



Thèse de doctorat en cotutelle

UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE
ECOLE DOCTORALE SCIENCES TECHNOLOGIE SANTE (547)

THESE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE REIMS CHAMPAGNE ARDENNE

Spécialité Génie Mécanique

Par :

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.**

Soutenue le 26 septembre 2013

JURY

Président:	Said RECHAK	Professeur ENP, Alger
Rapporteurs:	Francois GUILLET Abdelhamid MILOUDI	Professeur UJM St Etienne Professeur USTHB, Alger
Examineurs:	Jean Paul DRON Fabrice BOLAERS Ali LAGGOUN	Professeur URCA, Reims (directeur de thèse) MC HDR URCA, Reims (codirecteur de thèse) MCA UMBB, Boumerdès (directeur de thèse)

Nomenclatures :

Dcc : valeur efficace du déplacement crête-crête

Veff : valeur efficace de la vitesse

ΔV_i : différence de vitesses de vibration

Δt : intervalle de temps de fonctionnement

Z : nombre de dents de l'engrenage

Acceff : valeur de l'accélération efficace

s : secondes

db : décibel

RC : résolution constante

PBC : pourcentage de bande constant

BF : basse fréquence

MF : moyenne fréquence

HF : haute fréquence

TF : transformée de Fourier

HFRT : High frequency resonance technique

BPFO: Fréquence correspondant à un défaut sur la bague extérieure ou (Ball Pass Frequency of the Outer race)

PSD : Densité spectrale de puissance (power spectral density)

R2 : Coefficient de détermination

RPM : Vitesse de rotation (revolution per minute)

L10 : Durée de vie nominale atteinte par 90% des roulements essayés dans les mêmes conditions (norme I.S.O. 281)

REMERCIEMENTS

Je souhaiterai exprimer mes remerciements à Messieurs Francois Guillet, Professeur à l'université de Saint-etienne, et Abdelhamid Miloudi, Professeur à l'université de Bab-ezzouar, d'avoir bien voulu accepter de rapporter cette thèse.

Je remercie Monsieur Said Rechak, Professeur à l'école polytechnique d'Alger, d'avoir accepté d'être examinateur et membre de jury.

Ce travail a été réalisé au sein de l'équipe de recherche de mécanique appliquée numérique (MAN) du groupe de recherche GRESPI de l'université de Reims, dirigé par le professeur Jean Paul Dron que je remercie vivement pour ses encouragements et pour m'avoir accueilli en toute liberté dans son laboratoire.

Je remercie le Professeur Abdelkader Nour pour m'avoir accueilli dans son laboratoire Moteurs dynamiques et vibro-acoustique de l'université de Boumerdés.

J'adresse mes plus vifs remerciements à monsieur Fabrice Bolaers, Maitre de conférence HDR au laboratoire GRESPI/MAN, pour m'avoir orienté pendant toute la durée de ce travail et pour sa contribution à son enrichissement.

Je dois à monsieur Ali Laggoun, Maitre de conférence A/HDR à l'université de Boumerdés, l'opportunité d'entreprendre ces travaux de recherche. Je lui adresse mes sincères remerciements pour les conseils et son aide permanente durant tout le travail de thèse.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les membres du laboratoire Grespi/MAN et en particulier à Monsieur Samuel Crequy, Ingénieur de recherche au laboratoire MAN, qui a été constamment à mes côtés.

Je tiens à remercier tous ceux qui m'ont soutenu et aidé à réaliser ce travail, en particulier ma famille et mes amis.

Sommaire

INTRODUCTION GENERALE	08
Chapitre 1 : GENERALITES SUR LA MAINTENANCE PAR ANALYSE VIBRATOIRE	
1- Stratégie de maintenance	12
1-1-Différents types de maintenance	12
1-2- Choix d'une politique de maintenance	13
2- Techniques d'analyse	13
2-1- Choix d'une technique d'analyse	14
2-2- Vibrations des machines tournantes	17
3- Analyse vibratoire	17
3-1- Les objectifs	17
3-2- Surveillance	18
3-3- Diagnostic	18
3-4- Outils d'analyse vibratoire	18
3-4-1- Capteurs de vibrations	18
3-4-2- Chaîne et matériel d'acquisition	20
3-5- Principaux défauts d'une machine tournante et leurs manifestations	20
3-5-1- Balourd	20
3-5-2- Délignage (ou mauvais alignement)	22
3-5-3- Défauts d'engrenages	23
3-5-4 - Défauts de roulement	26
3-5-5- Défauts de courroies	29
4- Détection d'un défaut dans les roulements	31
4-1- Paramétrage de l'échantillonnage	31
4-2- Résolution	32
4-3- Méthodes d'analyse	33
4-3-1- méthodes temporelles	33
4-3-2- Méthodes fréquentielles	35
5- Conclusion du chapitre 1	38
Chapitre 2 : ENDOMMAGEMENT DES MATERIAUX : APPLICATION AUX ROULEMENTS	
1- Processus de l'endommagement	40
1-1- Etude des différents contacts des surfaces de deux solides	40
1-1-1- Introduction	40
1-1-2- Contact de Hertz	42
1-1-3- Contact non-Hertzien	42
1-2- Notion d'écaillage	45

2- Endommagement en fatigue de roulement	46
2-1- Fatigue et endurance	46
2-1-1- Définitions	46
2-1-2- Diagramme d'endurance	47
2-2- Endommagement par fatigue	48
2-2-1- Caractérisation de l'endommagement	48
2-2-2- Amorçage et propagation	48
2-2-3- dommage cumulatif	49
2-3- Avaries principales d'un roulement	49
3- Mécanisme de dégradation	50
3-1- développement physique de la fatigue	50
3-2- Principales sources d'avaries de fatigue	51
3-2-1- fatigue de roulement initiée en sous couche	51
3-2-2- Fatigue de roulement initiée en surface (au voisinage des rugosités)	54
3-2-3- Fatigue de roulement initié au voisinage des indents	56
4- Choix du modèle de l'endommagement des roulements	58
4-1- Modes de fissuration d'un matériau par fatigue	58
4-2- Les phases de dégradation	59
4-3- Modélisation de l'endommagement des matériaux	60
4-3-1- Modèle de type Paris	60
4-3-2- Méthode de Miner	62
4-3-3- Méthode de Miner modifiée	63
4-4- Présentation des modèles de calcul de la durée de vie des roulements	64
4-4-1- Modèle développé par SNR et le laboratoire de l'INSA de Lyon	64
4-4-2- Modèle de Youngsik Choi relatif à la prédiction de la durée de vie de fatigue des surfaces en contact de roulement	64
4-4-3- Modèle de Youngsik Choi et C. Richard relatif à la prédiction de la progression de la durée de vie jusqu'à l'écaillage des surfaces en contact de roulement	66
4-5- Modèles d'endommagement d'un roulement	67
4-5-1- Le facteur d'endommagement du système total	68
4-5-2- Modèles d'endommagement cumulatif	68
4-5-3- Estimation de la durée de vie d'un roulement basé sur le temps – variation de l'indicateur vibratoire	69
4-6- Choix du modèle phénoménologique de l'endommagement du roulement	72
4-6-1- Modèle puissance	73
4-6-2- Modèle de Miner	73
5- Conclusion chapitre 2	75
Chapitre 3 :	
CHOIX D'UN INDICATEUR VIBRATOIRE	
1- Evolution du défaut de roulement par indicateurs vibratoires (rms, Kurtosis, facteur de crête et valeur crête)	80

1-1- Test 1	80
1-2- Test 2	82
2- Evolution du défaut de roulement par indicateur vibratoire peak ratio	84
2-1- Méthode analytique	85
2-2- Méthode numérique	87
2-3- Conclusion	87
3- Détection de défaut sur un roulement de butée	88
3-1- Introduction	88
3-2- Simulation d'un défaut sur une des bagues de butée	89
3-3- Suivi vibratoire de l'écaillage d'une bague de butée	91
3-4- Conclusion	97
Chapitre 4 :	
FATIGUE DES ROULEMENTS	
1- Introduction	99
2- Travail expérimental sur la fatigue des roulements	99
2-1- Introduction	99
2-2- Procédure des essais	99
3- Analyse vibratoire des signaux relevés	102
3-1- Méthode de traitement de signal	102
3-2- Courbes de fatigue et interprétation	103
3-3- Evolution de la température	105
4- Résultats et discussion sur l'évolution de la fatigue	105
4-1- Evolution de l'écaillage des essais 2 et 13	106
4-2- Choix de l'indicateur vibratoire	107
4-3- Corrélation entre la taille de défaut et l'indicateur vibratoire RMS	109
4-4- Tendance de l'évolution de la taille d'écaillage	110
4-5- Tendance de l'évolution du niveau vibratoire	112
5- Conclusion chapitre 4	114
Chapitre 5 :	
FATIGUE DES ROULEMENTS AVEC INITIATION DE DEFAUT	
1- Suivi vibratoire des butées soumises à différentes charges	117
1-1- Evolution de la taille de défaut	117
1-2- Résultats expérimentaux	117
1-3- Evolution de l'indicateur RMS	122
2- Evolution de l'endommagement par rapport à la durée de vie normale de la butée pour une charge donnée	123
2-1- Courbes d'évolution de l'endommagement	124
2-2- Discussion des résultats	124

3- Identification des paramètres de la loi d'endommagement	125
4- Validation des résultats expérimentaux	127
5- Conclusion chapitre 5	128
Conclusion générale	130
Références bibliographiques	133
Annexe I	143
Annexe II	145
Annexe III	148
Annexe IV	150

Introduction générale

Introduction générale

L'évolution de l'appareil productif avec des machines de plus en plus complexes et automatisées alliées à l'arrivée massive de cartes électroniques sur des équipements jusqu'alors électromécaniques a conduit à une nouvelle perception des enjeux rattachés à la fonction maintenance. Cette fonction a beaucoup évolué et continue d'évoluer.

La sécurité opérationnelle, l'optimisation des coûts de maintenance et la disponibilité des équipements ont un impact direct sur la compétitivité des unités de production. Les machines complexes, sophistiquées et avancées d'aujourd'hui, exigent des stratégies d'entretien appropriées et coûteuses. En 1981, aux Etats unis, les usines ont dépensé plus de \$ 600 000 000 000 pour maintenir leurs installations productives et ce chiffre a doublé en 20 ans [1]. Un fait encore plus alarmant est que la moitié, voir un tiers de ces dépenses est gaspillé par un entretien inefficace. La tendance est similaire dans de nombreux autres pays [2]. D'où la nécessité de développer et d'améliorer en permanence les programmes d'entretiens courants. Les stratégies d'entretiens courants ont progressé pour s'orienter vers des types de maintenance plus efficaces telles que la maintenance préventive (action réalisée selon un échéancier ou une unité d'usage) et la maintenance conditionnelle (action réalisée selon l'état de dégradation). L'entretien curatif ou palliatif est la forme de maintenance la plus ancienne, les actions n'ont lieu que lorsque la panne survient. Ce type de maintenance concerne les équipements peu stratégiques, dont les incidences en termes de sécurité des biens et des personnes sont faibles. Dans le cas d'équipements stratégiques et à risques, d'autres types d'actions sont nécessaires. Il s'agit de mettre en place des actions de maintenance basées sur la prévention des défaillances à partir d'analyses fiabilistes, ou basées sur l'analyse de fonctionnement en temps réel des systèmes ou des composants. Bazovsky [3] introduit l'utilisation de méthodes d'optimisation mathématique dans les politiques de maintenance préventive. Jardine [4] a introduit 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 reçue par la plupart des praticiens [5].

Ces politiques de maintenance basées sur des interventions planifiées, ne réduisent cependant pas toujours les pannes des machines. Elles peuvent engendrer plus de main-d'œuvre, elles n'éliminent pas les pannes catastrophiques et causent des opérations d'entretien inutiles. Les méthodes expertes (maintenance conditionnelle) visent à surveiller la santé des machines sur la base de mesures d'indicateurs significatifs du comportement d'un mécanisme sans que son fonctionnement soit perturbé. La quasi-totalité des défaillances mécaniques peuvent être détectées grâce aux informations découlant d'indicateurs spécifiques [6].

Au cours de ces dernières décennies, les technologies de surveillance de l'état des machines (Control Monitoring) se sont beaucoup développées. On peut citer des techniques telles que l'analyse vibratoire et acoustique, l'analyse des huiles ou la thermographie. Néanmoins, les nouvelles technologies introduisent souvent des nouveaux types d'informations qui n'ont pas été pleinement exploités. Ce développement a présenté un défi important pour la communauté des chercheurs. Il a s'agit d'analyser, de synthétiser et d'intégrer ces nouvelles informations dans les calculs de fiabilité et dans la programmation des opérations de maintenance. La maintenance conditionnelle est caractérisée par trois éléments clés qui sont :

- l'acquisition de données (à savoir la collecte et le stockage de l'information santé de la machine),
- le traitement des données (l'extraction et la sélection des données acquises),
- la prise de décision (à savoir la recommandation de mesures de maintenance grâce à un diagnostic et / ou un pronostic).

La mécanisation et l'automatisation accrues ont fait que le diagnostic soit informatisé et les systèmes de pronostic un outil précieux pour le personnel de maintenance dans la prise de décision d'intervenir auprès d'un équipement en temps voulu. Aujourd'hui, le concept de diagnostic de machines comprend la détection automatique et la classification des défauts, alors que le pronostic est un concept de maintenance prédictive qui repose principalement sur l'estimation du temps de fonctionnement restant avant qu'une défaillance se produise sur une machine. La prédiction des défaillances promet de réduire considérablement les coûts de maintenance tels qu'arrêts des machines, consommation des pièces de rechange, etc.... Cependant, elle reste toujours un sujet de recherche relativement nouveau et constitue une préoccupation majeure des chercheurs dans le domaine de la maintenance.

Parmi les approches relatives à la maintenance prédictive rapportées dans la littérature, nous distinguons Pusey et Roemer [7] qui ont donné une vue d'ensemble du développement du diagnostic et du pronostic en technologies applicables à haute performance sur des turbomachines jusqu'à l'année 1999. Jardine et al. [8] a donné un aperçu et un catalogue de publications sur l'acquisition et le traitement des données, le diagnostic et le pronostic des différentes machines jusqu'à l'année 2005. O.Basile. [9] a développé une approche statistique pour établir une loi de fiabilité pour les équipements. Cette approche est basée sur le retour d'expérience (base des temps de défaillances fournis). Vachtsevanos et al. [10] ont défini et décrit le diagnostic des pannes par la méthode d'intelligence artificielle et les approches de la prédiction des défaillances par l'ingénierie des systèmes à travers des exemples.

L'objectif de la thèse concerne la surveillance des machines tournantes. Les étapes principales de la recherche sont :

- Définir la loi physique (phénoménologique) de l'endommagement d'un roulement de butée à billes,
- Choisir un indicateur pertinent de dégradation, obtenir l'évolution de l'indicateur et intégrer les mesures de cet indicateur dans la loi physique de l'endommagement,
- Etablir la loi de l'endommagement (modèle mathématique) selon les courbes de fatigue des roulements de butée,
- Validation et Identification des paramètres du modèle.

Le nombre de publications sur la surveillance des machines tournantes n'a cessé d'augmenter au cours des dernières années.

Dans le premier chapitre, des généralités sur la maintenance prévisionnelle des machines tournantes et sur les différents outils d'aide à la décision sont présentées. Dans un premier temps, l'historique de la maintenance est rappelé pour illustrer la nécessité de chercher une forme de maintenance optimale capable d'améliorer la disponibilité des équipements productifs. Dans un deuxième temps, les méthodes de surveillance et de contrôle de l'état de fonctionnement des machines sont passées en revue ainsi que les différents outils d'analyse pour l'aide au diagnostic tels les indicateurs statistiques et les indicateurs fréquentiels (transformé de Fourier).

Dans le deuxième chapitre, l'étude de l'endommagement des matériaux est traitée. Sont ensuite présentés les différents types de contact entre les composants en mouvement. La dégradation d'un roulement est définie comme un phénomène de fatigue décrit par deux étapes principales : l'initiation et la propagation des fissures. Les différents modèles d'endommagement mis au point par plusieurs chercheurs tels que Miner, Paris, Palmgreen, Qiu, etc...) sont rappelés.

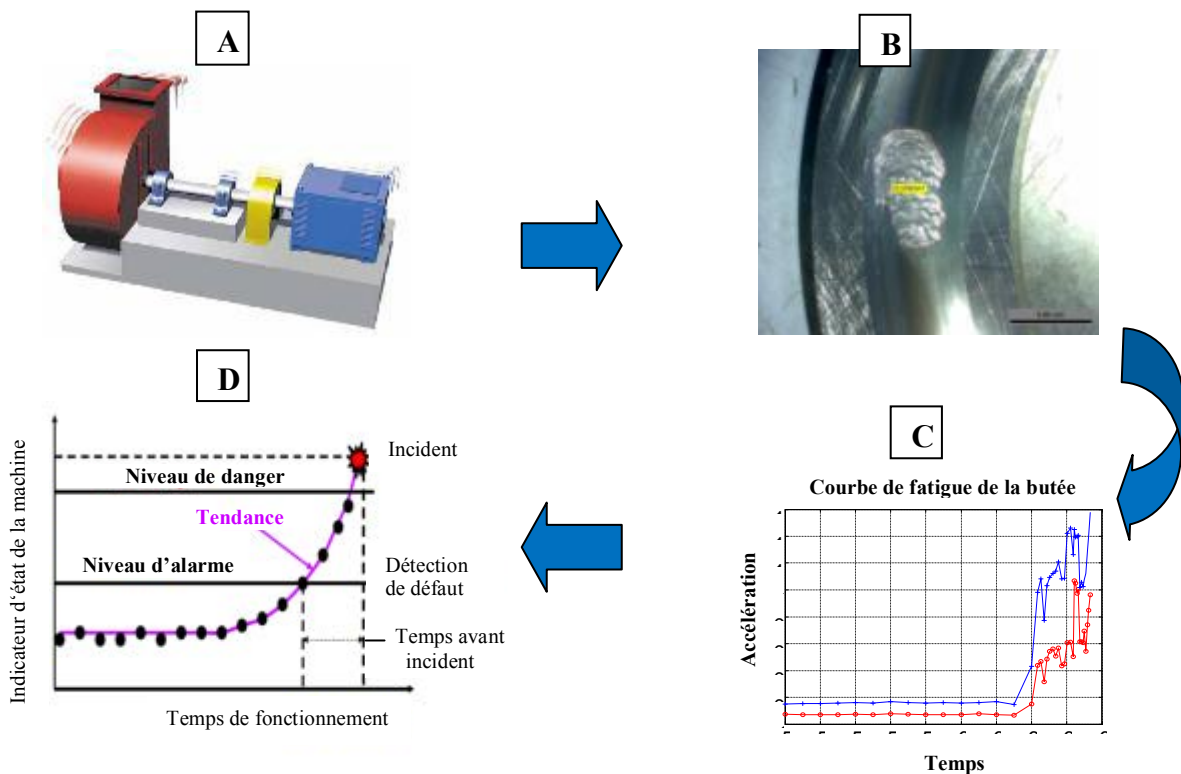


Figure 1: Etapes de l'objectif de la thèse, A : Machine tournante, B : Ecaillage de la bague de butée, C : Courbe de fatigue de la butée, D : Courbe de tendance de l'endommagement

Le troisième chapitre est consacré au choix de l'indicateur le plus pertinent pour le suivi de l'état de dégradation du roulement. Pour cela, des essais de détection de défauts de roulement sont réalisés sur un banc d'essais. Différents indicateurs statistiques, tels que peak ratio, la valeur RMS ou le facteur crête sont étudiés dans le cadre du suivi de l'évolution de l'écaillage. Le meilleur indicateur est celui qui présente le plus de sensibilité et de linéarité et par conséquent qui contribue à donner une courbe de tendance la plus représentative de l'évolution de la dégradation du roulement.

Dans le quatrième chapitre, nous étudions l'évolution d'un défaut de roulement de type écaillage dans le temps. Une campagne d'essais de fatigue sur des roulements à butée à une rangée de billes est réalisée et un plan d'expérience établi (choix du régime de fonctionnement du banc d'essais, fixation de charge axiale, de la vitesse de rotation, de la fréquence et des accéléromètres). L'exécution de ces essais a abouti à produire un écaillage réel sur une des deux bagues d'un roulement de butée et permet alors d'établir des courbes d'évolution du défaut d'écaillage :

- Indicateur vibratoire en fonction du temps
- Taille du défaut en fonction du temps,
- Indicateur en fonction de la taille de défaut,

Le cinquième chapitre permet de valider le modèle et d'identifier les paramètres de ce modèle, Un défaut artificiel est initié par électroérosion à enfoncement et une autre série d'essais de fatigue sur les butées est ensuite entamée avec différentes conditions de fonctionnement du roulement.

CHAPITRE 1

Généralités sur la maintenance par analyse vibratoire

1- Stratégie de maintenance

1-1- Différents types de maintenance

Selon la norme NF-X60-010 [11] « la maintenance est définie comme étant un ensemble d'activités destinées à maintenir ou rétablir un bien dans un état ou dans des conditions données de sûreté de fonctionnement pour accomplir une fonction requise » [12]. Les activités de maintenance permettent une diminution des coûts de production et l'amélioration de la qualité des produits.

Selon l'évolution de la maintenance, on distingue quatre types de maintenance (figure 1.1) :

- **maintenance corrective** : consiste à effectuer une action de maintenance après la panne,
- **maintenance préventive systématique** : consiste à effectuer les actions de maintenance selon un échéancier fixe sur la base du minimum de durée de vie des composants mécaniques d'une machine,
- **maintenance préventive conditionnelle** : l'action de maintenance n'est déclenchée qu'à la suite d'un type d'événement prédéterminé (indicateur vibratoire, de température etc...),
- **maintenance prédictive** : consiste à prédire la date à laquelle une action de maintenance doit s'effectuer selon un modèle de dégradation théorique des composants mécaniques de la machine.

