, couvrant l'espace entre les deux bagues extérieure et intérieure.



Figure I.6. Les éléments d'un roulement à bille[24].

I.3.2. Types de roulements et matériaux

De nombreuses conceptions de roulements ont dû être développées en fonction de l'application prévue en raison de la large gamme d'applications pour lesquelles le roulement est utilisé.

I.3.2.1. Roulements à billes à gorge profonde

Le roulement à billes à gorge profonde a une structure simple et est facile à utiliser, et est un type de roulement avec le plus grand lot de production et la plus large gamme d'applications. Il est principalement utilisé pour résister aux charges radiales ainsi qu'à certaines charges axiales. Lorsque le jeu radial du roulement est augmenté, la fonction de roulement du contact angulaire peut supporter des charges axiales importantes. Utilisé dans les automobiles, machines agricoles, tracteurs, machines-outils, pompe, machines textiles, moteurs, etc.[25]



Figure I.7. Roulements à billes à gorge profonde[25]

I.3.2.2. Roulements à contact oblique

Les roulements à billes à contact oblique ont une vitesse limite élevée et peuvent résister à la fois aux charges longitudinales et axiales, ainsi qu'aux charges axiales pures. La capacité de charge axial est déterminée par l'angle de contact et augmente avec l'augmentation de l'angle de contact. Utilisé pour : les pompes à huile, compresseurs d'air, divers types de transmissions, pompes d'injection de carburant, machines d'impression[25].



Figure I.8. Roulements à billes à contact oblique[25]

I.3.2.3. Roulements à rotule sur billes

Les roulements à rotule sur billes comportent deux rangées de billes, une piste de roulement sphérique commune dans la bague extérieure et deux pistes dans des gorges continues sur la bague intérieure. Ils sont disponibles en version ouverte ou étanche. Les roulements sont insensibles aux défauts d'alignement angulaires de l'arbre par rapport au palier (fig.I.9),[24].



Figure I.9. Roulements à rotule sur billes[24].

I.3.2.4. Roulements à rouleaux sphériques

Les roulements sphériques avec rouleaux ont deux gammes de rouleaux qui sont principalement utilisés pour résister aux charges radiales et peuvent également résister aux

charges axiales dans les deux directions. Ce type de roulement a une capacité de charge radiale élevée et est le mieux adapté pour travailler sous des charges lourdes ou vibrantes, mais il ne peut pas supporter une charge axialement pure ; de bonnes performances d'auto-alignement peuvent compenser la même erreur de roulement. Le principal utilise une machine à papier, un réducteur de vitesse, un essieu de véhicule, un siège pour un banc de vitesse de l'animateur, un concasseur, divers réducteurs de vitesse industriels, etc.[24].



Figure I.10. Roulements à rouleaux sphériques[24].

I.3.2.5. Roulements à billes de poussée

Pour supporter des charges électriques, principalement des charges axiales, par essieu, on utilise des roulements à rouleaux d'air comprimé. Charges combinées longitudinalement, mais les charges longitudinales ne doivent pas être supérieures à 55 % des charges axiales. Ce type de roulement a un coefficient de frottement plus faible, une vitesse plus élevée et la capacité d'auto-alignement par rapport aux autres roulements. La roue roulante de type 29000 est une roue sphérique asymétrique, qui peut réduire le glissement du pignon et la trajectoire de la roue roulante pendant le fonctionnement. La roue est longue, large, et a un grand nombre de capacité pour des charges multiples. La forme la plus courante de lubrification est l'huile, bien que la lubrification de la graisse puisse également être utilisé dans certaines circonstances à basse vitesse. La priorité doit être donnée à la sélection lors de la sélection de la conception. Principalement utilisé dans les crochets de grue, les générateurs hydrauliques, grue crochets[24].



Figure I.11. Roulement à rouleaux de poussée[24].

I.3.2.6. Roulements à rouleaux cylindriques

Deux chicanes d'une bague à roulement servent généralement de guides pour les roues à roulement cylindriques. Les composants unifiés qui peuvent être séparés d'un autre anneau de roulement et appartiennent à des roulements séparables sont : la cage, le rouleau, et la bague de guidage. Ce type de roulement est simple à installer et à démonter, surtout lorsqu'il nécessite un réglage dentelé de l'intérieur, de l'extérieur et de l'anse du tronc d'arbre. Seuls les roulements avec une rangée de bagues internes et externes et des bordures de rétention peuvent résister à des charges axiales plus petites et stables ou à des charges axiales plus grandes et intermittentes. En conséquence, ces roulements sont généralement utilisés uniquement pour résister aux charges radiales. Principalement utilisé pour les gros moteurs, les axes pour les outils électriques, la boîte essieu, le moteur diesel vilebrequins, le boîtier de roulement de support, les véhicules[24].



Figure I.12. Roulements à rouleaux cylindriques[24].

D'autres types de roulements existent encore tels que les roulements à aiguilles, roulements à rouleaux sphériques de poussée, rouleaux coniques, roulements sphériques avec sièges, ...etc.

I.3.3. Défaillance des roulements

Les constructeurs fournissent souvent un modèle théorique pour calculer la durée de vie d'un roulement. Cependant, l'effet de nombreux facteurs s'écarte des circonstances normales d'exploitation en causant une détérioration prématurée et en modifiant la durée prévue de fonctionnement. Divers techniques de surveillance de l'état de machine sont basées sur l'acoustique[26]-[27], les ultrasons [28][29], la température, le courant [30][31], l'électrostatique [32]-[33], les forces et les vibrations [34], qui peuvent estimer l'état de la machine. Cependant, le suivi des niveaux de vibrations et d'émission acoustique est le plus utilisé pour détecter des défauts de roulement et pour faire une estimation sur la durée résiduelle des machines rotatives [35].

Dans la plupart des cas, les défauts des roulements commencent par une perte locale de matériau sur une surface mate (bague intérieure et extérieure, éléments roulants)[36].

I.3.3.1. Mécanisme d'usure

L'usure est un processus continu à travers lequel les surfaces des composants perdent de la matière en raison du contact entre les corps ; elle est le résultat inévitable du frottement. Les pertes causées par l'usure peuvent être étonnantes [37].

En général, il y a trois catégories d'utilisation :

- Classe mécanique : Usure causée par l'application mécanique sur les surfaces de frottement. Elle comprend l'usure par abrasion, la déformation plastique superficielle, l'écaillage fragile, etc.
- Classe moléculaire-mécanique : L'usure est causée par la formation de jonctions adhésives dues à la force moléculaire et ensuite cisailée par la force mécanique appelée usure adhésive.
- Corrosion-classe mécanique : La corrosion superficielle causée par la fonction chimique du milieu puis la fonction mécanique accélère le processus de corrosion. Elle comprend également la corrosion chimique et la corrosion oxydative.

I.3.3.2. L'effet de la contrainte mécanique

Lors du fonctionnement d'un moteur, le roulement subit des contraintes mécaniques radiales et axiales sous l'effet de masse de l'arbre en rotation. Les contraintes radiales de compression auxquelles est soumise la bague intérieure du roulement sont ensuite transférées à la bague extérieure par le biais des billes qui ont elles-mêmes subi à leur tour les mêmes contraintes.

Celles-ci atteignent un maximum dans la direction de la charge qui leur est appliquée alors que la partie non chargée demeure libre (fig. I.13). La présence de contraintes axiales conduit à une force de traction sur l'axe de l'arbre de rotation. Étant donné que la bague extérieure est fixe, attachée au logement, le mouvement rotatif de la bague intérieure, conduit à un contact direct entre la partie chargée et le chemin de roulement de la bague intérieure (fig I.14) [9].

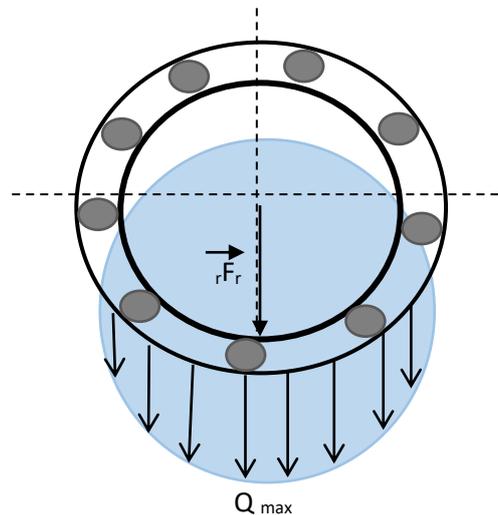


Figure I.13. Répartition d'une contrainte radiale au sein d'un roulement[24].



Figure I.14. Effet de la bague intérieure d'un roulement surchargé

Au point de contact entre bague intérieure et bille, la contrainte de compression appliquée est maximale. Elle va s'ajouter à la contrainte de cisaillement pour pénétrer plus profondément dans le matériau avant de s'atténuer. Si une surcharge est appliquée alors que la contrainte de traction excède la valeur maximale du matériau, les aspérités entraînent en se brisant des microfissures dans les zones de tension et de compression de la bille et des chemins de roulement. Les microfissures initiées sont généralement de l'ordre de quelques microns sur la surface et en sous-couche [12]. Ils constituent les foyers des premières fissures initiales dans le matériau du roulement. La contrainte de cisaillement maximale d'environ (1/3 tiers de la pression hertzienne maximale) s'opère sous la zone de contact et propageant ainsi la fissure

vers les surfaces d'appui tel qu'illustré par la figure I.15.a. Le développement des microfissures initiées est davantage intensifié par le grand nombre de chocs périodiques que subissent les surfaces de contact.

Les microfissures initiées sur la surface du chemin de roulement dans la zone de contact sont plus grandes dans le sens du roulement, puis se referment lorsque cette zone est traversée par l'élément roulant (billes). De même, les microfissures initiées sur la surface des billes s'ouvrent et se ferment alternativement lors du passage dans la zone de contact. Par conséquent, les microfissures sur les surfaces d'appui s'ouvrent et se ferment à tour de rôle à chaque tour. Ces microfissures initiées sur les surfaces d'appui se transforment ainsi après un certain nombre de révolutions en fissures ou en macro-fissures comme on peut l'observer sur la fig I.15 ,[37].

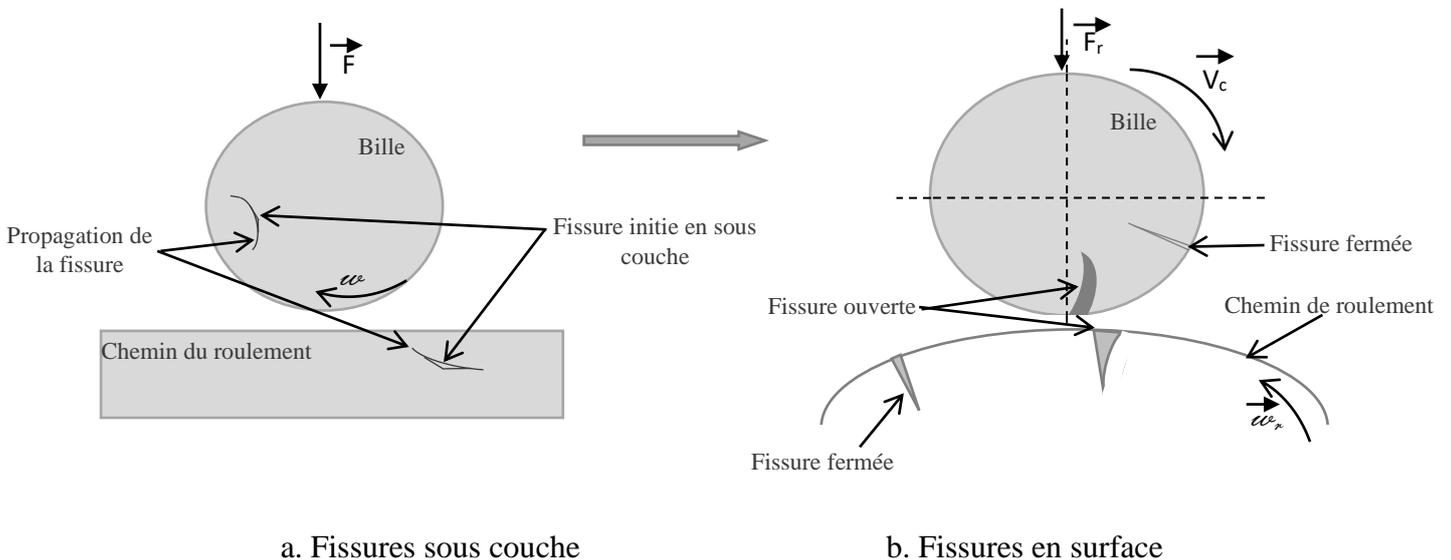


Figure I.15. Propagation de fissures sur la surface de roulement[24].

Dès que les fissures parviennent près des surfaces, elles causent la formation d'écailles sur les surfaces des billes et des chemins de roulement dues à une rupture forcée (fig I.16) [37]. Cette rupture liée aux écailles qui s'opère dans l'élément roulant et le chemin de roulement donne naissance à de larges et profondes cavités en raison des fortes charges appliquées auxquelles sont soumises les surfaces de contact. Le processus cyclique de développement des fissures sur les surfaces de contact provoque l'écailage du matériau, entraînant ainsi la rupture forcée après un nombre suffisamment important de révolutions. Il en résulte ainsi une fatigue du roulement[38].

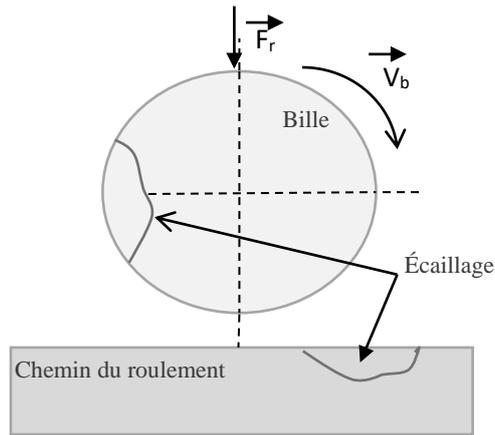


Figure I.16. Écaillage de surface de roulement [37].



a. Ecaillage de la bille [37]



b. Ecaillage de la piste de roulement[9]

Figure I.17. Écaillage de roulement

I.3.3.3. Effet de la température de fonctionnement

Quand l'épaisseur et la forme du lubrifiant varient au niveau de la surface du roulement, cela peut conduire à un contact étroit entre la surface du roulement et les éléments roulants. En effet, la température provoque une dilatation des métaux (acier) et un changement dans les propriétés de l'huile par exemple. L'huile disparaît au niveau du point de contact entre la bille et la bague. Un contact sec s'installera pouvant également provoquer un échauffement par frottement et par voie de conséquence une hausse de la température de la surface. Cette hausse de température génère à son tour des contraintes thermiques au sein du matériau, favorisant l'apparition et la propagation des fissures, suivies d'un écaillage du roulement. Dans ces types de défaillances dues à la fatigue, la cause la plus fréquente sont les contraintes mécaniques qui peuvent constituer la source d'usure qui se développe rapidement sous l'action des contraintes thermiques. Concernant la graisse on sait que cette dernière est composée d'une huile lubrifiante et d'un savon liant. Sous l'effet de la température de

fonctionnement la graisse voit ses propriétés modifiées tout en aboutissant au même phénomène mentionné précédemment.

I.3.3.4. Effet de la mauvaise lubrification

La lubrification est essentielle pour la performance et la durée de vie d'un roulement à billes. Cependant, une lubrification inadéquate ou excessive accélère le processus de dégradation des roulements. En effet, l'absence d'huile ou de graisse ou une mauvaise lubrification conduisent à un contact sec entre les surfaces métalliques du roulement. Sous l'effet du frottement sec, une usure de la surface se produit aboutissant à un arrachement de la matière et à l'écaillage du roulement (fig I.18)[39].

Un surgraissage ou une lubrification excessive empêchent la rotation libre de la cage lorsque les billes sous l'effet d'une forte viscosité existante, glissent au niveau des zones de contact et entraînent ainsi une détérioration de la surface du roulement.



a. Dégradation d'un chemin de roulement



b. Billes éclatées

Figure I.18. Dégradation du roulement causée par une mauvaise lubrification[39].

I.3.3.5. Effet de la corrosion

Elle se manifeste par des taches d'oxydation sur l'alésage, le diamètre extérieur et les faces d'appui du roulement. Elle apparaît après la présence d'eau ou d'humidité pour une longue période dans le roulement. La corrosion peut entraîner la cassure d'une bague ou du corps roulant. Pour la corriger, il faut utiliser un meilleur lubrifiant antirouille (Fi I.19) [38].

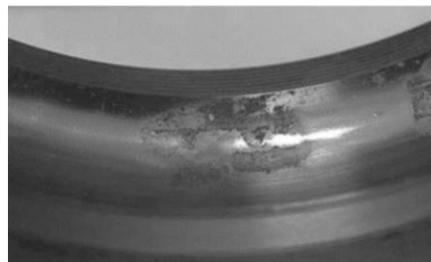


Figure I.19. Défaut de roulement (corrosion)[38].

I.3.3.6. Choc électrique

Le passage d'un courant électrique dans un roulement en rotation ou non peut endommager ses différentes parties.

La tension électrique est générée lorsque le courant circule sur les roulements ou sur les variateurs de vitesse. Étant donné la bonne conductivité du roulement (la matière est métallique), un courant de fuite qui circule du stator de la machine vers le rotor crée un potentiel électrique au sein du roulement. Dans le cas où le potentiel est suffisamment important [40][41], cela va produire une décharge électrique qui va générer l'apparition de micros trous sur la surface du roulement entraînant une détérioration du roulement comme on peut le constater sur la figure I.20.



Figure I.20. Effet de la circulation du courant électrique sur le chemin de roulement[40]

I.3.4. Techniques de détections des défauts des roulements

Dans la littérature on dénombre diverses techniques employées dans la détection des défauts du roulement[42]. La nature des signaux détermine le type d'analyses à effectuer ; ces dernières peuvent être classées en analyse de signaux acoustiques, analyse de lubrifiant, analyse de courant électrique, mesure de température et mesure de vibrations[43].

I.3.4.1. Analyse acoustique

La surveillance des roulements à billes par l'émission acoustique est utilisée comme outil de surveillance des roulements à billes qui a fait ses preuves par sa capacité à détecter les défauts [44]. Il s'agit d'une impulsion transitoire induite par la libération rapide d'énergie causée par une déformation dans un matériau solide sous contrainte mécanique ou thermique. La détection des fissures constitue la principale application de l'émission acoustique. Son principe d'action est le suivant : les forces appliquées sur la surface des corps, puis le stress qui en découle agissent comme un stimulateur qui provoque la déformation de l'émission acoustique. Le stress agit sur le matériau et produit une déformation plastique locale, qui

décompose le matériau bien particulier de la surface du roulement. Cette décomposition produit de l'émission acoustique qui se déplace vers l'extérieur de la source. Ce déplacement se fait à travers le corps jusqu'à atteindre un capteur placé à une distance bien précise. En réponse, le capteur produit un signal électrique qui va être envoyé à des appareils électriques pour être traité ultérieurement. Cette technique peut être exploitée comme outil dans la détection des défauts des roulements et des fissures de l'arbre. Typiquement, la précision de ces méthodes est tributaire des données de pression et de l'intensité sonore [26].

I.3.4.2. Analyse lubrifiante

L'analyse du lubrifiant nous renseigne sur l'évolution du lubrifiant et sur l'état des machines. L'utilisation d'une telle technique dans le cadre de la maintenance préventive conditionnelle, permet à titre d'exemple de détecter et de surveiller les dysfonctionnements potentiels.

Tels que : la contamination, le contenu chimique et la viscosité. Elle consiste à prélever un échantillon du lubrifiant (huile ou graisse) et l'analyser pour en déduire l'état de l'équipement.

En effet, l'existence ou la quantité de débris et de particules provenant des pièces d'usure, de l'érosion et de la contamination donnent un aperçu des problèmes qui affectent la performance et les composants des machines tournantes et leurs fiabilités. Ces particules métalliques ainsi que les contaminants présents dans le lubrifiant sont détectés par des capteurs sensibles, permettant ainsi de localiser les défauts, et de planifier une maintenance avant qu'une défaillance critique ne se produise[45].

I.3.4.3. La thermographie infrarouge

L'Endommagement des roulements produisent une chaleur excessive dans les composants rotatifs[46]. La surveillance de la température d'un palier à roulement ou du lubrifiant constitue le moyen le plus simple pour détecter les défauts dans les machines tournantes. L'analyse par thermographie infrarouge a été suggérée comme une technique pouvant être utilisée dans le diagnostic des défauts de roulements. Contrairement à d'autres, cette technique possède l'avantage d'être non invasive et de pouvoir être utilisée dans une gamme étendue d'analyses, donnant ainsi la possibilité d'ausculter des défauts de surface et de déceler des défauts internes localisés seulement à quelques millimètres de profondeur avec une vitesse d'inspection rapide [47][48].

Le principe qui sous-tend cette méthode s'appuie sur le fait que tous les objets ayant une température qui dépasse le zéro absolu émettent un rayonnement électromagnétique (un rayonnement infrarouge). En termes plus pratiques, la température peut être indirectement

déterminée en mesurant l'intensité du rayonnement infrarouge émis. La thermographie infrarouge permet l'acquisition de données thermiques à distance, sans aucune destruction, en temps réel et de façon bidimensionnelle [49]. En utilisant cette technique, comme c'est le cas dans cette thèse, des dommages ou des défauts peuvent être détectés suite à un transfert de chaleur induit par un réchauffement anormal en particulier sur des pièces mécaniques en rotation comme les roulements (figure I.21). En effet, cette technique a fait ses preuves dans de nombreuses applications comme : la surveillance de machines tournantes, les déformations plastiques, les dommages de fatigue, les mécanismes et le contrôle de soudage.

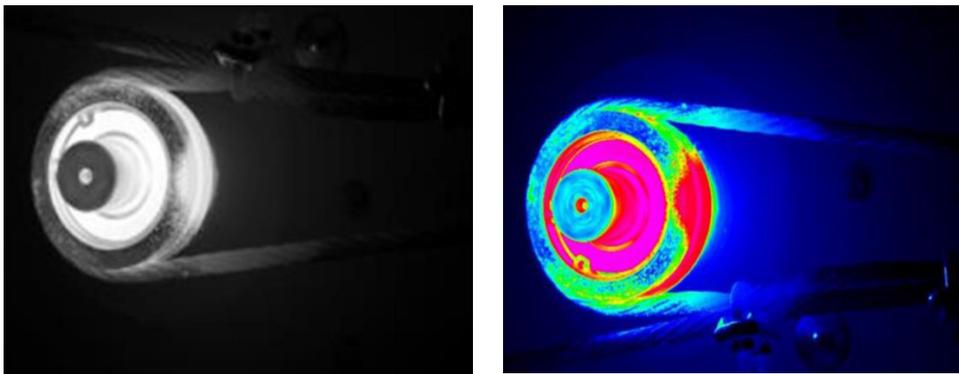


Figure I.21. Détection du défaut de roulement aux niveaux de chemin de la bague extérieure par la thermographie infrarouge[24]

I.3.4.4. Analyse vibratoire

La vibration anormale des machines est la première information sensorielle annonçant une défaillance des composants rotatifs. L'analyse vibratoire est largement utilisée dans diverses industries. Le signal de vibration est généré par l'interaction entre le défaut du roulement et son élément d'accouplement en présence du choc. Par conséquent, une analyse vibratoire peut être utilisée pour diagnostiquer tous les de défauts localisés dans le roulement[50].

Cette analyse du signal basée sur les vibrations peut s'effectuer dans le domaine temporel, dans le domaine fréquentiel ou dans le domaine temporel-fréquence [51].

Dans l'analyse du domaine temporel, un défaut du roulement peut être découvert en surveillant la variation de certains indices statistiques tels que la valeur du carré moyen de la racine (RMS), le facteur crête ou de Kurtosis. On a de bonnes raisons de penser qu'un roulement est endommagé lorsqu'un indice de surveillance dépasse un certain seuil, cependant, il est habituellement difficile de déterminer des seuils appropriés parce qu'ils

peuvent varier d'une application à une autre. Les méthodes relevant du domaine fréquentiel sont les plus couramment employées dans la détection des défauts de roulements. Cette détection se fait à travers l'analyse des informations spectrales. Le principal avantage de l'analyse du domaine fréquentiel par rapport à celle du domaine temporel est qu'il est relativement plus facile d'identifier et d'isoler certaines composantes fréquentielles d'intérêt [52].

I.3.5. Méthode d'analyse vibratoire pour la détection des défauts de roulement

Une mesure vibratoire doit être prise, et le signal doit ensuite être utilisé, afin de détecter un défaut.

I.3.5.1. Paramétrage de l'échantillonnage

Un échantillon discret est l'ensemble des valeurs d'un signal continu prises aux instants $t = t + i \cdot \Delta t$, i étant un entier positif. La discrétisation d'un signal entraîne la perte d'informations, ce qui pourrait être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée à la quantité de composants à haute fréquence que la procédure de discrétisation introduit (théorie de Shannon). L'opération de discrétisation est appliquée périodiquement au signal temporel sur une période T_e . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à $f_e = 1/T_e$ comme le montre la figure I.22. La valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage en pratique, est :

$$f_e = 2.56 f_{max} \quad (\text{éq I.2})$$

T_{acq} c'est le temps d'acquisition qui correspond à la durée d'observation du signal est :

$$T_{acq} = N_e T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2.56 f_{max}} \quad (\text{éq I.3})$$

Où

F_{max} : fréquence maximale

N_e : nombre de points enregistrés,

T_e : période d'échantillonnage

f_e : la fréquence d'échantillonnage.

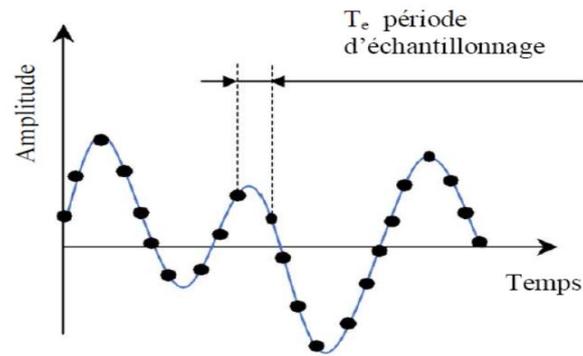


Figure I.22. Discretisation du signal

I.3.5.1.1. Résolution

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquence de travail [53]. Quand une résolution permet de se séparer des fréquences voisines, elle est satisfaisante. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquence, du nombre de points N_e et du nombre de lignes d'analyse.

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

$$\text{Nombre de lignes} = \frac{N_e}{2.56} \quad (\text{éq I.4})$$

Pour séparer deux composantes en général dont l'espacement fréquentiel est de δ_f , une résolution de $r = \delta_f/4$ est nécessaire. Si les pics de fréquence sont rapprochés, une mauvaise résolution peut conduire à un mauvais diagnostic.

$$\Delta f = \frac{f_e}{N_e} = \frac{1}{N_e} = \frac{1}{T_{acq}} \quad (\text{éq I.5})$$

I.3.5.2. Méthode d'analyse

Il existe différents outils d'analyse vibratoire permettant de détecter et de diagnostiquer l'apparition des défauts dans les roulements. De nombreuses publications combinent ces diverses méthodes ou outils. Ils sont généralement divisés en deux grandes familles.

I.3.5.2.1. Méthode temporelle

Les méthodes temporelles sont basées sur une analyse statistique du signal recueilli et s'appliquent à un équipement simple et fiable pour effectuer des mesures de vitesse dans les gammes de basse fréquence et des mesures d'accélération dans les gammes de haute

fréquence. Le but est de réduire l'impact des vibrations causées par la rotation des arbres. Cette méthode utilise des indicateurs scalaires permettent de suivre le changement d'une magnitude qui représente la force ou l'amplitude de crête du signal. Sa valeur peut ne pas avoir de sens intrinsèque; au contraire, la signification de l'échec réside dans la façon dont il a changé au fil du temps[54].

- **Valeur RMS (Root Mean Square) ou Valeur efficace**

La valeur RMS est utilisée pour quantifier la "taille" globale d'une forme d'onde avec un seul chiffre. Par extension, les amplitudes harmoniques peuvent être utilisées pour décrire une forme d'onde complexe avec seulement quelques valeurs non nulles. Comprendre la relation entre la valeur RMS, les amplitudes harmoniques et la distorsion harmonique totale d'une forme d'onde permet une investigation plus rapide et plus efficace de la qualité de l'énergie lorsqu'on est confronté à des problèmes de distorsion de tension ou de courant...

Bien qu'il ne soit pas très significatif, cet indicateur d'échelle (large band) est fréquemment utilisé et s'écrit comme suit :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (\text{éq I.6})$$

Où N_e représente le nombre d'échantillons prélevés dans le signal, $x(n)$ est le signal temporel mesuré.

Dans l'ensemble, la valeur effective manque quelques défauts et émet une alarme tardive ,ce qui constitue un inconvénient important dans la maintenance prédictive[55].

- **Indicateur de crête**

Contrairement à la valeur d'amplitude effective d'un signal, des indicateurs spécifiques tels que le facteur de kurtosis ou de pente sont mieux adaptés pour représenter un signal produit par des forces liées à l'impulsion telles que les écaillages de roulements. Ces indicateurs proviennent des valeurs maximales du signal mesuré dans le temps. La relation entre les valeurs crête et efficaces est ce qu'on appelle le facteur crête[55].

$$FC = \frac{A_{cccrete}}{A_{ceff}} = \frac{\text{Sup}|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (\text{éq I.7})$$

L'avantage du facteur de crête est qu'il peut identifier les défauts avant la valeur effective.

Ceci est dû au fait que pour une opération impeccable, le rapport augmente à mesure que la

dégradation se produit, la valeur nominale diminue, et la valeur effective reste presque constante.[55](fig I.23).

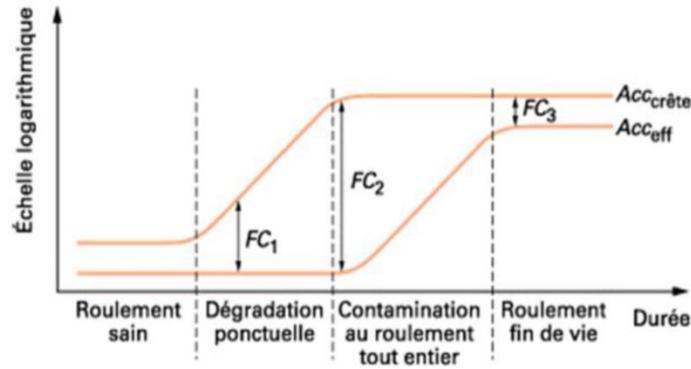


Figure I.23. Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête[55].