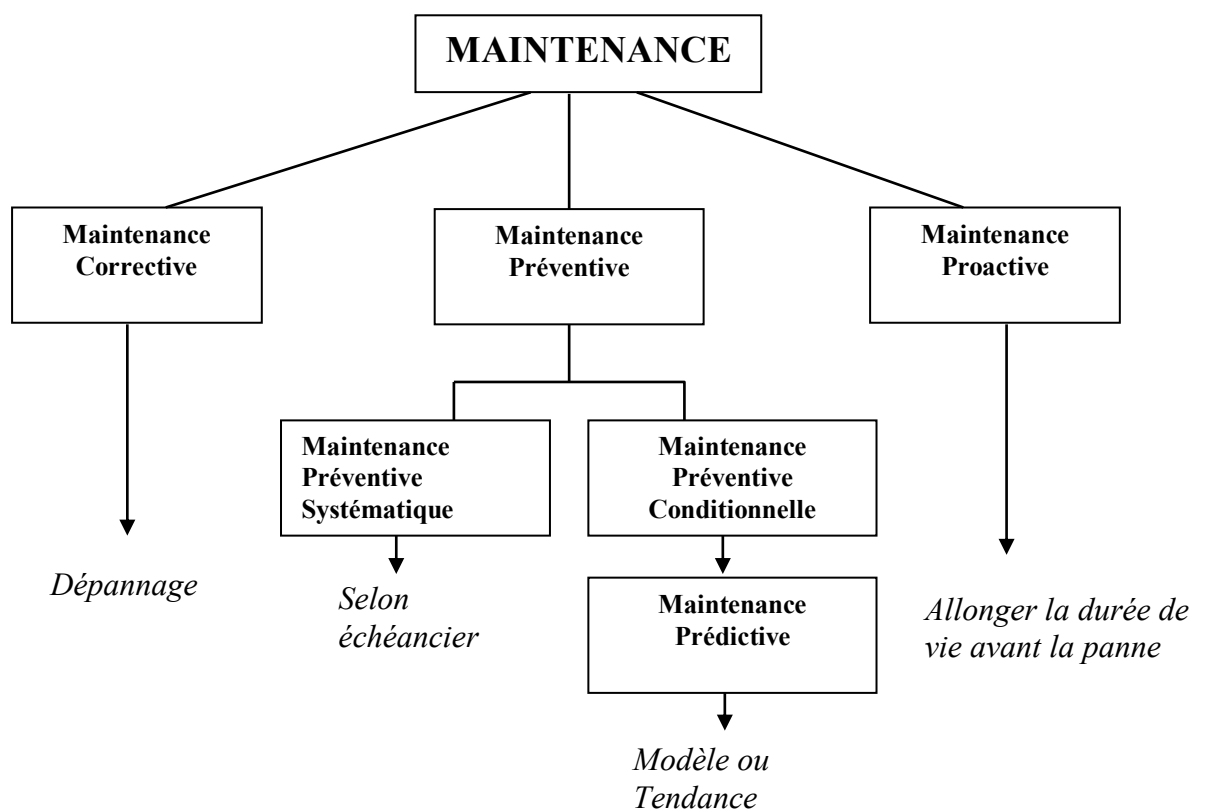


Figure 1.1: Formes de maintenance

1-2- Choix d'une politique de maintenance

Les paramètres dont il faut tenir compte pour adopter telle ou telle politique de maintenance sont principalement d'ordre **économique** et **humain**. Avec l'objectif de trouver une politique capable de réduire les coûts de maintenance, une méthode de suivi de l'état de fonctionnement d'un organe d'une machine doit être trouvée pour améliorer la disponibilité et pour estimer de façon plus précise le risque de panne.

A cet effet, l'idéal serait de trouver des indicateurs externes, facilement accessibles et réaliser un système de mesures qui consiste à limiter le nombre de paramètres et de mesures à réaliser. Pour cela, il faut d'abord déterminer quelles sont les **pannes les plus fréquentes par analyse statistique** et les **composants les plus problématiques par analyse technologique** (*étude faite par deux fabricants français des machines UGV, PCI et COMAU et deux laboratoires de recherche, le LSIS et le LARAMA*) [13].

Turbines, pompes, moteurs, compresseurs, alternateurs, centrifugeuses, ventilateurs... toutes ces machines que l'on dit tournantes, ont un point commun ; elles comprennent des organes en rotation. Ce qui caractérise ces machines, c'est qu'elles sont composées d'organes fragiles (roulements, engrenages etc...) soumis à des contraintes mécaniques importantes et à des environnements industriels difficiles. Les sources de défaillances sont donc multiples :

- écaillage d'un roulement,
- rupture d'une dent d'un engrenage,
- désalignement d'un des axes, etc....

Pour certaines machines vitales d'un processus de production, ces défauts peuvent s'avérer lourds de conséquences. Pour éviter des arrêts de production imprévus et les pertes économiques qui en découlent, il faut surveiller en permanence ces équipements et traquer tous les signes précurseurs de défauts avant qu'il ne soit trop tard. Pour cela il existe une variété de techniques.

2- Techniques d'analyse

La surveillance d'un équipement de machine est assurée en relevant périodiquement un indicateur d'état de dégradation (ou de performance). Il existe différentes techniques d'analyse (figure 1.2) tels que l'analyse vibratoire, l'émission acoustique, la thermographie, l'analyse des huiles et des lubrifiants, la variation de résistance dans un circuit électrique, etc...

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

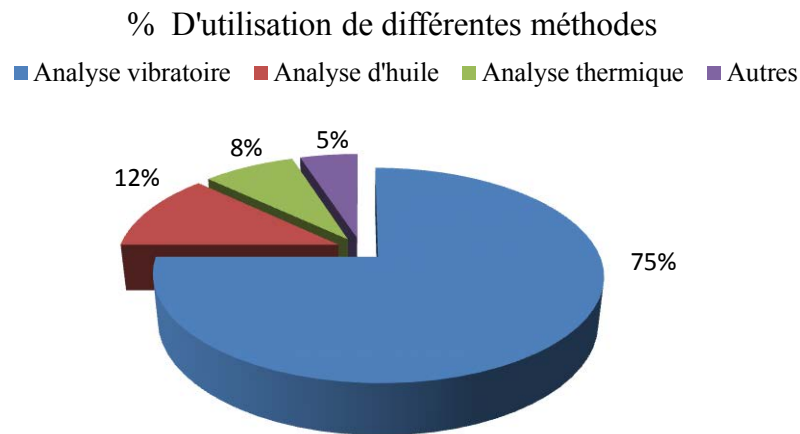


Figure 1.2 : Différentes méthodes d'analyse

- **L'analyse vibratoire** est la plus connue et la plus largement utilisée [14] car adaptée aux composants mécaniques et aux machines industrielles en fonctionnement. Elle permet de détecter la majorité des défauts susceptibles d'apparaître dans les machines tournantes.
- **L'analyse d'huile** est appliquée à toutes les machines contenant des fluides de lubrification (réducteurs, motoréducteurs, moteurs thermiques...). Elle consiste à prélever un échantillon d'huile et de l'analyser (particules d'usure) pour déduire l'état de l'équipement.
- **La thermographie infrarouge** : suscite un intérêt encore récent dans le domaine de la maintenance jusqu'alors réservée au contrôle d'installations électriques. Elle est peu utilisée pour la surveillance des machines tournantes notamment pour la détection de défauts qui se manifestent par un échauffement anormal à la surface de l'équipement. La thermographie permet de réaliser des mesures à distances et d'obtenir instantanément une image thermique de la zone inspectée.
- **L'analyse acoustique** : permet de détecter tout bruit anormal à l'aide de microphones placés à distance de l'équipement.
- **Le contrôle par ultrasons** : permet de détecter des défauts de faibles amplitudes à hautes fréquences tels que l'initiation de la dégradation d'un roulement.

2-1- Choix d'une technique d'analyse

Chaque méthode a son champ d'application privilégié. Par exemple, l'analyse vibratoire convient aux défauts liés à la cinématique et à la structure de la machine, mais dans une plage de fréquences déterminées (situées généralement entre quelques Hertz et plusieurs dizaines de KHz). Elle couvre aussi les défauts spécifiques aux roulements (à plus hautes fréquences). Au-delà de 20 KHz, il est souvent préférable d'utiliser un contrôle par ultrasons ou par émission acoustique. L'analyse acoustique se limite à la détection de bruits dans les fréquences audibles, mais lorsque la dégradation d'un roulement se manifeste en une fréquence audible, il est souvent trop tard pour intervenir. L'analyse d'huile consiste principalement à analyser les particules présentes dans l'huile, ce qui va révéler une usure anormale d'un ou plusieurs organes. Elle doit être appliquée dans le cas de machines où l'huile joue un rôle primordial et lorsque l'analyse des débris d'usure est significative [15].

	Principaux avantages	Principales limitations	Champs d'applications privilégié
Analyse vibratoire	<ul style="list-style-type: none"> - détection de défauts à un stade précoce - possibilités de réaliser un diagnostic approfondi - autorise une surveillance continue - permet de surveiller - l'équipement à distance (télémaintenance) 	<ul style="list-style-type: none"> - spectres parfois difficile à interpréter - dans le cas de la surveillance continue, installations relativement coûteuses 	<ul style="list-style-type: none"> - détection des défauts de tous les organes cinématiques de la machine (balourd, défauts d'alignement, jeux, etc..) et de sa structure.
Analyse d'huile	<ul style="list-style-type: none"> - détection d'une pollution anormale du lubrifiant, avant que celle-ci n'entraîne une usure ou un échauffement - possibilités de connaître l'origine de l'anomalie par analyse des particules 	<ul style="list-style-type: none"> - ne permet pas de localiser précisément le défaut - nécessite de prendre de nombreuses précautions dans le prélèvement de l'échantillon 	<ul style="list-style-type: none"> - contrôle des propriétés physico-chimiques du lubrifiant, détection d'un manque de lubrifiant, analyse des éléments d'usure.
Thermographie IR	<ul style="list-style-type: none"> - permet de réaliser un contrôle rapide de l'installation - interprétation souvent immédiate des résultats 	<ul style="list-style-type: none"> - détection de défauts à un stade moins précoce que l'analyse vibratoire - contrôle limité à ce que « voit » la caméra (échauffements de surface) - ne permet pas de réaliser un diagnostic approfondi 	<ul style="list-style-type: none"> - détection de tous les défauts engendrant un échauffement (manque de lubrification en particulier)
Analyse acoustique	<ul style="list-style-type: none"> - permet de détecter l'apparition des défauts audibles - autorise une surveillance continue 	<ul style="list-style-type: none"> - sensibilité au bruit ambiant - diagnostic souvent difficile à réaliser - problèmes de répétabilité des mesures 	<ul style="list-style-type: none"> - détection d'un bruit inhabituel pouvant ensuite être analysé par analyse vibratoire

Tableau 1.1: Différentes techniques d'analyse de l'état d'une machine tournante [15]

Il n'existe pas de méthode universelle permettant de détecter de manière assez précoce tous les types de défauts que l'on est susceptible de rencontrer sur une machine tournante mais la combinaison et l'association de plusieurs méthodes permet un diagnostic plus fiable et plus rapide.

La surveillance des machines ne se limite pas juste à détecter la présence d'un défaut, mais il est aussi nécessaire de pouvoir réaliser un *diagnostic* approfondi pour le localiser précisément et quantifier sa sévérité. **L'analyse vibratoire** est une technique qui permet de réaliser ce diagnostic [14]. Pour plus de précision, le diagnostic par analyse vibratoire nécessite d'étudier (Tableau 1.2):

- les valeurs du niveau global des vibrations,
- les contenus fréquentiels des signaux à l'aide d'outils sophistiqués du traitement de signal (spectre, cepstre, analyse d'enveloppe etc...).

	Principaux avantages	Principales limitations
<i>Indicateurs vibratoires simples</i>		
Niveau global (mesures d'accélération)	- indicateur simple et fiable	- détection tardive - diagnostic difficile - peu adapté aux faibles vitesses de rotation - détermination des seuils empiriques
Kurtosis (moment statique d'ordre 4)	- adapté à la surveillance des roulements des arbres tournant à de faibles vitesses de rotation (<600 t/min) -déttection à stade précoce - grande sensibilité aux chocs périodiques et non périodiques	- décroissance de l'indicateur en fin de vie du roulement - diagnostic souvent difficile
Facteur de crête (rapport entre la valeur crête et la valeur efficace)	- indépendant des conditions de fonctionnement (dimensions des roulements, charge, vitesse de rotation)	- décroît lorsque les défauts se développent
<i>Méthodes d'analyse vibratoire qualitatives</i>		
Analyse temporelle	- adaptée aux faibles vitesses de rotation - permet d'analyser des phénomènes non périodiques (chocs aléatoires, chocs répétitifs à vitesses variable)	- diagnostic souvent difficile
Analyse fréquentielle	- permet de localiser les défauts et de réaliser le diagnostic fiable - ne nécessite pas de mesures supplémentaires	- interprétation des spectres parfois difficile - détection tardive - inopérant à vitesse ou charge variable

Analyse d'enveloppe	<ul style="list-style-type: none"> - détection de défauts à un stade précoce - permet de déterminer de manière fiable et rapide les fréquences de répétition des chocs 	<ul style="list-style-type: none"> - interprétation des spectres parfois difficile - nécessite de connaître le domaine fréquentiel d'intérêt - inopérant si vitesse ou charge variable - généralement associée à d'autres indicateurs (le Kurtosis par exemple)
Analyse cepstrale	<ul style="list-style-type: none"> - met en évidence les composantes périodiques d'un spectre - permet de localiser et déterminer l'origine des défauts induisant les chocs périodiques - interprétation des spectres complexes 	<ul style="list-style-type: none"> - utilisation en complément d'autres techniques

Tableau 1.2 : Principales méthodes d'analyse vibratoire [16]

2-2- Vibrations des machines tournantes

En pratique, une bonne conception produira de faibles niveaux vibratoires dans une machine tournante. Cependant, la machine vieillissant, les fondations travaillent, les pièces se déforment et s'usent, et de légers changements dans ses propriétés dynamiques apparaissent. Les arbres se désalignent, les paliers s'usent, les rotors se déséquilibrent, les courroies se détendent, les jeux augmentent. Tous ces facteurs se traduisent par une augmentation de l'énergie vibratoire qui excite les résonances et ajoute une charge dynamique considérable aux paliers.

Les vibrations recueillies lors des campagnes de mesures sont porteuses d'informations qui caractérisent l'état de fonctionnement de certains composants mécaniques constituant la machine analysée. C'est grâce à l'analyse de ces vibrations qu'il est possible de détecter les composants défectueux et éventuellement de les localiser. Lorsqu'un certain seuil (correspondant à un niveau de vibration limite) fixé est atteint, il est possible d'estimer la durée de vie résiduelle du composant dans les conditions de fonctionnement données à partir de la connaissance des lois d'endommagement [17].

3- Analyse vibratoire

3-1- Objectifs.

L'analyse vibratoire poursuit deux objectifs :

- la détection des défauts
- l'analyse détaillée des défauts.

On utilise à cet effet des paramètres calculés :

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

3-2- Surveillance.

La comparaison des mesures vibratoires effectuées à intervalles de temps déterminés dans des conditions de fonctionnement identiques permet de suivre l'évolution d'un défaut en exploitant le signal vibratoire [18]. A partir de ces mesures, il est possible d'obtenir un historique de l'évolution du défaut par rapport à un niveau de référence caractérisé par la signature vibratoire de la machine en bon état. La norme [ISO10816] fixe des critères d'évaluation des niveaux vibratoires permettant d'estimer la sévérité des défauts et donc de l'état de fonctionnement de la machine. La sévérité vibratoire représente la valeur efficace de la vitesse de vibration mesurée dans la bande fréquentielle [10-1000 Hz] sachant que les critères d'évaluation dépendent de la classe dans laquelle la machine se situe. Mais ces méthodes dites « mesures des niveaux globaux » restent imprécises et ne permettent pas la détermination de la cause de l'augmentation du niveau vibratoire.

3-3- Diagnostic.

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

3-4- Outils d'analyse vibratoire

3-4-1- Capteurs de vibrations

Le capteur le plus utilisé est l'accéléromètre piézo-électrique. Il est constitué d'une masselotte placée sur un cristal piézo-électrique dont les deux faces opposées ont été rendues conductrices par dépôt métallique (figure 1.3). Il possède une très bonne linéarité et une large bande passante. Un capteur monodirectionnel collé sur la paroi d'un bâti mesurera les accélérations normales à celle-ci. Sa masse, bien que légère (environ 20 g), influence malgré tout toutes les mesures, car sur des parois de grandes dimensions et relativement peu épaisses, une masselotte ajoutée peut faire diminuer les fréquences propres de quelques pour cent.

La fixation du capteur sur la structure peut avoir une réelle influence sur la qualité du signal recueilli. Il peut être fixé de diverses façons sur la machine : vissé à même la structure, vissé sur une embase collée, magnétique pour les structures ferriques, ou accolé avec une pointe touche. Cette fixation joue un rôle important sur le résultat des mesures, et la largeur de bande peut s'en trouver affectée [39].

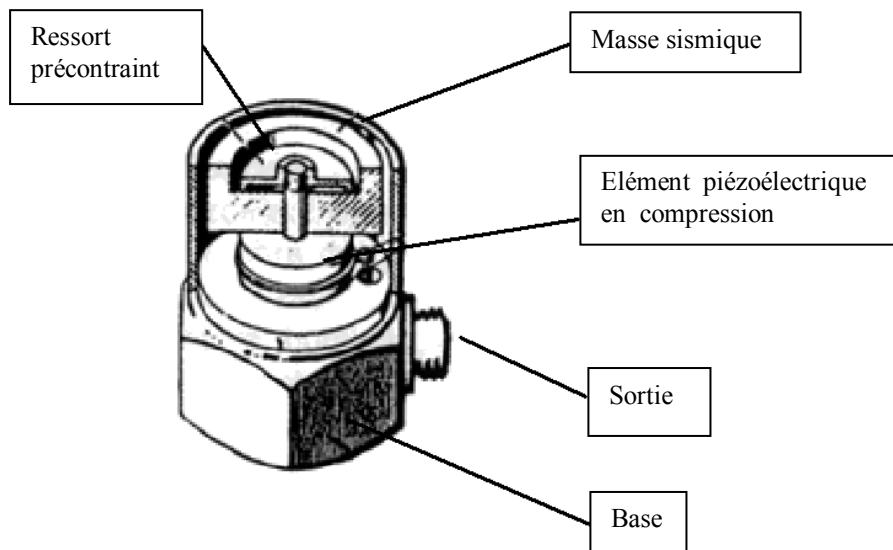


Figure 1.3: Accéléromètre piézoélectrique [40]

Afin que la reproductibilité et la fiabilité des mesures soient bonnes, même en basses fréquences de 0 à 2 kHz et de 0 à 7 kHz (figure 1.4), il reste préférable d'utiliser des embases collées (cyanoacrylate de méthyle) [40]. L'accéléromètre doit être placé en des endroits (pas toujours accessibles) de la structure où la mobilité est maximale pour la bande de fréquences étudiée [41]. La tendance actuelle est toujours de placer le capteur au plus près du composant à suivre, ainsi en limitant les distances et les contacts, le signal s'en trouve moins perturbé.

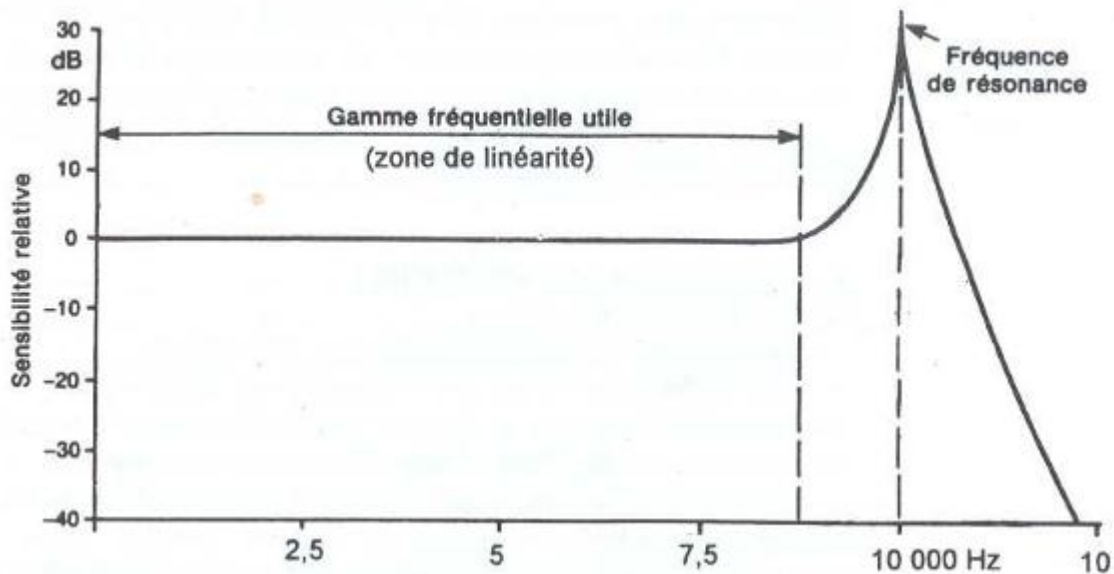


Figure 1.4 : Réponse en fréquence d'un capteur Piézoélectrique [40]

3-4-2- Chaîne et matériel d'acquisition

Une surveillance fiable ne peut être obtenue que si d'une part le matériel de mesure est en adéquation avec les caractéristiques vibratoires fournies par les machines et si d'autre part les données le sont avec les outils de post-traitement qui doivent en faciliter le diagnostic [42]. Il est indispensable de posséder un matériel d'analyse des vibrations qui peut être constituée des éléments suivants : en plus de la structure à étudier, des capteurs, conditionneur, pot vibrant ou marteau d'impact, analyseur et programme d'analyse modale, sont nécessaires, comme le montre la figure 1.5 ci-dessous :

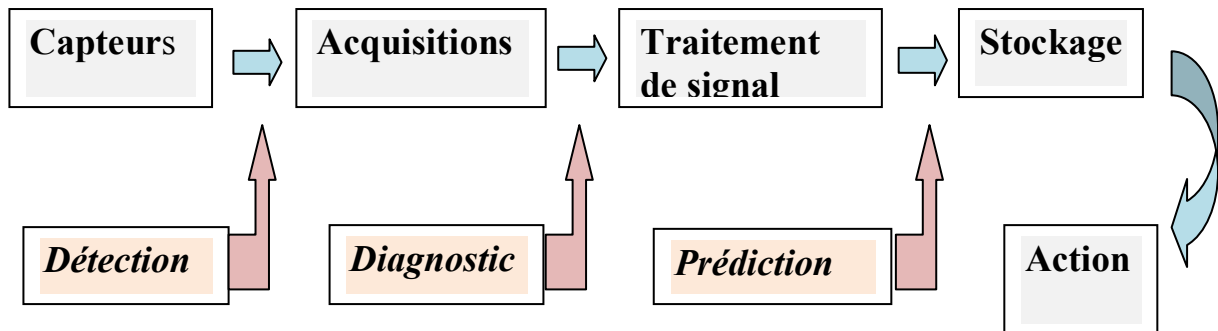


Figure 1.5 : Chaîne d'acquisition

Les capteurs doivent être placés sur un certain nombre de points choisis judicieusement, c'est à dire le plus proche possible des sources de vibrations et dans une direction donnée, si ces sources sont connues et si la structure le permet.