- **Kurtosis**

Cet indicateur permet d'identifier un signal à impulsions et de détecter rapidement une erreur de roulement. Lorsqu'il n'y a pas d'écaillage dans les roulements, la distribution d'amplitude du signal est gaussienne, ce qui donne une valeur de kurtosis proche de 3. Lorsqu'une erreur est trouvée, sa valeur augmente de plus de 3[56].

Le kurtosis peut également être utilisé pour analyser les défauts du rotor dans une variété de bandes de fréquences liées aux résonances de la structure.

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (\text{éq I.8})$$

Où

M_4 et M_2 sont les moments statistiques d'ordre 4 et d'ordre 2,

$x(n)$ est le signal temporel, \bar{x} est la valeur moyenne des amplitudes,

N est le nombre d'échantillons prélevés dans le signal.

Le Kurtosis doit être utilisé avec précaution car il est très sensible aux chocs [57], ce qui oblige à l'employer dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

I.3.5.2.2. Méthodes fréquentielles

Les méthodes fréquentielles sont basées sur la transformation du fourrier. La connaissance des fréquences spécifiques à l'aspect permet d'identifier et de localiser les défauts mécaniques liés aux composants à l'aide d'une analyse spectrale. Ils sont fréquemment utilisés pour les machines complexes comportant beaucoup de composants mécaniques

- **Analyse en fréquence**

L'analyse de fréquence est maintenant l'outil principal pour le traitement des signaux vibratoires. Elle est basée sur le transformé de Fourier, qui permet la transition d'un domaine temporaire à un domaine permanent. Cette représentation permet de détecter un défaut qui provoque un choc périodique à une fréquence de défaut en révélant l'énergie ou le spectre de puissance inclus dans le signal à la fréquence f. Cette fréquence peut être localisée en la comparant aux défauts de roulement théoriquement possibles (caractéristiques de fréquence). En pratique, on applique la transformation rapide discrète de Fourier aux signaux numérisés.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (\text{éq I.9})$$

Où

X(f) est la transformée de Fourier,

t est la variable temps,

f est la variable fréquence.

$$X(K\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e)e^{-j2\pi k \frac{n}{N}} \quad (\text{éq I.10})$$

Où

X(kΔf) est la transformée de Fourier discrète rapide,

t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel,

n est le numéro de l'échantillon,

k est le numéro de la ligne fréquentielle,

Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles

N est le nombre d'échantillons prélevés.

- **Analyse d'enveloppe (HFRT) :**

C'est une technique qui permet de trouver des chocs périodiques en utilisant des résonances structurelles. En fait, les harmoniques peuvent déclencher un type de résonance structurelle pour des défauts tels que les écaillages de roulement.[58] (fig I.24).

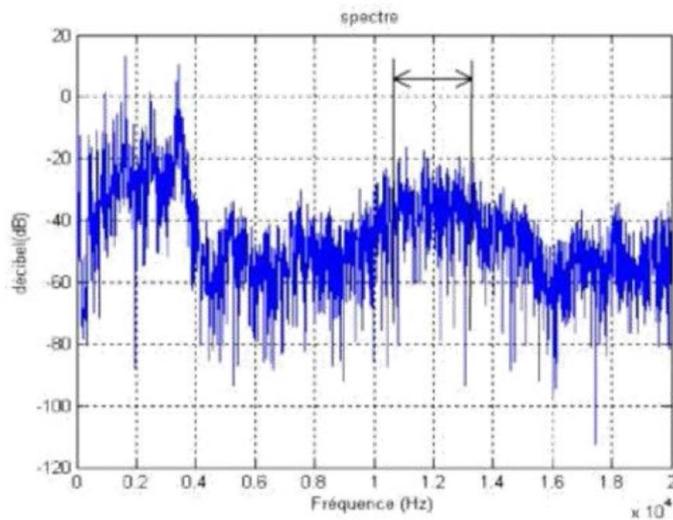


Figure I.24. Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz[58].

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude de l'enveloppe du signal obtenue par transformation de Hilbert après filtrage dans une région de fréquence axée sur une ou plusieurs résonances structurelles (fig I.25).

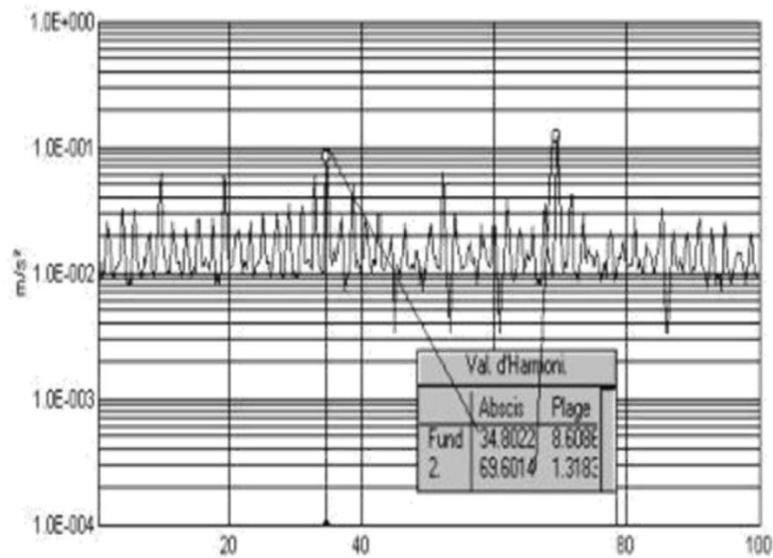


Figure I.25. Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz[58].

- **Le cepstre**

Le cepstre est défini comme l'inversion de la transformée de Fourier du logarithme décimal de la transformée de Fourier :

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2 \quad (\text{éq I.11})$$

L'objectif est de reconnaître et de quantifier toutes les caractéristiques périodiques présentes dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs appropriés à la détection précoce des défauts, conduisant à des stades plus ou moins avancés.

Les amplitudes des composants, qui correspondent aux périodes de chocs répétés provoqués par les défauts de la machine surveillée, définissent le cepstre. Il est fréquemment utilisé pour détecter les erreurs d'engrenage et, dans une moindre mesure, les défauts de roulement.

I.4. Conclusion

La maintenance des systèmes de production n'est pas une tâche facile. Ceci exige entre autres, des ressources humaines compétentes, des outils et du matériel adapté aux équipements ainsi qu'aux installations à maintenir. Plusieurs outils peuvent être utilisés comme l'analyse d'huile, thermographie et l'analyse vibratoire pour assurer une maintenance conditionnelle efficace.

Cependant, l'analyse vibratoire qui a fait ses preuves est la plus connue et la plus largement utilisée. Il faut dire qu'elle permet de détecter pratiquement tous les défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes. Un balourd, un jeu, un défaut d'alignement, un roulement usé ou endommagé se traduisent par une variation des efforts internes que subit la machine et donc à un changement de son comportement vibratoire.

Les machines tournantes qui sont largement utilisées dans l'industrie sont affectées par des défaillances qui dans la majorité des cas sont liées aux systèmes de transmission mécanique comme le roulement. Ce dernier est l'un des composants les plus critiques de ces machines.

Les vibrations liées à ce composant endommagé peuvent propager la défaillance aux composants qui leur sont reliés. En effet, de par leur fonctionnement, les roulements produisent d'endommagement entre les différents éléments se traduisant par une fatigue,ecaillagesur les bagues ou sur les éléments roulants .

CHAPITRE II :
Fatigue des matériaux :
cas des roulements

Chapitre II. Fatigue des matériaux : cas des roulements

II.1. Introduction

Les signaux des vibrations contiennent des informations importantes sur l'état de fonctionnement des différents composants mécaniques du système. Ces signaux permettent l'élaboration d'une loi d'endommagement qui établit une corrélation entre la gravité du défaut et le nombre de cycles de roulement. Cette loi peut être estimée à partir de mesures expérimentales utilisant les méthodes statistiques des moindres carrés.

Le but est de prédire l'échec d'un composant en estimant l'évolution d'un endommagement et en modélisant son évolution. Il sera possible d'établir un modèle pour déterminer la durée de vie résiduelle de la composante à partir de cette estimation.

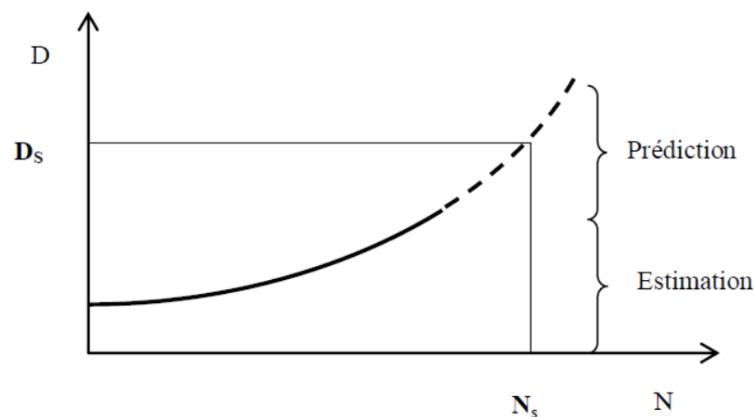


Figure II. 1.Loi de dégradation

Où

D : représente l'endommagement (la taille de l'écaillage),

N : nombre de cycles,

D_s et N_s : sont des valeurs du seuil limite.

II.2. Processus de l'endommagement

II.2.1. Etude des différents contacts des surfaces de deux solides

Les restrictions de contraintes au niveau de la zone de contact résultent du contact entre deux corps solides. Ces contraintes changent en fonction de la configuration de la surface de contact et peuvent conduire à une fatigue du matériau si elles sont cycliques. Boussinesq et

Hertz [59] ont effectué la recherche initiale sur l'étude de l'interaction de deux solides. Ces travaux visaient principalement à déterminer les contraintes dans la zone de contact.

- Expression des contraintes de contact entre deux éléments cylindriques solides (modèle Boussinesq); (fig II.2).

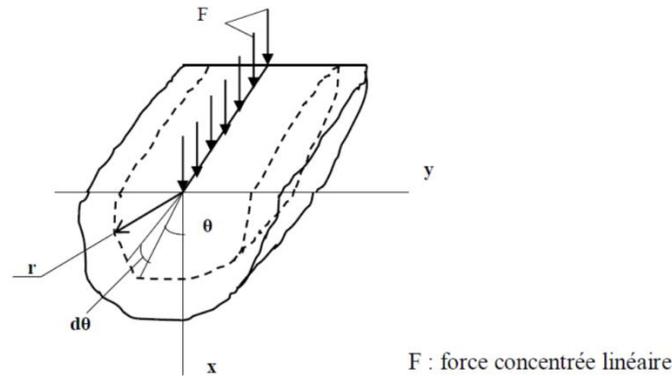


Figure II. 2. Modèle utilisé par Boussinesq

L'expression de la contrainte radiale est de la forme :

$$\sigma_r = 2F \cos \frac{\theta}{\pi \cdot r} \quad (\text{éq II. 1})$$

- Expression de la contrainte de contact entre deux solides (bille – plan) dont un des rayons de courbure au moins est fini par le (modèle d'Hertz) [60]

En introduisant les hypothèses suivantes :

- Le contact entre deux solides se produit sur une surface finie plutôt que ponctuel.
- La limite élastique n'a pas été dépassée au contact.
- La charge est perpendiculaire aux surfaces (l'effet de glissement est ignoré),
- On suppose que la zone de contact est plane.

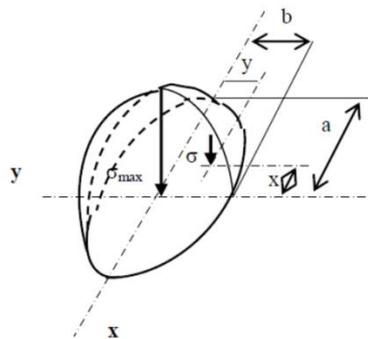


Figure II. 3. Distribution des contraintes normales dans un contact bille – plan

La distribution des contraintes à l'interface de contact est [61] :

$$\sigma(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{éq II. 2})$$

La contrainte maximale dans le contact est obtenue au centre de la surface (ellipse) :

$$\sigma(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (\text{éq II. 3})$$

Où Q est la charge

II.2.1.1. Contact d'Hertz

Les corps en contact sont des massifs élastiques semi-infinies qui sont chargées sur une petite partie de leur surface et sont non conformes et lisses sur une échelle micro et macro. Ceci a permis à Hertz de traiter les tentatives de contact fortement localisées séparément de la dispersion générale de l'effort du corps. Les dimensions de la zone de contact doivent être inférieures à celles des organismes en contact pour que cette simplification soit justifiée. De plus, on a supposé qu'il n'y eût pas de frottement et que les contraintes de profondeur sous la région de contact étaient inférieures à la limite élastique. Avec ces hypothèses, Hertz a découvert analytiquement la distribution de pression qui satisfait les conditions limites sur la limite des masses à l'intérieur et à l'extérieur de la zone de contact.

Dans le cas général de deux ellipsoïdes en contact, la forme de la surface de contact n'est pas connue à l'avance, mais Hertz a prouvé que l'aire de contact est elliptique et que la distribution de pression est semi elliptique (figII.4. a). Deux cas particuliers de la théorie de Hertz, l'un correspond au contact entre deux sphères, qui conduit à une aire de contact circulaire (figII.4.b) et l'autre correspond au contact entre deux cylindres à axes parallèles (figII.4.c) qui est un contact bidimensionnel (contact linéique) dont la largeur de contact et la distribution de pression sont constantes selon l'axe.

II.2.1.2. Contact non-Hertzien

De nombreux problèmes de contact ne tombent pas dans la catégorie des contacts Hertzien se réfère à un contact pur et sans frottement entre deux masses élastiques infiniment grandes et des surfaces assimilées à des paraboloides. Ce sont des problèmes de frottement, de géométrie complexe, une non linéarité des propriétés mécaniques (plasticité) ou lorsqu'un lubrifiant est présent (théorie élastohydro dynamique). Une revue complète de ces problèmes de contact est

donnée par Barber et Ciavarella [62], Adams et Nosonovsky [63]. Différents types de contact sont distingués dans cette catégorie, y compris les contacts indentés, lubrifiés et rugueux.

a. Le contact rugueux

Le contact est généralement limité à un nombre spécifique de zones autour du pic des aspérités puisque les surfaces réelles sont rugueuses à l'échelle microscopique. Deux approches indépendantes sont généralement utilisées pour étudier le comportement des surfaces rugueuses en contact.

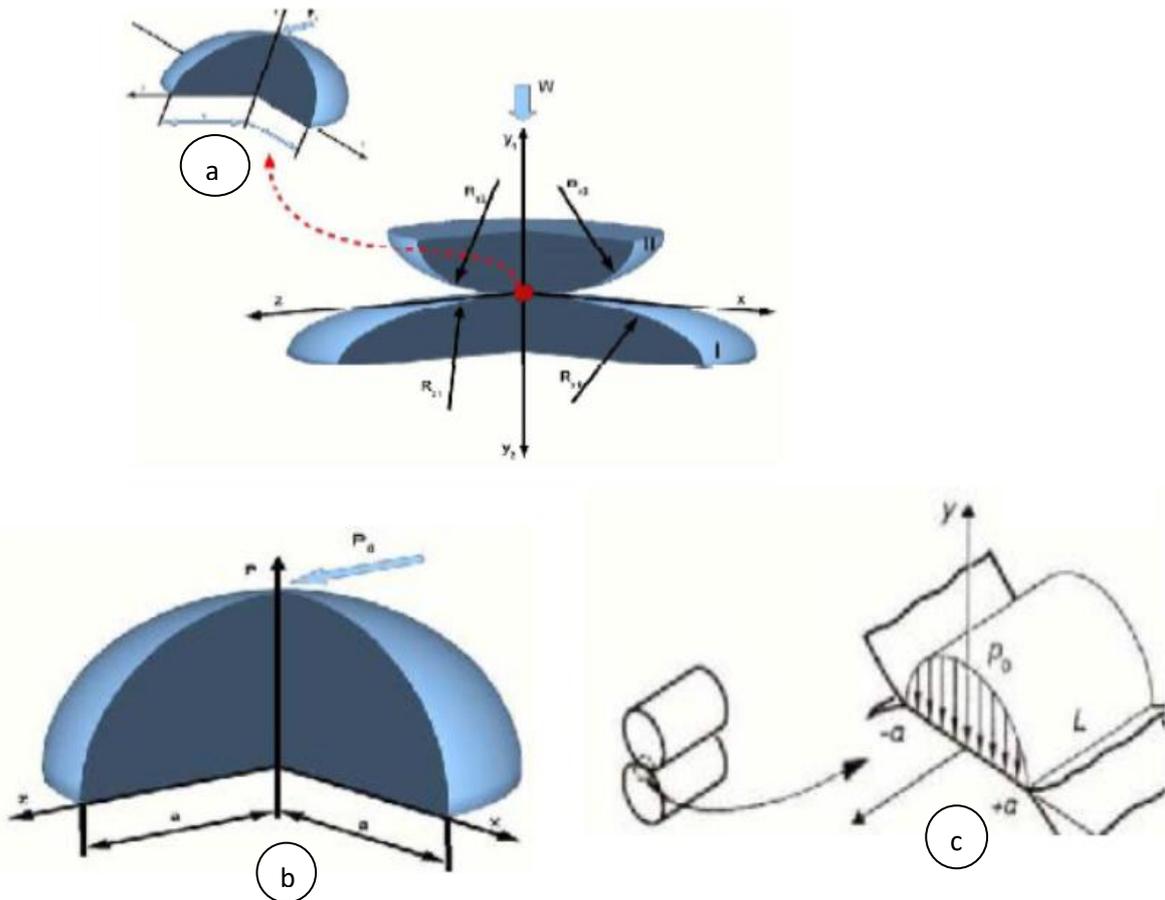


Figure II. 4. Distribution de pression pour un contact Hertzien[12]
a- contact elliptique, b- contact circulaire, c- contact linéique

La première s'appuie sur des modèles statistiques pour décrire le rapport entre la charge appliquée, la séparation plane moyenne et l'aire réelle du contact (fig II.5.a). La seconde est une approche déterministe où le problème du contact est résolu pour chaque configuration réelle (figII.5. b).



a- Greenwood et Williamson [64]

b- Archard, Hunt et Onions [5]

Figure II. 5. Modèles de contact rugueux

b. Le contact lubrifié

Un film lubrifiant sépare et protège les surfaces qui sont en contact les unes avec les autres pendant qu'elles sont en mouvement. La charge appliquée et transmise d'une surface à l'autre par ce film de lubrifiant, parce que les pressions de contact sont très élevées, est à l'état vitreux. Ainsi, la rigidité de ce film lubrifiant est nettement supérieure à celle des surfaces déformantes élastiquement. Quatre régimes de lubrification différents sont identifiés[65]:

- Elasto hydrodynamique (EHD) : la charge est transmise par le film de lubrifiant, des aspérités peuvent exister en surface, mais leur hauteur est telle que les pressions qu'elles engendrent sont négligeables, Le contact est lisse,
- Micro-elasto-hydrodynamique : la charge est transmise par le film de lubrifiant,
- Lubrification mixte : le film lubrifiant est incomplet et il peut y avoir contact direct entre les aspérités,
- Limite de lubrification : L'épaisseur du film lubrifiant est extrêmement faible, et le principal moyen de transmission de charge est le contact entre aspérités.

Le paramètre de sévérisations A , rapport entre la hauteur minimale (h_{min}) du film élasto-hydrodynamique en contact lisse et la moyenne quadratique des hauteurs des rugosités (R_m), est un bon indicateur du régime de lubrification. La transition entre le régime élasto-hydrodynamique et le régime micro-elasto-hydrodynamique se situe autour de $A=1$.

$$A = \frac{h_{min}}{R_m} \quad (\text{éq II. 4})$$

Dans le cas des roulements aéronautiques, les surfaces sont rectifiées très soigneusement (super finition), pour limiter au maximum les surpressions et les sus contraintes. Ils fonctionnent donc en régime élasto-hydrodynamique. Les surpressions causées par la rugosité des surfaces sont négligeables.

c. Le contact indenté

En plus des rugosités, qui sont réparties sur toutes les surfaces de contact, on rencontre également des défauts de surface plus localisés. En raison de leur origine, ces marques sont reconnues sur la piste de roulement et sont appelées marques indent. Leur taille caractéristique varie de 1 à 20 μm de profondeur et de 50 à 150 μm de rayon.

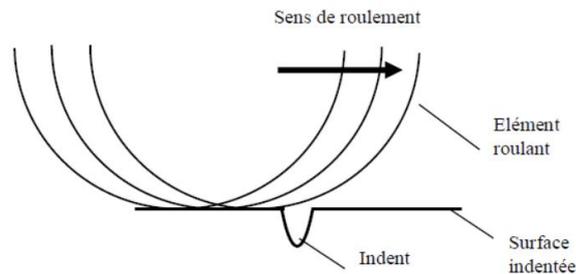


Figure II. 6. Passage d'un corps roulant sur un indent

L'indentation : les indents peuvent avoir plusieurs origines. Elle pourrait prendre faites lors du transport, hors service, du montage ou au cours d'opérations de maintenance. L'autre cause de indent est la contamination des lubrifiants par des particules provenant de diverses sources.

En fait, même lorsqu'il est neuf, l'huile transporte des particules en suspension de sa production et de son conditionnement. De plus, tout au long du fonctionnement du roulement, le lubrifiant peut transférer les particules d'usure globales du mécanisme. Enfin, l'environnement extérieur est également capable d'être source de pollution (sable dans un environnement désertique, ...). Même si la taille d'une particule est significativement supérieure à l'épaisseur du film d'huile séparant les surfaces en contact, elle peut tout de même causer des dommages si elle est présente dans le lubrifiant. La particule se déforme alors en cascade, laissant une marque sur les surfaces.

La résolution du contact entre les corps de roulement indentés est une question difficile qui ne peut être abordée dans le cadre de la théorie élastique. En fait, tout au long du processus d'indentation, les masses ont été déformées plastiquement. Ces déformations permanentes de la surface génèrent également des contraintes résiduelles élevées[66], qu'il est nécessaire de prendre en compte pour déterminer les sollicitations réellement subies pendant le passage d'une charge sur l'indent. De plus, le processus de plastification a modifié localement les caractéristiques du matériau par le phénomène de l'écroutissage.

II.3. Notion d'écaillage

Le terme " L'écaillage désigne la dégradation d'une surface causée par la séparation de parties relativement grandes. Les cavités superficielles isolées sont appelées " piqûres " (fig II.7), et lorsque l'écaillage est suffisamment avancé, elles peuvent occasionnellement être remontées pour produire des cavités encore plus grandes.

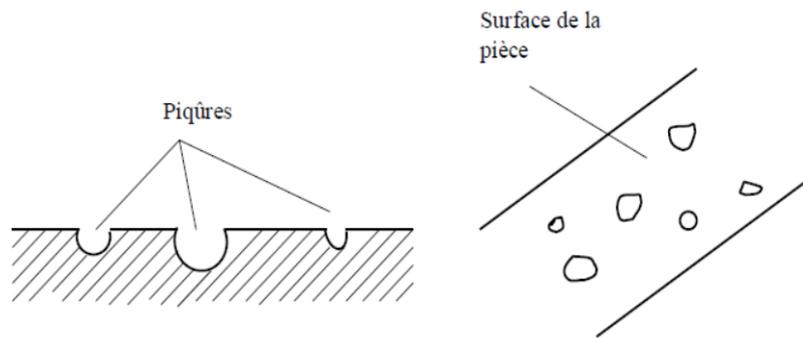


Figure II. 7. Ecaillage d'une surface

L'écaillage survient dans les contacts hertziens, lubrifiés ou pas, par exemple les engrenages, les cames, les roulements. La fatigue d'un matériau est initiée par des fissures à partir de la surface en contact qui progressent avec le temps jusqu'à ce qu'un morceau se détache. Une fissure germe généralement par l'un des mécanismes suivants :

- Lésion de la surface par une aspérité ou l'interférence d'aspérités si le film lubrifiant est trop mince (fig II.8.a),
- Lésion de la surface par une particule, débris d'usure ou poussière, trop grosse par rapport à l'espace disponible pour son passage (fig II.8.b),
- Défaut de surface, rayure, strie d'usinage (fig II.8.c),
- Défaut du matériau au voisinage de la surface, pore ou impureté en sous couche (fig II.8.d).

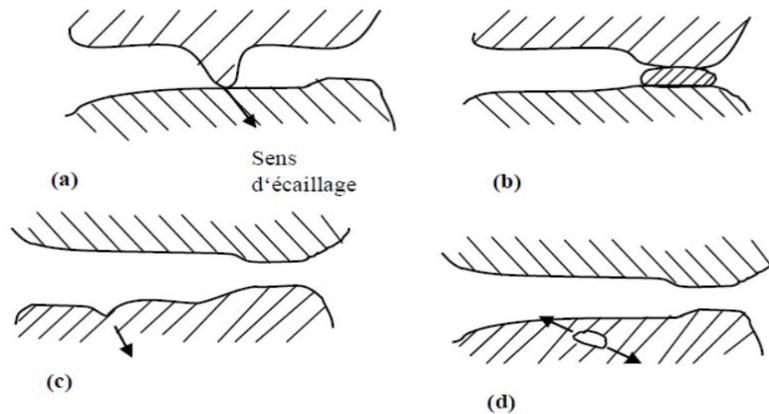


Figure II. 8. Initiation des fissures : (a) par une aspérité, (b) par une particule étrangère, (c) par un défaut de surface, (d) par une impureté en sous couche

Une piqûre en forme de V ouverte dans le sens du mouvement identifie un écaillage qui a commencé à la surface. Comme la fatigue est un facteur d'évaporation, il y a une corrélation entre la pression d'évaporation maximale et le nombre de cycles qui appliquent une pression sur une surface. Dans la plage d'endurance limitée, au-dessus d'environ 105 cycles, la pression limite d'écaillage diminue avec l'augmentation du nombre de sollicitations selon une loi de type[67]: $N \cdot p^n = \text{constante}$

Où

n : exposant compris entre 3 et 4 selon le type de contact (ponctuel ou linéaire) et selon le matériau, N : nombre de cycles, P : pression limite d'écaillage

II.4. Endommagement en fatigue de roulement

II.4.1. Fatigue et endurance

On entend par fatigue ou endommagement par fatigue, la modification des propriétés des matériaux consécutifs à l'application de cycles d'efforts, cycle dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces constituées avec ces matériaux. Dans la plupart des cas, la fatigue entraîne une déformation plastique très localisée autour des défauts, à la base de leur taille, ou sur la surface plutôt que la déformation plastique tout au long. Le nombre de cycles à rupture N est généralement utilisé pour mesurer la durée de vie. Il est essentiel de calculer le nombre de n cycles ($n < N$) car ce indique combien de dommages la pièce subira et si oui ou non elle doit être remplacée afin d'éviter un accident.

On appelle endurance la capacité de résistance à la fatigue des pièces et des assemblages.

II.4.1.1. Diagramme d'endurance

La façon la plus simple de tester la fatigue est de soumettre chaque électrode à des essais périodiques d'amplitude maximale (σ) et de fréquence constante, et de compter combien de cycles passent avant les ruptures d'électrode (N). Chaque éprouvette correspond à un point sur le plan (σ , N), et à partir d'un ensemble d'éprouvettes soumises à diverses contraintes maximales, la courbe de Wohler est obtenue (Figure II.9). Sur cette courbe, également connue sous le nom de Wöhler, S-N (Stress-Number of Cycles), ou courbe d'endurance, trois domaines peuvent être identifiés :

- Une zone de fatigue Oligo cyclique, sous forte contrainte, où la rupture survient après un petit nombre d'alternances et est précédée d'une déformation plastique notable,
- Une zone de fatigue polycyclique (ou d'endurance limitée), où la rupture est atteinte après un nombre de cycles, nombre qui croît quand la contrainte décroît,
- Une zone d'endurance illimitée ou zone de sécurité, sous faible contrainte, pour laquelle la rupture ne se produit pas avant un nombre donné de cycles, 10^7 , et même 10^8 ou 10^9 , supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce.

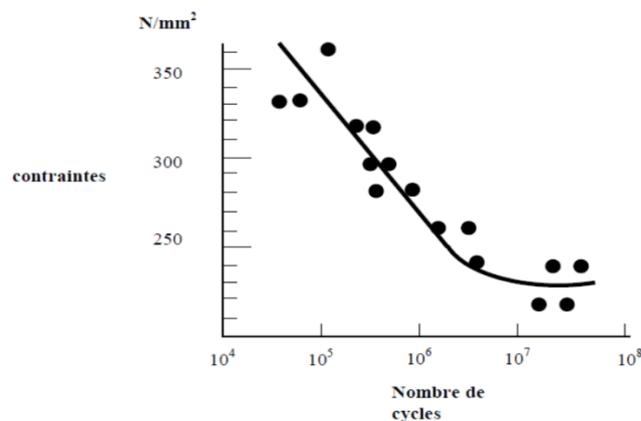


Figure II. 9. Courbe de Wohler, amplitude maximale de la contrainte périodique, nombre de cycles à rupture (en échelle logarithmique), d'un acier doux essayé en flexion plane[68].

II.4.2. Endommagement par fatigue

II.4.2.1. Caractérisation de l'endommagement

L'endommagement en fatigue correspond à l'amorçage et à la propagation des microfissures dans les métaux, sous l'effet des sollicitations cycliques, jusqu'à la rupture d'un élément de volume. L'élément de volume est défini au sens de la mécanique du solide, comme étant suffisamment grand par rapport aux hétérogénéités de la matière et suffisamment petit aux équations de la mécanique des milieux continus. Ce volume varie de 0.1 à 1 mm pour les

métaux [69]. L'endommagement en fatigue est caractérisé par une variable d'endommagement D :

$$D = \frac{S_d}{S} \quad (\text{éq II. 5})$$

Où

S : est la surface de la section d'un élément de volume,

S_d : est la surface de la section endommagée d'un élément de volume.

L'évolution de l'endommagement en fatigue peut être décrite par plusieurs modèles tels que la règle de Miner, la loi de Paris, etc....

II.4.2.2. Amorçage et propagation

Considérons les effets de surcharge et de sous charge, French [70] a proposé de distinguer quatre zones dans le diagramme d'endurance de la Figure II.10: la zone supérieure 1 correspondant à des conditions pour lesquelles les éprouvettes sont rompues, la zone inférieure 4 correspondant aux éprouvettes non rompues, la courbe A séparant les deux zones ; dans la région immédiatement inférieure à la courbe A, French distingue deux nouvelles zones, toutes deux situées au-dessus de la limite d'endurance : la zone 2 correspond à un endommagement du métal par surcharge tel que sa limite d'endurance ultérieure soit abaissée ; la zone 3 correspond, comme la partie supérieure de la zone 4, à une amélioration plus ou moins importante de l'endurance suivant la valeur de l'effort.

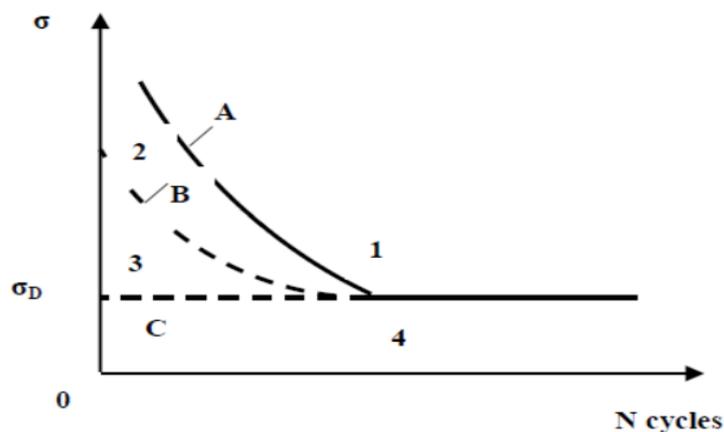


Figure II. 10. Représentation schématique de la courbe d'endurance de Wohler (A) et de la courbe de dommage de French (B)[71]

Entre les courbes A et B, il y a propagation des fissures jusqu'à la rupture ; au-dessous de la courbe B, les microfissures ne se développent pas nécessairement. On peut admettre que leur

effet d'entaille est compensé par la relaxation résultant des déformations plastiques en tête de fissure. La courbe B est appelée courbe de dommage ou ligne de French.

II.4.2.3. Dommage cumulatif

Miner [72], reprenant les études de Palmgren [73], a proposé une loi simple de l'endommagement qui repose sur l'hypothèse de linéarité : l'application de n_i cycles au niveau de contrainte σ_i , auquel le nombre moyen à la rupture est N_i , entraîne un accroissement du dommage égal à n_i/N_i et la rupture intervient quand $\Sigma (n_i/N_i) = 1$.

Si une certaine fraction $n_1/N_1 = z$ de la durée de vie est accomplie à un certain niveau d'amplitude de la contrainte σ_1 , l'endurance restante à un autre niveau de contrainte σ_2 est :

$$\frac{n_2}{N_2} = (1 - z) \quad (\text{éq II. 6})$$

II.4.3. Avaries principales d'un roulement

Le roulement est un dispositif mécanique permettant de la rotation entre deux arbres ou entre un arbre et un logement dans de bonnes conditions de guidage et avec la moindre consommation d'énergie. La rotation est permise par des corps roulants (1) séparés par une cage, qui roulent sur les bagues intérieure (2) et extérieure (3) (Fig II.11).

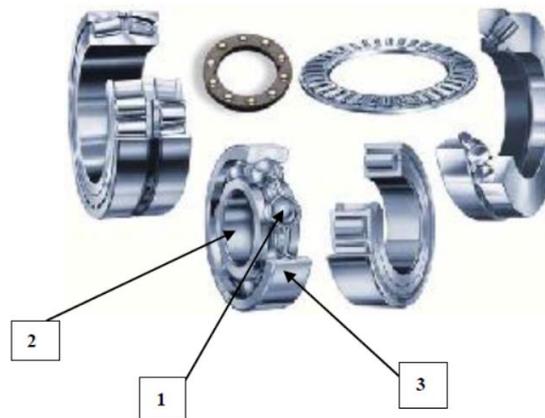


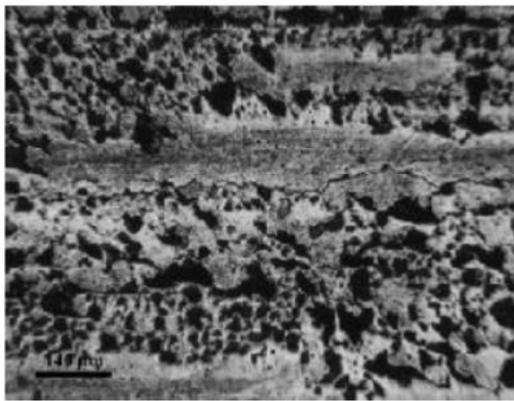
Figure II. 11. Roulements

Les avaries possibles d'un roulement sont [74]:

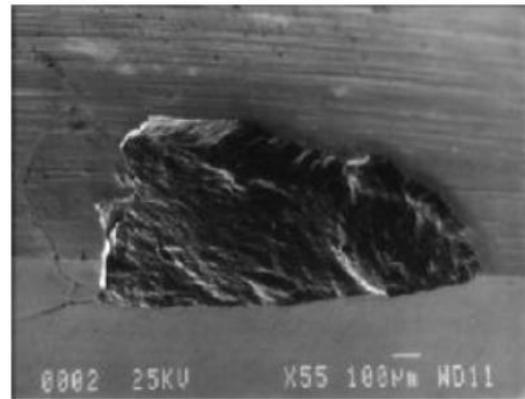
- L'écaillage : la surface des pistes présente des lésions superficielles (fréquent),
- Le blocage : jeu très faible et irrégulier entre les éléments roulants d'où la température augmente,
- Détérioration de la cage : fissuration et rupture,

- Usure des surfaces en contact : usure des pistes et de l'élément roulant
- Corrosion : les surfaces de contact sont recouvertes de fines particules colorées.

L'expérience montre que dans le cadre d'un montage et d'un fonctionnement normal, l'endommagement des roulements est du généralement à la fatigue [75]. Celle-ci est particulièrement insidieuse du fait de son caractère progressif masqué. Au terme d'une longue période d'incubation, des micro-écailles (plusieurs centaines de milliers de cycles) ou des écailles (plusieurs millions de cycles) peuvent apparaître, conduisant, lors de leur développement, à la ruine du roulement.



Micro écailles



Ecailles

Figure II. 12. Avaries dues à la fatigue du roulement [76]

II.4.4. Modes de fissuration d'un matériau par fatigue

La théorie de l'endommagement en fatigue permet de prévoir l'apparition d'une fissure macroscopique. La croissance de cette fissure peut être décrite par la mécanique linéaire de la rupture [71]. Une fissure peut être sollicitée suivant trois modes cinématiques élémentaires :

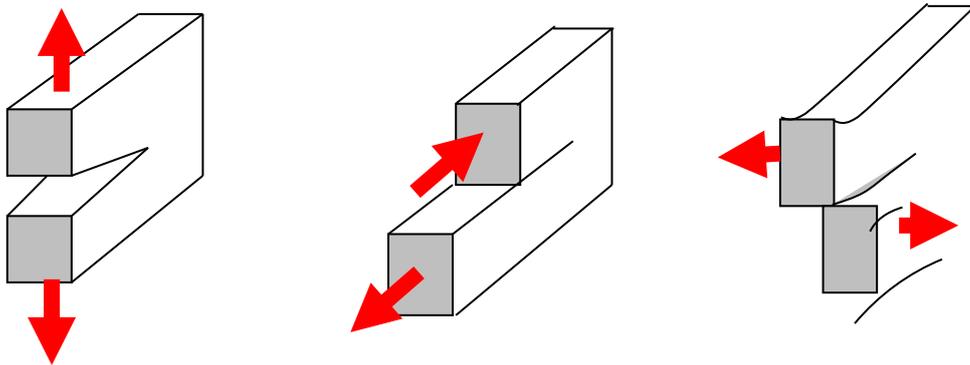
- Mode d'ouverture (mode I) : les faces de la fissure se déplacent perpendiculairement au plan de fissure (fig II.13.a),
- Mode de cisaillement plan (mode II) : les faces de la fissure se déplacent parallèlement au plan de fissure et perpendiculairement au front de fissure (fig II.13.b),
- Mode de cisaillement hors-plan (Mode III) : les faces de la fissure se déplacent parallèlement au plan de fissure et au front de fissure (fig II.13.c).

En élasticité linéaire, la sollicitation de la fissure est la superposition linéaire de ces trois modes élémentaires.

II.4.5. Phases de dégradation

Il existe deux échelles de dégradation en fatigue de roulements dans les contacts hertziens lubrifiés qui sont aujourd'hui bien identifiés[60]:

- **Le micro écaillage**, se manifeste par la formation des microfissures amorcées en sous-couches ou en surface (Fig II.13.a), c'est une avarie qui apparaît après une courte période d'incubation même pour une charge normale faible et peut conduire à la ruine du mécanisme.



a. Mode I (Tension, ouverture) b. Mode II (cisaillement plan) Glissement c. Mode III (Cisaillement hors-plan) déchirure

Figure II. 13. Les trois modes de fissuration [71]

- **L'écaillage :**

Se manifeste par la formation d'une écaille qui résulte de la propagation d'une fissure de fatigue de la zone de Hertz jusqu'à la surface (écaillage amorcé en sous couche) ou de la surface vers la sous couche (écaillage amorcé en surface) (Figure II.14.b), c'est une avarie qui prend de l'ampleur par la bifurcation de la fissure (Figure II.14.c) et la multiplication du phénomène (Figure II.14.d), elle apparaît généralement après un grand nombre de cycles pour des charges normales. L'écaillage profond amorcé est le mode de défaillance le plus courant des roulements subissant une fatigue de contact, en conditions de lubrification d'élasto-hydrodynamique suralimentée et de roulements sans glissement. Dans ce paragraphe, nous présentons les différents modèles utilisés pour décrire les étapes de l'endommagement d'un matériau en fatigue qui se distinguent à travers deux approches principales [71]:

- **La première approche :**

Repose sur l'utilisation ces courbes d'endurance donnant le nombre de cycles à la rupture en fonction de l'amplitude, généralement constante, de la contrainte appliquée

et sur l'application d'une loi de cumul (plus souvent, le modèle de Miner) qui permet d'aboutir à la détermination de la durée de vie. Le principal avantage de cette approche est que seule la connaissance de la contrainte (la contrainte maximale) est requise. Cependant, l'inconvénient de cette approche est qu'elle ne fait pas de distinction entre la phase d'amorçage et la phase de propagation.

- **La seconde approche :**

Utilise la mécanique linéaire de la rupture et caractérise la vitesse de croissance d'un défaut sous forme de fissure en fonction de l'amplitude du facteur d'intensité des contraintes ΔK . Cette approche exige la connaissance de la charge et de la longueur de la fissure (pour le calcul de K). L'incorporation des lois de propagation détermine la durée de vie.

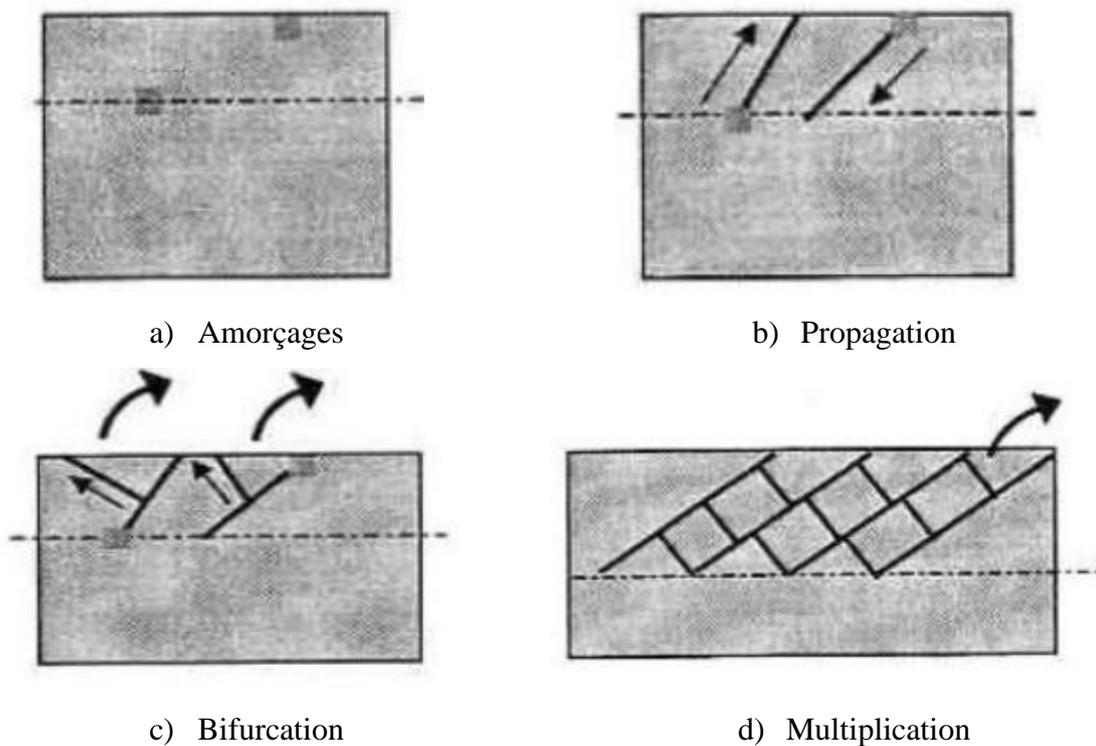


Figure II. 14. Etapes de l'écaillage à partir de fissures initiées en sous couches ou en surface[71]

II.4.6. Modélisation de l'endommagement des matériaux

II.4.6.1. Modèle de type Paris

La propagation d'un écaillage est modélisée sur le modèle de type Paris. Le modèle de fissuration le plus complet permet de déterminer la vitesse de fissuration par rapport aux changements d'intensité des contraintes au point de fissure.

Dans les années 1960, la prédiction de la fatigue pour les fissures a été faite lorsque Paris a postulé que les rangs du facteur d'intensité de contrainte pourraient caractériser la vitesse de croissance de la fissure sous une charge de fatigue, de la même manière que le K critique ou la fracture rapide. Il a testé plusieurs alliages et dessiner la courbe de taux de croissance de la fissure en fonction de taux de facteur d'intensité de contrainte, dans les résultats qu'il a obtenus sur Log-log échelles lignes droites. Ceci est présenté comme suit[71]:

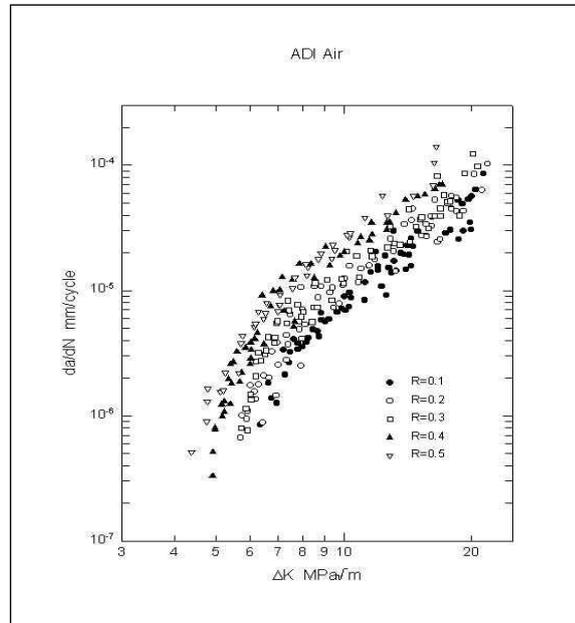


Figure II. 15. Paris a créé un modèle pour prédire la croissance des fissures par fatigue ceci en termes de tracé logarithmique (un tracé log-log) du taux de croissance des fissures par rapport à la plage des facteurs d'intensité des contraintes (1961)

$$\frac{dL}{dN} = C_0(\Delta K_m)^n \quad (\text{éq II. 7})$$

Où

C_0 et n sont les paramètres empiriques liés au matériau et aux conditions d'essais,

L est la longueur de la demi-fissure,

n est le nombre de cycles,

ΔK_m est la variation du facteur d'intensité de contrainte.

La corrélation de la vitesse de propagation avec la variation du facteur d'intensité de contraintes est établie par expérience et donnée par la courbe suivante (Figure II.16), en coordonnées bi logarithmiques[77] :

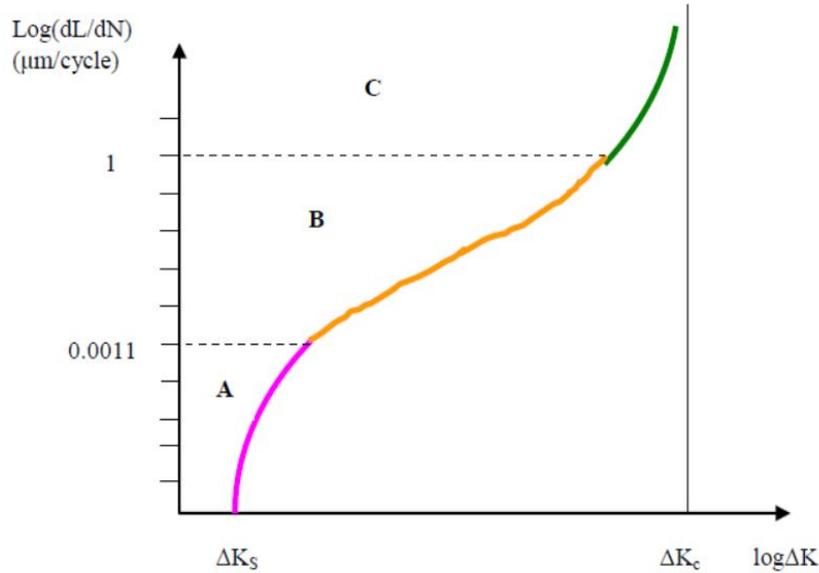


Figure II. 16. Courbe de propagation des fissures par fatigue

Stade A : Caractérise le seuil ΔK_S dont la vitesse de propagation des fissures est très faible.

Stade B : Correspond aux vitesses significatives mesurées couramment où la propagation des fissures suit la loi de Paris (régime linéaire).

Stade C : Se traduit par une accélération de la vitesse de propagation et se termine par la rupture brutale lorsque :

$$K_{max} = \Delta k. (1 - R) \quad (\text{éq II. 8})$$

K_{max} atteint la valeur critique ΔK_c .

Ce domaine, comme le stade A, est fortement influencé par le rapport de charge R où,

$$R = \frac{K_{min}}{K_{max}} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (\text{éq II. 9})$$

La variation de l'intensité du facteur de contrainte qui caractérise le champ de contrainte au point de fissure dépend du mode de fissuration et peut généralement s'exprimer comme suit :

$$\Delta K_m = f(L)\Delta\sigma\sqrt{\pi L} \quad (\text{éq II. 10})$$

Où

f : est le facteur de correction géométrique dépendant de la géométrie de la structure et de la longueur de la fissure,

$\Delta\sigma$: est la variation de la contrainte en pointe de fissure dépendante du mode de fissuration,

L : est la longueur de la fissure.

L'intégration de l'équation de Paris conduit à une loi de croissance des fissures de la forme :

$$L(N) = a\Delta\sigma^b N^c \quad (\text{éq II. 11})$$

Où

a, b et c sont fonctions de C0 et n c'est un paramètres empiriques liés au matériau.

La croissance de la surface d'une érosion est induite par la propagation de fissures dont la vitesse est déterminée par une loi de Paris. Cette loi peut être extrapolée pour permettre la description de la façon dont la surface d'un écaillage se développe.

La contrainte appliquée à la pièce dépend principalement de la pression de Hertz en cas de fissuration provoquée par la fatigue de roulement. La fluctuation de la contrainte appliquée $\Delta\sigma$ dans le modèle de Paris peut ainsi être remplacée par la variation de la pression de Hertz ΔP_H (ou pression maximale).

$$D(N) = \alpha \cdot \Delta P_H^\beta \cdot N^\gamma \quad (\text{éq II. 12})$$

Où

D : est la surface de l'écaillage,

ΔP_H : est la variation de la pression d'Hertz,

α , β , et γ : sont des paramètres empiriques liés au matériau et aux conditions de

Dégradation tels que le glissement, le régime de lubrification ou encore l'état de surface.

Dans le cas des roulements, la variation de la pression de Hertz ΔP_H est égale à la pression de Hertz moyenne P. Enfin, le modèle de croissance exponentielle peut s'écrire :

$$D(N) = \alpha \cdot P^\beta N^\gamma \quad (\text{éq II. 13})$$

Où

D : est la surface d'écaillage,

N : est le nombre de cycles,

P : est la pression d'Hertz moyenne,

α , β , et γ : sont des paramètres empiriques.

Ce modèle de croissance d'écaillage est un modèle phénoménologique dont les paramètres ont été déterminés expérimentalement. Ces paramètres dépendent de facteurs tels que la lubrification, le frottement, le matériau utilisé et l'état de surface des pièces en rotation. Cependant, ils ne dépendent ni du nombre de cycles ni de la pression Hertz.

II.4.6.2. Loi de Miner

Lorsque le niveau de charge cyclique varie pendant le processus de fatigue, un modèle d'endommagement cumulatif est souvent considéré. Pour illustrer, on prendre la durée de vie de la fatigue égale à N_1 cycles à un niveau de contrainte σ_1 et N_2 si le niveau de contrainte est σ_2 . Si l'endommagement est supposé s'accumuler à un taux de contrainte constante pendant un endommagement du matériau et un nombre de cycles n_1 est appliqué à la contrainte σ_1 , où $n_1 < N_1$ comme montré à la figure suivante. Alors la fraction quantifiée du l'endommagement $D = n_1 / N_1$ [71].

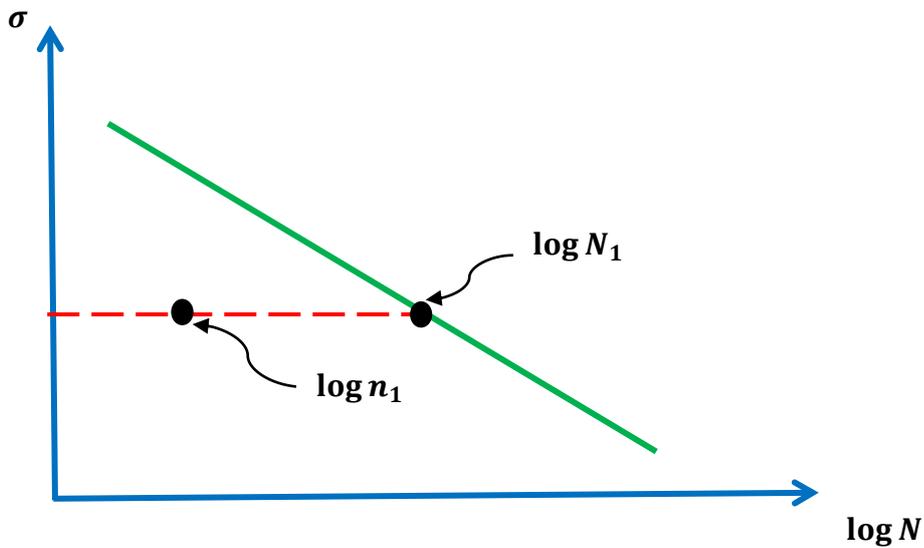


Figure II. 17. Concept de l'endommagement et durée de vie fractionnelle[71]

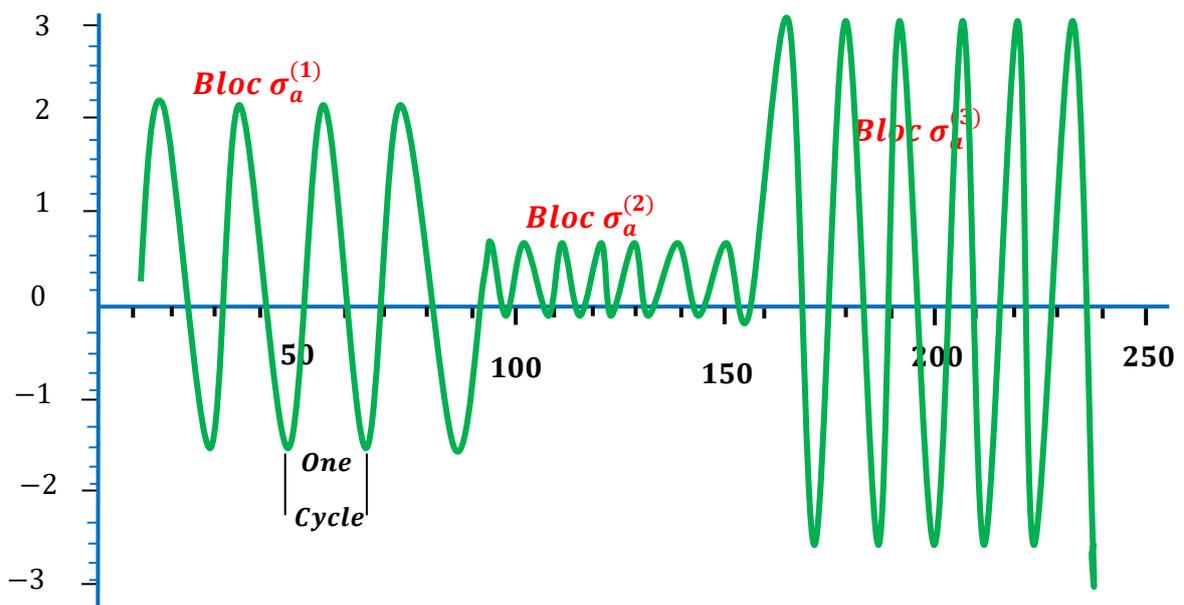


Figure II. 18. Spectre de charge cyclique variable à contrainte constante[71]

Pour déterminer combien de cycles supplémentaires n_2 le spécimen survivra et supportera la contrainte σ_2 , une fraction supplémentaire de la durée de vie à la fatigue sera disponible de sorte que la somme des deux fractions d'endommagement est égale à 1 :

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (\text{éq II. 14})$$

Remarque : les cycles absolus sont utilisés et non les cycles log.

Résolution pour les cycles restants admissibles à :

$$n_2 = N_2 \left(1 - \frac{n_1}{N_1} \right) \quad (\text{éq II. 15})$$

La loi de Miner a proposé la généralisation de cette approche, et peut s'écrire :

$$\sum \frac{n_j}{N_j} = 1 \quad (\text{éq II. 16})$$

Où :

n_j : nombre de cycles appliqués à une charge correspondant à une durée de vie à la fatigue N_j .

II.5. Mécanisme de dégradation

II.5.1. Développement physique de la fatigue

En cas de roulement pure et de contact parfaitement lubrifié (conditions élasto-hydrodynamiques, EHD) Alors que l'usure de surface se produit lorsqu'il y a un mouvement de surface et une lubrification inadéquate, l'usure au contact entraîne des détériorations en sous couches. Ces différentes conditions de fonctionnement entraînent des dommages qui sont habituellement identifiés de la façon suivante :

- Écaillage profond initié en profondeur,
- Écaillage profond initié en surface,
- Endommagement à la surface causés par l'amorçage le plus probable sur le sommet des stries dues à l'usinage,
- Endommagement dans un environnement pollué est défini par la présence de particules en contact.

Les effets de la fatigue de roulement sur les dispositifs mécaniques sont dangereux parce qu'ils se manifestent finalement par la production d'écailles ou de micro-écailles sur les corps en contact, ce qui détériore les performances de roulement et peut entraîner un blocage de rotation. Le processus de formation des écailles, ou micro-écailles comporte deux étapes séquentielles :

- **L'initiation** : correspond à la période de temps nécessaire à la nucléation par microfissure,
- **La propagation** : désigne la période de temps nécessaire à leur croissance jusqu'à la variation.

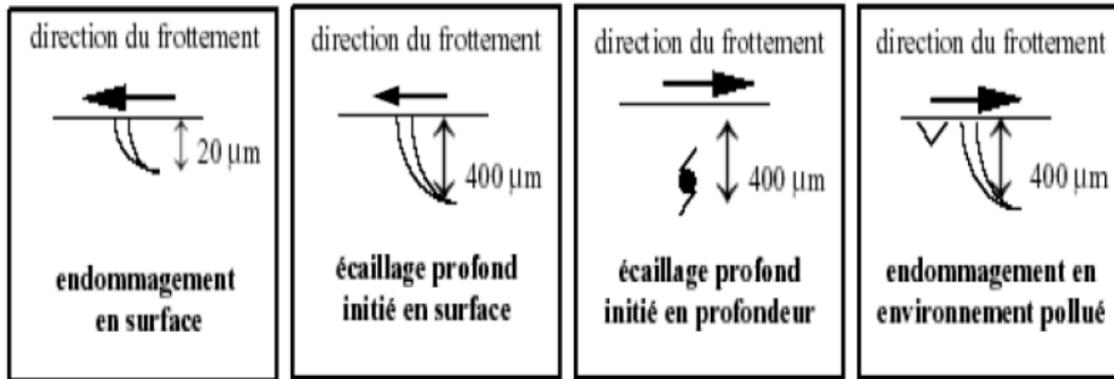


Figure II. 19. Schéma des différents types d'amorçage[78]

II.5.2. Principales sources d'avaries de fatigue

Selon leur origine et l'endroit où elles sont apparues pour la première fois, les avaries rencontrées pendant la fatigue des roulements peuvent être divisées en trois catégories.

II.5.2.1. Fatigue de roulement initiée en sous couche

La principale raison des avaries qui commencent dans la sous couche est l'écaillage causée par la croissance des fissures qui ont d'abord été formées autour des inclusions. Les premiers signes de dommages dans la fatigue des roulements qui ont commencé dans la sous couche sont des changements microstructuraux visibles dans la zone d'Hertz où la contrainte de cisaillement est à son maximum. Elles sont d'abord produites par la présence d'inclusions qui agissent comme amplificateurs de contraintes. Les papillons à angle de 45° par rapport au roulement (Figure II.20) qui se trouvent dans l'acier martensitique autour de ces inclusions sont causés par le mouvement des dislocations causées par le dépassement localisé de la micro limite d'élasticité [79].