3-5- Principaux défauts d'une machine tournante et leurs manifestations

3-5-1- Balourd

Quel que soit le soin apporté à la construction des machines, il n'est pas possible de faire coïncider l'axe de rotation avec le centre de gravité de chaque tranche élémentaire du rotor, ce qui caractérise le balourd. Il en résulte que l'arbre en rotation est soumis à des efforts centrifuges qui le déforment. 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 (figure 1.6) [19] [20]. Les origines des balourds sont multiples.

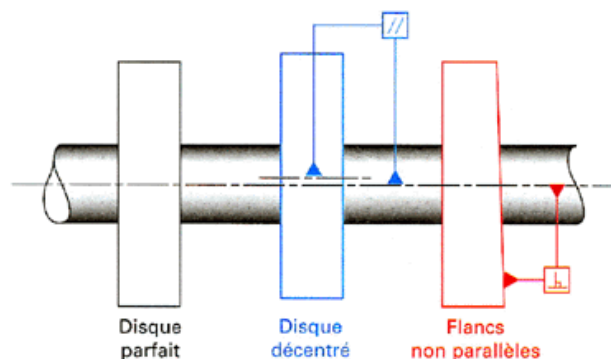


Figure 1.6 : Ecart d'usinage (excentricité et parallélisme)

➤ **Manifestation**

Ce défaut se manifeste par [21]:

- l'augmentation du niveau global choisi en basses fréquences, soit D_{cc} [10-1000 Hz], soit V_{eff} [10-1000 Hz],
- la nette augmentation de l'amplitude de la fréquence fondamentale (fréquence de rotation, f_r).

$$f_r = \frac{N}{60} \quad (1.1)$$

N vitesse de rotation (tr/min).

➤ **Exemple : Mise en évidence d'un défaut de balourd (figure 1.7).**

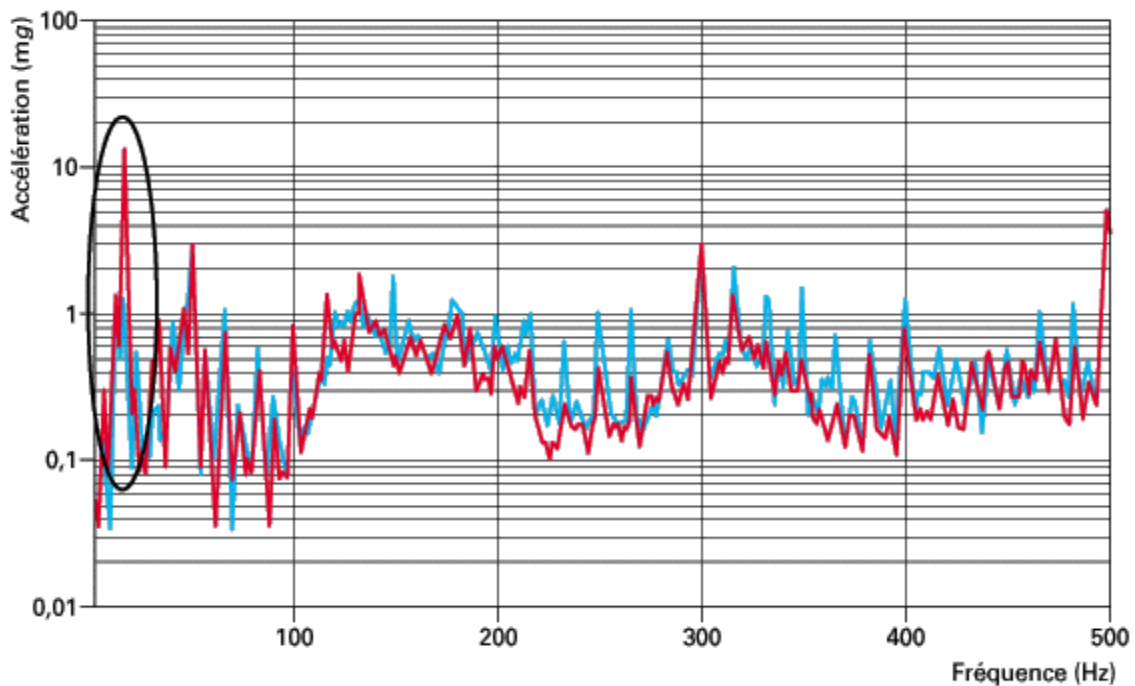


Figure 1.7 : Spectres fréquentiels du défaut de balourd.

- Le spectre bleu (machine en bon état de fonctionnement) : amplitude de la fréquence fondamentale 1.323 mg pour 16.25 Hz,
- Le spectre rouge (machine en fonctionnement dégradé : défaut d'équilibrage) : amplitude de la fréquence fondamentale 14.199 mg pour 16.25 Hz.

Ce défaut n'est pas directionnel, on recueille la même image dans toutes les directions radiales (verticale, horizontale ou oblique).

➤ **Origine des différents types de balourds [20]**

- *balourd d'origine mécanique* : lorsqu'il y a une masse de matière qui se détache du rotor ou vient se déposer sur ce dernier (perte d'ailette ou rupture d'une aube, érosion ou dépôt de matière, fluage du rotor), on observe généralement une évolution instantanée des vibrations (figure 1.8).

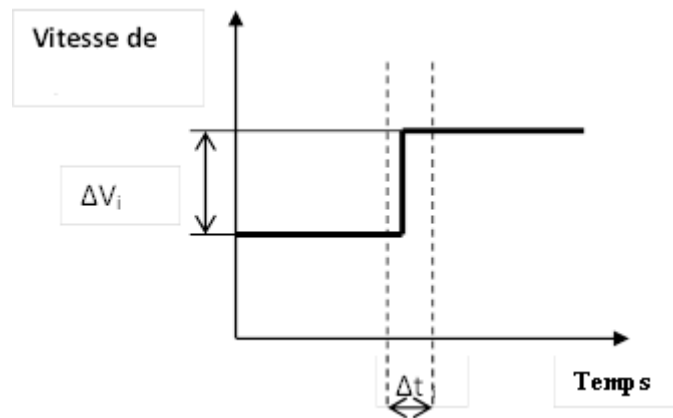


Figure 1.8: Evolution brutale de la vibration du balourd

- *balourd d'origine thermique* : lorsque les rotors ne sont pas homogènes ou la température n'est pas répartie de façon uniforme, les rotors se déforment sous l'effet de contraintes thermiques :
 - déformation des rotors de turbines,
 - déformation des rotors d'alternateurs ou de moteurs électriques.
- *balourd évolutif* : est dû aux frottements de l'arbre avec un des paliers de la machine et provoquant un échauffement dissymétrique.

3-5-2- Délignage (ou mauvais alignement)

L'arbre moteur et l'arbre récepteur d'une machine ne sont pas parfaitement alignés (figure 1.9) [21].

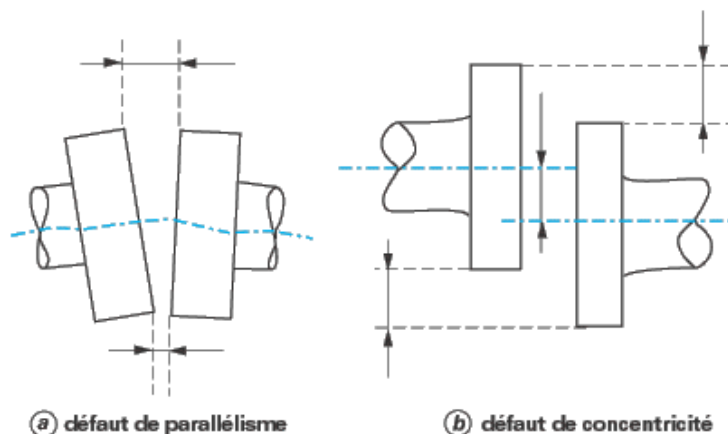


Figure 1.9 : Défaut de délignage

➤ **Manifestation**

Ce défaut se manifeste au cours de :

- l'augmentation du niveau global choisi en basses fréquences Soit D_{cc} [10-1000 Hz],
Soit V_{eff} [10-1000 Hz],
- l'augmentation des proches harmoniques de f_r . Le plus souvent l'harmonique de rang 2 tend à s'élever au-delà de la fréquence fondamentale. Parfois le phénomène se transmet aux 3^{ème} et 4^{ème} harmonique.

Exemple : Mise en évidence d'un défaut de déalignement [18]

On ne recueille pas le même signal sur les différentes directions radiales. Ce défaut est plutôt visible sur une direction axiale (figure 1.10). Il peut être d'origine:

- mécanique : desserrage des pieds de fixation de la machine et desserrage des éléments de transmission du mouvement de rotation,
- thermique : croissance thermique des pieds de fixation de la machine en fonctionnement.

3-5-3- Défauts d'engrenages

Ces défauts sont liés aux dégradations de la denture (denture cassée ou abimée, usure uniforme ou non, pitting localisé ou réparti, mauvais centrage) (figure 1.11). On peut observer aussi du fretting (corrosion, frottement) qui se traduit par un enlèvement de métal lorsque l'engrenage est mal lubrifié et que les efforts sont importants.

Les vibrations des engrenages sont dominées par un effort à chaque contact [14]. Un arbre tournant à une fréquence f_r sur lequel est monté un pignon ou une roue comptant z dents sera soumis à z chocs par tour. La fréquence caractéristique de l'engrènement sera :

$$f_e = z \cdot f_r \quad (1.2)$$

Si l'arbre ou le pignon présente un défaut d'excentricité ou si une dent du pignon présente un défaut localisé, il va apparaître une modulation d'amplitude du signal 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 (figure 1.12) [21].

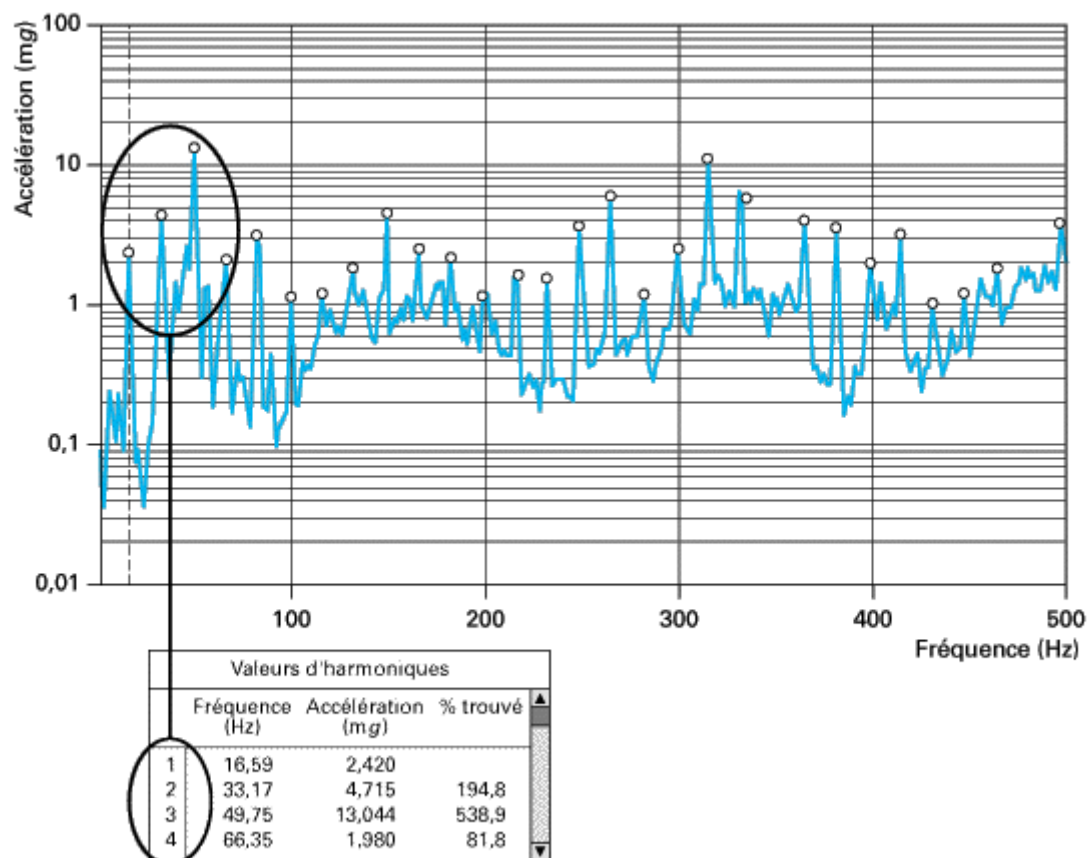
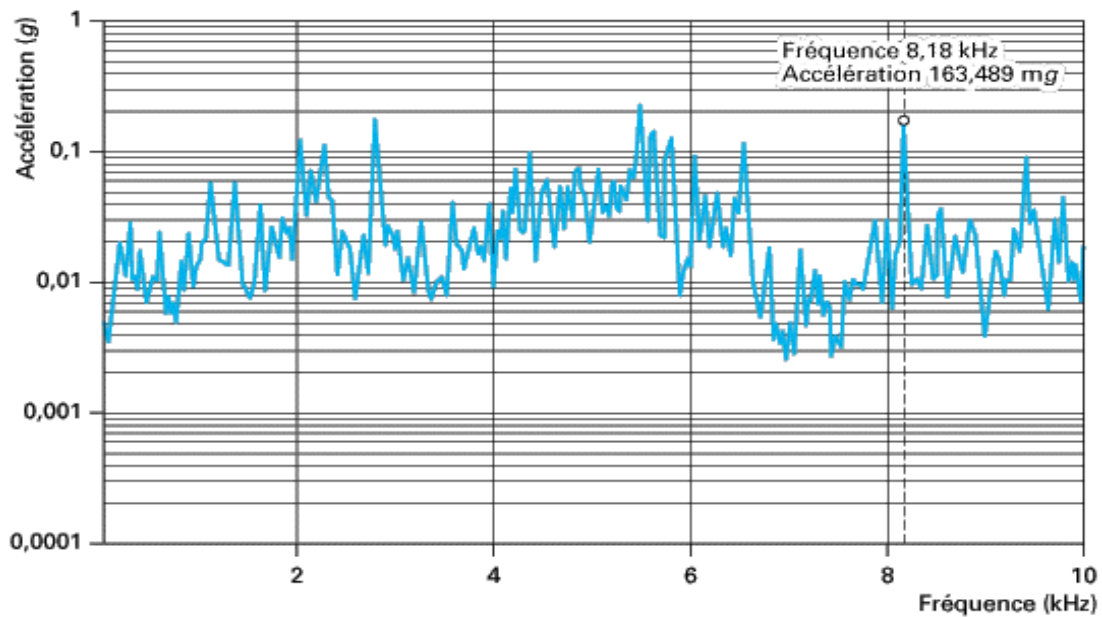


Figure 1.10 : Spectre du défaut de déalignage

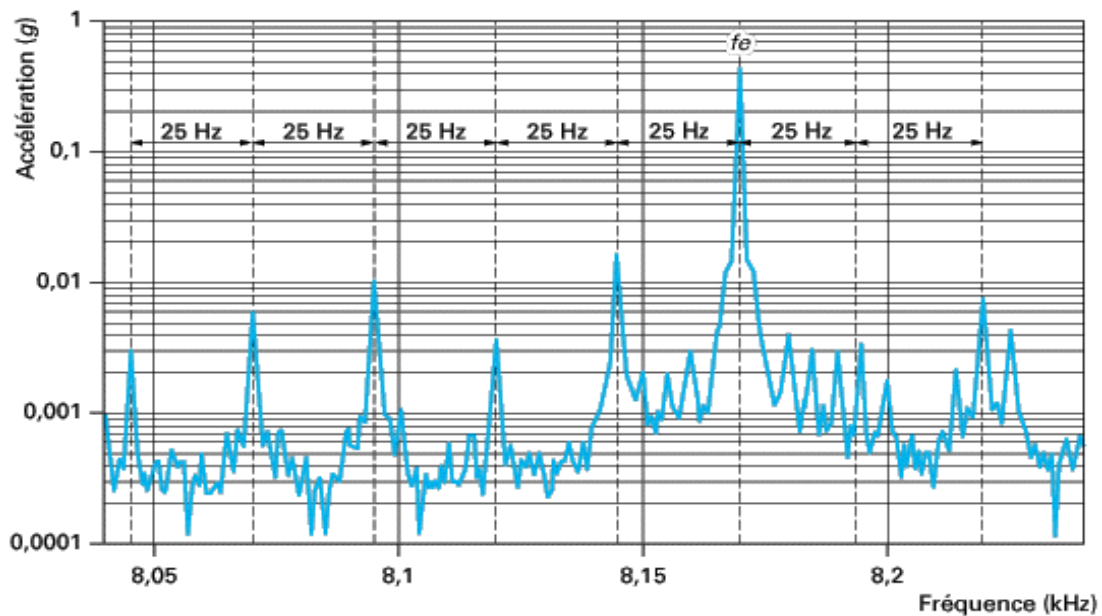


Figure 1.11 : Dégradation des dents d'une roue dentée



On y distingue nettement la fréquence d'engrènement préalablement calculée : $f_e = 8\,175\text{ Hz}$

(a) spectre RC HF : Acc_{off} [0 – 10 000 Hz]



Le peigne de raies apparaît. Son pas est de 25 Hz, soit la fréquence de rotation de l'arbre primaire

(b) zoom RC : Acc_{off} [8 040 – 8 240 Hz]

Figure 1.12 : Spectre RC et peigne de raies du défaut d'engrenages

Si une même machine est le siège de plusieurs engrènements, les images caractéristiques de chacun peuvent se superposer de manière à ne plus être reconnaissables. Le seul outil permettant de dissocier les différents phénomènes est le spectre (figure 1.13). Il fait apparaître un pic caractéristique pour chaque fréquence de modulation. Cela permet de séparer les phénomènes de chaque ligne d'arbre [20][21].

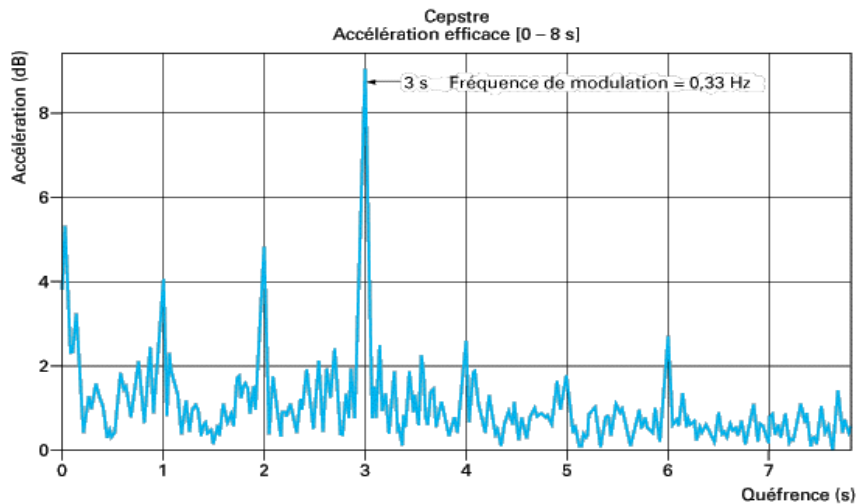


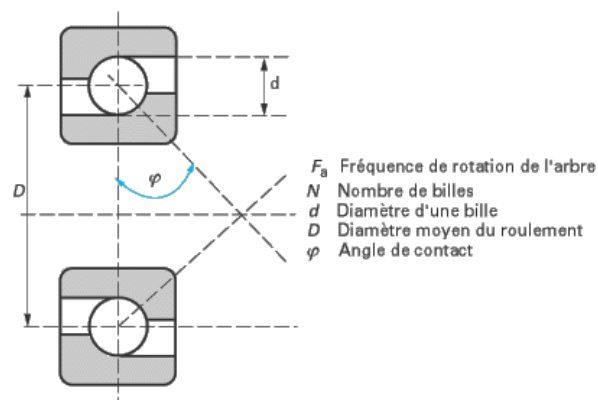
Figure 1.13 : Cepstre du défaut d'engrenages

3-5-4- Défaits de roulement

Les roulements sont parmi les composants les plus sollicités des machines et représentent une source de panne fréquente (figure 1.14). 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 se traduisent par une perte de métal et provoquent des chocs répétés des billes sur la cage de roulement [20].