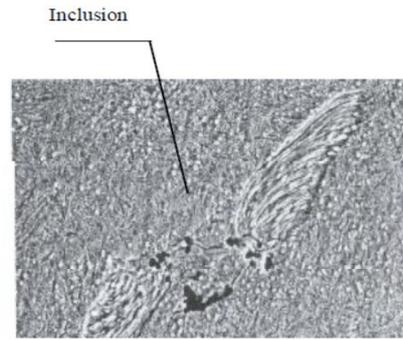


Figure II. 20. Papillon et fissure amorcée autour d'une inclusion[79]

Lorsque la densité de dislocation atteint une valeur critique, la multiplication de ces dislocations à travers des cycles de charge successifs entraîne la création de fissures dans les zones transformées.

La détermination des sollicitations subies pendant le contact ne permet pas à elle seule de prédire ni d'expliquer la formation des avaries de fatigue. Des modèles de durée de vie ont été mis en place pour apporter des réponses à ces problèmes. Ils peuvent être divisés en deux familles :

a. Modèles phénoménologiques

Les modèles actuels sont des développements des modèles Weibull, Lundberg et Palmgreen. Ils permettent de prédire la durée de vie des roulements sans se fier à une description détaillée du mécanisme qui produit des avaries. Ils sont basés sur l'approche statistique des défaillances observées expérimentalement et sur l'idée du volume de risque généré par l'interaction.

Cependant, c'est Lundberg et Palmgreen qui ont développé les premières modèles de la durée de vie d'un roulement.

Ils ont évalué la durée de vie par :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = f(\tau_0 \cdot N \cdot Z_0) \quad (\text{éq II. 17})$$

Où

S est la probabilité de survie,

τ_0 est le maximum de la contrainte de cisaillement,

N est le nombre de cycles,

z_0 est la profondeur de Hertz (figure 54)

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = A(\tau_0^c N^e \frac{V}{Z_0^{1-h}}) \quad (\text{éq II. 18})$$

Où

A : est un facteur de normalisation,

V : est le volume à risque,

c, e et h : sont des exposants de Lundberg - Palmgreen déterminés expérimentalement.

Les recherches ont ensuite fait évoluer le modèle précédent. Ioannides et al [80] ont proposé un modèle qui exprime la probabilité de survie S en fonction du nombre de cycles N par :

$$Ln\left(\frac{1}{S}\right) = \bar{A} \cdot N^e \int H(\sigma - \sigma_u) \cdot \left[\frac{(\sigma - \sigma_u)^c}{Z^h}\right] \cdot dV \quad (\text{éq II. 19})$$

Où

\bar{A} , h, n et e : sont des paramètres liés au matériau,

σ_u : est la limite d'endurance,

σ : est le critère de fatigue,

V : est le volume à risque où $\sigma > \sigma_u$.

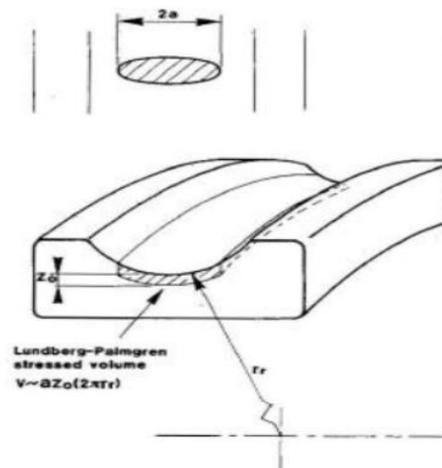


Figure II. 21. Volume à risque défini dans la loi de Lundberg - Palmgreen[52]

La détermination de ces paramètres et de la limite d'endurance doit être mise à jour pour chaque matériau en utilisant de nombreux essais de fatigue.

D'autres modèles sont également disponibles dans la littérature dits « d'usure exponentielles » [81]. Ils permettent également d'estimer la progression de l'endommagement d'une surface dans le temps. Ils utilisent la théorie selon laquelle une fissure qui commence dans la sous couche donne naissance à des fissures secondaires qui, lorsqu'elles sont jointes à la surface, génèrent des fissures microscopiques. En trois étapes, la coalescence de ces derniers crée une écaille :

- Début d'une fissure dans les sous couche (phase de fonctionnement normale),

- Phase d'usure lorsque les fissures s'ouvrent à la surface et créent un micro-écaillage distribué,
- Propagation de l'écaillage causant la défaillance du roulement.

La loi suivante peut être utilisée pour modéliser les deux premières phases :

$$L(t) = \alpha \cdot t^\beta \quad (\text{éq II. 20})$$

Où

L : représente la loi de dégradation,

t : temps,

α et β : deux constantes dépendant de la phase de dégradation[81].

Il existe d'autres modèles qui caractérisent systématiquement les dommages, et ils seront discutés dans le paragraphe ci-dessous.

b. Les modèles physiques

Ils sont basés sur l'identification du mécanisme de dommage et sont constitués d'une combinaison de la modélisation de l'amorçage et la propagation des fissures. Ils sont basés sur les principes de la micromécanique et de la théorie de la dislocation. Plusieurs modèles existent dont le modèle de Cheng et al[82]. Nous résumonsci les bases du modèle développé au Groupe d'Etude de Métallurgie Physique et de Physique des Matériaux (GEMPPM) [78]-[83]. Ce modèle permet d'expliquer comment les écailles amorcées se forment lorsqu'ils sont inclus dans les aciers 100Cr6 et M50.

Le mécanisme d'endommagement en place est basé sur l'inclusion et l'incompatibilité de la matrice avec la déformation. Ces incompatibilités sont accommodées par l'émission de dislocations qui créent les papillons de fatigue observés expérimentalement (Figure II.20). Ces dislocations conduisent finalement à l'amortissement d'une fissure, qui se propagera ensuite. La durée de vie d'un contact peut être déterminée en appliquant ce modèle aux diverses inclusions présentes dans la zone à contacter. Répéter ce processus avec un groupe de contacts permet la distribution des durées de vie qui résulte de la dispersion inclusionnaire associée au processus d'élaboration du matériau. Ce modèle permet de déterminer la limite d'endurance. La pression maximale de Hertz qui peut être appliquée au contact sans provoquer de dislocations irréversibles autour des inclusions, ou sans dépasser la micro-limite d'élasticité, en tenant compte des hétérogénéités microstructurales. La micro limite d'élasticité est la limite d'élasticité pour une déformation d'épreuve de $20 \cdot 10^{-6}$ def (valeur de la jauge de déformation) et correspond aux premiers mouvements irréversibles des dislocations.

II.5.2.2. Fatigue de roulement initiée en surface (au voisinage des rugosités)

La rugosité constitue en général une amorce privilégiée des fissures en surface et ce en raison des concentrations des contraintes, au fond, entre deux aspérités [84] d'une part. De plus, lorsque les surfaces en contact ne sont pas lisses, les surpressions créées au niveau du contact et l'augmentation du frottement se traduisent par des exigences élevées sur la surface ou près de la surface de contact.

Figure II.22 schématise l'allure du niveau de sollicitation sous la surface en fonction de la charge appliquée et de l'amplitude des rugosités. Des microfissures peuvent commencer à se former dans ces zones lorsque les sollicitations dépassent la micro limite d'élasticité (en tenant compte des hétérogénéités microstructurales). L'attribut décrit correspond à une contrainte limite qui, selon le matériau, empêche tout dommage. Lorsque la taille des rugosités est proche de l'épaisseur du film d'huile séparant les surfaces en contact, les dommages de surface sont susceptibles de se produire.

a. Formation des écailles

Les microfissures amorcées ont le potentiel de se propager et donner lieu à du micro écaillage et à de l'écaillage. Un écaillage profond peut être atteint grâce à une liaison entre la zone sollicitée en surface et la zone d'Hertz [85] par un pont appelé pont de contrainte (fig II.23). Cette condition implique des surfaces très rugueuses et des pressions Hertz élevées.

Par conséquent, le processus de fatigue de roulement initié en surface se déroule en trois phases (Figure II.24) [86]:

- Première phase : courte, caractérisée par des changements de matériaux résultant de cycles répétés de chargement avec des contraintes importantes (durabilité, contraintes résiduelles, rugosités),
- Deuxième phase : prolongée, caractérisée par des changements dans la microstructure du matériau qui conduisent à la création d'un papillon de fatigue,

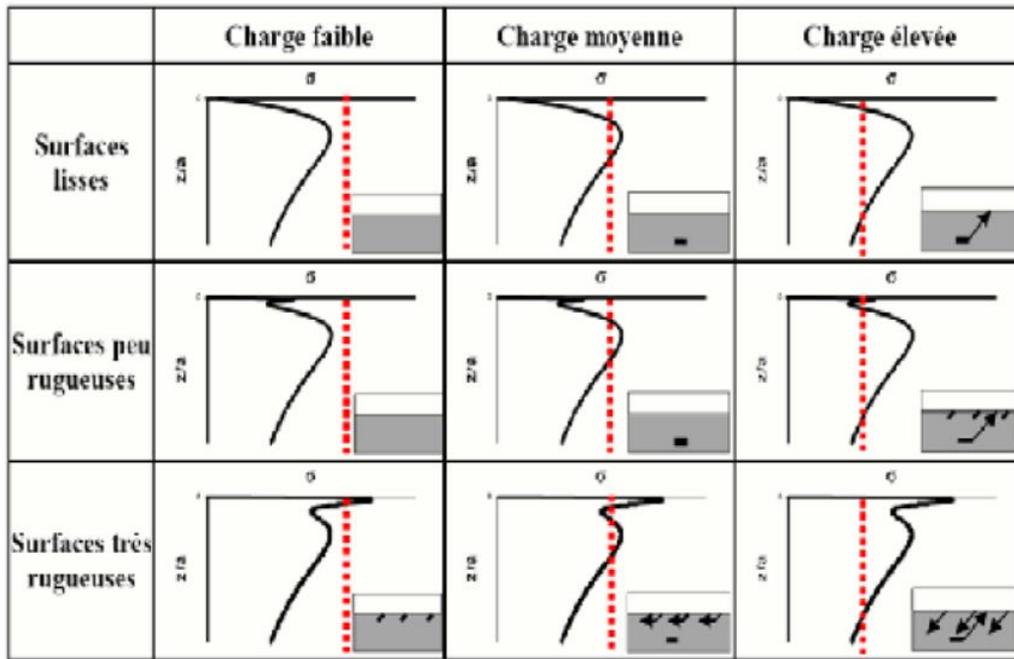


Figure II. 22. Compétition entre la fatigue de roulement initié en sous couche et celle initiée en surface en fonction du niveau des contraintes de cisaillement selon la profondeur[87]

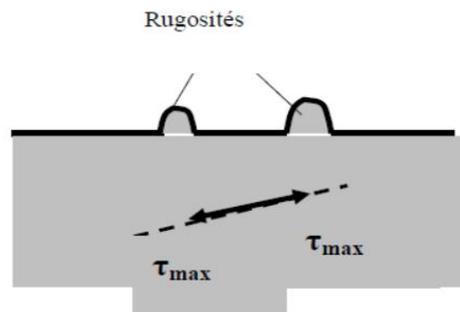


Figure II. 23. Pont de contraintes

- Troisième phase : permet les conditions qui conduisant à l'écaillage est l'émergence de microfissures (propagation et rupture).

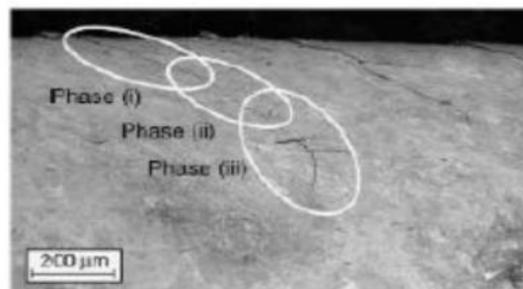


Figure II. 24. Les trois phases de développement d'une fissure de fatigue de roulement initié en surface[87]

b. Influence de la lubrification

Le but de la lubrification est de réduire le frottement lors d'un contact. En plaçant un film lubrifiant entre les surfaces métalliques, une bonne lubrification permet d'éliminer le contact métal-métal. Toutefois, dans deux situations, la lubrification peut être un facteur favorisant la fatigue :

- Le premier est lorsque le fluide contient des particules dures qui, lorsqu'elles sont introduites entre le corps de roulement et la piste de roulement, provoquent des indentations qui amorces par conduire à des fissures.
- Le deuxième cas est lorsque le liquide de lubrification pénètre dans une fissure et exerce ensuite une pression sur les lèvres pour provoquer la propagation de fissures qui se sont déjà formées sur la surface. Way[88] a été l'un des premiers chercheurs à se concentrer sur le rôle des lubrifiants dans la propagation des fissures. Il a été déterminé que, parmi les diverses configurations de mouvement et d'orientation des fissures, la position où le frottement et le roulement sont en opposition les uns avec les autres et où le point de surface d'une fissure est dirigé dans la direction du mouvement de la charge est la plus favorable pour l'action fluide (fig. II.25).

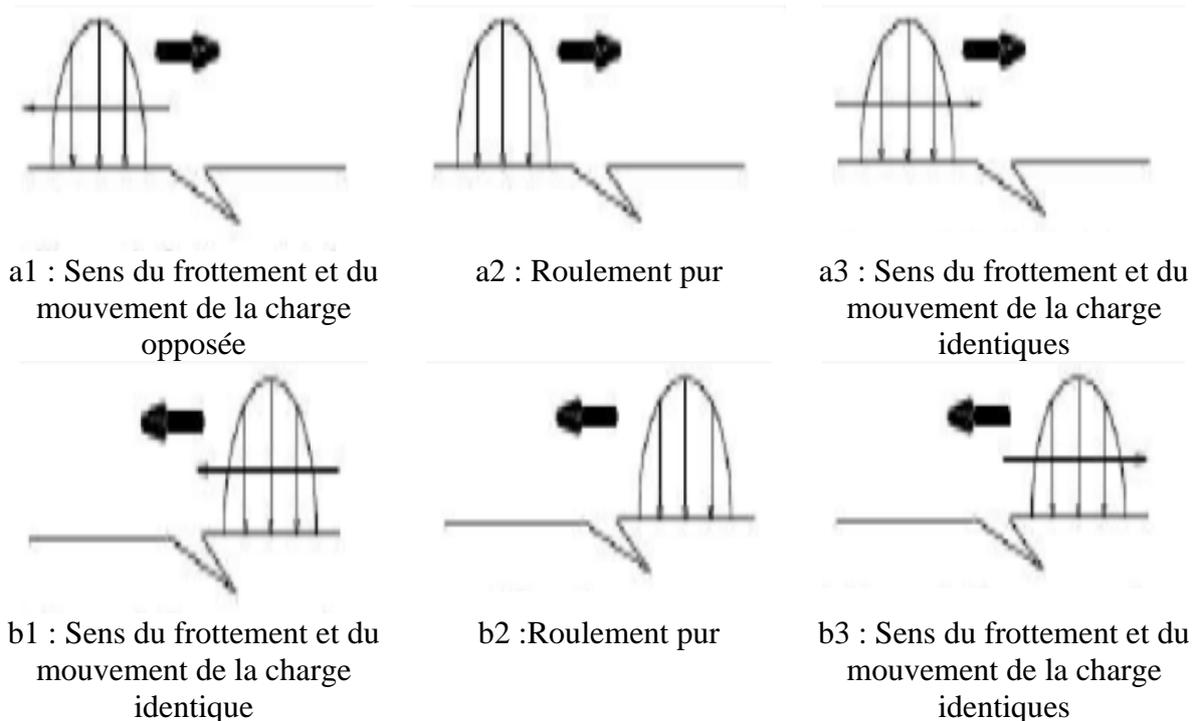


Figure II. 25. Combinaison du sens du mouvement, du sens de frottement et de l'inclinaison de la fissure [86]

Il existe plusieurs modèles d'action de lubrifiant à considérer :

- Modèle non convaincant ; la pression du lubrifiant est constante sur les lèvres de la fissure et égale à la pression maximale de Hertz.
- Selon le modèle Bower, la distribution linéaire de la pression sur les lèvres de la fissure conduit à une distribution des dislocations qui correspond à une durée de vie de 7000 cycles.
- Une certaine quantité de fluide est emprisonnée dans la fissure qui correspond au passage de la charge, et pour développer le modèle de fissure, Kaneta suggère d'utiliser la pression maximale de fluide que Hertz peut produire, tandis que Bower suggère d'utiliser la pression qui maintiendrait le volume constant d'huile dans la fissure.

II.5.2.3. Fatigue de roulement initié au voisinage des indents

De plus, les indents provoquent une surpression au contact, ce qui entraîne une sur contraintes de la masse. Ils causent une source de damage en fatigué de roulement.

L'emplacement des sites d'initiation est déterminé par les conditions opérationnelles. Dans un roulement pur, les dommages sont initiés soit en montant, soit en aval du l'indent au sens du roulement, la proportion étant plus élevée dans l'aval. Lorsqu'il y a glissement, l'initiation aval se fait dans le sens du frottement. La localisation du point d'amorçage par rapport au sens du frottement peut s'expliquer par une analyse du champ de pression EHD. En particulier, il a été montré par Dumont [89] qu'en présence de glissement, le champ de pression est dissymétrique, De plus, le pic de pression le plus important est situé au-dessus de l'indent dans la direction du frottement

Les dommages causés par la fatigue de roulement au bord de l'indent se manifestent par un écaillage profond ou un micro écaillage .Les écailles et les micro écailles se propagent dans le sens du roulement (opposé au sens du passage) en figure II.26 [90].

En ce qui concerne les surfaces rugueuses,[78] la présence de surpressions permet de déterminer si la rugosité est dangereuse ou non à la lumière de la fatigue du roulement. Ce type d'analyse ne peut être directement appliqué au cas des indents. Le fait est que les surpressions d'un indent peuvent être élevées et entraîner des dépassements locaux significatifs de la micro-limite d'élasticité sans la présence de symptômes indiquant des dommages. Ces caractéristiques comprennent l'évolution géométrique du l'indent et

l'accouplement de son bord. La cause des dommages qui ont commencé au bord des indents n'est pas mentionnée. Par conséquent, il n'existe pas de norme ou de formule qui puisse être utilisée pour estimer la durée de vie ou l'endurance d'un indent en fonction de ses caractéristiques.

La variation des surpressions et des surcontraintes en fonction des caractéristiques des indents a été étudiée par plusieurs auteurs. Dans la majorité des cas, seules les contraintes résultant du champ de pression ont été prises en considération. Pour déterminer la sévérité des indents, ces calculs ont été combinés avec des modèles phénoménologiques de durée de vie. Ces études ne permettent pas de la détermination d'une limite d'endurance ou d'une durée de vie pour deux raisons :

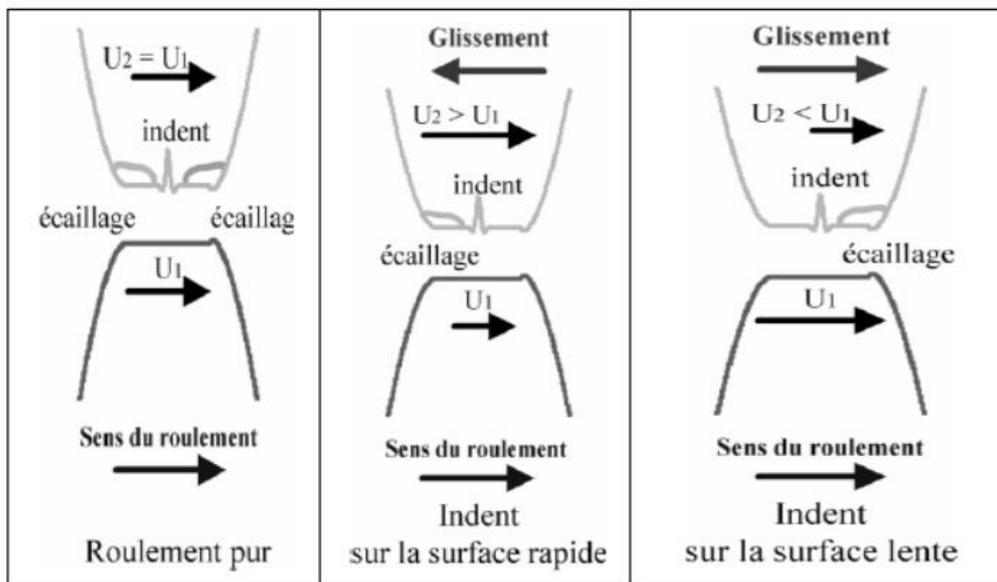


Figure II. 26. Site d'initiation d'écaillages dus à un indent

- Les demandes estimées ne tiennent pas compte des contraintes résiduelles créées lors de l'indentation et des premiers passages de la charge.
- Les propriétés mécaniques du matériau utilisé dans le modèle de durée de vie sont celles du matériau de base et ne tiennent pas compte des changements provoqués par l'érosion au cours de l'indentation et des premiers passages du chargement.

II.6. Conclusion

Les mécanismes d'écaillage induits par les inclusions ou débutant à partir de la rugosité des surfaces en contact sont bien connus et ont même été mesurés grâce à des procédures

appropriées visant à limiter la taille et le nombre d'inclusions, et à obtenir des finitions de surface avec une épaisseur de film d'huile adéquate.

Les normes d'estimation de la durée de vie des composants de roulements sont basées sur des campagnes de recherche sur les composants roulements. Plusieurs méthodes d'évaluation expérimentale et numérique de la durée de vie en fatigue et l'endommagement des éléments de roulement ont été proposées dans la littérature.

Afin de gagner du temps et de réduire le nombre d'essais, plusieurs méthodes analytiques d'essais accélérés ont été proposées par des auteurs qui utilisent plusieurs codes de calcul. En ce qui concerne les types d'essais, ils peuvent être réalisés soit sur un ou plusieurs composants du roulement, soit sur le roulement complet monté dans un mécanisme.

CHAPITRE III :
Modélisation
d'endommagement d'un
roulement

Chapitre III. Modélisation d'endommagement d'un roulement par Abaqus

III.1. Introduction

La surveillance des machines ne se limite pas à détecter l'existence de défauts, elle doit également être en mesure d'effectuer un diagnostic approfondi pour localiser les anomalies et quantifier précisément sa gravité. L'analyse vibratoire est une technique qui permet de faire ce genre de diagnostic[92]. Les techniques de maintenance d'état standard utilisées pour évaluer la qualité des roulements sont largement utilisées dans de nombreuses industries d'ingénierie. Il est bien connu que l'apparition d'impulsions dans le signal d'accélération mesuré indique un défaut du roulement. Bien qu'une grande quantité de contenu technique lié au traitement du signal de mesure dans le domaine temporel ait été publié dans la littérature et que de nouvelles méthodes d'analyse de données soient constamment développées et améliorées, le mécanisme de génération d'impulsions liées aux défauts a reçu une attention considérable. Moins d'attention, pas d'étude approfondie[93] .

Le rôle principal d'un roulement est de fournir un positionnement relatif et une liberté de rotation tout en transmettant une charge entre deux éléments dans une machine[94], et les roulements sont parmi les composants les plus chargés dans les structures et représentent une initiation de panne. Les défauts fréquents rencontrés souvent sont les suivants : écaillage, grippage, corrosion etc... Tous ces défauts se définissent comme un écrasement de matériau et provoquent des impacts répétés des billes sur les cages de roulement[95].

Rosado et al. ont étudié la fatigue de contact de roulement ainsi que les caractéristiques d'initiation et de propagation des épines de trois matériaux de roulement, à la fois numériquement et expérimentalement[96]. Lors de la surveillance des machines tournantes, la détection et le diagnostic des défaillances des roulements à billes ont toujours été un défi. Plus précisément, le diagnostic des roulements a fait l'objet de recherches approfondies dans le domaine de la détection et du diagnostic de défauts. Inigo Bediaga et d'autres se consacrent à la révision des algorithmes traditionnels de détection et de diagnostic des roulements défectueux dans les têtes de broche des fraiseuses lourdes. Différents types de défauts sont délibérément causés sur le roulement de la tête de broche d'essai[97].

Les cages des roulements et les billes sont chargées sous fatigue cycliquement, ce qui provoque à la surface une dégradation par des fissures qui conduisent à l'écaillage puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous-couche du matériau. Cette ruine peut être détectée sur une réponse

spectrale à partir de la détermination des fréquences propres du roulement. Celles-ci correspondent aux fréquences naturelles lorsqu'un élément roulant rencontre un défaut. Elles sont données à partir des vitesses aux points de contact sont nulles [17].

L'analyse du contact avec la méthode des éléments finis peut facilement obtenir la contrainte et la déformation et son diagramme de nuage, et peut comprendre efficacement les informations de travail de la pièce, qui peuvent fournir une référence[98]. Le travail de UTPAT c'est de la recherche implique une approche numérique et expérimentale pour étudier l'effet de la taille des défauts ainsi que de la vitesse de rotation sur les amplitudes de vibration et les fréquences des défauts[99].

Le travail est axé sur le développement d'un modèle mathématique pour un roulement à billes à gorge profonde avec une disposition en appui simple pour la charge sur le roulement d'essai. Les efforts ont été réalisés par la mesure des amplitudes de vibration du roulement d'essai par la FEM, les travaux se concentrent également sur la mesure des amplitudes de vibration des roulements d'essai à titre expérimental dans une plage de vitesse de fonctionnement de 1 000 à 5 000 tr/min, la taille des défauts allant de 0,25 mm à 2,00 mm au niveau des bagues extérieure et intérieure[100].

- **Comportement du roulement à billes**

Les travaux se concentrent sur le développement d'un modèle mathématique pour un roulement à billes à gorge profonde avec une disposition de roulement unique. Les efforts ont été faits en mesurant l'amplitude des vibrations du palier d'essai par FEM. Les fréquences dépendent du diamètre de la bille (d), du diamètre du roulement (D), du nombre de billes (N), de l'angle de contact (φ) et de la vitesse de rotation relative entre les anneaux intérieurs et extérieurs (f_r) et sont données par les équations suivantes [101] :

Fréquence d'un défaut localisé sur la bague externe du roulement

$$f_{be} = \frac{N}{2} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right] \quad (\text{éq III. 1})$$

Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure

$$f_{bi} = \frac{N}{2} f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right] \quad (\text{éq III. 2})$$

Fréquence d'un défaut localisé sur une bille

$$f_b = \frac{D}{d} f_r \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (\text{éq III. 3})$$

Fréquence d'un défaut de cage

$$f_c = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right) \cos \varphi \right] \quad (\text{éq III. 4})$$

Des défauts physiques peuvent se produire sur des éléments de roulement tels que la bague interne, la bague externe et la bille. Ces défauts causent des vibrations de grande amplitude.



Figure III. 1. Bague intérieure avec défaut [101]

III.2. Modélisation de l'endommagement de roulement

III.2.1. Présentation générale d'Abaqus

Il y a 30 ans, le logiciel Abaqus a été développé par Hobbit, Karlsson et Sorensen (HKS). Il a été continuellement amélioré pour intégrer tous les développements dans la théorie des éléments finis et des besoins en ingénieurs jusqu'à ce que la société soit acquise par Dassault Systèmes en octobre 2005.

Pour sa bonne ergonomie et le large spectre de ses capacités d'analyse, nous avons choisi Abaqus. Il implique un programme de simulation avec des éléments finis pour un large éventail de problèmes mécaniques. Abaqus est bien connu et largement utilisé dans l'industrie automobile et aéronautique, en particulier pour ses solutions efficaces aux problèmes linéaires et non linéaires.

Abaqus est un progiciel (produit et logiciel) de calcul éléments finis développé présentement par Dassault Systèmes Simulai Corp. basée à Providence R.I Etats-Unis. Il se compose de quatre produits : Abaqus/Standard, Abaqus/Explicit, Abaqus/CAE et Abaqus / Viewer.

- Abaqus/Standard représente le code de calcul implicite d'aide aux calculs quasi-statiques, linéaires ou non, thermiques, acoustiques.
- Abaqus/Explicit emploie un schéma d'intégration explicite pour résoudre des problèmes dynamiques ou quasi-statiques non-linéaires.
- Abaqus/CAE Ce module permet de définir et de visualiser diverses simulations. Les propriétés physiques et plusieurs étapes de calcul sont initialement définies pour les entités géométriques pour lesquelles les problèmes sont définis.
- Abaqus / Viewer, est un sous-ensemble d'Abaqus / CAE qui inclut uniquement des fonctions post-traitement pour le module de visualisation.

- Abaqus/Aqua, Abaqus/Design et Abaqus/AMS sont quelques options complémentaires disponibles pour augmenter les capacités d'Abaqus/Standard et ABAQUS/Explicit.

Chacun de ces produits est complète par des modules additionnels et/ou optionnels, spécifiques à certaines applications. La plupart des modules d'analyse pour Abaqus/Standard et Abaqus/Explicit avec compléments sont écrits en Fortran et C. Les modules interactifs Abaqus/CAE et Abaqus/Viewer sont construits sur le langage de programmation Python. La gestion de l'interface graphique est assurée par FOXTToolkit.

Abaqus / CAE se présente sous la forme d'une interface graphique et propose les dix sous-modules suivants : Part module, Property module, Assembly module, Step module, Interaction module, Load module, Mesh module, Sketch module, Job module, Visualisation. Les huit premiers sous-modules sont utilisés pour spécifier le problème mécanique qui sera simulé. Le module Job gère directement le calcul de simulation ou le cerveau du programme. Enfin, tout ce qui concerne l'utilisation des résultats dans diverses représentations visuelles est rassemblé dans le module final.

III.2.2. Modélisation 3D d'un roulement utilisant le code calcul Abaqus

III.2.2.1. Modélisation 3D d'un modèle complet de roulement

III.2.2.1.1. Choix de model de modélisation

La géométrie du roulement modélisé sur le code de calcul abaqus/CAE est illustrée à la figure III.2, et ses dimensions sont les suivantes :

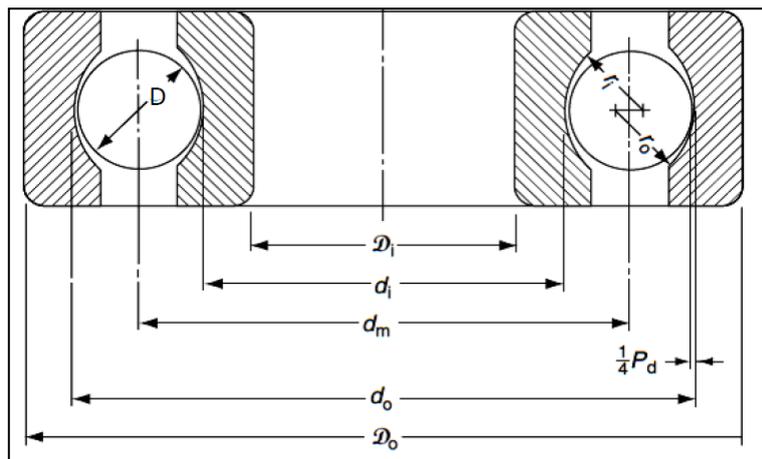


Figure III. 2. Dimensionnement d'un roulement à billes

- Diamètre extérieur, $D_o = 42$ mm,
- Diamètre de l'alésage, $D_i = 20$ mm,
- Diamètre primitif, $d_m = 31$ mm,

- Largeur du chemin de roulement, $B = 12$ mm,
- Diamètre de la bille, $D = 6,35$ mm,
- Angle de contact, $\alpha = 00$,
- Diamètre du chemin de roulement de la bague extérieure, $d_0 = 34,8$ mm,
- Diamètre du chemin de roulement de la bague intérieure, $d_i = 27,2$ mm.

Le type de roulement modélisé contient 8 billes de 6.35 mm de diamètre et une bague extérieure de 42 mm et 20mm de bague intérieure (fig III.3).

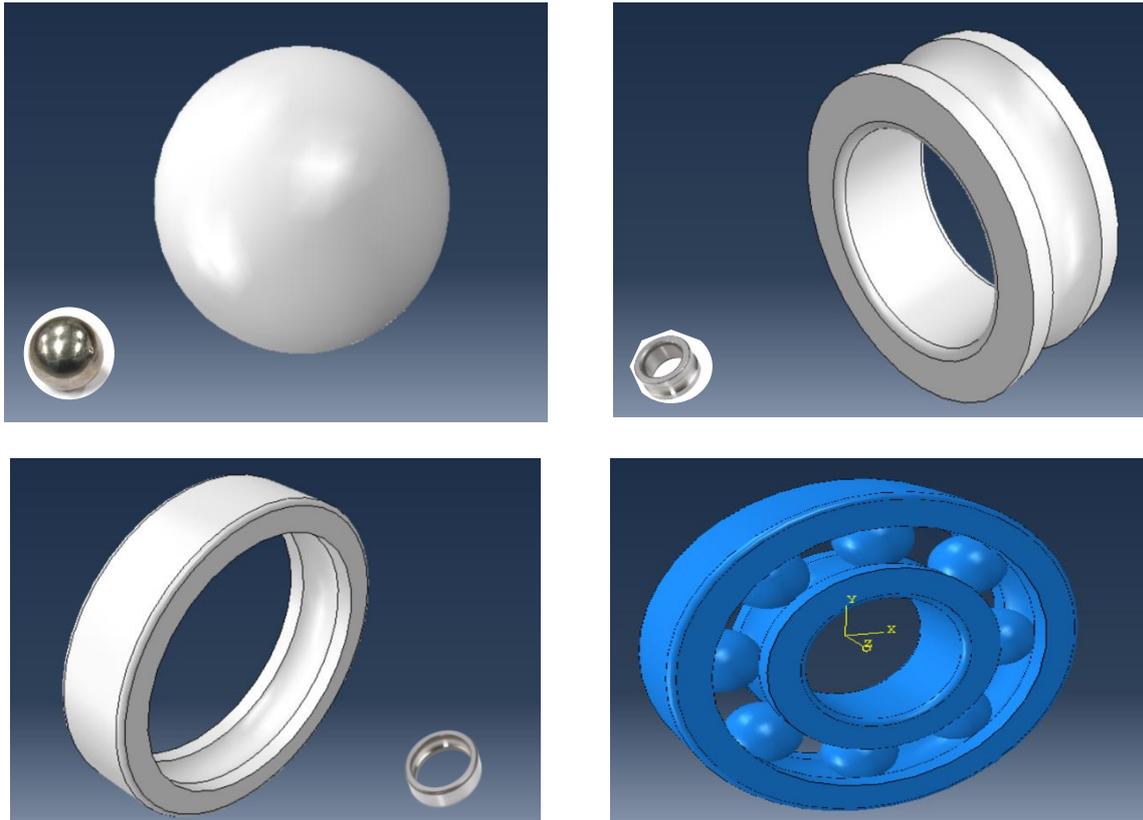


Figure III. 3. Géométrie 3D des éléments de roulement dans Abaqus

III.2.2.1.2. Caractérisation des matériaux de roulement

Connaître les caractéristiques des matériaux qui composent les éléments du roulement est nécessaire pour le modéliser. Le type d'acier le plus utilisé pour les roulements est le 100Cr6.

On a créé un modèle de roulement complet composé de plusieurs éléments est modélisé par le code de calcul Abaqus.

Par conséquent, un système de roulement en acier est modélisé comme un corps déformable en insérant les propriétés du matériau suivants :

- Densité, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$,
- Le module d'élasticité, $E = 203 \text{ GPa}$
- Le coefficient de Poisson, $\nu = 0,3$.

III.2.2.1.3. Contact entre une bille et une bague

Le roulement étant composé de plusieurs éléments en contact (fig III.4.a), la résolution des problèmes de contact consiste à résoudre l'équilibre de contact de tous les éléments qui participent. Pour un roulement sollicité radialement par un effort F_r , il apparaît au sein de roulement un effort de contact Q_i de compression de la bille contre la bague extérieure, et l'effort de contact de la bille contre la bague intérieure représenté par Q_e .

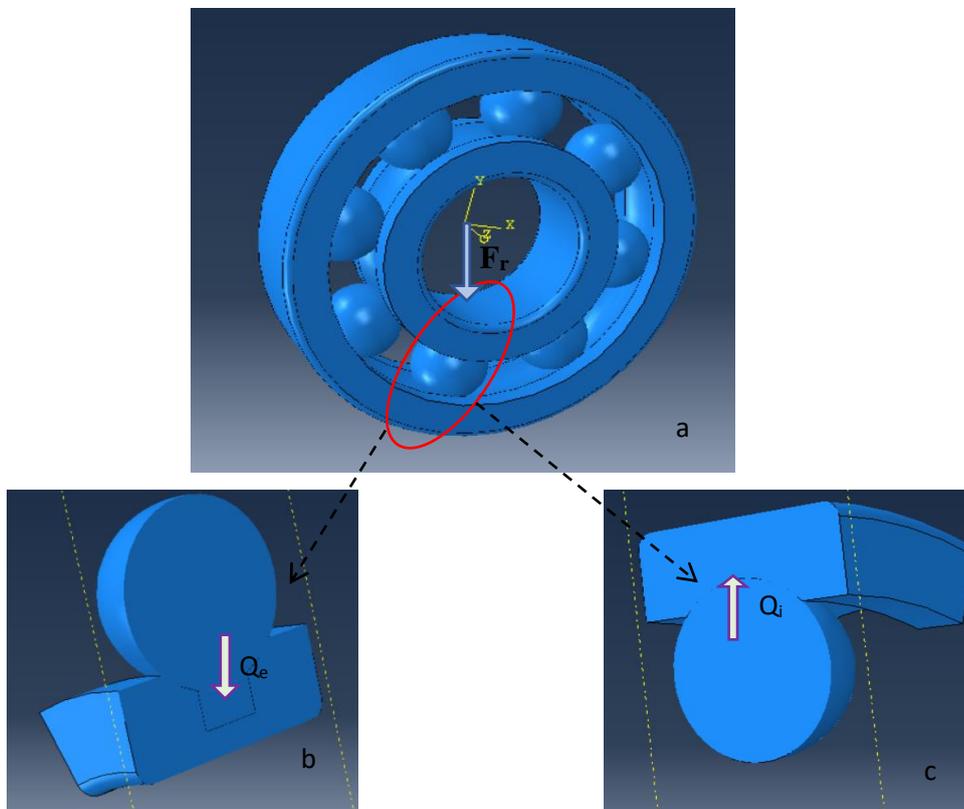


Figure III. 4.(a) Contact au sein du roulement (b) Contact entre bague intérieure et bille,
(c) Contact entre bague extérieure et bille

III.2.2.1.3. Les conditions aux limites et le maillage

La précision des résultats, notamment en ce qui concerne le contact, dépend en grande partie du paramètre de maillage. Ainsi, une étude préliminaire a été menée afin de déterminer la taille de maillage la mieux adaptée. Après avoir examiné les différents types d'éléments disponibles, le type d'élément a été choisi en fonction d'un compromis entre le temps de calcul

et la précision des résultats. Les conditions aux limites ont été intégrées et le maillage du modèle tridimensionnel est présenté dans les figures suivantes (Fig III.5, Fig III.6).

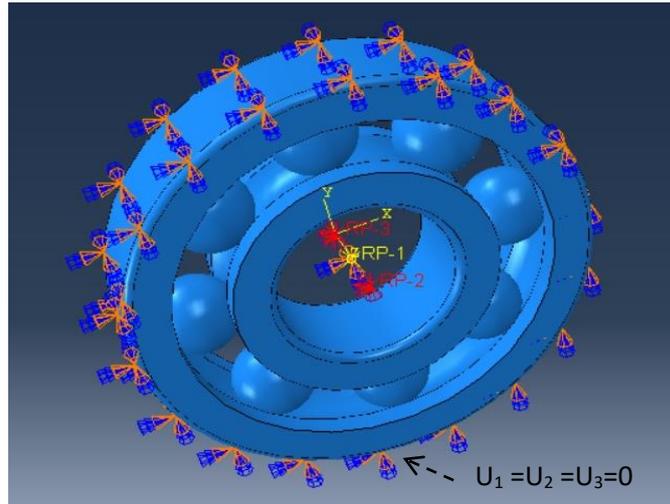


Figure III. 5.Les conditions aux limites

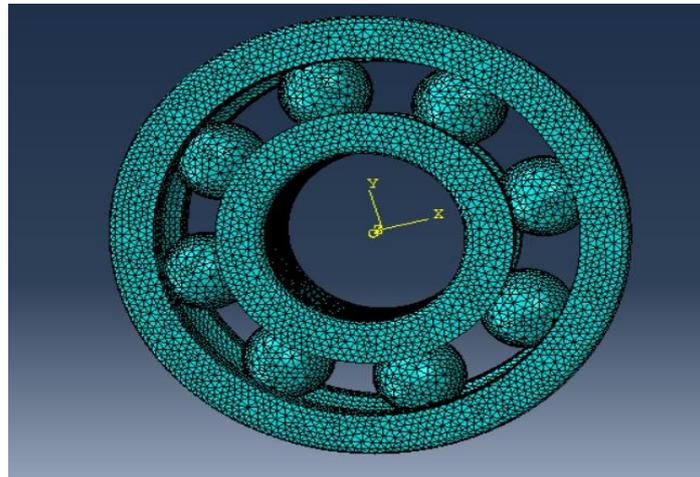


Figure III. 6.Maillage des bagues et de la bille.

III.2.2.1.3. Analyse des résultats

Les résultats présentés dans la figure ci-dessous ont été obtenus après la modélisation 3D d'un système complet de roulement, dans le but de déterminer ses fréquences propres. Les résultats obtenus montrent une augmentation de la fréquence propre au fil du temps, en parallèle avec la déformation des éléments de roulement. (Voir Figure III.8)

Tableau III.0.1. Cinq premières fréquences

| Numéro de Mode | n° 1 (f_1) | (n° 2) f_2 | (n° 3) f_3 | (n° 4) f_4 | (n° 5) f_5 |
|----------------|----------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| Fréquence (hz) | 0.86 | 3.35 | 10.03 | 12.38 | 13.02 |

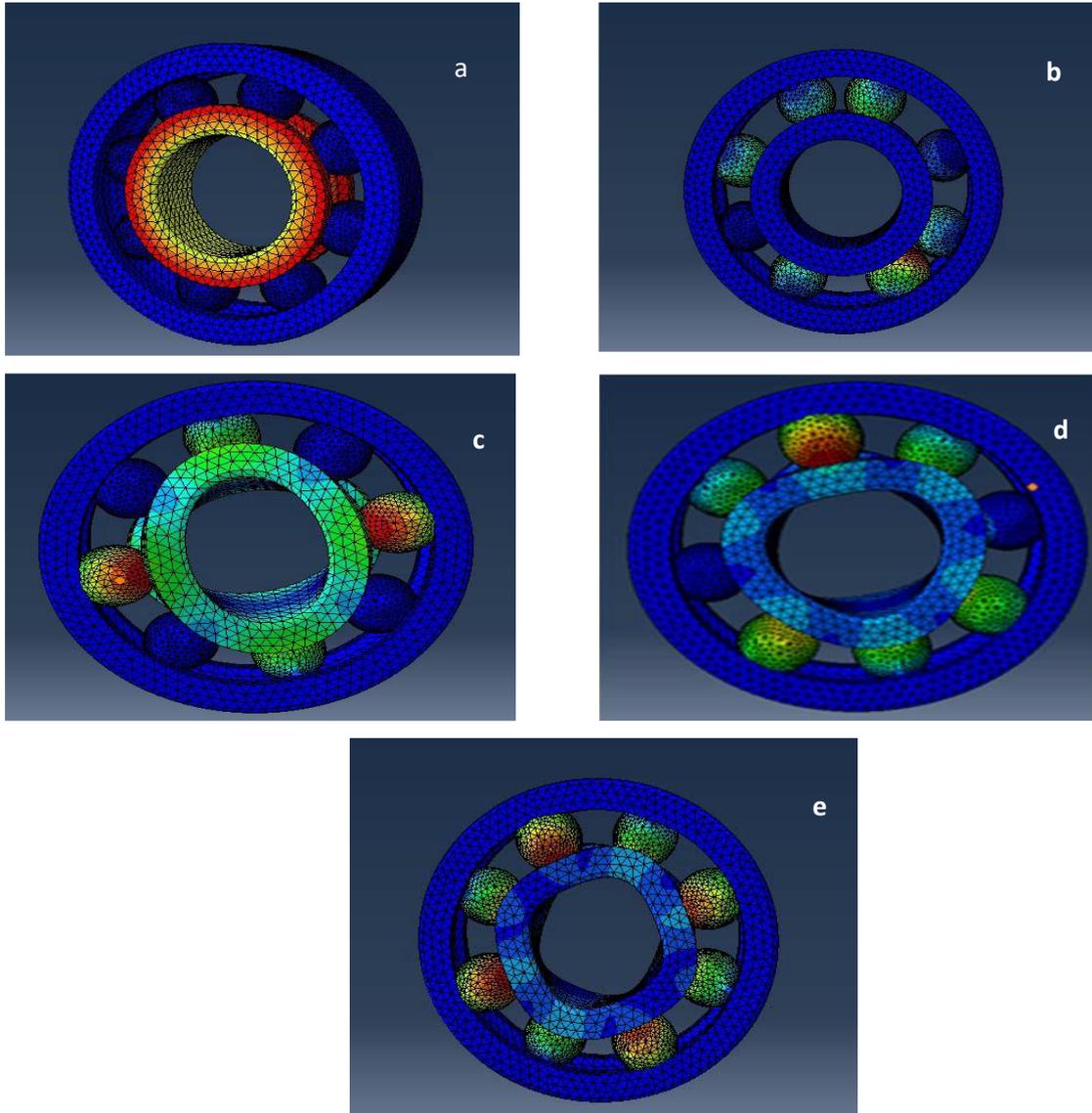


Figure III. 7. Modes propres : a) mode n°1, b) mode n° 2, c) mode n° 3, d) mode n° 4, e) mode n° 5.

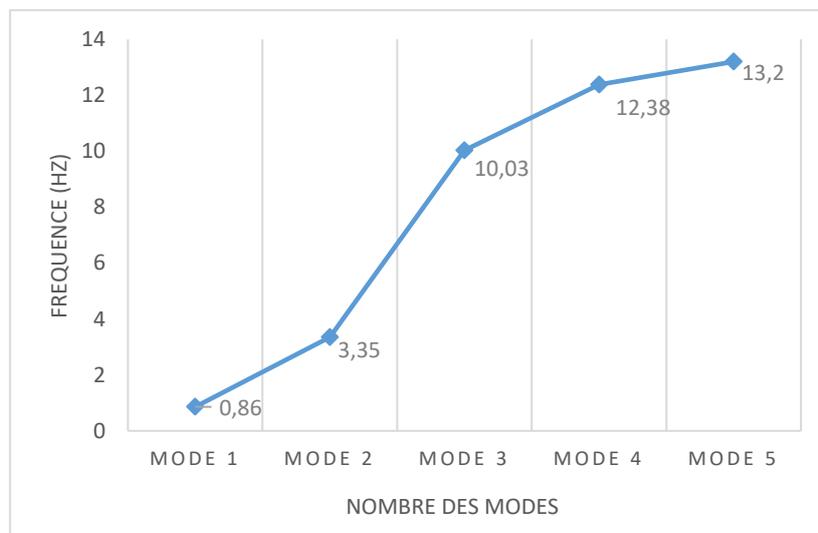


Figure III. 8. La valeur de cinq premières fréquences on fonction de nombre de mode

III.2.2.2. Modélisation 3D d'un sous-modèle de roulement

Afin de déterminer la contrainte la plus élevée dans les points de contact entre la bille et la bague intérieure et extérieure, un sous-modèle 3D a été créé en utilisant la méthode des éléments finis et le code de calcul Abaqus (CAE). Ce sous-modèle est une partie du modèle complet de roulement (voir figure III.9). Pour la sélection de la géométrie du modèle et la dimension des éléments, ainsi que pour les propriétés de matériau du sous-modèle, nous avons utilisé les mêmes paramètres que pour le modèle complet mentionné précédemment.

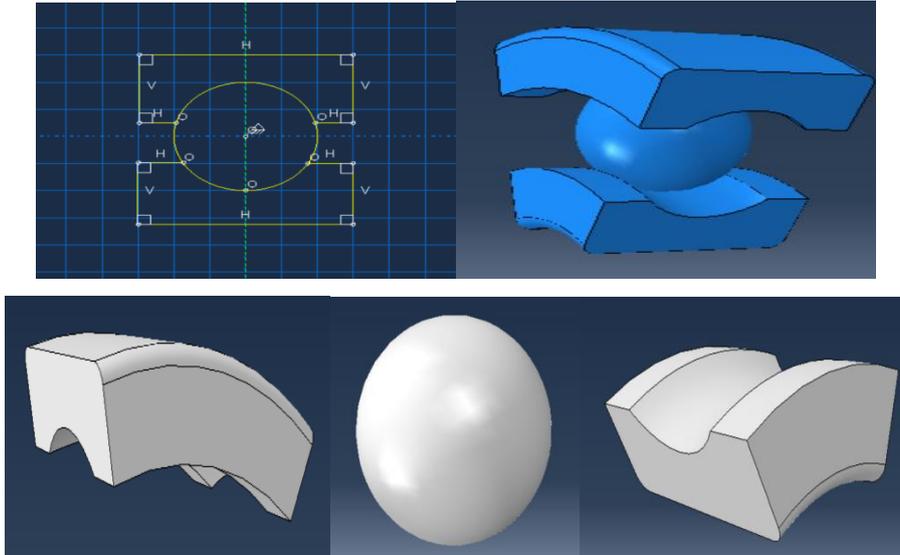


Figure III. 9. Géométrie de 3D sous-modèle des éléments de roulement

III.2.2.2.1. Les conditions aux limites et le maillage

Même type de maillage que le premier modèle (fig. III.6) 3D créé dans ce sous-modèle ; Le choix de type d'éléments fait à la suite d'une série d'études réalisées sur les différents types d'éléments disponibles, le type d'élément est choisi en fonction d'un compromis entre le temps de calcul et la précision du résultat.

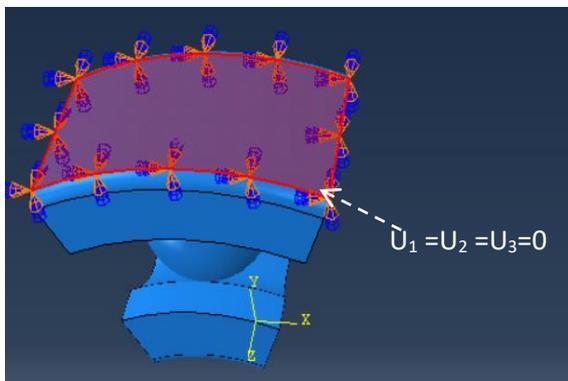


Figure III. 10. Conditions aux limites de sous-modèle

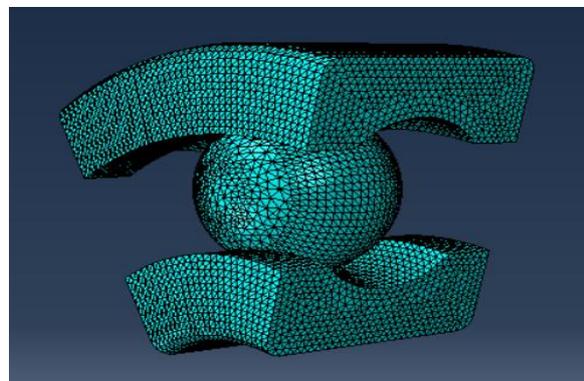


Figure III. 11. Maillage de sous-modèle des bagues et de la bille

III.2.2.2. Analyse des résultats

Les résultats présentés dans la figure ci-dessous ont été obtenus après la modélisation 3D d'un sous-modèle de roulement, dans le but de déterminer la contrainte σ . On peut observer sur la figure que la zone de contact entre la bille et la bague intérieure, ainsi qu'entre la bille et la bague extérieure, est plus rouge (zone critique) que les autres surfaces des éléments. Nous avons obtenu une valeur maximale de contrainte de $\sigma_{\max}=100.1$ Mpa.

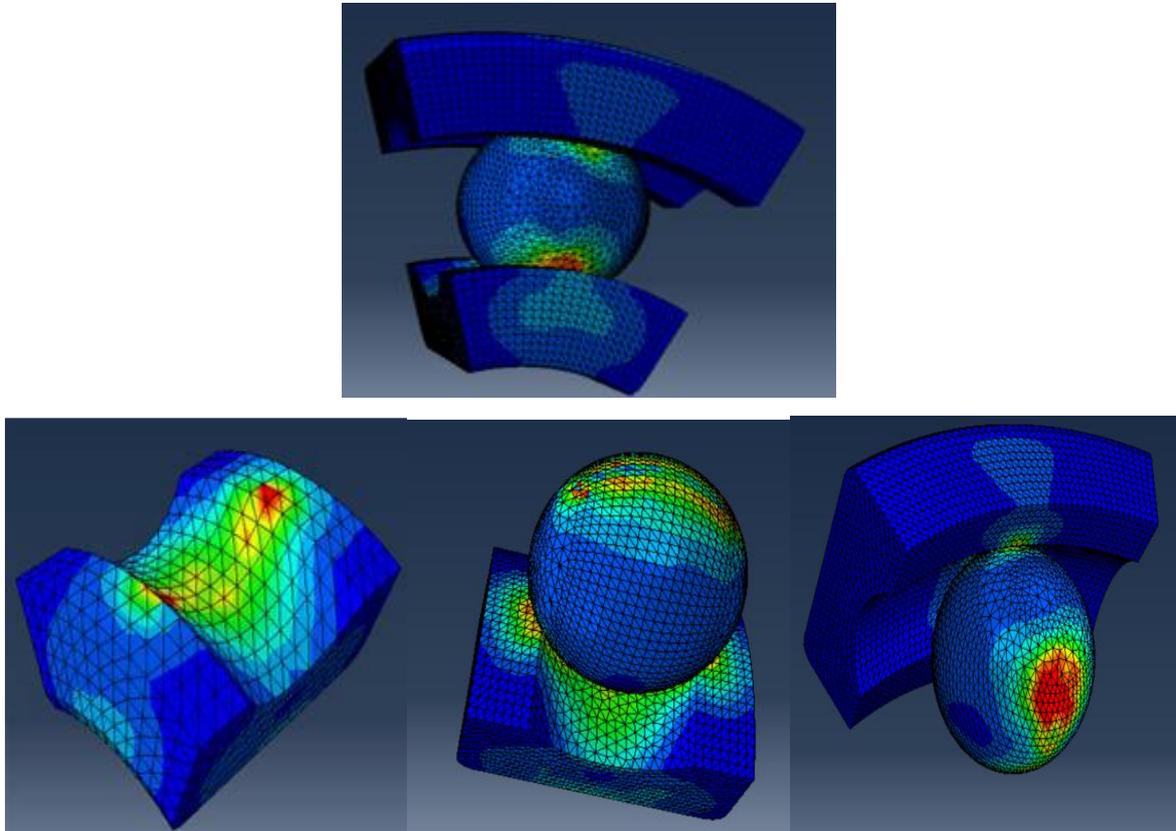


Figure III. 12. Distribution des contraintes

III.2.3. Fatigue des roulements à billes

III.2.3.1. Modélisation 3D d'un modèle complet de roulement par fatigue

Dans la littérature il y a plusieurs types d'endommagement des roulements, surtout au niveau de contact entre les billes et la bague intérieure et entre les billes et la bague extérieure sous forme de corrosion, de fissuration

Dans notre cas, on a étudié le changement des valeurs de fréquences propres, par création des fissures au niveau de point de contact entre les billes et la bague intérieure (surface de contact).

Pour cela, on a créée des déférentes longueurs de fissure de $a_i=02$ mm jusqu'à $a_f=10$ mm, sur le même modèle 3D qui nous avons modélisé déjà dans la figure III. 3 ; Donc on utilise les mêmes caractéristiques de matériaux et même conditions aux limites et même maillage.

III.2.3.1.1. Analyse des résultats

Différentes longueurs de fissure ont été créées au niveau du point de contact de la bague intérieure du roulement, avec des fissures initiales de $a_{i1}=0.2$ mm, $a_{i2}=2.5$ mm, $a_{i3}=5$ mm, $a_{i4}=7.5$ mm et une longueur finale $a_{5f}=10$ mm, comme il est indiqué dans le tableau III.2. L'objectif est de déterminer les fréquences naturelles des roulements avec des fissures de longueurs différentes.

Les résultats obtenus montrent que les valeurs des fréquences varient en fonction de la longueur de la fissure.

Les valeurs des cinq premiers modes propres avant et après la fissuration sont présentées dans le tableau III.2.

Tableau III.0.2. Cinq premières fréquences en fonction de la longueur de la fissure.

| a (mm) | f_1 | f_2 | f_3 | f_4 | f_5 |
|---------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 0 (mm) | 0.86 | 3.35 | 10.03 | 12.38 | 13.02 |
| 2.5(mm) | 0.38 | 0.32 | 8.40 | 10.11 | 11.50 |
| 5 (mm) | 0.31 | 3.32 | 7.53 | 10.01 | 11.47 |
| 7.5(mm) | 0.29 | 3.31 | 7.75 | 9.94 | 11.42 |
| 10(mm) | 0.29 | 3.31 | 7.44 | 9.90 | 11.28 |

Le tableau III.3 présente les cinq premiers déplacements maximums en fonction de la taille de la fissure, et il est observé que la valeur maximale de déplacement pour chaque mode augmente avec l'allongement de la fissure.

Tableau III.0.3. Déplacements max des 5 premiers modes selon la taille de la fissure

| a (mm) | U_{1max} | U_{2max} | U_{3max} | U_{4max} | U_{5max} |
|---------|---------------|---------------|----------------|----------------|----------------|
| 0 (mm) | $5.488e^{-2}$ | $1.976e^{-1}$ | $9.340 e^{-2}$ | $5.623e^{-2}$ | $8.358 e^{-2}$ |
| 2.5(mm) | $5.497e^{-2}$ | $1.996e^{-1}$ | $9.165 e^{-2}$ | $9.739 e^{-2}$ | $1.284 e^{-1}$ |
| 5 (mm) | $5.506e^{-2}$ | $1.851e^{-1}$ | $8.576 e^{-2}$ | $9.484 e^{-2}$ | $1.167 e^{-1}$ |
| 7.5(mm) | $5.506e^{-2}$ | $1.728e^{-1}$ | $8.916 e^{-2}$ | $9.119 e^{-2}$ | $1.241 e^{-1}$ |
| 10(mm) | $5.504e^{-2}$ | $1.826e^{-1}$ | $9.032 e^{-2}$ | $9.289 e^{-2}$ | $1.380 e^{-1}$ |

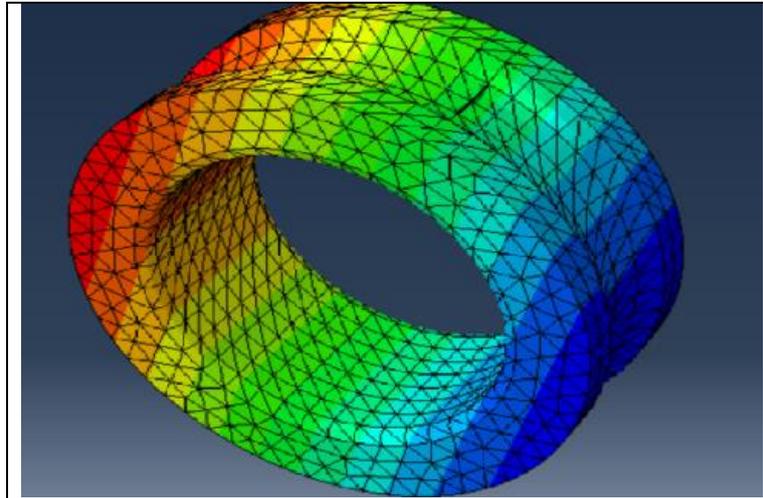


Figure III. 13.Fissuration de la bague intérieure

La figure III.13 présente la fissure créée au niveau de la surface de contact entre la bille et la bague intérieure.

La figure III.20 montre clairement que les valeurs des cinq premières fréquences diminuent considérablement avec l'apparition de la fissure, puis légèrement avec la propagation de la fissure.