(a) défaut : écaillage de la bague interne



(b) schéma d'un roulement

Figure 1.14 : Roulement à billes

Les pistes des roulements et les billes sont chargées cycliquement, ce qui engendre à la surface une dégradation par fatigue qui se présente sous la forme de fissures qui conduisent à l'écaillage [22] et [23] puis à la ruine du roulement. Ces fissures peuvent être d'origine superficielle ou provenir de la dégradation de la sous couche du matériau. Cette ruine peut être détectée sur un spectre à partir de l'identification des fréquences caractéristiques du roulement. Celles-ci correspondent aux fréquences des impacts lorsqu'un élément roulant rencontre un défaut. Elles sont données en écrivant que les vitesses aux points de contact entre billes et bagues sont nulles [24]. Elles dépendent du diamètre des éléments roulants (d), du diamètre moyen du roulement (D), du nombre d'éléments roulants (N), de l'angle de contact (ν) et de la fréquence de rotation relative entre les bagues intérieure et extérieure (f_r). Elles sont données par les formules :

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

$$f_{be} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi\right] \quad (1.3)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur la bague intérieure

$$f_{bi} = \left(\frac{N}{2}\right) f_r \left[1 + \left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi\right] \quad (1.4)$$

- Fréquence d'un défaut localisé sur un élément roulant

$$f_b = \left(\frac{D}{d}\right) f_r \left[1 - \left(\left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi\right)^2\right] \quad (1.5)$$

- Fréquence d'un défaut de cage

$$f_c = \left(\frac{1}{2}\right) f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right) \cos\varphi\right] \quad (1.6)$$

Ces fréquences peuvent être rencontrées pour un roulement en fonctionnement normal (du fait du non linéarité de la raideur de contact sur un roulement en fonctionnement), mais surtout lors de l'apparition de défauts sur les éléments le constituant qui vont engendrer des impulsions produites à chaque fois qu'un élément roulant rencontre un écaillage sur son chemin [25].

➤ **Manifestation**

Un tel défaut se traduit par une nette augmentation du niveau des fréquences supérieures à 1000 Hz, l'ensemble des fréquences supérieures à 1 kHz augmente sur un PBC ou un spectre RC HF, le facteur K augmente, le facteur de crête FC diminue et le niveau global Acc_{eff} [1000-10000 Hz] augmente [16].

➤ **Origine**

Ce peut être :

- un écaillage de la piste interne (sur l'arbre) ;
- un écaillage sur la piste externe (sur l'alésage) ;

- un défaut localisé sur un élément roulant (bille ou rouleau).

Dans tous les cas, il s'agit d'un choc périodique de faible énergie qui excite la structure de la machine. Cette structure répond dans une gamme de fréquences qui lui est propre. Afin de statuer de façon définitive sur un tel défaut, il est conseillé de réaliser une analyse dite d'enveloppe [16] :

1^{er} temps : on détecte la possibilité d'un tel défaut sur spectre PBC ou un spectre RC HF (figure 1.15b) ;

2^e temps : on paramètre une analyse d'enveloppe figure (1.15c), en fonction des fréquences dont le niveau a augmenté (forme de « bosse de chameau » ou « cloche »). On parle de « gamme fréquentielle de filtre » : c'est une gamme HF, des fréquences caractéristiques du (ou des) roulement(s) suspecté(s). On parle de « gamme fréquentielle d'analyse » : c'est une gamme BF ou MF ;

3^e temps : analyse du spectre enveloppe obtenu.

➤ **Exemple** : Mise en évidence d'un défaut de roulement (figure 1.15)

Le roulement surveillé présente toutes les caractéristiques d'un écaillage ou d'une fissuration sur la piste externe. Le défaut va ensuite contaminer les autres éléments.

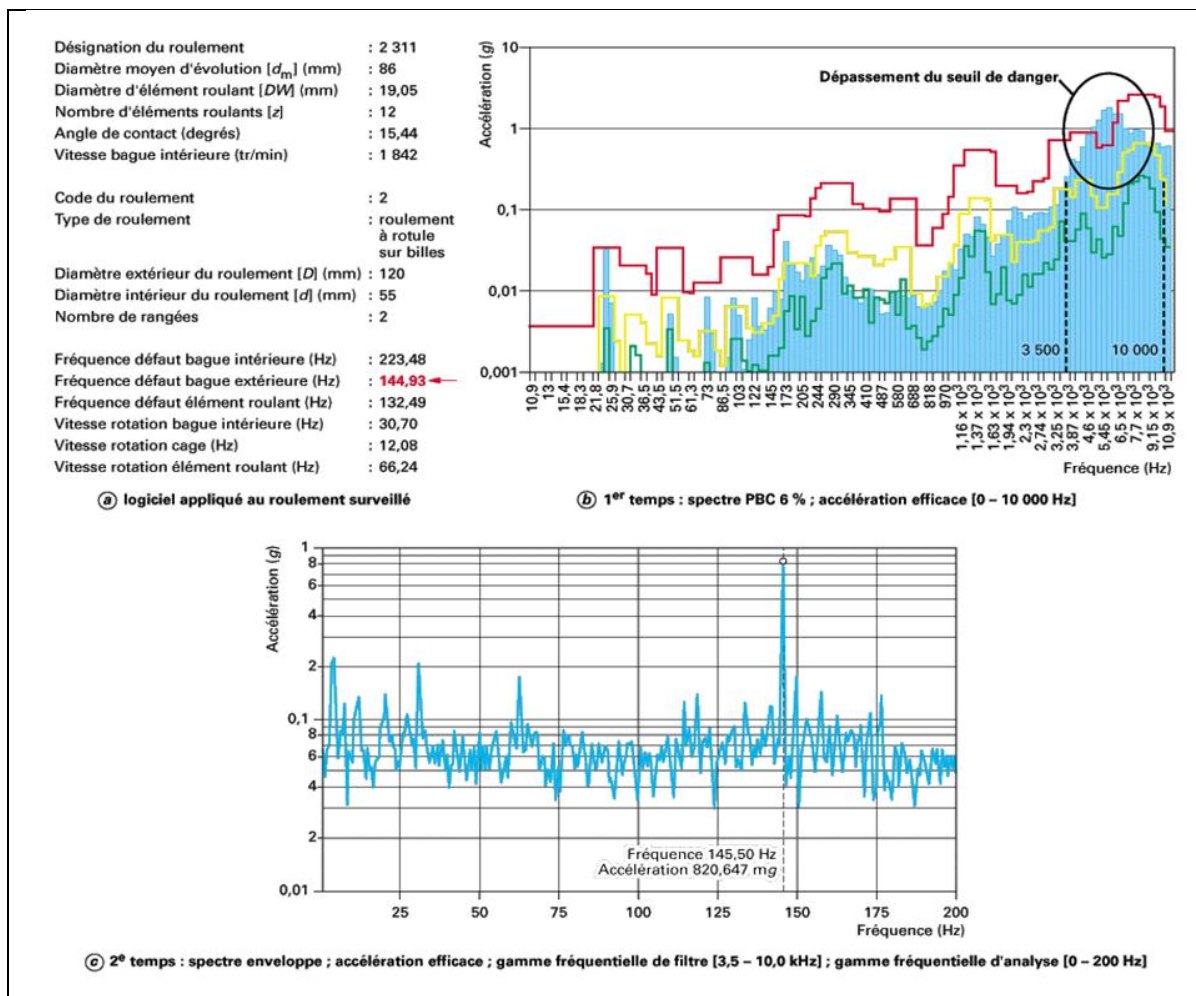


Figure 1.15 : Mise en évidence d'un défaut de roulement par un spectre PBC et par un spectre d'enveloppe [18]

3-5-5- Défauts de courroies

Les courroies sont utilisées pour transmettre la puissance entre deux arbres dont la distance n'est pas trop importante. Une courroie, constituée par une bande sans fin passant sur deux poulies, transmet l'énergie grâce à son adhérence sur les poulies.

➤ Manifestation

N_1 et N_2 sont des vitesses de rotation des roues n° 1 et 2 de la figure 1.16.

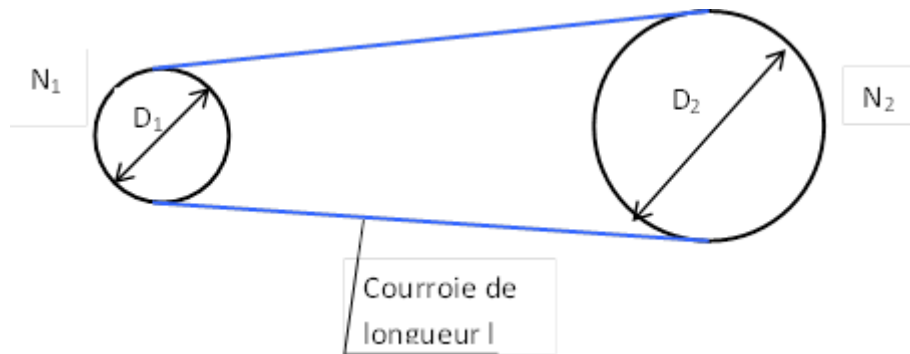


Figure 1.16 : Transmissions par courroies

Les fréquences caractéristiques des défauts de courroies sont :

- Roue n°1 :

$$f_{c1} = f_r \frac{(\pi D_1)}{l} \quad (1.7)$$

- Roue n°2 :

$$f_{c2} = f_r \frac{(\pi D_2)}{l} \quad (1.8)$$

Où f_r représente la fréquence de rotation de l'arbre.

➤ Origine

Les défauts de courroie sont engendrés par la conséquence d'une mauvaise pose, d'une usure ou par le défaut d'alignement des deux poulies [21]. Les statistiques concernant les causes des défaillances et la localisation des défauts dans les machines tournantes permettent de conclure que les organes les plus sensibles sont les engrenages et les roulements [26], [27].

➤ Fonctionnement des courroies

Les courroies sont des organes de transmission, au même titre que les engrenages ou les chaînes à rouleaux. Leur rôle est de transmettre la puissance d'un organe tournant à

un autre, c'est-à-dire le produit d'un effort par une vitesse ou un couple. Le principe de fonctionnement des courroies repose sur deux éléments principaux :

- une surface de contact, dont l'importance est fonction de son coefficient de frottement, permettant de prélever le couple de la poulie motrice, de le transmettre à l'armature de traction et, ensuite, de le restituer aux poulies réceptrices de la transmission,
- une armature, capable de transformer l'effort tangentiel prélevé sur la poulie motrice en un effort longitudinal de traction entre les poulies.

La combinaison de ces deux éléments caractérise l'effort transmissible, celui-ci étant directement lié à l'absence de glissement du premier et à la résistance à la traction du second. C'est pourquoi, actuellement, ces éléments sont le plus souvent constitués, d'une part, d'un élastomère et d'autre part, de fibres synthétiques.

➤ **Avantages des transmissions par courroies**

Bien qu'organe mécanique, la courroie permet, en raison de sa souplesse, une certaine imprécision de réalisation qui évite d'avoir recours à des solutions très sophistiquées, donc beaucoup plus coûteuses. Mais si la courroie est la solution la moins chère pour une transmission (absence de lubrification), elle est aussi d'une application quasi universelle grâce à la combinaison de ses différentes possibilités :

- multiplication ou réduction du mouvement selon le diamètre des poulies,
- variation de vitesse avec des poulies à flasques mobiles,
- inversion du sens de rotation par croisement des brins,
- transmission à axes non parallèles avec des galets de renvoi,
- débrayage avec un galet tendeur escamotable.

Par ailleurs, le principe de fonctionnement autorisant un glissement en cas de surcharge, la courroie amortit les vibrations et absorbe les à-coups, tout en servant de fusible en cas de blocage d'un élément de la transmission.

➤ **Lien des tensions dans les brins avec la durée de vie**

En dynamique, des phénomènes vibratoires perturbent le fonctionnement de la courroie, malgré sa légèreté qui la favorise par rapport aux chaînes.

Les trois modes importants de défaillance rencontrés en automobile sont :

- La rupture à la base de la dent (tooth root cracking) intervient lorsque le tissu protecteur (figure 1.17) se dégrade (figure 1.18a). Ce phénomène dépend de la charge tangentielle sur la dent de courroie [28].
- Le délaminage des câbles débute avec la sortie partielle d'un câble sur le côté de la courroie (figure 18b). Les variations de tension dans le câble, ainsi que sa qualité, provoque vraisemblablement la dégradation progressive de la courroie [29].

- Le corps de la courroie en élastomère peut se séparer de la nappe de câble (figure 1.18c). Ce type de défaillance est donc provoqué par le niveau de charge sur la dent et la tension dans l'âme (ou le câblé) de la courroie.

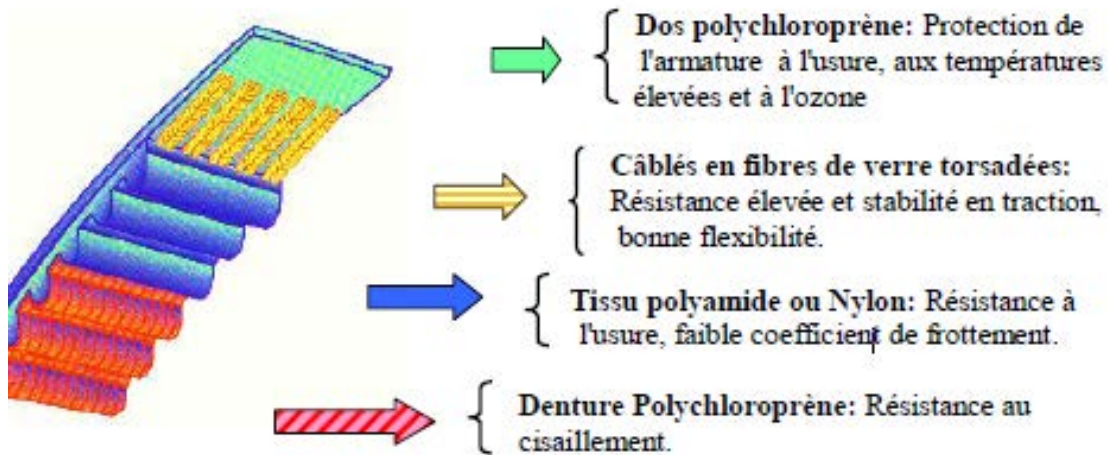


Figure 1.17 : Description des éléments d'une courroie

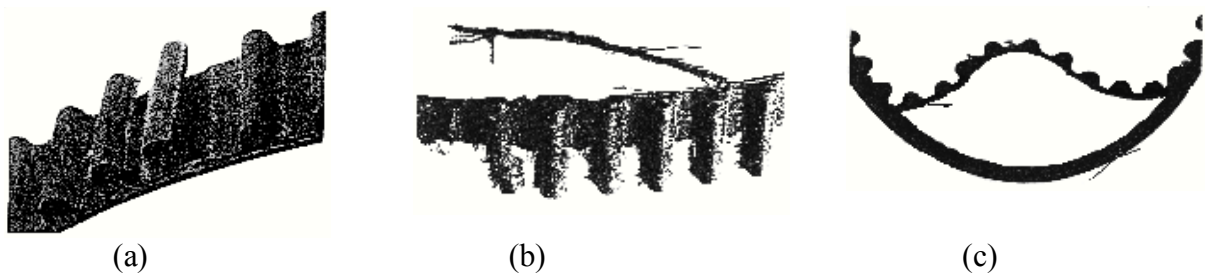


Figure 1.18 : Modes de défaillances d'une courroie dentée ; (a) rupture, (b) délamination du câble, (c) séparation des éléments de la courroie

4- Détection d'un défaut dans les roulements

La détection d'un défaut nécessite d'une part une prise de mesures vibratoire puis une exploitation du signal recueilli. Nous présentons, au cours de ce chapitre, l'essentiel de la démarche à suivre.

4-1- 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 induit une perte d'information qui peut être préjudiciable au diagnostic. Cette perte d'information est liée au nombre des composantes des fréquences élevées qu'introduit le processus de discrétisation (théorème de Shannon).

L'opération de discrétisation est effectuée périodiquement sur le signal temporel à une période T_e . La fréquence d'échantillonnage équivaut alors à $f_e = 1/T_e$ comme le montre la figure 1.19.

En pratique, la valeur couramment choisie pour la fréquence d'échantillonnage est :

$$f_e = 2.56 f_{max} \quad (1.9)$$

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

$$T_{acq} = N_e T_e = \frac{N_e}{f_e} = \frac{N_e}{2.56 f_{max}} \quad (1.10)$$

où

f_{max} : fréquence maximale

N_e : nombre de points enregistrés,

T_e et f_e : période et la fréquence d'échantillonnage.

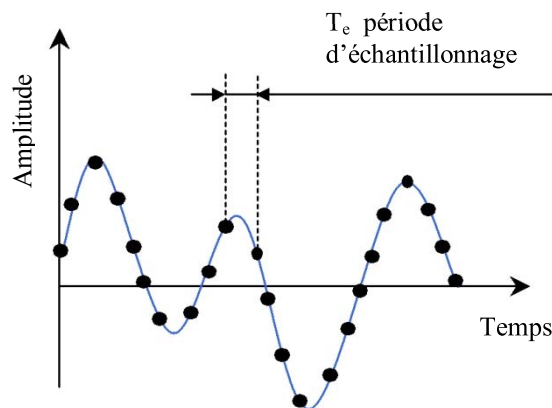


Figure 1.19 : Discrétisation du signal

4-2- Résolution

Pour réaliser de bonnes mesures, il est nécessaire de choisir une résolution appropriée dans la bande de fréquence de travail [30]. Une résolution est satisfaisante lorsqu'elle permet de dissocier des fréquences voisines. Elle dépend de la largeur de la bande de fréquences, du nombre de points N_e et du nombre de lignes de l'analyseur.

Autrement dit :

$$\Delta f = \frac{\text{Fréquence pleine échelle}}{\text{Nombre de lignes}}$$

$$\text{Nombre de lignes} = \frac{N_e}{2.56}$$

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

$$\Delta f = \frac{f_e}{N_e} = \frac{1}{N_e} = \frac{1}{T_{acq}}$$

4-3- Méthodes 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 synthétisent ces différentes méthodes ou outils [31]. Elles sont généralement classées en deux grandes familles.

4-3-1- Méthodes temporelles

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

➤ valeur efficace ou valeur RMS (Root Mean Square)

C'est un indicateur scalaire (large bande) très utilisé bien qu'il soit peu significatif [32] et s'écrit :

$$V_{efficace} = V_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2} \quad (1.11)$$

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

Globalement, la valeur efficace ne détecte pas tous les défauts et donne une alarme tardive, ce qui représente un inconvénient majeur dans la maintenance prédictive.

➤ Indicateur de crête

Contrairement à la valeur efficace de l'amplitude d'un signal, les indicateurs spécifiques comme le facteur de crête ou le Kurtosis sont mieux adaptés pour représenter un signal induit par des forces impulsionnelles tels que les écaillages de roulements. Ces indicateurs sont issus des valeurs crêtes [33] du signal temporel mesuré. Le facteur crête, défini comme étant le rapport entre la valeur crête et la valeur efficace.

$$FC = \frac{A_{CC\text{crête}}}{A_{CC\text{eff}}} = \frac{\text{Sup}|x(n)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [x(n)]^2}} \quad (1.12)$$

Le facteur crête a l'avantage de détecter les défauts avant la valeur efficace. Ceci provient du fait que pour un roulement sans défaut, le rapport reste sensiblement constant et augmente lorsqu'une dégradation apparaît alors que la valeur crête croît pendant que la valeur efficace reste à peu près constante [33] (figure 1.20).

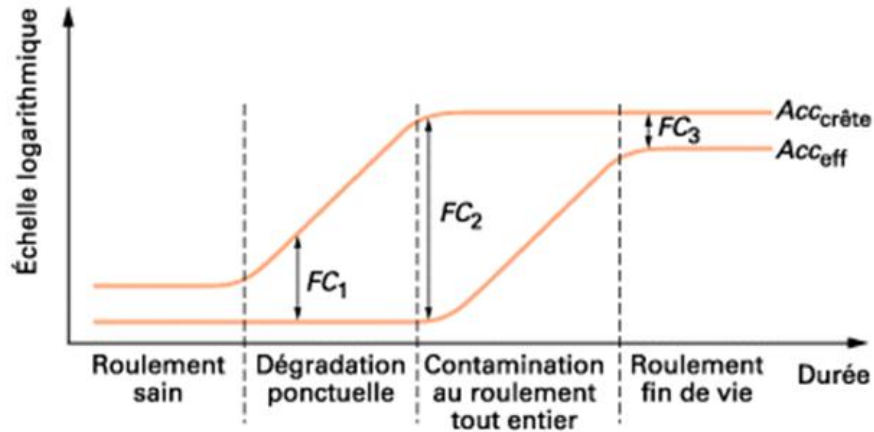


Figure 1.20: Evolution des valeurs crête, efficace et du facteur crête

➤ Kurtosis

C'est un indicateur permettant de caractériser la nature impulsive d'un signal et la détection précoce d'un défaut de roulement. Dans le cas d'un roulement sans écaillage, la distribution des amplitudes contenues dans le signal recueilli est gaussienne ce qui entraîne une valeur de Kurtosis proche de 3. Lorsqu'un défaut est détecté, sa valeur devient supérieure à 3 [34].