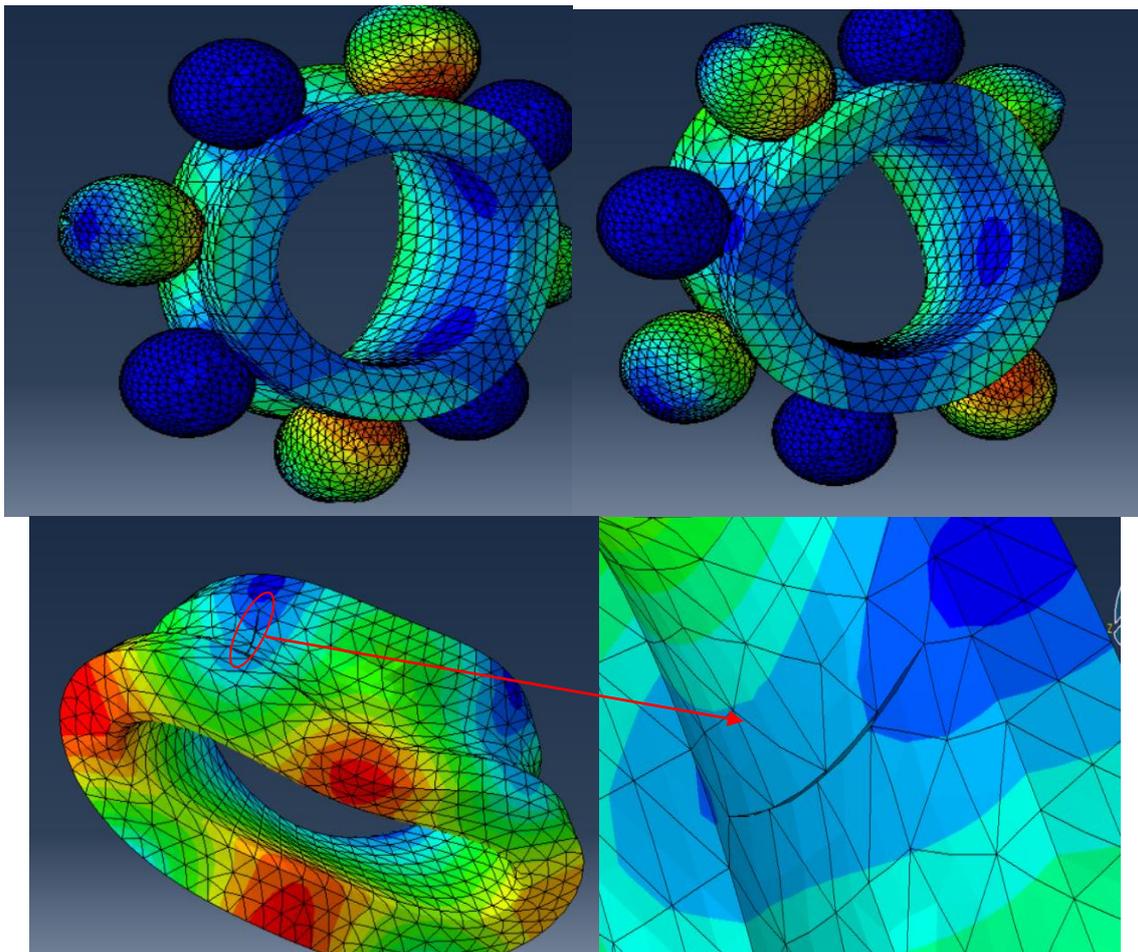


Figure III. 14.Ouverture de la fissure avec déformation des modes dans la bague intérieure.

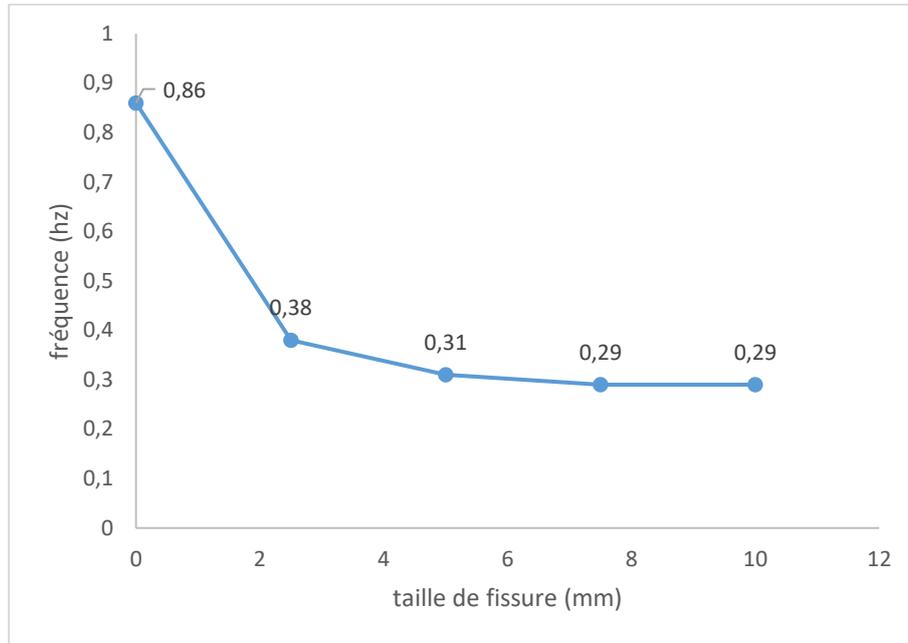


Figure III. 15. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 01)

Les résultats obtenus pour le premier mode de fréquence sont présentés dans la figure III.15. Lorsqu'il n'y a pas de fissure sur le modèle ($a_i=0$ mm), la fréquence est de $f=0.86$ Hz. Cependant, lorsque la taille de la fissure est de 2.5 mm, la fréquence diminue à $f=0.38$ Hz. Pour une fissure de 5 mm, la fréquence diminue davantage jusqu'à $f=0.31$ Hz, et pour une taille de fissure de 10 mm, la fréquence est de $f=0.29$ Hz.

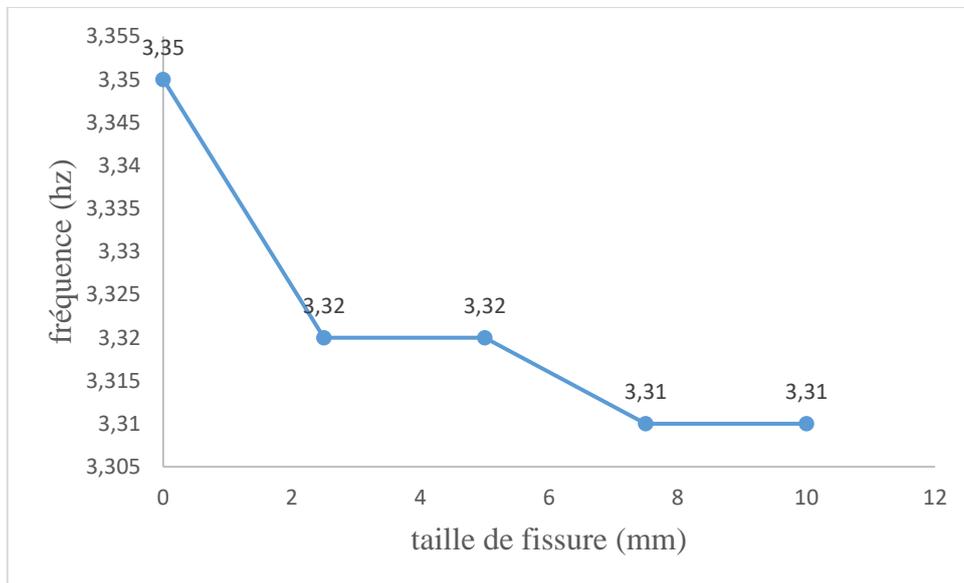


Figure III. 16. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 02)

La figure III.16 présente les résultats obtenus pour le deuxième mode. Lorsqu'on utilise un modèle sans fissures ($a_i=0$ mm), la fréquence obtenue est de 3.35 Hz. En présence d'une fissure de 2.5 mm, la fréquence diminue considérablement jusqu'à atteindre 0.32 Hz. Pour une

fissure de 5 mm, la fréquence diminue légèrement pour atteindre 3.32 Hz, tandis que pour une fissure de 10 mm, la fréquence est de 3.31 Hz.

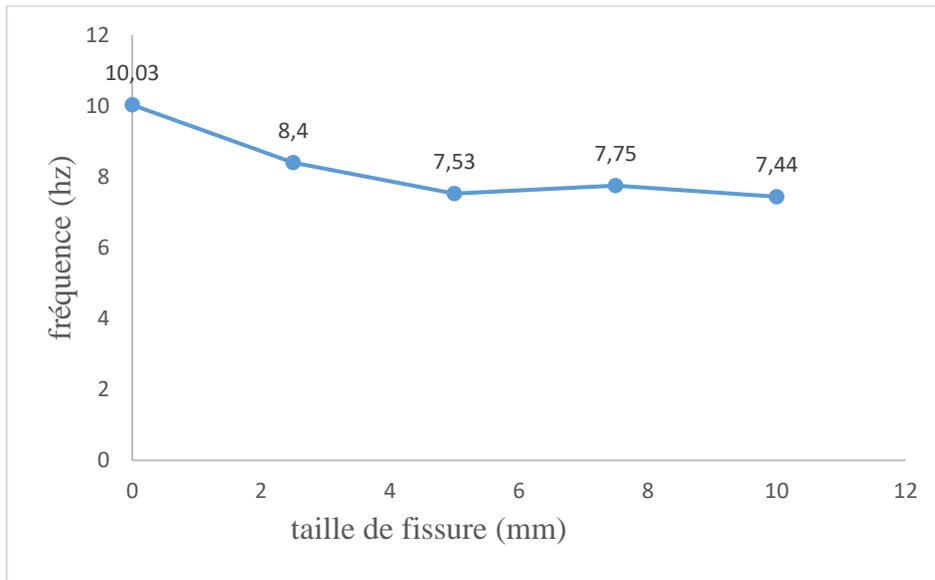


Figure III. 17. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 03)

La figure III.17 illustre les résultats obtenus dans le troisième mode. Lorsque le modèle ne présente pas de fissurations ($a_i=0$ mm), la fréquence est de $f=10.03$ Hz. En revanche, lorsque la longueur de la fissure est de 2.5 mm, la fréquence diminue à $f=8.40$ Hz. Avec une taille de fissure de 5 mm, la fréquence continue à diminuer jusqu'à atteindre $f=7.53$ Hz, et avec une taille de fissure de 10 mm, la fréquence est de $f=7.44$ Hz.

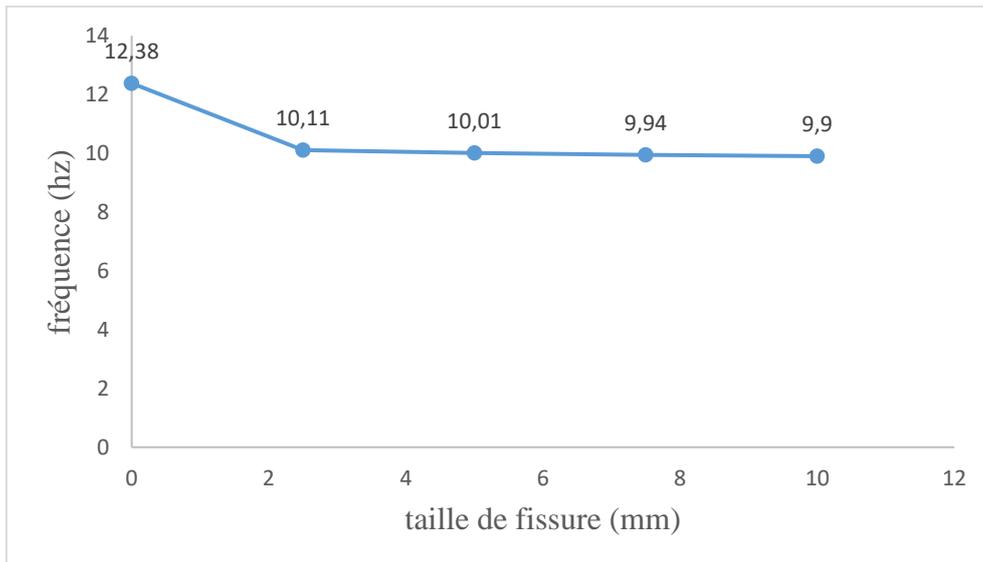


Figure III. 18. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 04)

Le quatrième mode est caractérisé par des fréquences spécifiques, qui ont été calculées dans les différentes conditions de fissuration. En l'absence de fissuration ($a_i = 0$ mm), la fréquence

est de 12,38 Hz. Cependant, avec une fissure de 2,5 mm, la fréquence diminue à 10,11 Hz. Lorsque la taille de la fissure est augmentée à 5 mm, la fréquence diminue encore à 10,01 Hz, tandis qu'avec une fissure de 10 mm, la fréquence est de 9,90 Hz (voir figure III.18).

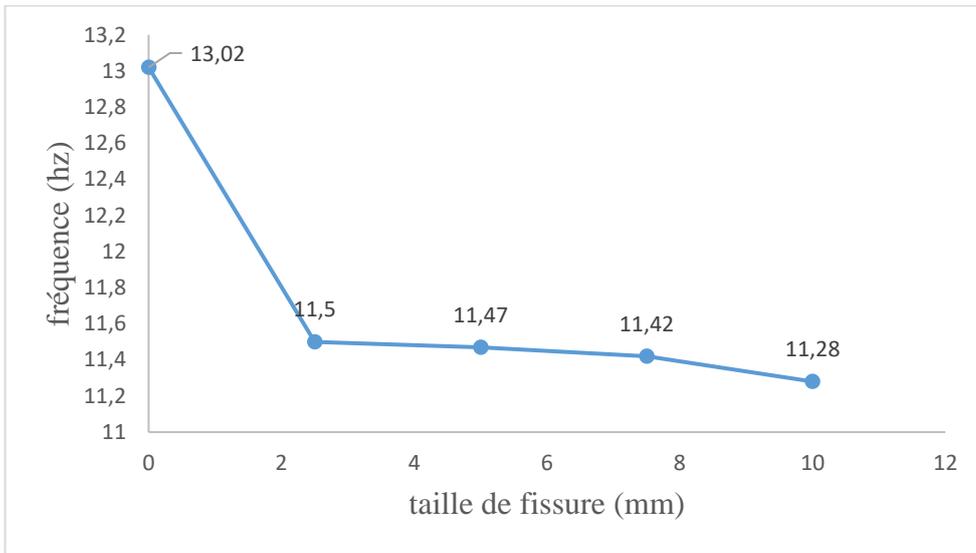


Figure III. 19. Valeurs de fréquences en fonction de la taille de fissure (mode 05)

Les résultats obtenus dans le dernier mode sont présentés dans la figure III.19. Lorsque le modèle ne présente pas de fissures ($a_i=0$ mm), la fréquence mesurée est de 13,02 Hz. Lorsque la taille de la fissure est de 2,5 mm, la fréquence diminue à 11,50 Hz. Pour une taille de fissure de 5 mm, la fréquence diminue encore pour atteindre 11,47 Hz, et pour une taille de fissure de 10 mm, la fréquence est de 11,28 Hz.

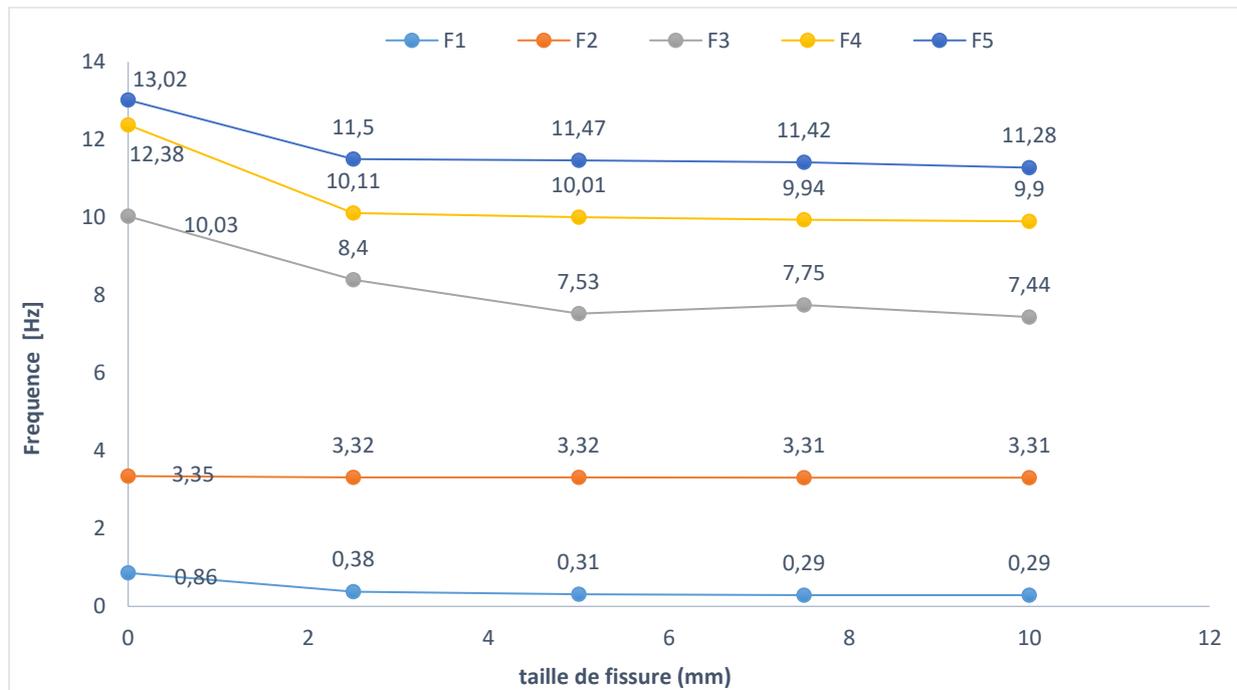


Figure III. 20. Présentation des cinq premières fréquences en fonction de la taille de la fissure

III.2.3.2. Modélisation 3D d'un sous-modèle de roulement par fatigue

Le deuxième modèle est construit comme un sous-modèle tridimensionnel optimisé pour le roulement. On suppose également le même matériau que le modèle complet mentionné précédemment de roulement (voir figure III.3).

Dans ce sous-modèle on a étudié le changement des valeurs de contrainte, par la création des fissures au niveau de point de contact entre les billes et la bague intérieure (surface de contact).

Pour cela, on a créé de différentes longueurs de fissure de $a_i=0.2$ mm jusqu'à $a_f=10$ mm, sur le même modèle déjà étudié dans la figure III.9 ; Donc on a utilisé les mêmes caractéristiques de matériau, même conditions aux limites et même maillage.

III.2.3.2.1. Analyse des résultats

L'objet de cette étude est de déterminer les contraintes maximales de chaque mode sur la bague intérieure d'un roulement présentant une fissure de différentes longueurs. Les longueurs de la fissure sont $a_1=0.2$ mm, $a_2=2.5$ mm, $a_3=5$ mm, $a_4=7.5$ mm, et la longueur finale est $a_5=10$ mm, tel qu'il est indiqué dans le Tableau III.2.

Les résultats obtenus à partir de la modélisation par la méthode des éléments finis à l'aide du code de calcul Abaqus (CAE) pour le sous-modèle tridimensionnel montrent que les valeurs de contrainte augmentent proportionnellement à la taille de la fissure. La répartition des contraintes de contact entre les éléments du modèle tridimensionnel est représentée dans la figure III.21. Il est à noter que la contrainte est maximale au point de la fissure et qu'elle augmente pour chaque taille de fissure.

Les résultats montrent que la contrainte maximale sur une surface sans fissure est de $\sigma_{\max}=100.1$ MPa, tandis que pour une fissure de 2 mm, la contrainte maximale est de $\sigma_{\max}=100.7$ MPa, pour une fissure de 5 mm, la contrainte maximale est de $\sigma_{\max}=101$ MPa, pour une fissure de 7 mm, la contrainte maximale est de $\sigma_{\max}=102.2$ MPa, et pour une fissure de 10 mm, la contrainte maximale est de $\sigma_{\max}=105.14$ MPa. Les valeurs avant et après la fissuration sont présentées dans le Tableau III.4.

Tableau III.0.4. Contraintes et déplacements en fonction de la longueur de la fissure

| a(mm) | 0 | 2.5 | 5 | 7.5 | 10 |
|----------------|-------|-------|-------|-------|--------|
| σ [MPa] | 100.1 | 100.7 | 101 | 102.2 | 105.14 |
| U(mm) | 0.315 | 0.306 | 0.119 | 0.282 | 0.216 |

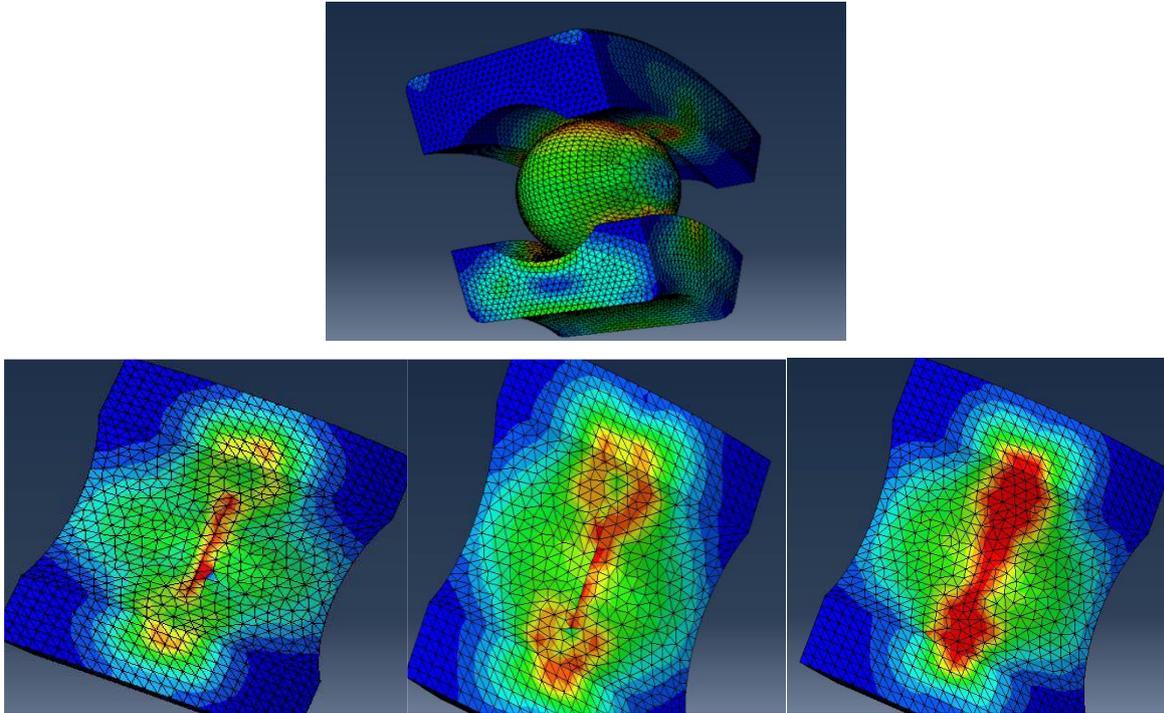


Figure III. 21.Répartition des contraintes autour de la fissure.

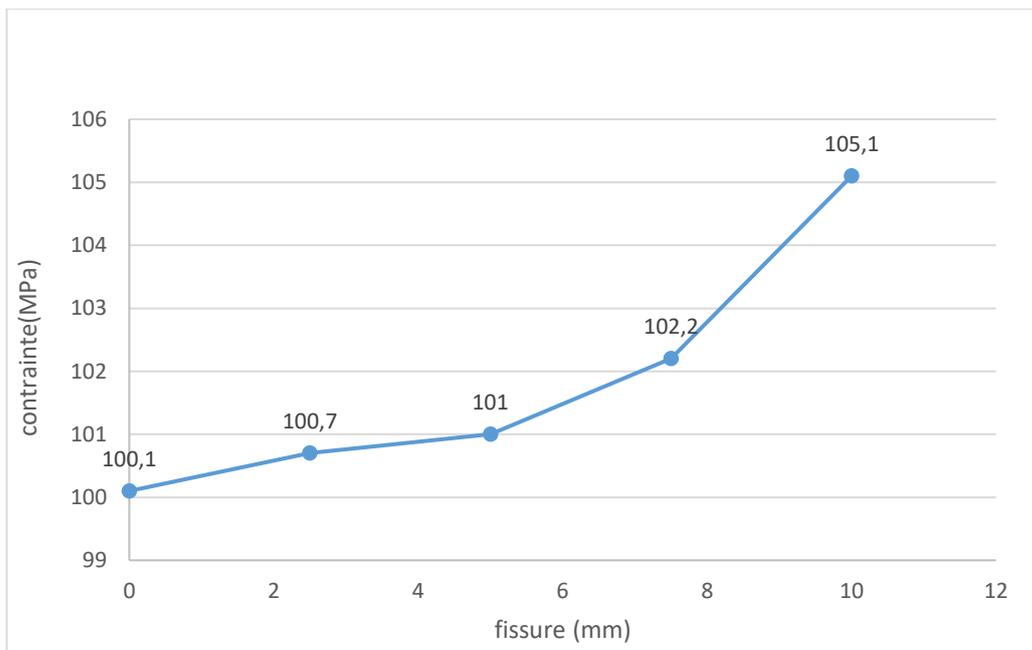


Figure III. 22.Contrainte en fonction de la longueur de fissure

La figure III.22, illustre l'évolution des contraintes en fonction de la longueur des fissures. Selon cette figure, on peut dire que la contrainte augmente de manière non linéaire avec la croissance de la longueur de la fissure.

III.3. Conclusion

L'analyse des résultats obtenus dans ce chapitre ont permis de révéler qu'il est possible d'utiliser l'analyse des vibrations pour diagnostiquer la dégradation des fissures dues aux

chocs et aux vibrations des roulements à billes. L'étude a commencé par une analyse statique pour déterminer la contrainte et le déplacement du roulement à billes, suivie d'une analyse dynamique pour déterminer les fréquences naturelles. Les résultats ont permis de localiser la zone critique où la contrainte est maximale et de créer une fissure sur la cage intérieure pour étudier les défaillances du roulement. Il ressort des résultats obtenus que la diminution résiduelle des fréquences propres peut être utilisée comme indicateur de l'état de défaillance et comme paramètre pour le diagnostic et le dépistage de la durée de vie en fatigue du roulement. Grâce aux résultats obtenus, cette étude peut être utile pour améliorer la fiabilité des roulements à billes et prévenir les pannes coûteuses.

CHAPITRE IV :
Etude expérimentale sur le
diagnostic des roulements

Chapitre IV. Etude expérimentale sur le diagnostic des roulements

IV.1. Introduction

L'objectif principal de la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire est de détecter la présence d'un défaut puis de suivre son évolution dans le temps dans le but de planifier les actions de maintenance et d'améliorer la disponibilité des équipements.

La défaillance du roulement est l'une des principales causes de pannes dans les machines tournantes. Un tel défaut peut être catastrophique et engendre des arrêts de production très coûteux. Pour optimiser la fiabilité des machines ainsi que les coûts directs et indirects, il s'agit non seulement de détecter la présence d'un défaut mais également de changer un élément uniquement quand cela est nécessaire.

Pour détecter les défauts de roulement, il existe plusieurs méthodes de diagnostic, dont l'analyse vibratoire qui est l'une des plus importantes. Cette technique englobe différentes approches telles que l'analyse temporelle et fréquentielle des signaux vibratoires des roulements. Les chercheurs utilisent également divers indicateurs statistiques pour modéliser le comportement vibratoire des roulements défectueux, tels que la valeur RMS (racine carrée de la moyenne des carrés), le Kurtosis, etc.

IV.2. Travail expérimental sur la fatigue des roulements

L'objectif de ce travail est de se concentrer sur la détection des défauts de roulement, en particulier ceux liés à la dégradation de la surface par écaillage au niveau des deux bagues du roulement, en tenant compte de la fréquence de rotation.

IV.2.1. Procédure des essais

Les expériences ont été menées dans le laboratoire des vibrations de l'USTHB, qui inclut la maintenance conditionnelle basée sur l'analyse des vibrations. Les essais ont été réalisés sur un roulement à billes, sur le banc d'essai d'étude des vibrations BEV (BV NI9701) (voir fig. IV-1). L'équipement de mesure disponible en complément comprend un accéléromètre, un collecteur de données et un logiciel de traitement et d'analyse de maintenance conditionnelle. Les mesures sont effectuées à l'aide d'un accéléromètre fixé sur des embases collées sur la partie opérative.

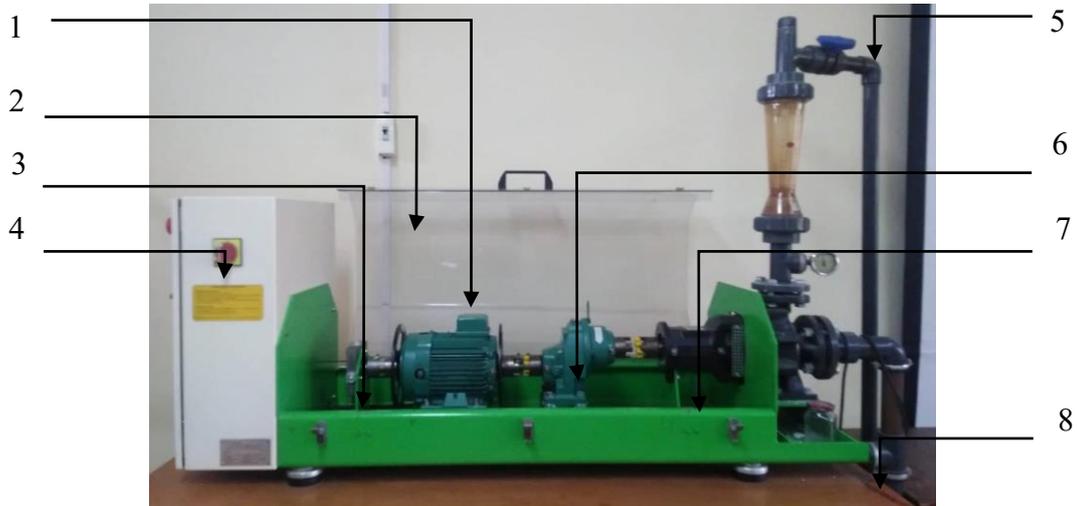


Figure IV. 1. Banc d'essai BEV

| | | | |
|---|-----------------------------------|---|---------------------------------|
| 1 | Moteur à deux bouts d'arbres | 5 | Circuit de refoulement |
| 2 | Capot de protection asservi | 6 | Multiplicateur |
| 3 | Dispositif de charge de roulement | 7 | Pompe centrifuge monocellulaire |
| 4 | Coffret de commande | 8 | Circuit d'aspiration |

• **Choix d'accéléromètre**

Le banc d'essais est équipé par des capteurs de type ASH201A d'une sensibilité de 100 mVolts/g comme le montre la figure ci-dessous.