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

$$Kurtosis = \frac{M_4}{M_2^2} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2 \right]^2} \quad (1.13)$$

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.

Les figures 1.21 et 1.22 illustrent le signal temporel et la densité de probabilité d'un roulement non dégradé et d'un roulement écaillé.

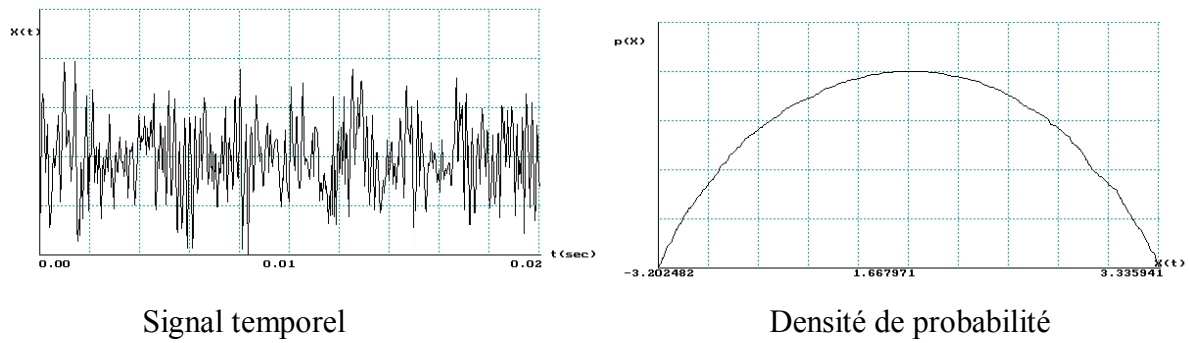


Figure 1.21 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 2.95 – valeur RMS = 1.16

Le Kurtosis doit être utilisé avec précaution car il est très sensible aux chocs [35], ce qui oblige à l'employer dans un environnement peu complexe afin de ne pas commettre d'erreurs de diagnostic.

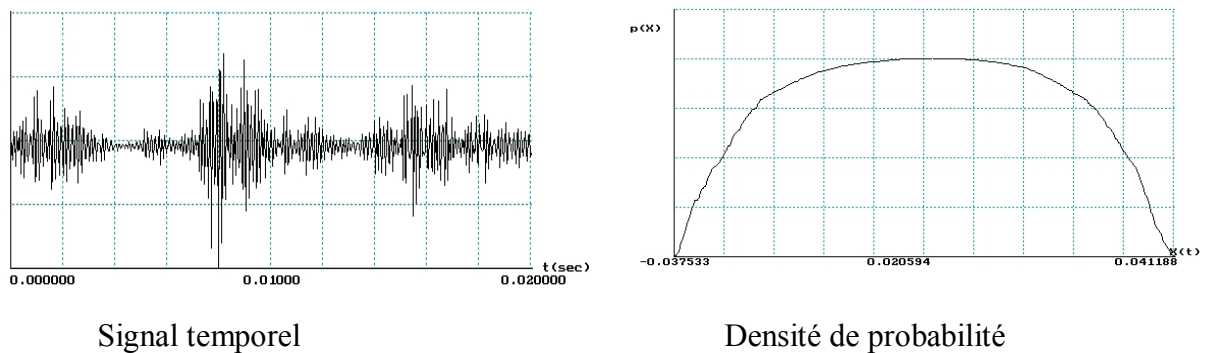


Figure 1.22 : Signal temporel et densité de probabilité d'un roulement non dégradé : Kurtosis = 6.81 – valeur RMS = 7.1.

4-3-2- Méthodes fréquentielles

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

➤ Analyse en fréquence

L'analyse en fréquence est devenue l'outil fondamental pour le traitement des signaux vibratoires. Elle s'appuie sur la transformée de Fourier (1.14) qui permet le passage du domaine temporel au domaine fréquentiel. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f , et donc de détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence de défaut. La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation [36]. Dans la pratique, on utilise la transformée de Fourier discrète rapide (1.15) sur des signaux numérisés.

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (1.14)$$

où

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

$$X(k\Delta f) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(nt_e)e^{-j2\pi k\frac{n}{N}} \quad (1.15)$$

où

$X(k\Delta f)$ est la transformée de Fourier discrète rapide,
 t_e est la période d'échantillonnage du signal temporel,
 n est le numéro de l'échantillon,
 k est le numéro de la ligne fréquentielle,
 Δf est l'intervalle entre deux raies fréquentielles
 N est le nombre d'échantillons prélevés.

Sur la figure 1.23, on a visualisé la transformée de Fourier de la somme de deux signaux sinusoïdaux de fréquences respectives 140 à 250 Hz.

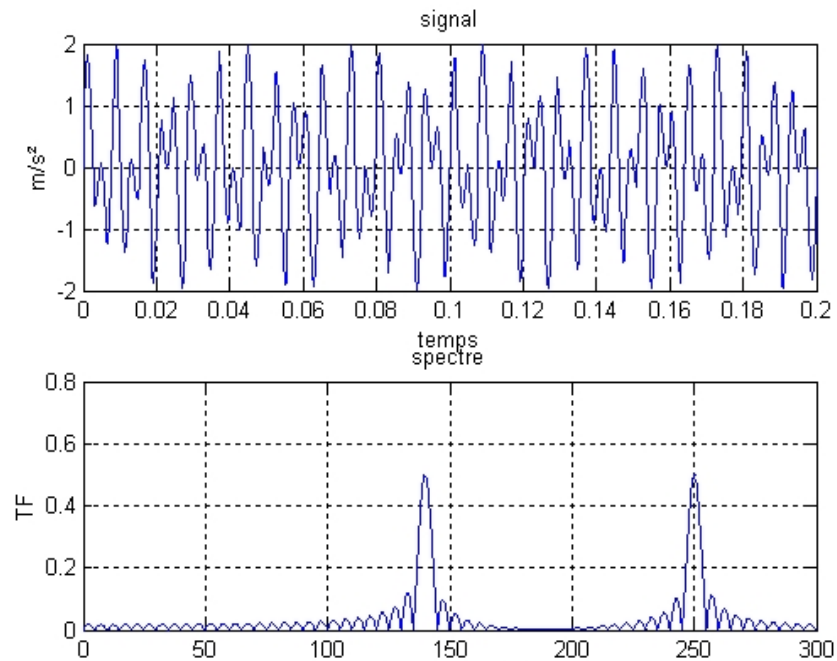


Figure 1.23: Transformée de Fourier d'une somme de deux sinusoïdes

➤ **Analyse d'enveloppe (HFRT):**

Est une méthode qui permet de détecter des chocs périodiques à partir des résonances de structure [37] [38]. En effet, pour des défauts tels que les écaillages de roulements, les harmoniques peuvent exciter un mode de résonance de structure (figure 1.24).

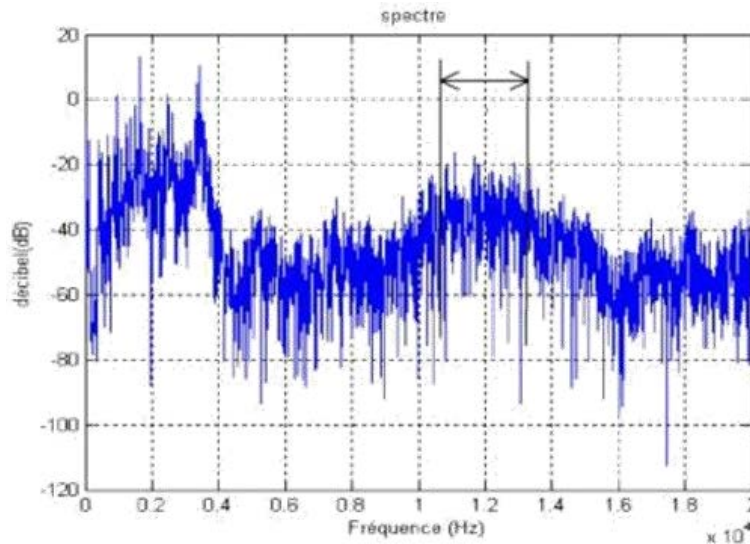


Figure 1.24 : Densité spectrale de puissance effectuée sur un roulement avec un écaillage sur la bague extérieure à 34,75 Hz

L'analyse d'enveloppe repose sur l'étude du signal enveloppe obtenu grâce à la transformée de Hilbert après filtrage dans une bande de fréquence centrée sur une ou plusieurs résonances de structure (figure 1.25).

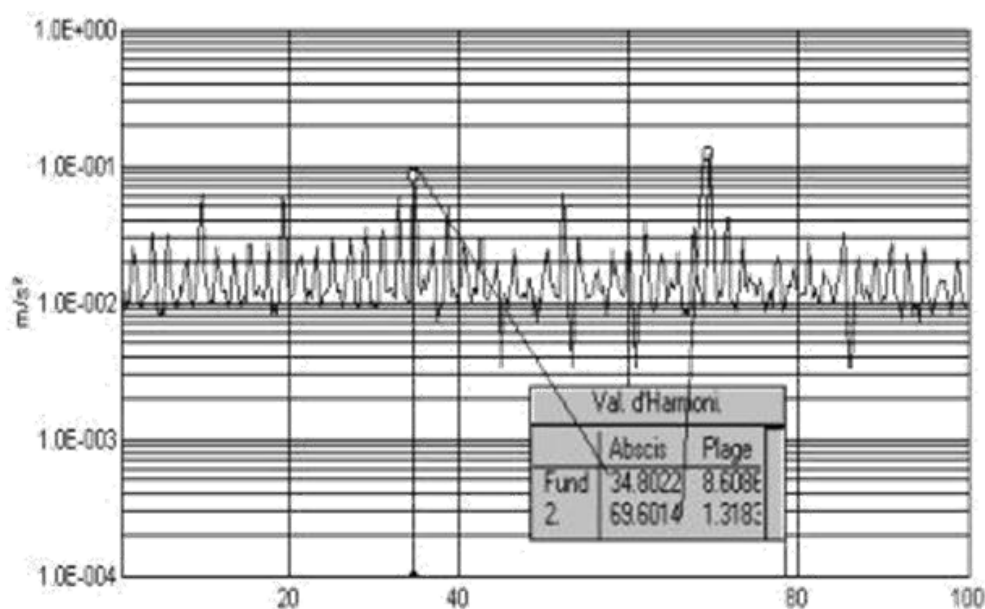


Figure 1.25 : Spectre enveloppe 0 – 100 KHz : Visualisation du défaut de bague extérieure à 34,75 Hz

➤ Le cepstre

Le cepstre se définit comme la transformée de Fourier inverse du logarithme décimal de la transformée de Fourier [33] :

$$C[s(t)] = TF^{-1} \log |TF[s(t)]|^2 \quad (1.16)$$

Il a pour but d'identifier et de quantifier toutes les structures périodiques contenues dans le spectre. Il permet de définir des indicateurs adaptés à la détection précoce des défauts induisant à des stades plus ou moins avancés.

Le cepstre est caractérisé par les amplitudes des composantes dont les fréquences correspondent aux périodes de répétition des chocs induits par les défauts de la machine surveillée. Il est largement utilisé pour la détection des défauts d'engrenage et dans une moindre mesure pour les défauts de roulements [39].

5- Conclusion

Ce chapitre rappelle les principes de base de l'analyse vibratoire appliquée à la maintenance prédictive, Leurs applications à des systèmes réels sont brièvement exposées. Les techniques utilisées actuellement, selon la bibliographie, sont basées sur l'analyse de Fourier et l'emploi des descripteurs de signaux tels les valeurs RMS, Kurtosis, etc...).

Il apparaît que le problème de la position des capteurs pour la détection est un problème récurrent. Dans la bibliographie, peu de travaux abordent les problèmes concernant le suivi d'endommagement en des points autres que sur le composant défectueux lui même. Le point de mesure à privilégier reste celui qui se situe au plus près de la source, soit pour un roulement, sur le palier. Cependant, sur la plupart des machines, ces zones de mesures ne sont pas systématiquement accessibles. Il convient donc de rechercher des points de mesure situés en d'autres lieux (par exemple le carter) permettant de détecter et de suivre au mieux les défauts de roulement.

CHAPITRE 2

Endommagement des matériaux : Application aux roulements

Introduction

Les signaux vibratoires contiennent des informations significatives de l'état de fonctionnement des différents composants d'un système mécanique. A partir de ces signaux, il est possible d'élaborer une loi d'endommagement significative de la sévérité du défaut en fonction du nombre de cycle du roulement. Des méthodes statistiques des moindres carrées permettent d'estimer cette loi à partir des mesures expérimentales [43][44][45].

L'objectif est d'estimer l'évolution d'un endommagement et de modéliser son évolution afin de prédire la défaillance d'un composant. C'est à partir de cette estimation qu'il va être établi un modèle pour pouvoir déterminer la durée de vie résiduelle du composant.

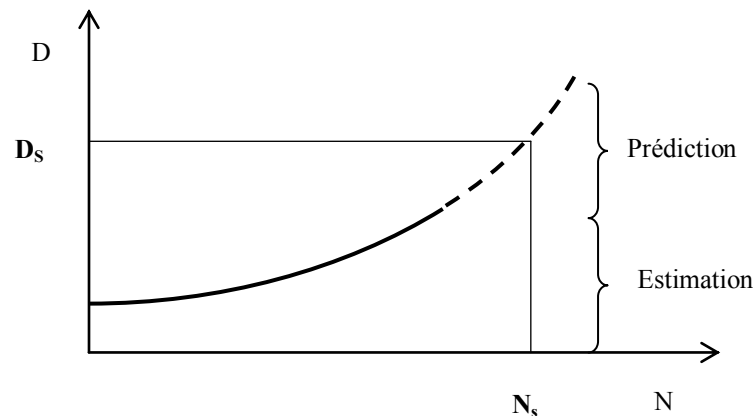


Figure 2.1 : Loi de dégradation

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.

Généralement, la modélisation de la loi d'endommagement est présentée par une loi mathématique.

1- Processus de l'endommagement

1-1- Etude des différents contacts des surfaces de deux solides

1-1-1- Introduction

Le contact entre deux corps solides engendre des contraintes de contact au niveau de la zone de contact. Ces contraintes varient selon la configuration de la surface de contact et peuvent provoquer la fatigue des matériaux si elles sont cycliques. Les premiers travaux sur l'étude du contact de deux solides ont été conduits par Boussinesq et Hertz. Ces travaux consistent essentiellement sur la détermination des **contraintes** dans la zone de contact.

- expression des contraintes de contact entre deux solides cylindre - plan (modèle de Boussinesq) , (figure 2.2).

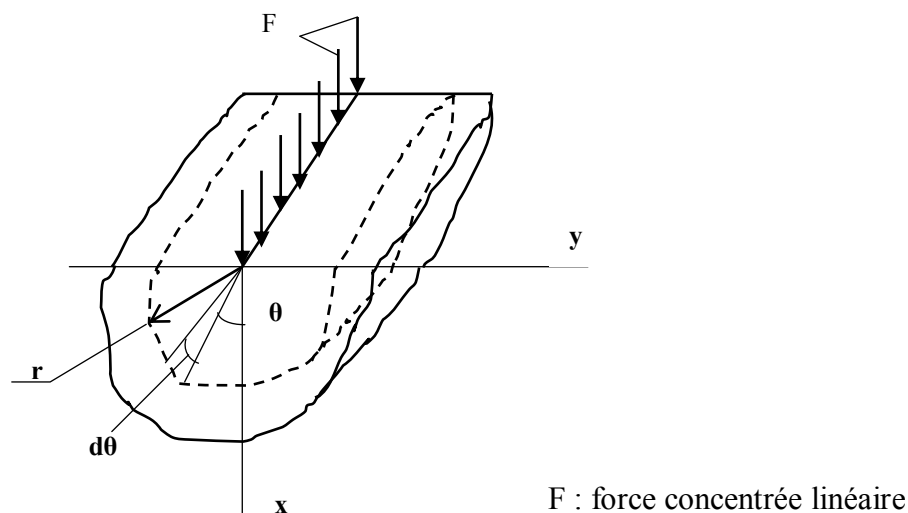


Figure 2.2 : Modèle utilisé par Boussinesq

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

$$\sigma_r = 2F \cos \frac{\theta}{\pi.r} \tag{2.1}$$

- Expression de la contrainte de contact entre deux solides (bille – plan) dont un des rayons de courbure au moins est fini (modèle d’Hertz) [24]

En introduisant les hypothèses suivantes :

- le contact entre deux solides n'est pas ponctuel, mais se fait sur une surface finie,
- la limite élastique n'est pas dépassée dans le contact,
- le chargement est perpendiculaire aux surfaces (effet de glissement est négligé),
- l'aire de contact est supposé plane.

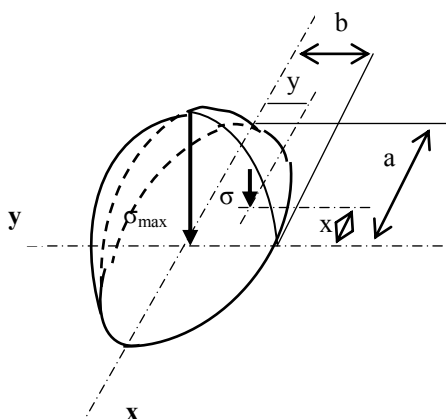


Figure 2.3 : Distribution des contraintes normales dans un contact bille – plan

La distribution des contraintes à l'interface de contact est [46] :

$$\sigma(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

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

$$\sigma_{\max}(x, y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \quad (2.3)$$

où Q est la charge

1-1-2- Contact d'Hertz

Les corps en contact sont des massifs élastiques semis infinis, non-conformes et lisses autant à l'échelle micro qu'à l'échelle macro, chargés sur une petite partie de leur surface. Ceci a permis à Hertz de traiter les efforts fortement localisés dans le contact séparément de la distribution générale de l'effort dans les corps. Pour que cette simplification soit justifiée, les dimensions de la zone de contact doivent être faibles, comparées à celle des corps en contact. Il a également supposé que les contraintes en profondeur, en dessous de la région de contact, sont inférieures à la limite d'élasticité et qu'il n'y a pas de frottement. Avec ces hypothèses, Hertz a trouvé analytiquement la distribution de pression qui satisfait les conditions limites sur la frontière des massifs à l'intérieur et à l'extérieur de l'aire 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 (figure 2.4a). Deux cas particuliers de la théorie de Hertz, l'un correspond au contact entre deux sphères, qui conduit à une aire de contact circulaire (figure 2.4b) et l'autre correspond au contact entre deux cylindres à axes parallèles (figure 2.4c) qui est un contact bidimensionnel (contact linéique) dont la largeur de contact et la distribution de pression sont constantes selon l'axe.

1-1-3- Contact non-Hertzien

Beaucoup de problèmes de contact n'entrent pas dans la catégorie des contacts Hertzien c'est à dire un contact pur et sans frottement entre deux massifs élastiques semis infinis dont les surfaces en contact sont assimilés à des paraboloides. Ce sont des problèmes de frottement, de géométrie complexe, une non linéarité des propriétés mécaniques (plasticité) ou lorsque un lubrifiant est présent (théorie d'élastohydrodynamique). Une revue complète de ces problèmes de contact est donnée par Barber et Ciavarella [47], Nita et Kato [48], Adams et Nosonovsky [49] et dans l'ouvrage de Bushan [50]. Dans cette catégorie, on distingue différents types de contact : le contact rugueux ; le contact lubrifié ; le contact indenté.

a- Le contact rugueux

Les surfaces réelles sont rugueuses à l'échelle microscopique et le contact est généralement limité à un certain nombre de zones au voisinage du sommet des aspérités. Pour étudier le comportement des surfaces rugueuses en contact, deux approches distinctes sont habituellement employées.

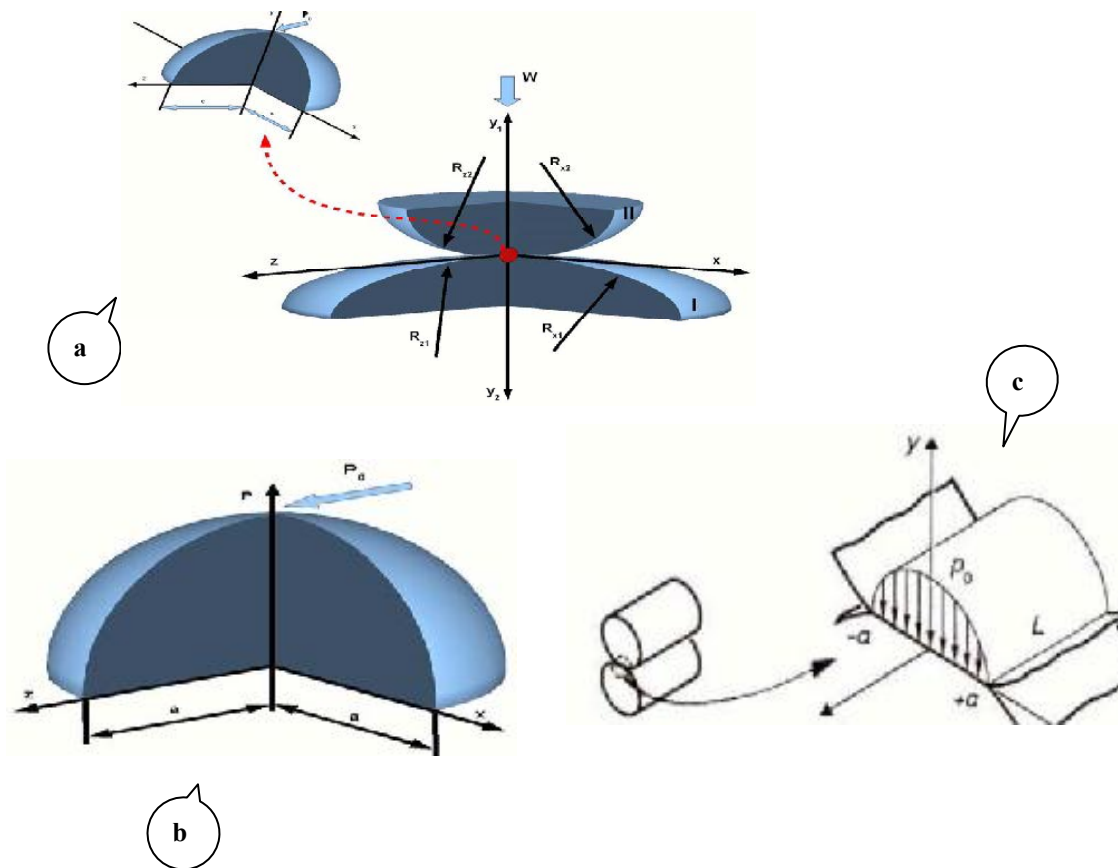


Figure 2.4 : Distribution de pression pour un contact Hertzien
 a- contact elliptique, b- contact circulaire, c- contact linéique

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 (figure 2.5a). La seconde est une approche déterministe où le problème du contact est résolu pour chaque configuration réelle (figure 2.5b).

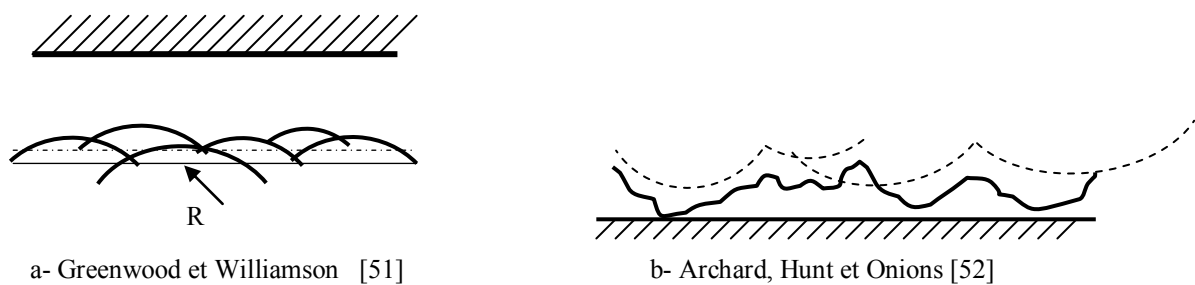


Figure 2.5 : Modèles de contact rugueux

b- Le contact lubrifié

Les surfaces en contact en mouvement relatif sont séparées et protégées par un film de lubrifiant. La charge appliquée est transmise d'une surface à l'autre par ce film de lubrifiant qui, parce que les pressions de contact sont très élevées, est à l'état vitreux. La rigidité de ce film de lubrifiant est alors bien plus grande que celle des surfaces qui se déforment élastiquement [53]. On distingue quatre régimes de lubrification [54]:

- *Elastohydrodynamique (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-elastohydrodynamique* : la charge est transmise par le film de lubrifiant, cependant, la micro-géométrie provoque des surcontraintes non négligeables,
- *Lubrification mixte* : le film de lubrifiant est incomplet, il peut y avoir contact direct entre les aspérités,
- *Lubrification limite* : l'épaisseur du film de lubrifiant est très faible, la charge est transmise principalement par les contacts entre les aspérités.

Le paramètre de sévérisation A , rapport entre la hauteur minimale (h_{min}) du film élastohydrodynamique 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 élastohydrodynamique et le régime micro-elastohydrodynamique se situe autour de $A=1$.

$$A = \frac{h_{min}}{R_m} \quad (2.4)$$

Dans le cas des roulements aéronautiques, les surfaces sont rectifiées très soigneusement (super finition), pour limiter au maximum les surpressions et les surcontraintes. Ils fonctionnent donc en régime élastohydrodynamique. Les surpressions induites par la rugosité des surfaces sont négligeables.

c- Le contact indenté

En plus des rugosités, qui sont réparties sur l'ensemble des surfaces de contact, on rencontre également des défauts de surface plus localisés. Ce sont des marques présentes sur la piste de roulement et désignées par le terme **indent**, en raison de leur origine. Leur taille caractéristique est de 1 à 20 μm pour la profondeur et de 50 à 150 μm pour le rayon.

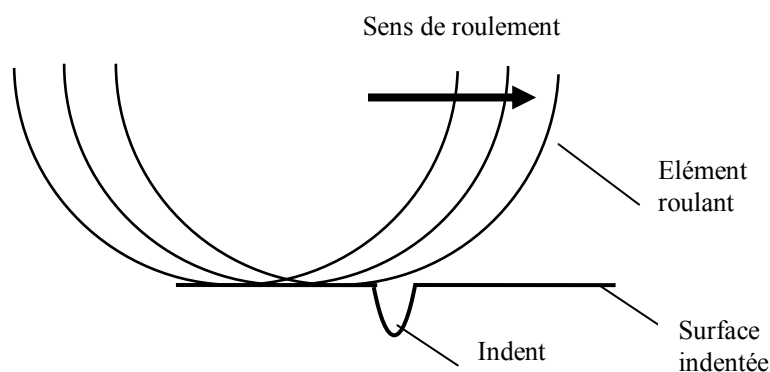


Figure 2.6 : Passage d'un corps roulant sur un indent

L'indentation : les indents peuvent avoir plusieurs origines. Il peut s'agir d'empreintes faites hors service, lors du transport, du montage ou au cours d'opérations de maintenance. L'autre origine des indents résulte de la pollution des lubrifiants par des particules d'origines diverses.

En effet, une huile, même neuve, transporte des particules en suspension provenant de sa fabrication et de son conditionnement. De plus, au cours du fonctionnement du roulement, les particules d'usure de l'ensemble du mécanisme sont susceptibles d'être transportées par le lubrifiant. Enfin, l'environnement extérieur est également susceptible d'être une source de pollution (sable dans un environnement désertique, ...). Lorsqu'une particule est présente dans le lubrifiant, elle peut être happée par le contact, même si sa taille est bien supérieure à l'épaisseur du film d'huile séparant les surfaces en contact. La particule est alors déformée ou cassée, et marque les surfaces.

La résolution du contact entre corps roulants indentés est un problème complexe qui ne peut être traité dans le cadre de la théorie d'élasticité. En effet, les massifs ont été déformés plastiquement lors du processus d'indentation. Ces déformations permanentes de la surface génèrent également des contraintes résiduelles élevées [55], 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, la plastification a modifié localement les caractéristiques du matériau par le phénomène de l'écroutissage.

1-2 - Notion d'écaillage

L'écaillage est la détérioration d'une surface par le détachement de morceaux de matière relativement gros, les cavités isolées à la surface sont des **piqûres** (figure 2.7) qui se rejoignent parfois pour former de plus grandes cavités lorsque l'écaillage est très avancé [56].

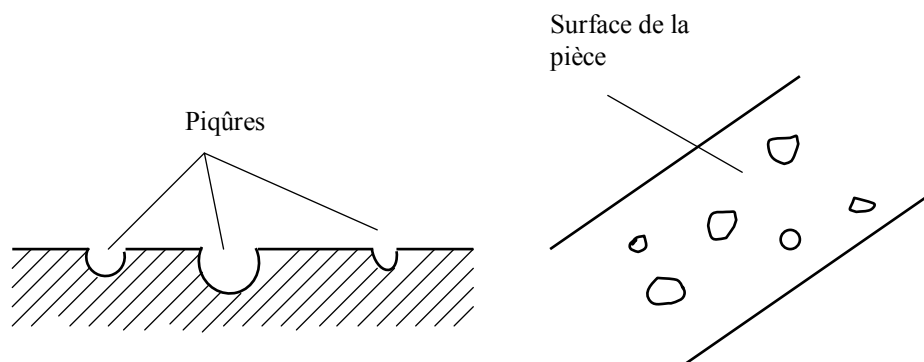


Figure 2.7 : Ecaillage d'une surface

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 [56]:

- Lésion de la surface par une aspérité ou l'interférence d'aspérités si le film lubrifiant est trop mince (figure 2.8a),
- Lésion de la surface par une particule, débris d'usure ou poussière, trop grosse par rapport à l'espace disponible pour son passage (figure 2.8b),
- Défaut de surface, rayure, strie d'usinage (figure 2.8c),
- Défaut du matériau au voisinage de la surface, pore ou impureté en sous couche (figure 2.8d).

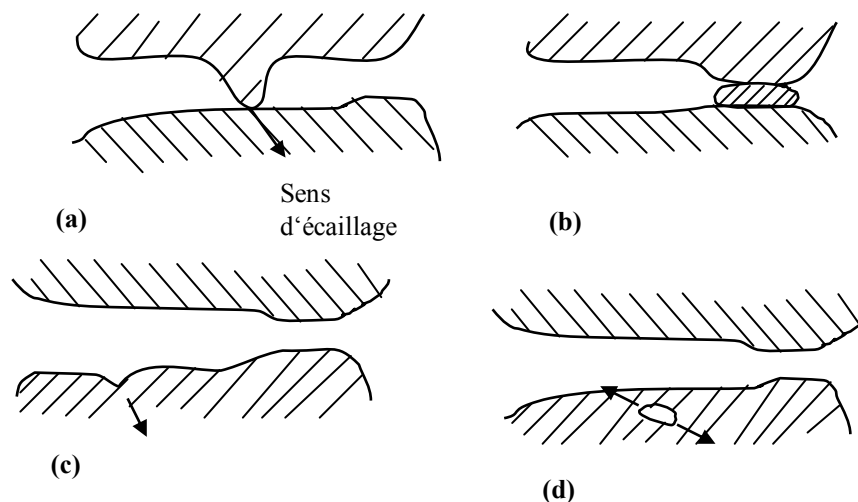


Figure 2.8 : Initiation des fissures : (a) par une aspérité, (b) par une particule étrangère, (c) par un défaut de surface, (d) par une impureté en sous couche

L'écaillage initié en surface se reconnaît par une piquûre en forme de V ouvert en direction du mouvement. L'écaillage étant lié à une fissuration de fatigue, on constate une relation de la pression limite d'écaillage et du nombre de cycles sollicitant une surface. Dans le domaine d'endurance limité, au delà de 10^5 cycles environ, la pression limite d'écaillage diminue avec l'augmentation du nombre de sollicitations selon une loi de type [56]:

$$N.p^n = Constante \quad (2.5)$$

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.

2- Endommagement en fatigue de roulement

2-1- Fatigue et endurance

2-1-1- Définitions

On entend par **fatigue** ou **endommagement par fatigue** la modification des propriétés des matériaux consécutive à l'application de cycles d'efforts, cycle dont la répétition peut conduire à la rupture des pièces constituées avec ces matériaux. En général, la fatigue se produit sans déformation plastique d'ensemble mais avec une *déformation plastique* très localisée autour des défauts, à fond de taille ou en surface.

La durée de vie est généralement mesurée par le nombre de cycles à rupture N . L'exécution de n cycles ($n < N$) entraîne un certain endommagement de la pièce qu'il est important de chiffrer car il détermine sa capacité de vie résiduelle et donc peut indiquer s'il faut ou non remplacer la pièce pour éviter un accident.

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

2-1-2- Diagramme d'endurance

L'essai de fatigue le plus simple consiste à soumettre chaque éprouvette à des cycles d'efforts périodiques d'amplitude maximales (σ) et de fréquences constantes, et à noter le nombre de cycles au bout duquel la rupture se produit (N). A chaque éprouvette correspond un point du plan (σ , N) et à partir d'un lot d'éprouvettes soumises à des contraintes maximales différentes, on obtient une courbe qui a l'allure de la courbe de Wohler (figure 2.9). Sur cette courbe, connue sous les noms de Wohler, S-N (Stress-Number of cycles) ou courbe d'endurance, on peut distinguer trois domaines :

- Une zone de fatigue oligocyclique, 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 , $3 \cdot 10^7$ et même 10^8 ou 10^9 , supérieur à la durée de vie envisagée pour la pièce.

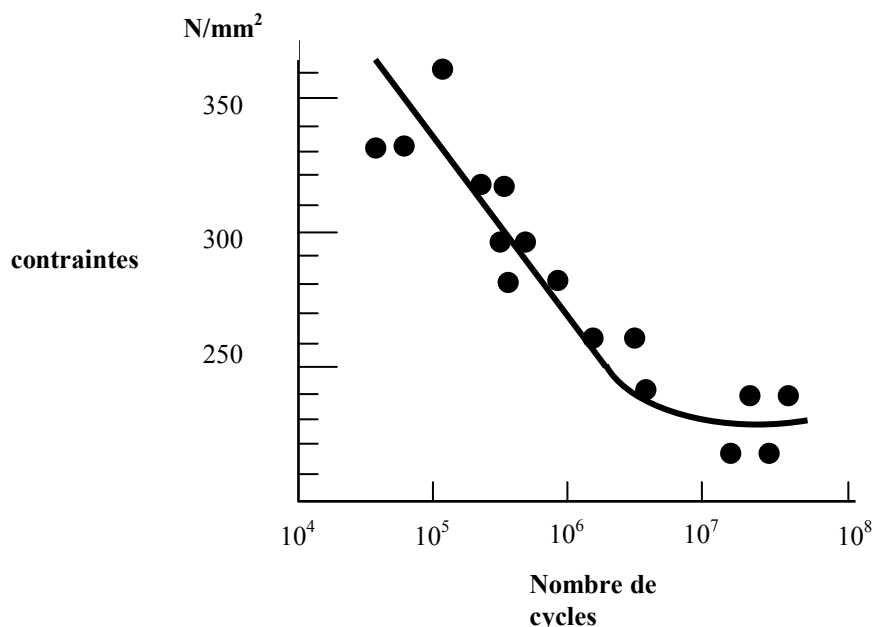


Figure 2.9 : Courbe de Wohler, amplitude maximale de la contrainte périodique, nombre de cycles à rupture (en échelle logarithmique), d'un acier doux essayé en flexion plane [57]

2-2- Endommagement par fatigue

2-2-1- 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 [58].

L'endommagement en fatigue est caractérisé par une variable d'endommagement D :

$$D = \frac{S_d}{S} \quad (2.6)$$

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 décrit par plusieurs modèles tels que la règle de Miner, la loi de Paris, etc....

2-2-2- Amorçage et propagation

Considérons les effets de surcharge et de sous charge, French [59] a proposé de distinguer quatre zones dans le diagramme d'endurance de la figure 2.10: 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.

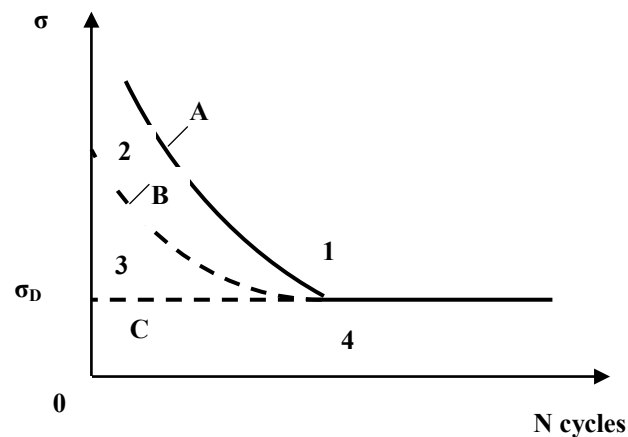


Figure 2.10 : Représentation schématique de la courbe d'endurance de Wohler (A) et de la courbe de dommage de French (B)

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*.

2-2-3- Dommage cumulatif

Miner [60], reprenant les études de Palmgren [61], 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 :

$$\frac{n_2}{N_2} = (1 - z) \quad (2.7)$$

On estime que cette loi n'est pas précise mais qu'elle a l'avantage d'une grande simplicité.

2-3- Avaries principales d'un roulement

Le roulement est un organe mécanique chargé de permettre la rotation entre deux arbres ou entre un arbre et un logement dans de bonnes conditions de guidage et avec un minimum de déperdition énergétique. La rotation est permise par des corps roulants (1) séparés par une cage, qui roulent sur les bagues intérieure (2) et extérieure (3) de la figure 2.11.

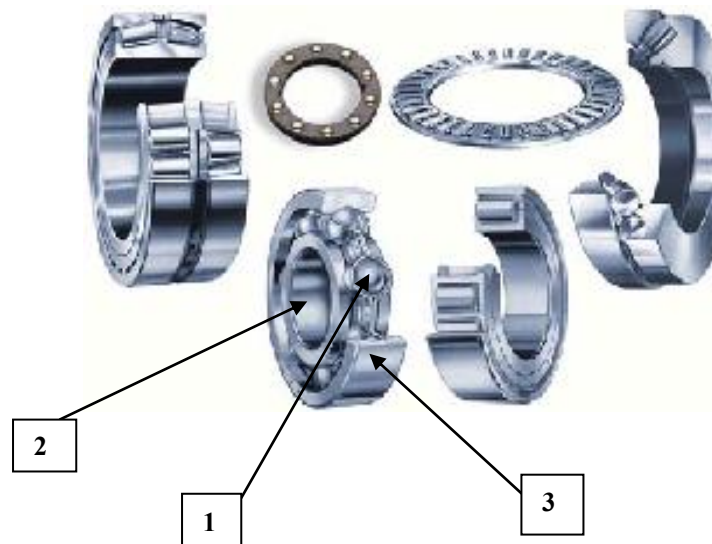


Figure 2.11 : Roulements

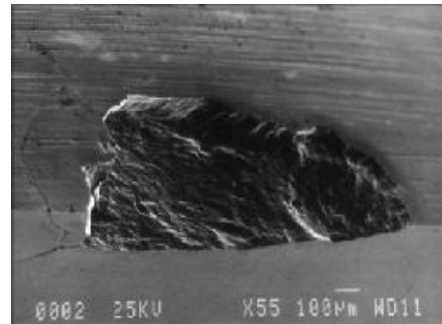
Les avaries possibles d'un roulement sont [62]:

- *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 [63]. 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 2.12 : Avaries dues à la fatigue du roulement [64]

3- Mécanisme de dégradation

3-1- Développement physique de la fatigue

La fatigue de contact se manifeste par des détériorations en sous couches dans le cas de roulement pur et contact parfaitement lubrifié (conditions élastohydrodynamique EHD) et par des détériorations en surface dans le cas de roulement avec glissement et contact imparfaitement lubrifié. Ces différentes conditions de fonctionnement conduisent à des endommagements distingués habituellement de la manière suivante :

- écaillage profond initié en profondeur,
- écaillage profond initié en surface,
- endommagement de surface avec amorçage le plus probable sur le sommet des stries dues à l'usinage,
- endommagement en environnement pollué c'est à dire avec passage de particules dans le contact.

La fatigue de roulement a des conséquences dangereuses pour le fonctionnement des dispositifs mécaniques car elle se traduit, dans son état final, par la formation d'écailles ou de micro-écailles sur les corps en contact, ce qui détériore les performances du roulement et peut

conduire au blocage de la rotation. La formation des écailles ou des micro-écailles s'opère en deux étapes successives :

- **l'initiation** : correspond au temps nécessaire à la nucléation de microfissure,
- **la propagation** : correspond au temps nécessaire à leur développement jusqu'à l'avarie.

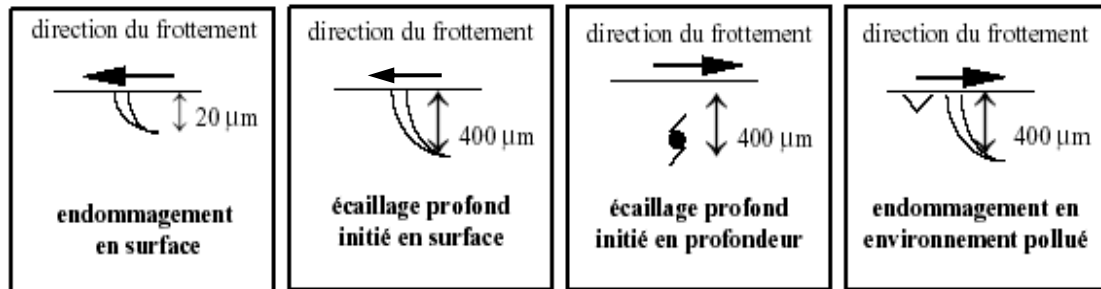


Schéma des différents types d'amorçage [62]

3-2- Principales sources d'avaries de fatigue

On peut classer les avaries rencontrées en fatigue de roulement en trois catégories, dépendant de leur *origine* et du *site d'initiation*.

3-2-1- Fatigue de roulement initiée en sous couche

L'écaillage dû à la propagation de fissures initiées autour d'inclusions est la principale cause d'avaries initiées en sous couche. Les transformations microstructurales visibles dans la zone d'Hertz, où la contrainte de cisaillement est maximale, sont les premiers symptômes de l'endommagement en fatigue de roulement initié en sous couche. Elles se produisent en premier lieu au voisinage d'inclusions qui jouent le rôle d'amplificateurs de contraintes. Les papillons orientés à 45° par rapport au roulement (figure 2.13), qui se forment dans les aciers martensitiques autour de ces inclusions sont dus au mouvement des *dislocations* générées par le dépassement local de la micro limite d'élasticité [65].

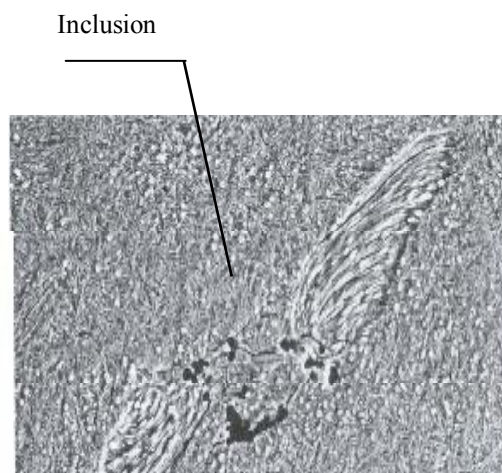


Figure 2.13 : Papillon et fissure amorcée autour d'une inclusion

La multiplication de ces dislocations au cours des cycles successifs de chargement entraîne la formation de fissures dans les zones transformées lorsque la densité de dislocation atteint une valeur critique.