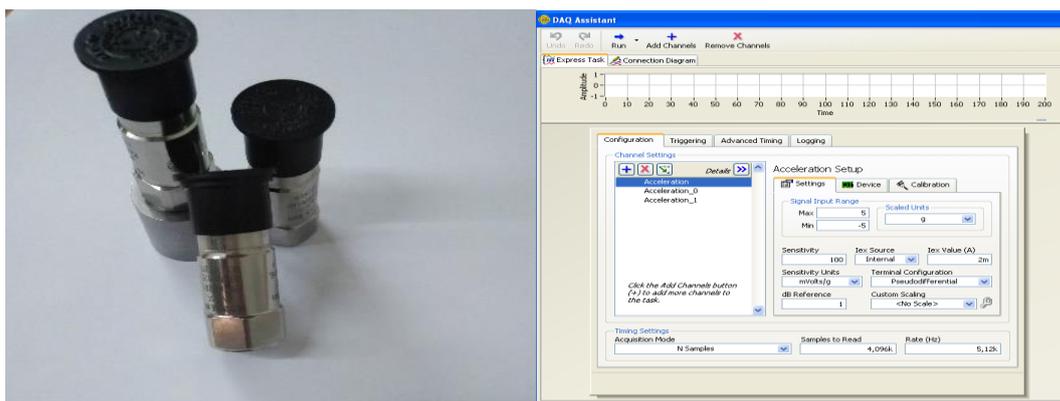


Figure IV. 2. Capteurs ASH201A

• **Choix du roulement**

Nous avons choisi un roulement à butée à billes de type SKF type 6206 dont les caractéristiques sont :

De : diamètre extérieur du roulement 62 mm.

Di : diamètre intérieur du roulement 30 mm.

Db : diamètre des billes 9.52 mm.

Nb : nombre de billes 9.

Dp : diamètre moyen 46 mm.



Figure IV. 3. Roulement à bille SKF

IV.2.2. Déroulement des essais

Le banc d'essais est équipé de deux modules pour la détection des défauts, à savoir les défauts de roulements et les défauts de balourd. Dans notre cas, seul le module destiné à la détection des défauts de roulements est utilisé. Pour nos essais, nous utilisons des roulements à billes de type SKF 6206, afin de pouvoir observer l'évolution fréquentielle liée aux défauts localisés sur les bagues intérieures et extérieures.

L'essai est réalisé en deux étapes. Tout d'abord, des essais sont effectués avec un roulement en bon état, puis des essais sont réalisés avec des roulements défectueux présentant différentes tailles de défauts, à savoir $S = 0,80 \text{ mm}^2$ (le petit défaut PD), $S = 3 \text{ mm}^2$ (le défaut moyen MD) et $S = 7 \text{ mm}^2$ (le haut défaut HD), localisés au niveau de la bague intérieure et de la bague extérieure, avec différentes fréquences de rotation.

Deux accéléromètres piézoélectriques de type ASH201A sont positionnés au plus près du roulement dans deux directions différentes, axiale et radiale. Les deux figures ci-dessous montrent la procédure des essais avec les différents dispositifs utilisés et le diagramme de fonctionnement.

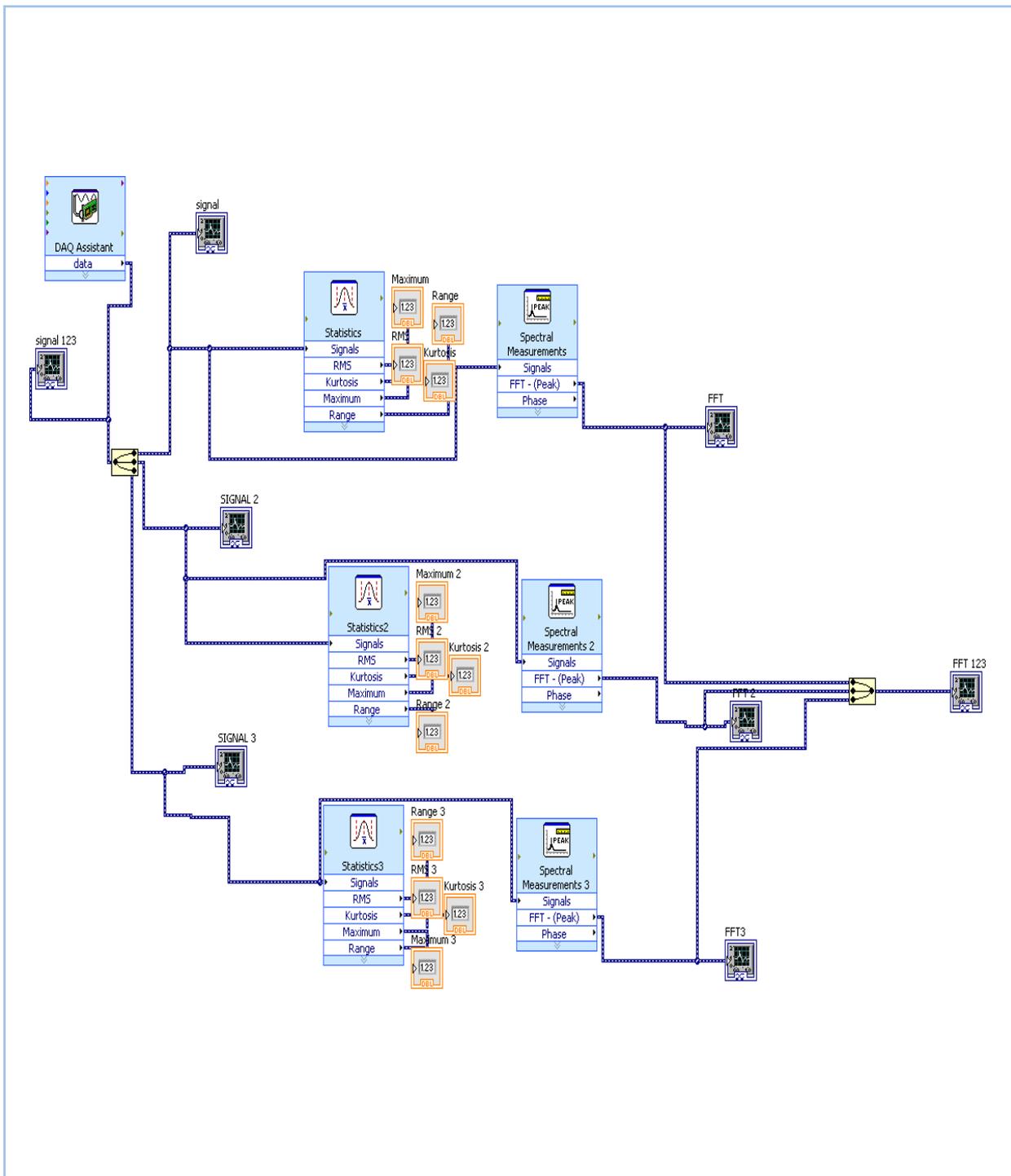


Figure IV. 4. Diagramme de fonctionnement

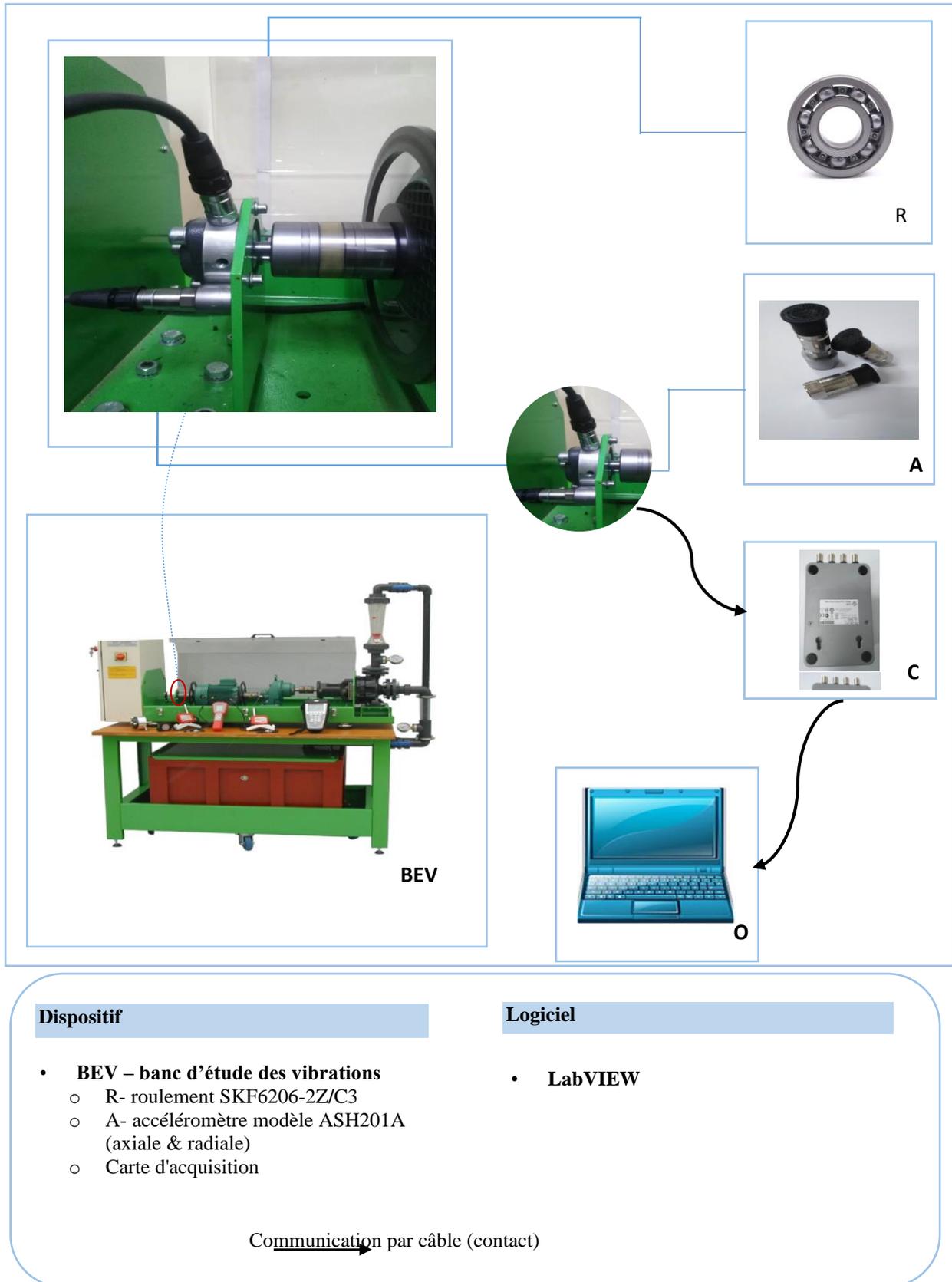


Figure IV. 5. Configuration du schéma expérimental.

IV.2.3. Résultats et discussions

Les défauts étudiés sont imposés par un usinage en électroérosion aux niveaux de laboratoire de fabrication mécanique à l'université de Galma, par 03 différentes tailles des fissures aux niveaux de la surface de la bague intérieure (BI) et la bague extérieure (BE) de roulement, comme il est mentionné dans le tableau suivant :

Tableau IV.0.1. Dimension des défauts de roulement

| Surface de la fissure (mm ²) | BE | BI |
|--|------|------|
| PD | 0.80 | 0.80 |
| MD | 3 | 3 |
| HD | 7 | 7 |

L'analyse en fréquences est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel et pour cela on utilise le programme Matlab (Annexe I).

Le signal vibratoire produit varie en fonction du composant endommagé du roulement. Les fréquences de défaut du roulement sont définies à l'aide des équations III.1, III.2.

Pour des fréquences de rotation de 10 Hz, 15 Hz et 20 Hz, les fréquences caractéristiques sont récapitulées dans le tableau IV.2. En utilisant les équations (III.1, III.2), on peut calculer les fréquences caractéristiques comme suit :

$$f_e = f_r \cdot 3.568 \text{ Et } f_i = f_r \cdot 5.43$$

Tableau IV.0.2. Les fréquences d'un défaut de BE & BI

| f_r (Hz) | f_e (Hz) | f_i (Hz) |
|------------|------------|------------|
| 10 | 35.68 | 54.3 |
| 15 | 53.52 | 81.45 |
| 20 | 71.36 | 108.6 |

IV.2.3.1. Valeurs des indicateurs vibratoires

Un indicateur est le résultat d'une mesure ou d'un calcul représentant un ou plusieurs aspects de l'état ou de la performance d'un équipement et dont l'évolution ou la transformation est significative de l'aggravation ou de l'apparition d'un défaut.

Chaque paramètre d'indicateur vibratoire a une signification physique propre (accélération, vitesse, déplacement, valeur efficace, valeur crête, la kurtosis, temps d'observation, et correspond à un aspect particulier du comportement vibratoire. De ce fait, le choix d'un indicateur privilégie la détection de l'apparition d'un défaut ou d'une famille de défauts.

A l'aide des essais expérimentaux réalisés en laboratoire sur des roulements défectueux au niveau de la bague intérieure et extérieure, ainsi qu'un roulement sans fissuration, nous avons obtenu les valeurs des indicateurs vibratoires, comme présenté dans les tableaux ci-dessous.

Tableau IV.0.3. Valeur RMS

| N | PD | | | | MD | | | | HD | |
|----|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | BE | | BI | | BE | | BI | | BE | |
| | Axial | Radial |
| 10 | | 0.0125 | 0.0591 | 0.0247 | 0.0318 | 0.0173 | 0,0906 | 0.0758 | 0.0920 | 0.0309 |
| 15 | 0.0845 | 0.0330 | 0.0906 | 0.0422 | 0.1243 | 0.0281 | 0.0257 | 0.0888 | 0.0742 | 0.0329 |
| 20 | 0.0868 | 0.0331 | 0.1192 | 0.0411 | 0.1551 | 0.0261 | 0.0229 | 0.1154 | 0.0841 | 0.0299 |

Tableau IV.0.4. Valeur du Kurtosis

| N | PD | | | | MD | | | | HD | |
|----|--------|--------|--------|--------|-------|--------|-------|--------|--------|--------|
| | BE | | BI | | BE | | BI | | BE | |
| | Axial | Radial | Axial | Radial | Axial | Radial | Axial | Radial | Axial | Radial |
| 10 | | 14,127 | 7.857 | 20.037 | 8.541 | 13.669 | 3.861 | 5.839 | 10.531 | 19.260 |
| 15 | 6,456 | 5,938 | 28.518 | 26.294 | 6.051 | 6,76 | 2.872 | 5.958 | 15,049 | 11,144 |
| 20 | 12.176 | 9.980 | 21.608 | 38.624 | 6.530 | 11.264 | 6.198 | 12.310 | 11.823 | 18.297 |

Les courbes de tendance des différents indicateurs utilisés pour montrer la détection et la sévérité de l'endommagement d'un roulement au niveau de la bague extérieure et intérieure sont présentées ci-dessous. Nous avons observé que la valeur RMS dans la réponse axiale au niveau de la bague extérieure, comme indiqué dans la figure IV.6 (a), augmente de manière non linéaire avec l'augmentation de la surface d'écaillage. En revanche, les valeurs RMS augmentent parallèlement avec l'augmentation de la surface d'écaillage dans les figures IV.6 (b, c, d).

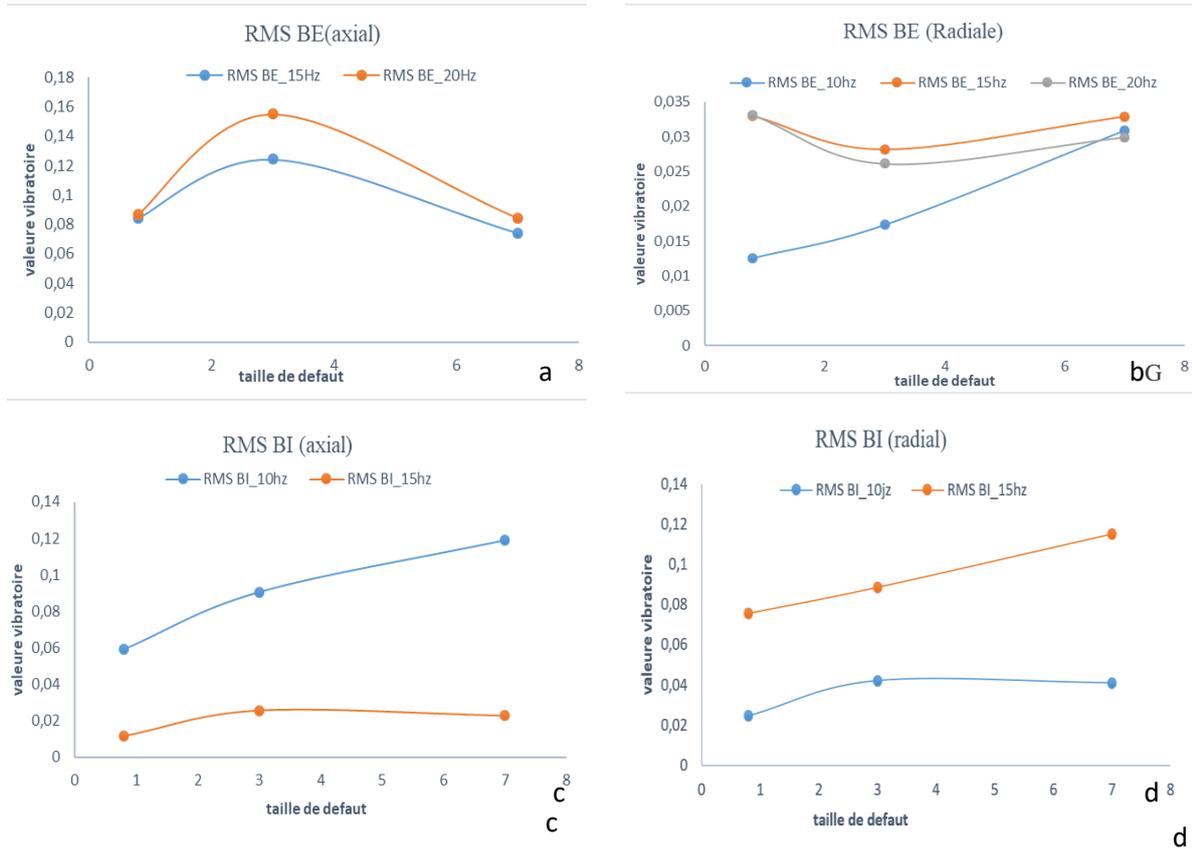
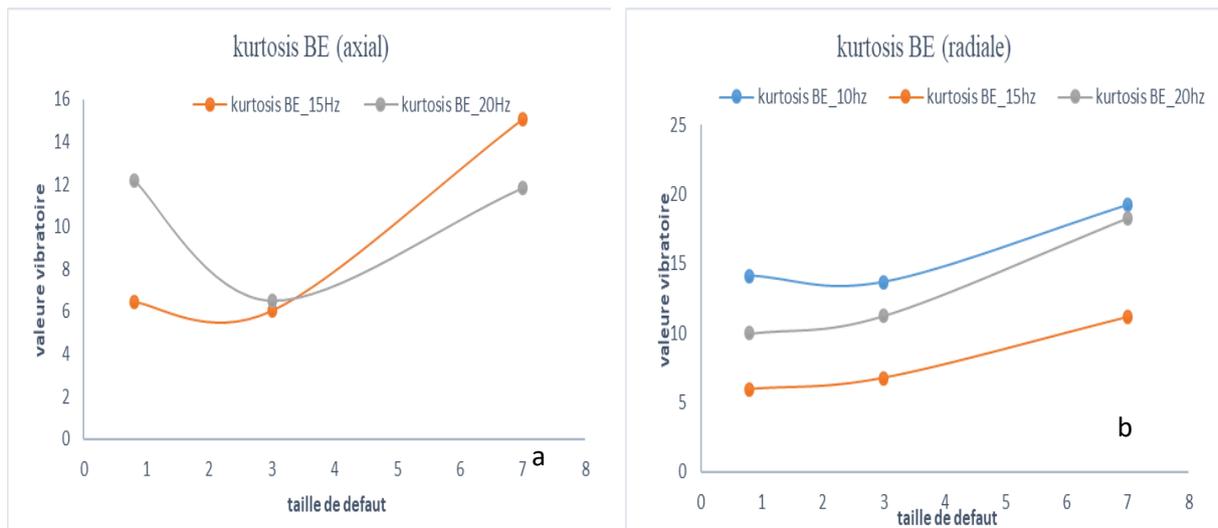


Figure IV. 6. Valeur d'indicateur vibratoire RMS
(a, c) : Capteur axiale ; (b, d) : Capteur radiale

La kurtosis dans la réponse axiale au niveau de la bague extérieure est représentée dans la figure IV.7 (a) et elle est évaluée de manière non linéaire avec l'augmentation de la surface d'écaillage. En revanche, la valeur de la kurtosis augmente proportionnellement avec l'augmentation de la surface d'écaillage dans les figures IV.7 (b, c, d).



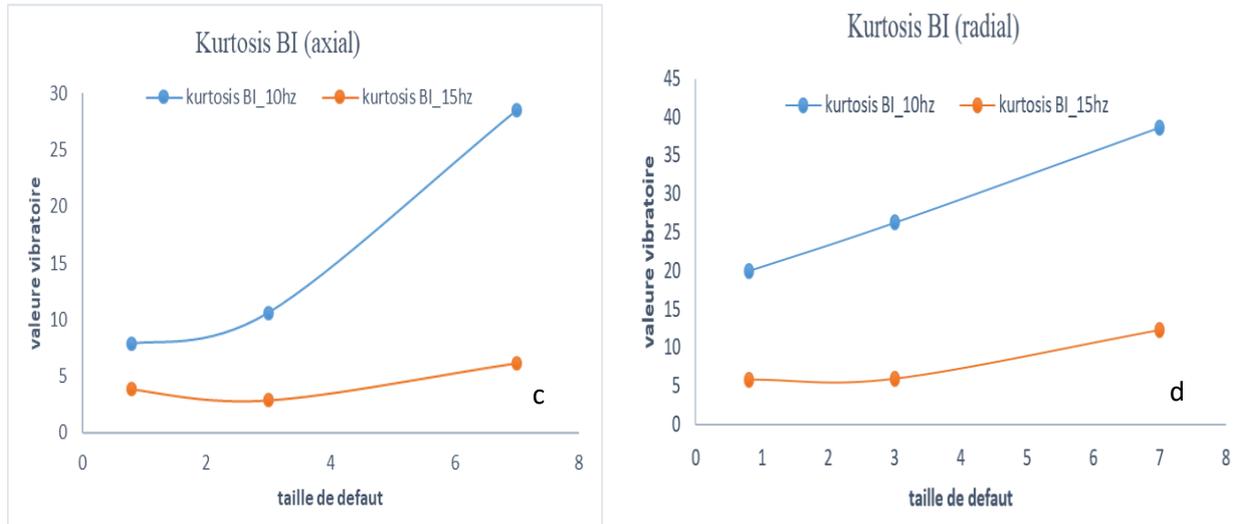


Figure IV. 7. Courbe de tendance (Valeur vibratoire Kurtosis)
(a, c) : Capteur axiale ; (b, d) : Capteur radiale

Les courbes montrant l'évolution des indicateurs les plus sensibles et linéaires, comme la valeur RMS, sont les plus pertinentes pour notre type de roulement, notamment dans les réponses radiales.

Par conséquent, les résultats des essais nous permettent de mieux décrire l'endommagement du roulement (écaillage de la bague intérieure et de la bague extérieure) en se basant sur l'évolution de l'indicateur statistique temporel RMS.

IV.2.3.2. Endommagement de la bague extérieure

Les défauts sont introduits à la surface de la bague extérieure du roulement sous forme de fissures de différentes tailles, comme indiqué dans le tableau 05. Les essais sont réalisés à trois fréquences de rotation différentes, F1=10 Hz, F2=15 Hz et F3=20 Hz, pendant une certaine durée d'essais. Le traitement des signaux temporels sont données dans les figures IV. 8, IV. 9, IV. 10.

Tableau IV.0.5. Vitesse de rotation et taille de fissure de la bague extérieur.

| Surface de la fissure(mm ²) | BI | Vitesse de rotation (tr/min) |
|---|------|------------------------------|
| PD | 0.80 | 600 |
| MD | 3 | 900 |
| HD | 7 | 1200 |

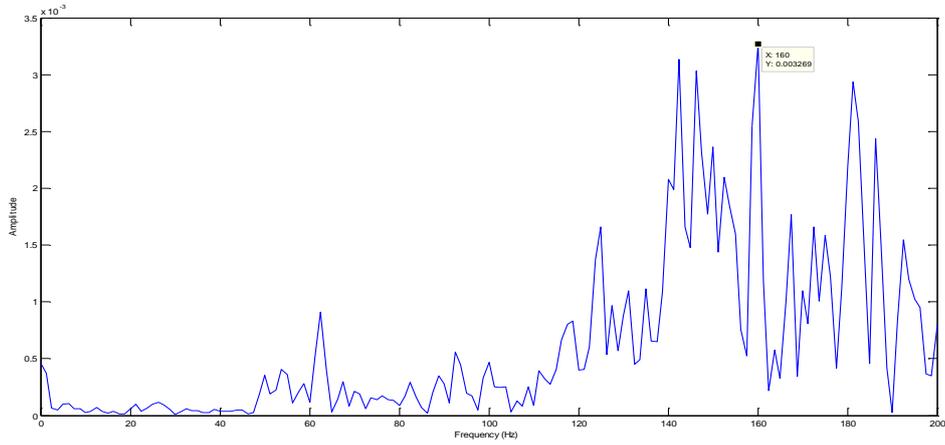


Figure IV. 11.BE-PD-10Hz (radial)

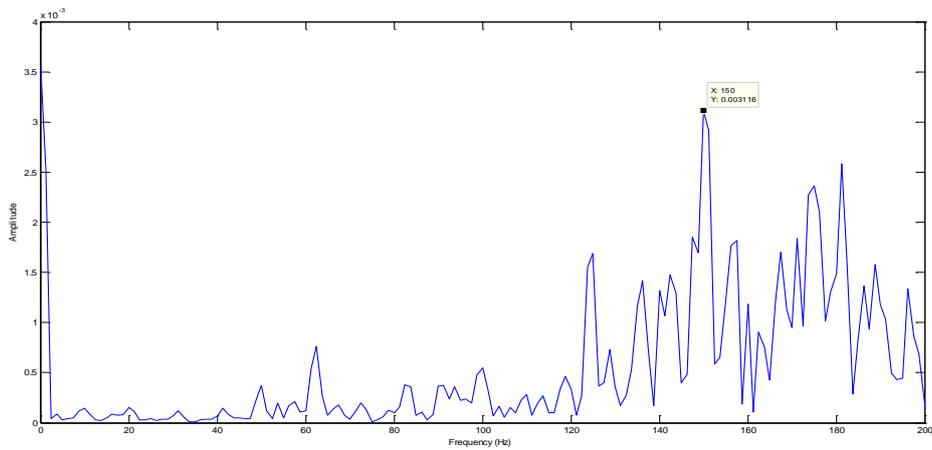


Figure IV. 12.BE-MD-10Hz (radial)

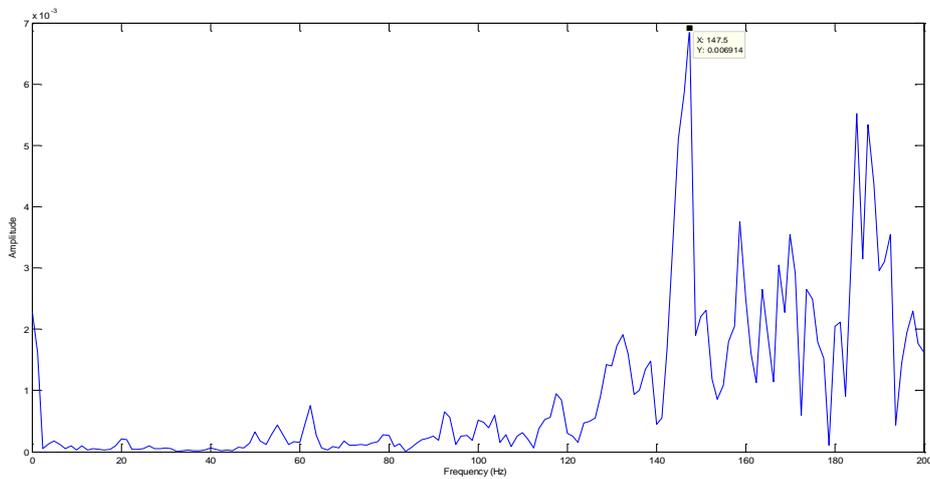


Figure IV. 13.BE-HD-10Hz (radial)

On remarque sur les spectres que les fréquences des pics maximaux diminuent en fonction de la croissance des dimensions des défauts de roulement (160 hz, 150 hz, 147.5 hz). Cette indication valide les résultats numériques obtenues dans le chapitre trois.

IV. Conclusion

Ce chapitre est consacré à la détection des défauts de roulement, en particulier la dégradation de la surface écaillée située au niveau des deux bagues de roulement, en fonction de la fréquence de rotation. Les résultats des essais montrent que l'évolution de l'endommagement du roulement (écaillage de la bague intérieure et de la bague extérieure) peut être mieux décrite en utilisant l'indicateur statistique temporel RMS. En effet, les fréquences des pics maximaux diminuent en fonction de la croissance des dimensions des défauts de roulement, ce qui peut être utilisé comme paramètre de diagnostic et de dépistage.