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. Pour répondre à ces questions, des modèles de durée de vie ont été mis en place. Ils peuvent être scindés en deux familles :

a- Modèles phénoménologiques

Les modèles actuels sont des évolutions des modèles de Weibull, de Lundberg et Palmgreen. Ils permettent de prédire la durée de vie des roulements sans s'appuyer sur la description fine du mécanisme de formation des avaries. Ils sont basés sur une approche statistique des défaillances constatées expérimentalement et sur la notion du volume à risque engendré par le contact.

Cependant, ce sont Lundberg et Palmgreen qui ont véritablement mis au point les premiers modèles de durée de vie des roulements.

Ils ont évalué la durée de vie par :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = f(\tau_0, N, z_0) \quad (2.8)$$

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 14)

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = A(\tau_0^c N^e \frac{V}{z_0^{1-h}}) \quad (2.9)$$

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. Loannides et al ont proposé un modèle [24] qui exprime la probabilité de survie S en fonction du nombre de cycles N par :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = \bar{A} N^e \int H(\sigma - \sigma_u) \left[\frac{(\sigma - \sigma_u)^c}{z^h} \right] dV \quad (2.10)$$

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 $\sigma > \sigma_u$.

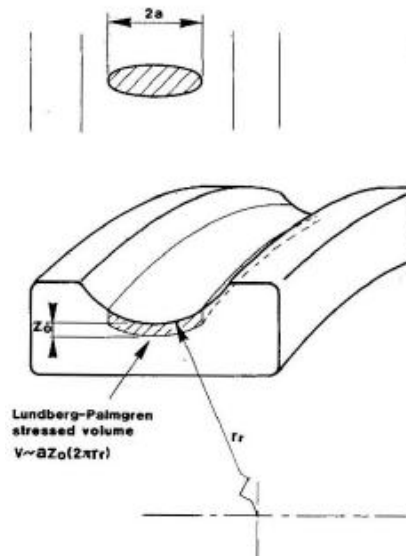


Figure 2.14 : Volume à risque défini dans la loi de Lundberg - Palmgreen

La détermination de ces paramètres ainsi que de la limite d'endurance doit être pour chaque matériau et actualisée en pratiquant de nombreux essais de fatigue.

D'autres modèles sont également disponibles dans la littérature dits « d'usure exponentielles » [66] [67]. Ils permettent aussi d'estimer l'évolution de l'endommagement d'une surface en contact avec le temps. Ils utilisent l'hypothèse qu'une fissure initiée en sous couche donne naissance à des fissures secondaires qui, en joignant la surface, forment des micros écailles. La coalescence de ces dernières forme une écaille et cela en trois phases :

- initiation en sous couche d'une fissure (phase de fonctionnement normal),
- phase d'usure de fatigue durant laquelle les fissures débouchent en surface formant un micro écaillage réparti,
- propagation de l'écaillage conduisant à la ruine du roulement.

Les deux premières phases peuvent être modélisées par la loi suivante:

$$L(t) = \alpha t^\beta \quad (2.11)$$

où

L : représente la loi de dégradation,

t : temps,

α et β : deux constantes dépendant de la phase de dégradation [67].

Ils existent d'autres modèles qui consistent à caractériser l'endommagement et ils seront présentés dans le paragraphe suivant

b - les modèles physiques

Ils s'appuient sur l'identification du *mécanisme* d'endommagement et sont constitués de l'enchaînement de la modélisation de l'amorçage d'une fissure avec la modélisation de sa propagation. Ils s'appuient sur les concepts de la micromécanique et de la théorie des dislocations. Plusieurs modèles existent dont le modèle de Cheng et al [68]. Nous résumons

ici les bases du modèle développé au Groupe d'Etude de Métallurgie Physique et de Physique des Matériaux (GEMPPM) [69,70,71,72]. Ce modèle permet d'expliquer la formation des écailles amorcées sur inclusion dans les aciers de type 100Cr6 et M50.

Le mécanisme d'endommagement mis en jeu est basé sur l'incompatibilité de déformation entre l'inclusion et la matrice. Ces incompatibilités sont accommodées par l'émission de dislocations qui créent les papillons de fatigue observés expérimentalement (figure 2.13). Ces dislocations, en s'accumulant, conduisent à l'amorçage d'une fissure, qui va ensuite se propager. L'application de ce modèle aux différentes inclusions présentes dans la zone sollicitée par le contact permet de définir une durée de vie du contact. La répétition de ce processus à une famille de contacts permet d'obtenir la distribution des durées de vie qui résulte de la dispersion inclusionnaire liée au processus d'élaboration du matériau. Grâce à ce modèle, on peut déterminer la limite d'endurance. C'est la pression de Hertz que l'on peut appliquer sur le contact sans qu'il y ait émission de dislocations irréversibles autour des inclusions, c'est-à-dire sans que la micro limite d'élasticité ne soit dépassée, 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.

3-2-2- 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 [73] d'une part. D'autre part, lorsque les surfaces en contact ne sont pas lisses, les surpressions générées au niveau du contact ainsi que l'augmentation du frottement se traduisent par des sollicitations élevées en surface ou à proximité de la surface de contact.

La figure 2.15 schématise l'allure du niveau de sollicitation sous la surface en fonction de la charge appliquée et de l'amplitude des rugosités. Lorsque les sollicitations dépassent la micro limite d'élasticité (en tenant compte des hétérogénéités microstructurales), il peut y avoir initiation de microfissures dans ces zones. Le trait pointillé correspond à une contrainte limite (en fonction du matériau) en deçà de laquelle aucun endommagement n'apparaît. L'endommagement initié en surface est susceptible de se produire dès que l'amplitude des rugosités est voisine de l'épaisseur du film d'huile séparant les surfaces en contact.

a- Formation des écailles

Les microfissures amorcées peuvent 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* [74] par un pont appelé **pont de contrainte** (figure 2.16). Cette situation concerne des surfaces très rugueuses et des *pressions d'Hertz* élevées.

Par conséquent, le processus de fatigue de roulement initié en surface se déroule en trois phases (figure 2.17) [75]:

- *première phase* : courte, caractérisée par des changements importants dans le matériau suite aux cycles répétés de chargements avec des contraintes importantes (dureté, contraintes résiduelles, rugosités),
- *deuxième phase* : longue, caractérisée par des changements microstructuraux dans le matériau et aboutit à la formation du papillon de fatigue,

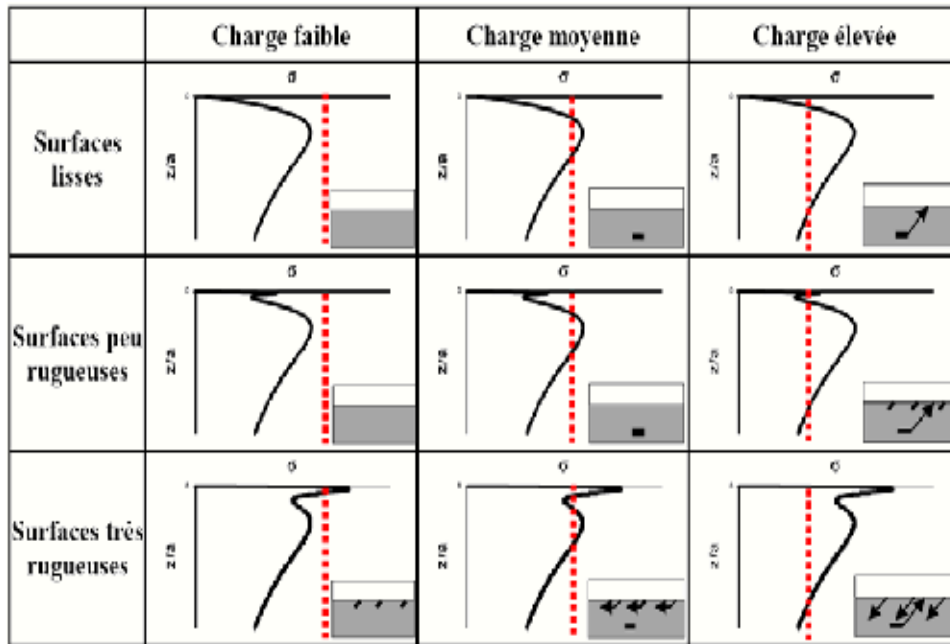


Figure 2.15 : Compétition entre la fatigue de roulement initié en sous couche et celle initiée en surface en fonction du niveau des contraintes de cisaillement selon la profondeur [23]

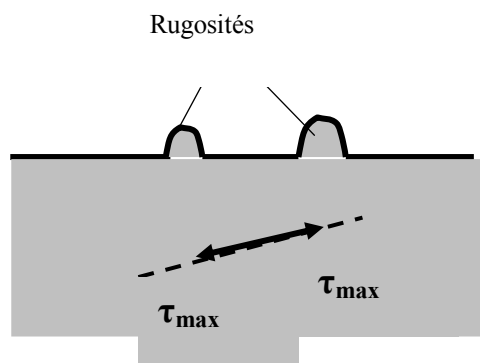


Figure 2.16 : Pont de contraintes

- *troisième phase* : apparition de microfissures conduisant à l'écaillage (propagation et rupture).

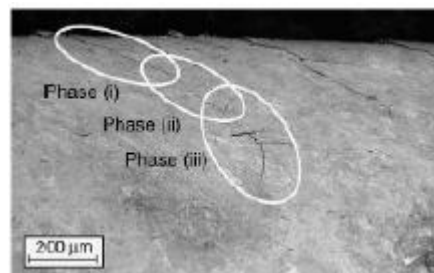


Figure 2.17 : Les trois phases de développement d'une fissure de fatigue de roulement initiée en surface

b- Influence de la lubrification

La lubrification a pour rôle de diminuer les frottements dans un contact. Une bonne lubrification permet de supprimer le contact métal-métal par l'interposition d'un film de lubrifiant. Néanmoins, la lubrification peut être un facteur favorisant la fatigue et ce dans deux cas :

- Le premier est celui où le fluide est chargé de particules dures qui, en s'introduisant entre le corps roulant et la piste de roulement, créent des indentations qui constituent des amorces de fissures.
- L'autre cas concerne la participation du fluide lubrifiant à la propagation des fissures initiées en surface par piégeage de ce fluide dans la fissure, puis en exerçant une pression sur les lèvres. Way (1935), a été l'un des premiers à s'intéresser à l'influence du lubrifiant dans la propagation des fissures. Parmi plusieurs configurations possibles de mouvement et d'orientation de fissures, il a déduit que la position la plus favorable pour l'action du fluide est celle où le roulement et le frottement ont des directions opposées et où la pointe d'une fissure superficielle est dirigée vers le sens du mouvement de la charge (figure 2.18).

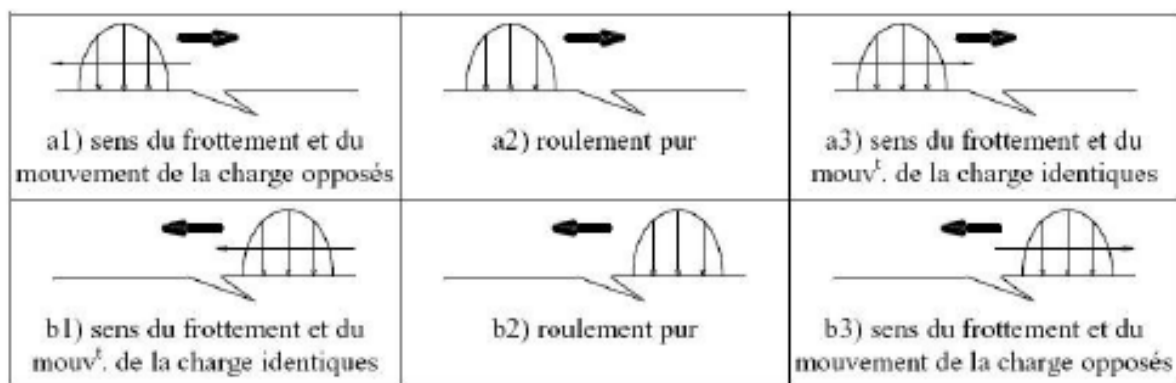


Figure 2.18 : Combinaison du sens du mouvement, du sens de frottement et de l'inclinaison de la fissure [73]

On a abouti à plusieurs modèles d'action du lubrifiant :

- la pression du lubrifiant est constante sur les lèvres de la fissure et égale à la valeur maximale de la pression de Hertz, modèle non convaincant.
- la distribution linéaire de la pression sur les lèvres de la fissure engendre une modélisation de la fissure par une distribution des dislocations qui correspond à une durée de vie de 7000 cycle : modèle de Bower.
- une quantité de fluide est emprisonnée dans la fissure qui se referme au passage de la charge et pour élaborer le modèle de la fissure, Kaneta propose de prendre, comme pression de fluide, la pression maximale de Hertz par contre Bower propose de prendre la pression qui garderait le volume d'huile dans la fissure constant.

3-2-3- Fatigue de roulement initié au voisinage des indents

Les indents créent également des surpressions dans le contact, et donc des surcontraintes dans le massif. Ils sont une source d'endommagement en fatigue de roulement.

La localisation des sites d'initiation dépend des conditions de fonctionnement. En roulement pur, il est fait état d'endommagements initiés en amont ou en aval de l'indent dans le sens du roulement, avec une proportion tout de même plus élevée en aval. En présence de glissement, l'initiation se fait en aval dans le sens du frottement. L'étude du champ de pression EHD permet d'expliquer la localisation du site d'initiation par rapport au sens du frottement. En particulier, il a été montré par Dumont [76] qu'en présence de glissement, le champ de pression est dissymétrique, et que le pic de pression le plus important est situé en aval de l'indent dans le sens du frottement.

L'endommagement en fatigue de roulement au voisinage de l'indent se traduit par du micro écaillage ou par un écaillage profond. Les écailles et les micro écailles se propagent dans le sens du roulement (opposé au sens du passage) en figure 2.19 [77].

Pour les surfaces rugueuses, la présence de surpressions permet de déterminer si la rugosité est dangereuse ou pas au regard de la fatigue de roulement. Ce type d'analyse ne peut pas être appliqué directement au cas des indents. En effet, les surpressions créées par un indent peuvent être élevées et provoquer d'importants dépassements locaux de la micro limite d'élasticité (caractérisés par l'évolution géométrique de l'indent et le matage du bord de l'indent) sans que celui-ci ne présente de signe d'endommagement. L'origine de l'endommagement initié au voisinage des indents n'est pas comprise. En conséquence, il n'existe pas de critère ou de modèle permettant, d'après les caractéristiques d'un indent, de déterminer une limite d'endurance ou de durée de vie.

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 dues au champ de pression ont été prises en compte. Ces calculs ont été couplés avec des modèles de durée de vie phénoménologiques pour estimer la sévérité des indents. Ces études ne permettent pas d'estimer une limite d'endurance ou une durée de vie pour deux raisons :

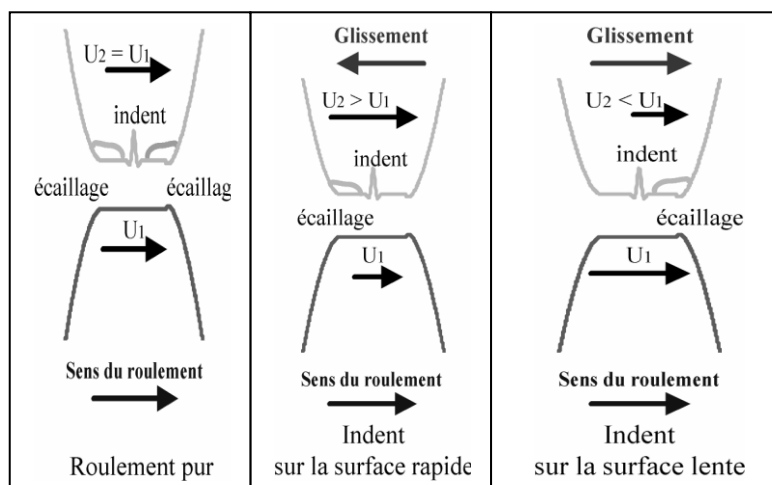


Figure 2.19 : Site d'initiation d'écaillages dus à un indent

- les sollicitations estimées ne tiennent pas compte de la présence des contraintes résiduelles générées pendant l'indentation et pendant les premiers passages de la charge,
- les propriétés mécaniques du matériau utilisées dans le modèle de durée de vie sont celles du matériau de base et ne prennent pas en compte l'évolution due à l'écroutissage pendant l'indentation et pendant les premiers passages de la charge.

4- Choix du modèle de l'endommagement des roulements

Nous avons étudié en détail les avaries rencontrées dans les roulements. L'avarie prépondérante est la fatigue de roulement (écaillage) qui est un processus complexe qui requière les compétences des mécaniciens de contact et de physiciens de la matière. La demande industrielle nous a conduit à nous intéresser à la modélisation de l'endommagement de l'écaillage.

Des progrès ont été faits permettant d'améliorer :

- la capacité de charge,
- la diminution des échauffements par la lubrification.

Mais les exigences des constructeurs en termes de gains de matière, de performance et de coûts sont toujours présentes. A cet effet, des progrès considérables ont été faits dans l'identification des mécanismes d'endommagement pouvant ou non conduire à la ruine du roulement. Ces progrès ont permis d'aboutir à de nouvelles modélisations fondées sur la micromécanique et la métallurgie physique des métaux.

Dans ces modèles, *la naissance de la fissure* est liée à la présence d'une concentration des contraintes et à l'émission des dislocations jusqu'à une concentration critique, quand à *la propagation de la fissure*, résulte de l'émission de dislocations en pointe de fissure selon le champ de contraintes appliqué.

Cette nouvelle approche devrait à terme permettre une estimation plus fine de la durée de vie des roulements en tenant compte à la fois des propriétés intrinsèques du matériau et des sollicitations tribologiques réelles des surfaces en contact.

4-1- 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 [74]. 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 (figure 2.20a),
- Mode de cisaillement plan (mode II) : les faces de la fissure se déplacent parallèlement au plan de fissure et perpendiculairement au front de fissure (figure 2.20b),
- Mode de cisaillement hors-plan (Mode III) : les faces de la fissure se déplacent parallèlement au plan de fissure et au front de fissure (figure 2.20c).

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

4-2- Phases de dégradation

Il existe deux échelles de dégradation en fatigue de roulements dans les contacts hertziens lubrifiés qui sont aujourd'hui bien identifiés [23]:

➤ **le micro écaillage**, se manifeste par la formation des microfissures amorcées en sous couches ou en surface (figure 2.21a), 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.

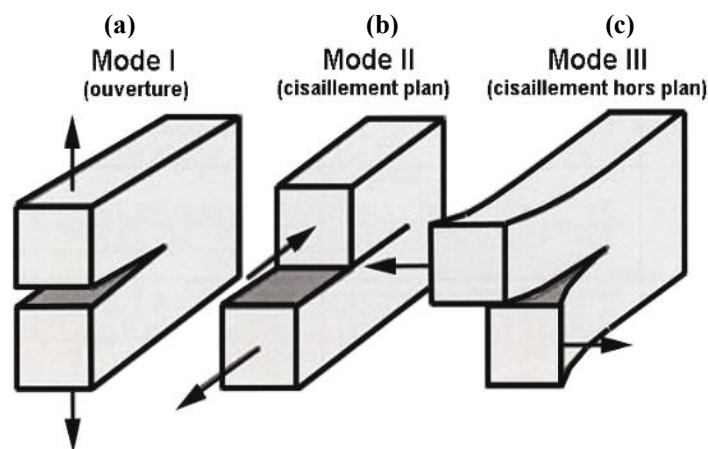


Figure 2.20 : Les trois modes de fissuration

➤ **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 2.21b), c'est une avarie qui prend de l'ampleur par la bifurcation de la fissure (figure 2.21c) et la multiplication du phénomène (figure 2.21d), 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'elastohydrodynamique 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 [78] :

– **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 réside dans le fait que seule la connaissance de la contrainte est nécessaire (contrainte maximale), par contre, l'inconvénient de cette méthode est qu'elle ne distingue pas la phase d'amorçage de 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 nécessite la connaissance non seulement du chargement mais aussi la longueur de la fissure (pour le calcul de ΔK). La durée de vie est déterminée par l'intégration des lois de propagation.