Conclusion générale et perspectives

Les entreprises industrielles intègrent souvent des machines tournantes qui participent massivement au processus de production. Du fait de leur large utilisation, ces machines peuvent connaître des dégradations à l'origine des défaillances liées aux éléments des systèmes de transmission mécanique tel que les roulements, qui constituent des composants très importants au vu du rôle fonctionnel qu'ils jouent dans ces systèmes et par conséquent le bon fonctionnement des machines tournantes.

Il est souvent apparu que les vibrations sont le plus souvent à l'origine des défaillances de ces composants qui peuvent même affecter d'autres pièces aux quels ils sont liés. En effet, de par leur fonctionnement, les vibrations des roulements produisent des endommagements qui se traduisent par un phénomène de fatigue et d'écaillage des bagues ou des éléments roulants.

Notons que les mécanismes d'écaillage sont en général le résultat d'une interaction d'une inclusion surfacique avec les aspérités microgéométriques de la surface de contact. Ces défauts volumiques peuvent être mesurables grâce à des procédures appropriées telle que une lubrification des surfaces en contact. En fait une épaisseur suffisante du film d'huile contribue même à limiter la taille et le nombre d'inclusions et à préserver la finition des surfaces en contact.

Face à de tels défauts, Les normes estimant la durée de vie des roulements se sont inspirées des recherches menées précédemment par des campagnes spécialisées dans ce domaine. Dans ce contexte, plusieurs méthodes d'évaluation expérimentales et numériques de la durée de vie en fatigue et de l'endommagement des éléments de roulement ont été proposées dans la littérature.

Afin de réduire le nombre des essais et par conséquent minimiser le temps de travail, un certain nombre de méthodes analytiques et d'essais accélérés ont été proposés par plusieurs auteurs. Ces méthodes utilisent différents codes de calcul à partir desquels les essais peuvent même être simulés soit sur un ou plusieurs composants du roulement, soit sur le roulement totalement monté dans un mécanisme.

Dans le cadre de ce travail, le code de calcul Abaqus (CAE) a été utilisé pour déterminer la contrainte et le déplacement et étudier le comportement aussi bien statique que dynamique d'un roulement à billes dans lequel la dégradation diagnostiquée par une analyse vibratoire a révélé la nucléation de fissure par suite des chocs et des vibrations en service de ce composant.

Une première étude des défaillances des roulements a été dédiée à l'analyse du le comportement dynamique d'un roulement totalement assemblé. Ainsi, les cinq premiers modes de déformation propres ainsi que leurs fréquences naturelles ont été déterminées. La deuxième étude à permis de déterminer les contraintes et les déplacements à l'état statique du roulement et par la même occasion localiser de localiser la zone critique où la contrainte est maximale.

Il est apparu qu'en présence d'une fissure initiée sur la bague intérieure au niveau du point de contact avec la bille, les fréquences naturelles diminuent de manière non linéaire au fur et à mesure que la taille de la fissure augmente et que la contrainte augmente dans les zones singulières du front de la fissure. De cette façon, la chute des fréquences propres peut être utilisée comme indicateur de l'état de défaillance, qu'il faut prendre en compte pour le diagnostic et le dépistage des défauts dans les roulements, et même l'intégrer comme un paramètre fondamental dans les estimations de la durée de vie en fatigue.

Sur le plan expérimental, la détection des défauts de roulement a été réalisée au moyen des signaux vibratoires qui ont montré une précision irréprochable dans l'analyse des fréquences et s'avèrent efficace pour localiser les défauts de roulement. Dans ce cadre on peut retenir de l'analyse spectrale que les fréquences extrêmes diminuent à chaque fois que le défaut se propage. Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux enregistrés numériquement. Il est donc envisageable de considérer la variation des fréquences comme un indicateur fiable de dommage et peut être intégré comme paramètre de calcul de la durée de vie des roulements.

Les résultats trouvés dans le cadre de cette étude sont spécifiques d'une part, au matériau, la conception du roulement ainsi que la nature du chargement auquel il est sollicité et d'autre part à la géométrie, l'orientation et la taille du défaut détecté. Ils ouvrent une perspective d'étude plus détaillée de certains points relatifs aux défaillances des roulements tels que : le matériau et les conditions thermiques et environnementales en service ou même le nombre, la taille et l'orientation des fissures.

Reference

- [1] A. Heng, S. Zhang, A. C. C. Tan, and J. Mathew, “Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 23, no. 3, pp. 724–739, 2009, doi: 10.1016/j.ymssp.2008.06.009.
- [2] S. Osaki and T. Nakagawa, “Bibliography for Reliability and Availability of Stochastic Systems,” *IEEE Trans. Reliab.*, vol. R-25, no. 4, pp. 284–287, 1976, doi: 10.1109/TR.1976.5219999.
- [3] A. K. S. Jardine and J. A. Buzacott, “Equipment reliability and maintenance,” *Eur. J. Oper. Res.*, vol. 19, no. 3, pp. 285–296, 1985, doi: 10.1016/0377-2217(85)90124-9.
- [4] Young, “A Two-stage Reliability Demonstration Test for Mechanical Components,” *Koreascience.or.Kr*.
- [5] C. Jacq, D. Ne, and G. Lormand, “Development of a Three- Dimensional Semi-Analytical Elastic-Plastic Contact Code,” vol. 124, no. October, pp. 653–667, 2002, doi: 10.1115/1.1467920.
- [6] E. TONICELLO, “Etude et modélisation de la fatigue de contact en présence d’indentation dans le cas de roulements tout acier et hybrides,” pp. 1–143, 2012.
- [7] B. Halima, “Analyse des stratégies de maintenance des systèmes de production industrielle,” p. 117, 2015,
- [8] NFEN13306, “Terminologie de la maintenance,” vol. 33, no. 0, 2001.
- [9] B. Trajin, “Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes,” 2011.
- [10] Philippe ESTOCQ, “Une approche méthodologique numérique et expérimentale d ’ aide à la détection et au suivi vibratoire de défauts d ’ écaillage de roulements à billes,” 2004.
- [11] Aboubacar Chaehoi, “Conception et Modélisation de MEMS monolithique CMOS en technologie FSBM : Application aux accéléromètres,” 2008.
- [12] Omar DJEBILI, “Contribution à la maintenance prédictive par analyse vibratoire des composants mécaniques tournants. Application aux butées à billes soumises à la fatigue de contact de roulement.,” no. 547, 2013.

- [13] A. Daher, “Default diagnosis and prognosis for a preventive and predictive maintenance ; 2019.
- [14] T. O. F. Cluj- napoca, “MOTOR-FAN,” vol. 63, no. Ii, pp. 205–212, 2020.
- [15] C. Machado et al., “Modélisation numérique discrète innovante pour le monitoring électrique des roulements,” 2017.
- [16] W. Meslameni and C. Ben, “Detection of electro compressor bearing defects by vibration monitoring Detection of electro compressor bearing defects by vibration monitoring” no. April, 2020.
- [17] A. K. Jalan and A. R. Mohanty, “Model based fault diagnosis of a rotor-bearing system for misalignment and unbalance under steady-state condition,” *J. Sound Vib.*, vol. 327, no. 3–5, pp. 604–622, 2009, doi: 10.1016/j.jsv.2009.07.014.
- [18] X. Liu, L. Bo, X. He, and M. Veidt, “Application of correlation matching for automatic bearing fault diagnosis,” *J. Sound Vib.*, vol. 331, no. 26, pp. 5838–5852, 2012, doi: 10.1016/j.jsv.2012.07.022.
- [19] P. Gupta and M. K. Pradhan, “Fault detection analysis in rolling element bearing: A review,” *Mater. Today Proc.*, vol. 4, no. 2, pp. 2085–2094, 2017, doi: 10.1016/j.matpr.2017.02.054.
- [20] P. Pennacchi, P. Borghesani, S. Chatterton, and R. Ricci, “An experimental based assessment of the deviation of the bearing characteristic frequencies,” *Proc. 6th Int. Conf. Acoust. Vibratory Surveill. Methods Diagnostic Tech.*, pp. 1–8, 2011.
- [21] O. V. Thorsen and M. Dalva, “A Survey of Faults on Induction Motors in Offshore Oil Industry, Petrochemical Industry, Gas Terminals, and Oil Refineries,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 31, no. 5, pp. 1186–1196, 1995, doi: 10.1109/28.464536.
- [22] L. A. Renforth, P. S. Hamer, D. Clark, S. Goodfellow, and R. Tower, “Continuous Remote Online Partial Discharge Monitoring of HV Ex/ATEX Motors in the Oil and Gas Industry,” *IEEE Trans. Ind. Appl.*, vol. 51, no. 2, pp. 1326–1332, 2015, doi: 10.1109/TIA.2014.2357576.
- [23] C. Bianchini, F. Immovilli, M. Cocconcelli, R. Rubini, and A. Bellini, “Fault detection of linear bearings in brushless AC linear motors by vibration analysis,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 58, no. 5, pp. 1684–1694, 2011, doi: 10.1109/TIE.2010.2098354.
- [24] Dalila belmiloud, “contribution a l’etude de l’endommagement des materiaux,

constituants de machines tournantes, en fonction des parametres temperature et frequence de rotation. application aux roulements,” 2019.

- [25] Souhayb KASS, *Diagnostic Vibratoire Autonome des Roulements*. 2019.
- [26] A. M. Al-Ghamd and D. Mba, “A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 20, no. 7, pp. 1537–1571, 2006, doi: 10.1016/j.ymssp.2004.10.013.
- [27] F. Hemmati, W. Orfali, and M. S. Gadala, “Rolling element bearing condition monitoring using acoustic emission technique,” *Int. Conf. Noise Vib. Eng. 2012, ISMA 2012, Incl. USD 2012 Int. Conf. Uncertain. Struct. Dyn.*, vol. 1, pp. 699–713, 2012.
- [28] Y. H. Kim, A. C. C. Tan, J. Mathew, and B. S. Yang, “Condition monitoring of low speed bearings: A comparative study of the ultrasound technique versus vibration measurements,” *Proc. 1st World Congr. Eng. Asset Manag. WCEAM 2006*, pp. 182–191, 2006, doi: 10.1007/978-1-84628-814-2_21.
- [29] J. Lineham, “Ultrasonic probes for inspecting bearings,” *World Pumps*, vol. 2008, no. 503, pp. 34–36, 2008, doi: 10.1016/S0262-1762(08)70252-9.
- [30] V. Hegde and G. S. Maruthi, “Experimental investigation on detection of air gap eccentricity in induction motors by current and vibration signature analysis using non-invasive sensors,” *Energy Procedia*, vol. 14, pp. 1047–1052, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2011.12.1053.
- [31] R. R. Schoen et al., “age Detection tator Current,” vol. 31, no. 6, pp. 1274–1279, 1995.
- [32] Z. Peng and N. Kessissoglou, “An integrated approach to fault diagnosis of machinery using wear debris and vibration analysis,” vol. 255, pp. 1221–1232, 2003, doi: 10.1016/S0043-1648(03)00098-X.
- [33] L. Wang, Y. Yan, Y. Hu, and X. Qian, “Intelligent Condition Monitoring of Rotating Machinery Through Electrostatic Sensing and Signal Analysis,” no. November, pp. 26–27, 2013.
- [34] J. Mathew, “The Condition Monitoring of Rolling Element Bearings Using Vibration Analysis,” vol. 106, no. July 1984, 2016.
- [35] A. Rai and S. H. Upadhyay, “Tribology International A review on signal processing techniques utilized in the fault diagnosis of rolling element bearings,” *Tribology Int.*,

- vol. 96, pp. 289–306, 2016, doi: 10.1016/j.triboint.2015.12.037.
- [36] Ñ. Antoni, “Cyclic spectral analysis in practice,” vol. 21, pp. 597–630, 2007, doi: 10.1016/j.ymsp.2006.08.007.
- [37] H. Nguyen-sch, *Computational Design of Rolling Bearings*.
- [38] M. Y. Toumi, S. Murer, F. Bogard, and F. Bolaers, “Numerical simulation and experimental comparison of flaw evolution on a bearing raceway: Case of thrust ball bearing,” *J. Comput. Des. Eng.*, vol. 5, no. 4, pp. 427–434, 2018, doi: 10.1016/j.jcde.2018.01.004.
- [39] N. E. Bishop, A. Hothan, and M. M. Morlock, “High Friction Moments in Large Hard-on-Hard Hip Replacement Bearings in Conditions of Poor Lubrication,” no. April 2012, pp. 807–813, 2013, doi: 10.1002/jor.22255.
- [40] J. R. Stack, T. G. Habetler, and R. G. Harley, “Experimentally Generating Faults in Rolling Element Bearings Via Shaft Current,” vol. 41, no. 1, pp. 25–29, 2005.
- [41] D. F. Busse et al., “The Effects of PWM Voltage Source Inverters on the Mechanical Performance of Rolling Bearings,” vol. 33, no. 2, pp. 567–576, 1997.
- [42] A. Gill, “A Research on Fault Detection and Diagnosis of Rolling Bearing,” no. November 2017, 2019, doi: 10.13140/RG.2.2.27437.33764.
- [43] D. Ho and R. B. Randall, “Optimization of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 14, no. 5, pp. 763–788, 2000, doi: 10.1006/mssp.2000.1304.
- [44] A. Choudhury and N. Tandon, “Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings,” vol. 33, pp. 39–45, 2000.
- [45] J. Liu, W. Wang, and F. Golnaraghi, “A GA-based Feature Optimization Technique for Bearing Fault Diagnostics A GA-based Feature Optimization Technique for Bearing Fault Diagnostics,” no. December, 2014.
- [46] Y. Jia, J. Henao-sepulveda, and M. Toledo-quiñones, “Wireless Temperature Sensor for Bearing Health Monitoring,” vol. 5391, pp. 368–376, 2004, doi: 10.1117/12.539578.
- [47] S. E. Burrows, S. Dixon, S. G. Pickering, T. Li, and D. P. Almond, “NDT & E International Thermographic detection of surface breaking defects using a scanning laser source,” vol. 44, pp. 589–596, 2011, doi: 10.1016/j.ndteint.2011.06.001.

- [48] Q. Enhancement, O. F. Fatigue, C. Monitoring, B. Y. Imaging, and S. Acoustic, "crack detection using induction thermography for thermomechanical fatigue tests " vol. 1727, no. 2011, 2013, doi: 10.1063/1.3592137.
- [49] S. A. Keo, Spécialité : Sciences pour l ' ingénieur Option : Génie Civil. 2013.
- [50] B. Rubinsky and E. G. Cravalho, "An analytical model for the prediction of the local concentration of cryophylactic agents in perfused organs," *Cryobiology*, vol. 16, no. 4, pp. 362–371, 1979, doi: 10.1016/0011-2240(79)90049-X.
- [51] A. Prudhom, J. Antonino-Daviu, H. Razik, and V. Climente-Alarcon, "Time-frequency vibration analysis for the detection of motor damages caused by bearing currents," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 84, pp. 747–762, 2017, doi: 10.1016/j.ymsp.2015.12.008.
- [52] O. Djebili, F. Bolaers, A. Laggoun, and J. P. Dron, "Suivi de la croissance d'un écaillage de fatigue de roulement d'une butée a billes dans le cadre d'une maintenance prédictive," *Mech. Ind.*, vol. 14, no. 1, pp. 85–93, 2013, doi: 10.1051/meca/2012042.
- [53] F. Bogard, K. Debray, and Y. Q. Guo, "Determination of sensor positions for predictive maintenance of revolving machines," *Int. J. Solids Struct.*, vol. 39, no. 12, pp. 3159–3173, 2002, doi: 10.1016/S0020-7683(02)00117-8.
- [54] N. Tandon and A. Choudhury, "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings," vol. 32, no. 1999, pp. 469–480, 2000.
- [55] J. P. Dron, F. Bolaers, and L. Rasolofondraibe, "Improvement of the sensitivity of the scalar indicators (crest factor, kurtosis) using a de-noising method by spectral subtraction: Application to the detection of defects in ball bearings," *J. Sound Vib.*, vol. 270, no. 1–2, pp. 61–73, 2004, doi: 10.1016/S0022-460X(03)00483-8.
- [56] H. R. Martin and F. Honarvar, "Application of statistical moments to bearing failure detection," *Appl. Acoust.*, vol. 44, no. 1, pp. 67–77, 1995, doi: 10.1016/0003-682X(94)P4420-B.
- [57] J. P. Dron, L. Rasolofondraibe, F. Bolaers, and A. Pavan, "High-resolution methods in vibratory analysis: Application to ball bearing monitoring and production machine," *Int. J. Solids Struct.*, vol. 38, no. 24–25, pp. 4293–4313, 2001, doi: 10.1016/S0020-7683(00)00277-8.
- [58] P. D. McFadden and J. D. Smith, "Vibration monitoring of rolling element bearings by

- the high-frequency resonance technique - a review,” *Tribol. Int.*, vol. 17, no. 1, pp. 3–10, 1984, doi: 10.1016/0301-679X(84)90076-8.
- [59] R. Ledesma-Alonso, E. Raphaël, L. Léger, F. Restagno, and C. Poulard, “Stress concentration in periodically rough Hertzian contact: Hertz to soft-flat-punch transition,” *Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, vol. 472, no. 2193, 2016, doi: 10.1098/rspa.2016.0235.
- [60] E. Manyo et al., “Etude de la dégradation en surface d’une chaussée par approche tribologique .,” 30ème Journées Int. Francoph. Tribol., no. May, 2018.
- [61] B. Alfredsson, “A Study on Contact Fatigue Mechanisms,” no. 44, 2000.
- [62] J. R. Barber and M. Ciavarella, “Contact mechanics,” vol. 37, pp. 29–43, 2000.
- [63] G. G. Adams and M. Nosonovsky, “Contact modeling — forces,” vol. 33, pp. 431–442, 2000.
- [64] J. A. Greenwood, “The contact of nominally-flat surfaces Contact of Nominally Flat Surfaces,” no. June, 2014.
- [65] Antaluca, “Contribution à l’étude des contacts élasto-plastiques – effet d’un chargement normal et tangentiel,” 2005.
- [66] G. Xu, F. Sadeghi, and M. Hoepfich, “Residual stresses due to debris effects in ehl contacts,” *Tribol. Trans.*, vol. 40, no. 4, pp. 613–620, 1997, doi: 10.1080/10402009708983699.
- [67] G. Spinnler, *Conception des Machines Principes et Application*\r1 Statique, vol. 1. 1997.
- [68] B. Berthel, “Mesures thermographiques de champs de dissipation accompagnant la fatigue à grand nombre de cycles des aciers,” Ph.D thesis, Univ. Montpellier 2, 2007.
- [69] R. Soussou and H. Abouelanouar, “Mécanique des matériaux solides- 3ème édition”.
- [70] H. French and Y. Shur, “The principles of cryostratigraphy,” *Earth-Science Rev.*, vol. 101, no. 3–4, pp. 190–206, 2010, doi: 10.1016/j.earscirev.2010.04.002.
- [71] L. Samir, “mecanique de la rupture et fatigue”.
- [72] L. Yang and A. Fatemi, “Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters: A Literature Review,” *J. Test. Eval.*, vol. 26, no. 2, pp. 89–100, 1998, doi: 10.1520/jte11978j.

- [73] J. Schijve, "Fatigue of structures and materials in the 20th century and the state of the art," *Int. J. Fatigue*, vol. 25, no. 8, pp. 679–702, 2003, doi: 10.1016/S0142-1123(03)00051-3.
- [74] G. Guetard and P. E. J. Rivera-Díaz-Del-Castillo, "Formation of oxide under rolling contact fatigue," *Tribol. Int.*, vol. 95, pp. 262–266, 2016, doi: 10.1016/j.triboint.2015.11.030.
- [75] P. J. L. Fernandes, "Contact fatigue in rolling-element bearings," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 4, no. 2, pp. 155–160, 1997, doi: 10.1016/S1350-6307(97)00007-1.
- [76] R. M. Worthington and L. T. Long-period, pollution solide des lubrifiants, indentation et fatigue des surfaces, vol. 15, no. 6. 1997.
- [77] T. Vilaro, C. Colin, and J. D. Bartout, "As-fabricated and heat-treated microstructures of the Ti-6Al-4V alloy processed by selective laser melting," *Metall. Mater. Trans. A Phys. Metall. Mater. Sci.*, vol. 42, no. 10, pp. 3190–3199, Oct. 2011, doi: 10.1007/s11661-011-0731-y.
- [78] G. Dudragne, "Le roulement : limites du domaine de fonctionnement et mécanismes de dégradation," *Mécanique Ind.*, vol. 1, no. 6, pp. 593–602, Dec. 2000, doi: 10.1016/S1296-2139(00)01064-2.
- [79] S. Stewart, R. Ahmed, and T. Itsukaichi, "Contact fatigue failure evaluation of post-treated WC-NiCrBSi functionally graded thermal spray coatings," *Wear*, vol. 257, no. 9–10, pp. 962–983, 2004, doi: 10.1016/j.wear.2004.05.008.
- [80] C. Ioannides and D. V. Parke, "The cytochrome p450 i gene family of microsomal hemoproteins and their role in the metabolic activation of chemicals," *Drug Metab. Rev.*, vol. 22, no. 1, pp. 1–85, 1990, doi: 10.3109/03602539008991444.
- [81] Y. Li, S. Billington, C. Zhang, T. Kurfess, S. Danyluk, and S. Liang, "Adaptive prognostics for rolling element bearing condition," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 13, no. 1, pp. 103–113, Jan. 1999, doi: 10.1006/MSSP.1998.0183.
- [82] W. Cheng, H. S. Cheng, T. Mura, and L. M. Keer, "Micromechanics modeling of crack initiation under contact fatigue," *J. Tribol.*, vol. 116, no. 1, pp. 2–8, 1994, doi: 10.1115/1.2927042.
- [83] P. Lamagnere et al., "A physically based model for endurance limit of bearing steels," *J. Tribol.*, vol. 120, no. 3, pp. 421–426, 1998, doi: 10.1115/1.2834565.

- [84] S. M. M. gonçalves, “modelação do micropitting nos dentes de engrenagens,” 2006.
- [85] D. Nélias et al., “Role of inclusions, surface roughness and operating conditions on rolling contact fatigue,” *J. Tribol.*, vol. 121, no. 2, pp. 240–251, 1999, doi: 10.1115/1.2833927.
- [86] J. W. Ringsberg, “Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation,” *Int. J. Fatigue*, vol. 23, no. 7, pp. 575–586, Aug. 2001, doi: 10.1016/S0142-1123(01)00024-X.
- [87] N. Bracikowski, “Modélisation multi-physique par modèles à constantes localisées; Application à une machine synchrone à aimants permanents en vue de son dimensionnement.,” vol. 072, p. 299, 2012.
- [88] Stewart Way, “Pitting Due to Rolling Contact,” *J. Appl. Mech.*, vol. 1935, 2(2).
- [89] D. Nélias and F. Ville, “Detrimental effects of debris dents on rolling contact fatigue,” *J. Tribol.*, vol. 122, no. 1, pp. 55–64, 2000, doi: 10.1115/1.555329.
- [90] F. Ville and D. Nelias, “Early fatigue failure due to dents in ehl contacts,” *Tribol. Trans.*, vol. 42, no. 4, pp. 795–800, 1999, doi: 10.1080/10402009908982285.
- [91] T. Vilaro, C. Colin, and J. D. Bartout, “As-Fabricated and Heat-Treated Microstructures of the Ti-6Al-4V Alloy Processed by Selective Laser Melting”, doi: 10.1007/s11661-011-0731-y.
- [92] D. Nelias, M. L. Dumont, F. Couhier, G. Dudragne, and L. Flamand, “Experimental and theoretical investigation on rolling contact fatigue of 52100 and M50 steels under EHL or micro-EHL conditions,” *Am. Soc. Mech. Eng.*, vol. 120, no. April, pp. 184–190, 1997.
- [93] A. K. Darpe, K. Gupta, and A. Chawla, “Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor,” *J. Sound Vib.*, vol. 269, no. 1–2, pp. 33–60, 2004, doi: 10.1016/S0022-460X(03)00003-8.
- [94] S. K. Georgantinos and N. K. Anifantis, “An insight into the breathing mechanism of a crack in a rotating shaft,” *J. Sound Vib.*, vol. 318, no. 1–2, pp. 279–295, 2008, doi: 10.1016/j.jsv.2008.04.010.
- [95] G. Litak and J. T. Sawicki, “Intermittent behaviour of a cracked rotor in the resonance region,” *Chaos, Solitons and Fractals*, vol. 42, no. 3, pp. 1495–1501, 2009, doi: 10.1016/j.chaos.2009.03.050.

- [96] D. Gazizulin et al., “Spall Evolution in a Rolling Element Bearing To cite this version : HAL Id : hal-02190279 Spall Evolution in a Rolling Element Bearing,” 2019.
- [97] I. Bediaga, X. Mendizabal, A. Arnaiz, and J. Munoa, “Ball bearing damage detection using traditional signal processing algorithms,” *IEEE Instrum. Meas. Mag.*, vol. 16, no. 2, pp. 20–25, 2013, doi: 10.1109/MIM.2013.6495676.
- [98] A. K. Darpe, K. Gupta, A. Chawla, H. Khas, and N. Delhi, “dynamics of a two-crack rotor,” no. October 2001, 2002.
- [99] A. Utpat, “Vibration Signature analysis of defective deep groove ball bearings by Numerical and Experimental approach,” *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 4, no. 6, pp. 592–598, 2013.
- [100] A. S. Sekhar, “Multiple cracks effects and identification,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 22, no. 4, pp. 845–878, 2008, doi: 10.1016/j.ymssp.2007.11.008.
- [101] Z. Tang and J. Sun, “The contact analysis for deep groove ball bearing based on ANSYS,” *Procedia Eng.*, vol. 23, pp. 423–428, 2011, doi: 10.1016/j.proeng.2011.11.2524.

ANNEXE

ANNEXE I

Programmes Matlab pour l'exploitation des fichiers temporels (relevés vibratoires)

- Programme de transformation des relevés de la forme temporelle à la forme fréquentielle

```
load 'matlab.mat'
t=matlab.TimeAcceleration_0
x=matlab.AmplitudeAcceleration_0
T=1/100000;
L=length(x);
Fs=1/T;
t=(0:L-1)*T;
Y = fft(x);
mag1 = abs(Y/L);
mag = mag1(1:L/2+1);
mag(2:end-1) = 2*mag(2:end-1);
ph1 = rad2deg(Y/L);
ph = ph1(1:L/2+1);
ph(2:end-1) = 2*ph(2:end-1);
f=Fs*(0:(L/2))/L;

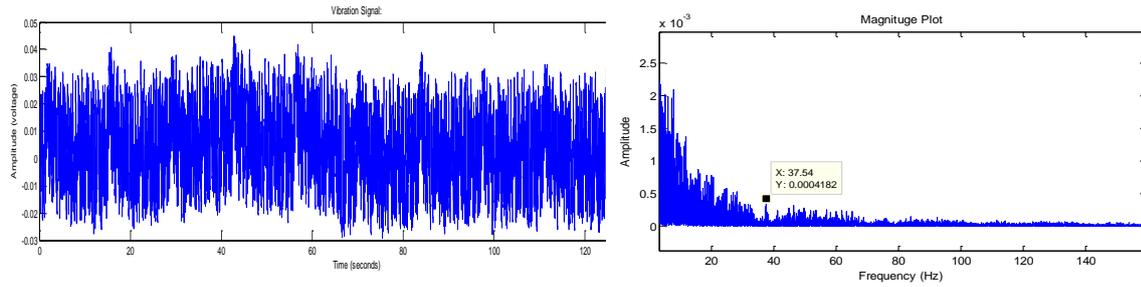
subplot(2,2,[1,2])
plot(t,x);
title('Vibration Signal:');
xlabel('Time (seconds)');
ylabel('Amplitude (voltage)');

subplot(2,2,3)
plot(f,mag);
title('Magnituge Plot');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('Amplitude');

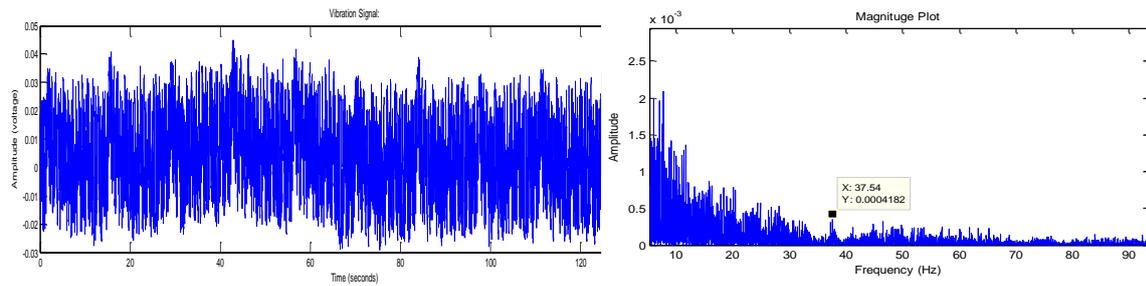
subplot(2,2,4)
plot(f,ph);
title('Phase Plot');
xlabel('Frequency (Hz)');
ylabel('Phase (degree)');
```

ANNEXE II

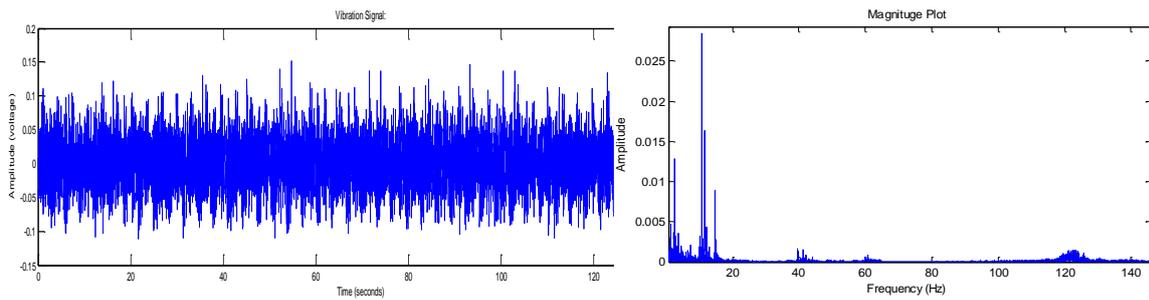
Réponse temporelle et fréquentielle de roulement sans fissure



Réponse temporelle et fréquentielle de 10Hz



Réponse temporelle et fréquentielle de 15Hz



Réponse temporelle et fréquentielle de 20Hz