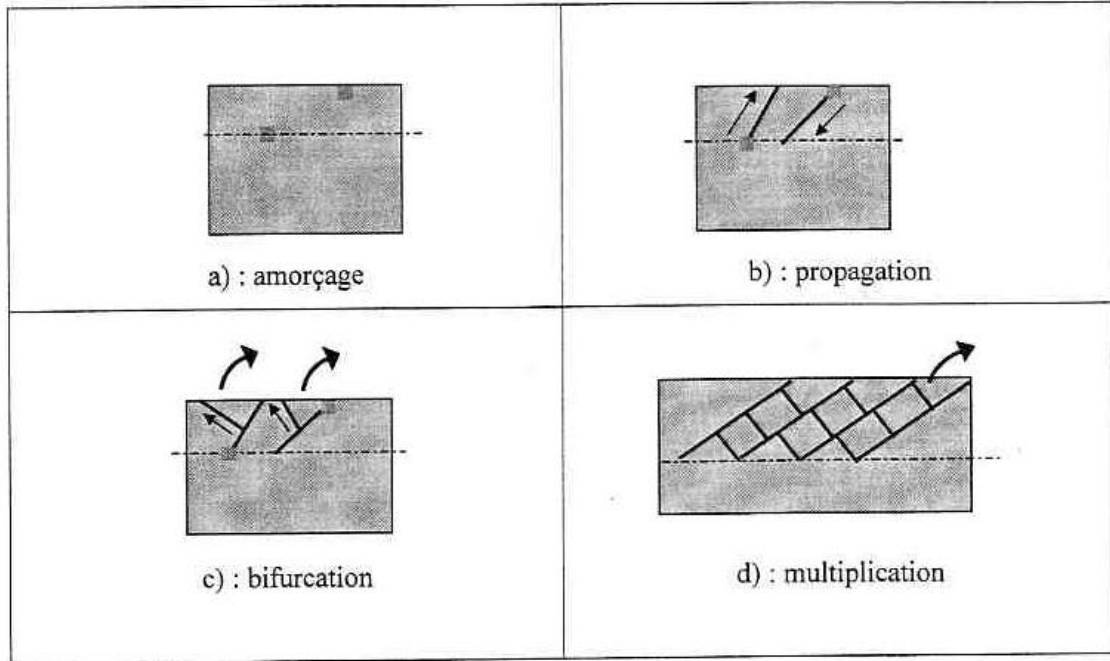


Figure 2.21 : Etapes de l'écaillage à partir de fissures initiées en sous couches ou en surface

4-3- Modélisation de l'endommagement des matériaux

4-3-1- Modèle de type Paris

Le modèle de type Paris est utilisé afin de modéliser la propagation d'un écaillage. Ce modèle de fissuration est le plus répandu, il permet de connaître la vitesse de fissuration en fonction de la variation de l'intensité des contraintes, en pointe de fissure.

$$\frac{dL}{dN} = C_0 (\Delta K_m)^n \quad (2.12)$$

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 2.22), en coordonnées bi logarithmiques [79] :

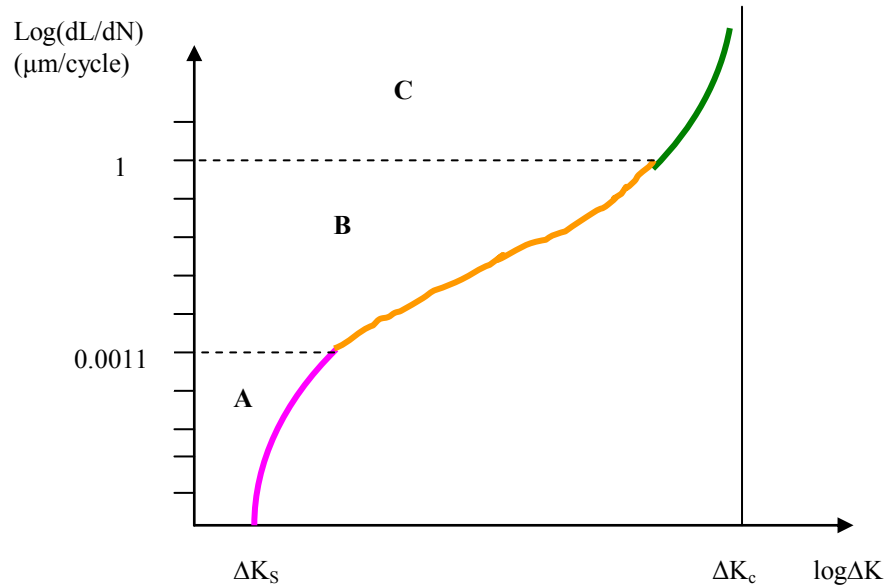


Figure 2.22 : Courbe de propagation des fissures par fatigue

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 :

$$K_{\max} = \Delta K \cdot (1 - R) \quad (2.13)$$

K_{\max} atteint la valeur critique ΔK_c .

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

$$R = \frac{K_{\min}}{K_{\max}} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (2.14)$$

La variation du facteur d'intensité de contrainte qui caractérise le champ de contrainte en pointe de fissure dépend du mode de fissuration, il peut s'exprimer d'une façon générale sous forme :

$$\Delta K_m = f(L) \Delta \sigma \sqrt{\pi L} \quad (2.15)$$

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 :

$$L(N) = a\Delta\sigma^b N^c \quad (2.16)$$

où

a, b et c sont fonctions de C_0 et n : paramètres empiriques liés au matériau.

La croissance de la surface d'un écaillage est induite par la propagation des fissures dont la vitesse est estimée par une loi de Paris. Cette loi peut être extrapolée pour permettre la description du développement de la surface d'un écaillage.

Dans le cas de la fissuration due à la fatigue de roulement, la contrainte appliquée à la pièce dépend essentiellement de la pression d'Hertz. Il peut alors être envisagé de remplacer la variation de la contrainte appliquée $\Delta\sigma$ dans le modèle de Paris par la variation de la pression de Hertz ΔP_H (ou pression maximale).

$$D(N) = \alpha \cdot \Delta P_H^\beta \cdot N^\gamma \quad (2.17)$$

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. Le modèle de croissance d'écaillage peut finalement s'écrire :

$$D(N) = \alpha \cdot P^\beta \cdot N^\gamma \quad (2.18)$$

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 sont identifiés expérimentalement. Ces paramètres dépendent des facteurs tels que la lubrification, le frottement et le matériau utilisé ainsi que l'état de surface des éléments de roulement. Néanmoins, ils ne dépendent ni de la pression de Hertz ni du nombre de cycles.

4-3-2- Méthode de Miner

Une des règles les plus anciennes, la plus simple et cependant la plus utilisée est celle dite de Miner [80], elle s'appuie sur les hypothèses suivantes :

➤ le dommage emmagasiné par le matériau à chaque cycle est uniquement en fonction du niveau de la contrainte σ : pour n cycles, on appelle dommage ou endommagement d, fraction de vie au niveau de contrainte sinusoïdale σ , la quantité :

$$d = \frac{n}{N} \quad (2.19)$$

N nombre de cycles à la rupture au niveau σ .

- à ce niveau de contrainte σ , la rupture intervient (d'une manière déterministe) lorsque $n = N$, soit quand $d = 1$ (limite d'endurance).
- les dommages d s'additionnent linéairement. Si K contraintes sinusoïdales d'amplitudes σ_i égales ou différentes sont appliquées successivement avec n_i cycles, le dommage total subi par l'éprouvette est d'après Palmgren et Miner :

$$D = \sum d_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (2.20)$$

La rupture se produit à $D=1$.

4-3-3- Méthode de Miner modifiée

Pour tenter de corriger les écarts observés entre les durées de vie calculées à partir de la théorie de Miner et les résultats des essais en particulier lors de l'application de contraintes sinusoïdales à plusieurs niveaux σ_i , il a été envisagé de remplacer la loi d'accumulation linéaire par une loi non linéaire [81] de la forme :

$$D = \sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right)^x \quad (2.21)$$

où

x est une constante supposée supérieur à 1.

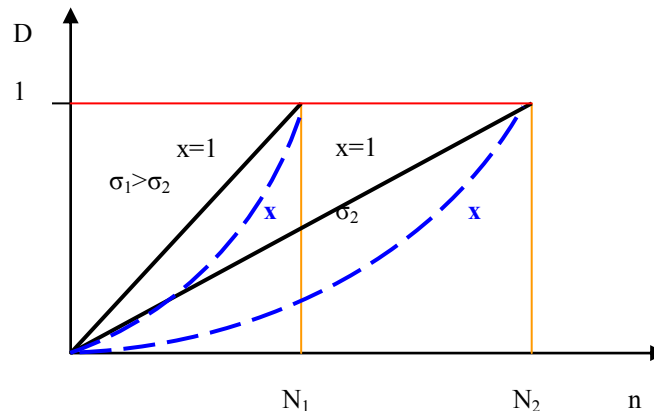


Figure 2.23 : Dommage en fonction du nombre de cycles selon l'amplitude de contraintes σ_1 et σ_2

Le nombre de cycles à la rupture est d'autant plus grand que la contrainte est plus petite. Avec la loi modifiée, la courbe $D_x(n)$ est, au niveau σ donné, de la forme :

$$D = a.n^x \quad (2.22)$$

où

a : constante telle que $D=1$ lorsque $n=N$ et $a = 1/N^x$,

pour $x > 1$, $D_x(n)$ décrit une courbe en pointillé (figure 2.23).

4-4- Présentation des modèles de calcul de la durée de vie des roulements

4-4-1- Modèle développé par SNR et le laboratoire de l'INSA de Lyon

Il repose sur une approche physique de *l'amorçage* de la fissure [82] et de *la propagation* de la fissure [83] [72].

➤ *Expression du modèle de l'amorçage :*

$$\left(\frac{\mu \cdot f^* \cdot \gamma_p \cdot d \cdot N_a \cdot \gamma_p}{\lambda} \right) \ln \left(\frac{f^* \cdot \gamma_p \cdot d \cdot N_a \cdot \gamma_p}{2b\sqrt{2}} \right) = \left[\left(\frac{\mu}{S} \right) - \left(\frac{(\sigma_1 + \sigma_m)}{2} \right) \right] \pi(1 - \nu) \quad (2.23)$$

où

f^* : facteur d'irréversibilité qui dépend de la déformation plastique,
 γ_p : déformation de cisaillement plastique équivalent au voisinage de l'inclusion,
 d : diamètre de l'inclusion,
 N_a : nombre de cycles à l'amorçage,
 λ : longueur de papillon de fatigue,
 b : norme moyenne du vecteur de Burgers,
 σ_1 et σ_m : contraintes principales extrêmes au centre de l'inclusion du champ macroscopique induit par le contact,
 μ : module de cisaillement de l'acier,
 ν : coefficient de Poisson.

➤ *Expression du modèle de propagation : elle est basée sur la loi de Paris*

$$\left(\frac{da}{dN} \right) = C \cdot (\Delta K)^m \quad (2.24)$$

$$\Delta K = \tau_{eff} \sqrt{(\pi a)} \quad (2.25)$$

τ_{eff} : contrainte due aux frottements.

4-4-2- Modèle de Youngsik Choi relatif à la prédiction de la durée de vie de fatigue des surfaces en contact de roulement

La modélisation de la durée de vie des surfaces en contact de roulement est basée sur principalement:

- l'initiation des fissures,
- la propagation des fissures.

- **Le modèle de prédiction de la durée de vie basée sur l'initiation de la fissure est donnée par l'équation de Basquin [84]:**

$$N_i = \frac{10^6 (700)^{4/(\log_{10}(UTS)-2.85)}}{S} \quad (2.26)$$

où

UTS : Ultimate tensile strength [(UTS)=3.45 HB] : Résistance limite à la traction,

HB : dureté Brinell,

N_i : nombre de cycles de la période d'initiation,

S : contrainte de traction.

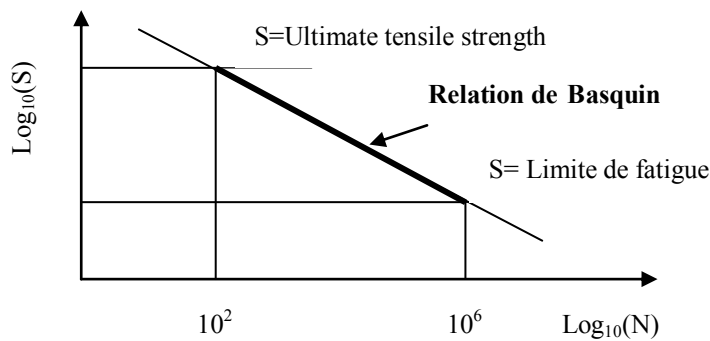


Figure 2.24 : Droite d'endurance (relation S-N de Basquin) de type log-log

- **Le modèle de prédiction de la durée de vie basée sur la propagation de la fissure est donnée par l'équation de Paris et Erdogan [85]**

$$\left(\frac{da}{dN} \right) = C(\Delta K)^n \quad (2.27)$$

où

$$\Delta K = \Delta S \cdot \sqrt{\pi a}$$

ΔK : intensité de facteur de contraintes,

a : moitié de la longueur de la fissure,

N : nombre de cycles,

ΔS : Contrainte nominale,

C et n : paramètres empiriques dépendant du matériau.

L'équation de Paris a été modifiée :

$$\left(\frac{da}{dN} \right) = C \left(\frac{H_b}{H_l} \right) (\Delta K)^n \quad (2.28)$$

où

H_b et H_l sont respectivement la dureté Knoop et la dureté Knoop locale.

Et le modèle devient :

$$N_p = \int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{C \cdot \left(\frac{H_b}{H_1}\right) (\Delta K)^n} \quad (2.29)$$

où

N_p : nombre de cycles pendant la propagation de la fissure,
 a_1 : moitié de la longueur de la fissure d'amorçage,
 a_2 : moitié de la longueur de la fissure en fin de propagation.

➤ **Le modèle final :**

Pour les roulements, le modèle de durée de vie peut être écrit :

$$N = 10^6 \left(\frac{700}{S}\right)^{4/(\log_{10}(UTS)-2.85)} + \left[\int_{a_1}^{a_2} \frac{da}{C \cdot \left(\frac{H_b}{H_1}\right) (\Delta K)^n} \right] \quad (2.30)$$

4-4-3- Modèle de Youngsik Choi et C. Richard relatif à la prédiction de la progression de la durée de vie jusqu'à l'écaillage des surfaces en contact de roulement

Selon Ioannidis et Harris, la probabilité de survie d'un corps de volume V , chargé par une contrainte périodique, est exprimé par :

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) = N^e \int_{V_r} \frac{\sigma^c}{Z^h} dV \quad (2.31)$$

où

S : probabilité de survie,
 N : nombre de cycles avec une probabilité de survie S ,
 σ^c : critère de contrainte,
 Z : profondeur de la contrainte de cisaillement,
 V_r : volume à risque,
 e , c et h : sont des exposants liés au matériau.

Comme la contrainte équivalente de Von Mises est un bon indicateur de prédiction [86], on l'utilise dans l'équation précédente à la place du critère de contrainte et on obtient la relation suivante :

$$N = \left(\int_{V_r} \frac{\sigma_{\text{éq}} dV}{Z^h} \right)^{-1/e} \quad (2.32)$$

où

N : nombre de cycles de la progression de vie en écaillage,
 $\sigma_{\text{éq}}$: contrainte équivalente de Von Mises.

La résistance à l'écaillage dépend de la *nature du matériau* et de sa *résistance à l'usure*. En tenant compte de ces deux paramètres dans la formule précédente, le modèle de la progression de vie relative à l'écaillage s'écrit finalement :

$$N_s = \left[A_c \left(\int \frac{\sigma_{\text{éq}} \cdot dV}{Z^h} \right)^{-1/e} \right]^i \left(A_w \int H_1 \cdot dV \right)^\omega \quad (2.33)$$

où

- A_c : constante du matériau soumis à la fissuration,
- A_w : constante du matériau,
- H_1 : local Knoop hardness number,
- V_s : volume défectueux en fin d'endommagement,
- ω : taux d'usure.

Sous de bonnes conditions de lubrification, la défaillance du roulement de contact par fatigue se développe selon trois étapes :

- initiation de la fissure,
- propagation de la fissure,
- progression de vie à l'écaillage.

Pour prédire l'endommagement total, on doit combiner les modèles des trois étapes et la durée de vie totale se détermine par le modèle final suivant [87][88]:

$$N = 10^6 \left(\frac{700}{S} \right)^{4/(\log_{10}(UTS)-2.85)} + \int_{a_1}^{a_2} \frac{1}{C \left(\frac{H_b}{H_1} \right) (\Delta K)^n} da + A \frac{\left(\int_{V_s} H_1 dV \right)^\omega}{\left(\int_{V_r} \left(\frac{\sigma^c}{Z^h} \right) dV \right)^{i/e}} \quad (2.34)$$

4-5- Modèles d'endommagement d'un roulement

Par définition de l'élément de volume de référence (RVE) appartenant à une région d'un dommage mécanique d'un matériau, le facteur d'endommagement est généralement donné par [89]:

$$D_f = c_1 \left(1 - \frac{k}{k_0} \right) \quad (2.35)$$

où

- k : raideur au n^{eme} cycle de fonctionnement de l'élément,
- k_0 : raideur à l'état initial de l'élément,
- $c_1 = k_0 / (k_0 - k_f)$: facteur de modification,
- k_f : raideur à l'état final de l'élément ($k_f = 0$)

Lorsque : $k = k_f$, $D_f = 1$

$k = k_0$, $D_f = 0$

$k_f = 0$, $c_1 = 1$.

Sous la définition de Miner, $D_f=0$ c'est à dire le RVE n'est pas endommagé et $D_f=1$, le RVE est complètement endommagé.

4-5-1- Facteur d'endommagement du système total

Le système total est la somme de tous les éléments de volume de référence,

$$D_f = c_2 \left(1 - \frac{\sum k}{\sum k_0} \right) \quad (2.36)$$

où

$\sum k = k_d$ et $\sum k_0 = k_{d0}$ respectivement raideur endommagée à $N^{\text{ième}}$ cycle de fonctionnement et à l'état initial du système,
 c_2 : facteur de modification.

4-5-2- Modèles d'endommagement cumulatif

Selon la théorie de l'endommagement mécanique d'un matériau et d'après la théorie de Miner modifiée, on peut avoir trois différentes lois d'endommagement cumulatif par lesquelles nous pouvons exprimer aussi le facteur d'endommagement [81]:

- loi de dommage linéaire LDR [60],

$$D_f = \frac{N}{N_f} \quad (2.37a)$$

- damage curve approach DCA [90] [91],

$$D_f = \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \quad (2.37b)$$

- loi de dommage linéaire double DLDR [92] [93],

$$D_f = \left(\frac{\lambda \cdot N}{N_I} \right) : \text{Phase d'initiation de la fissure} \quad (2.37c)$$

$$D_f = \lambda + (1 - \lambda) \frac{N}{N_{II}} : \text{Phase de propagation de la fissure} \quad (2.37d)$$

où

N : temps de fonctionnement (cycles),
 N_f : durée de vie jusqu'à défaillance du système (cycles),
 q : coefficient dépendant des conditions de fonctionnement, type de matériau et de la structure du système,
 $N_I + N_{II} = N_f$,
 N_I : durée de vie de la phase d'initiation de la fissure,
 N_{II} : durée de vie de la phase de propagation de la fissure,

λ : facteur d'endommagement à N_I cycles.

Faisons la combinaison des équations précédentes (2.36) et (2.37), nous obtenons respectivement :

$$\frac{k_d}{k_{d_0}} = 1 - \left(\frac{1}{c_2} \right) \left(\frac{N}{N_f} \right) \quad (2.38a)$$

$$\frac{k_d}{k_{d_0}} = 1 - \left(\frac{1}{c_2} \right) \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \quad (2.38b)$$

$$\frac{k_d}{k_{d_0}} = 1 - \lambda \left(\frac{1}{c_2} \right) \left(\frac{N}{N_I} \right) \quad (2.38c)$$

$$\frac{k_d}{k_{d_0}} = 1 - \lambda \left(\frac{1}{c_2} \right) - (1 - \lambda) \left(\frac{1}{c_2} \right) \left(1 - \frac{N}{N_{II}} \right) \quad (2.38d)$$

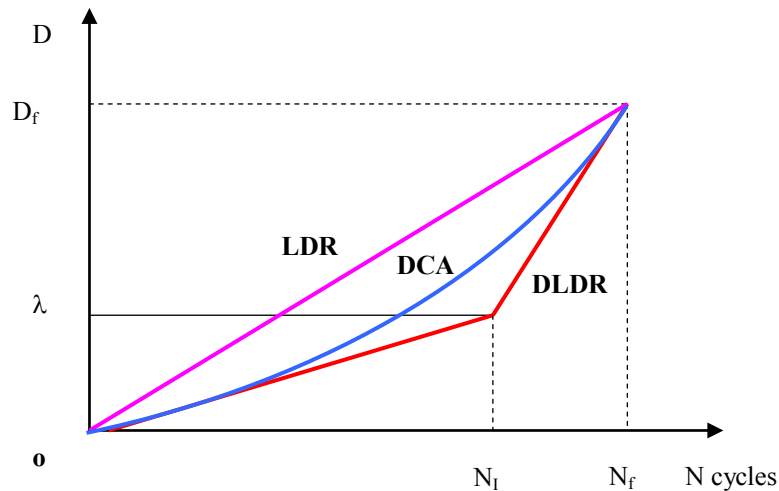


Figure 2.25 : Lois de dommage cumulatif

4-5-3- Estimation de la durée de vie d'un roulement basé sur le temps – variation de l'indicateur vibratoire

A partir des équations concernant le système de la figure 2.26 dont l'équation du mouvement :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (2.39)$$

M : masse du système,
 C : amortissement,
 K : raideur,

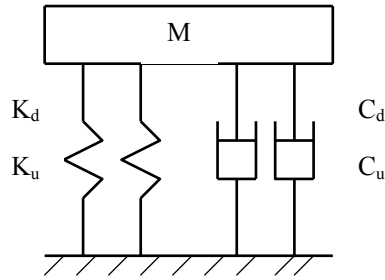


Figure 2.26 : Modèle de vibration d'un système de roulement

- La fréquence caractéristique du système :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} = \alpha_m \sqrt{K} \quad (2.40)$$

- l'amplitude de l'accélération relative à la fréquence caractéristique :

$$A_n = \omega_n \cdot \frac{F_n}{C} = \alpha_A \sqrt{\frac{K}{C}} \quad (2.41)$$

où

$$\alpha_m = \frac{1}{\sqrt{M}} \quad \text{et} \quad \alpha_A = \frac{F_n}{\sqrt{M}},$$

F_n : Force d'excitation.

Nous déduisons les équations suivantes :

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}} \right)^2 = \frac{c_0}{c_d} \left(\frac{K_d + K_0}{K_{d_0} + K_0} \right) \quad (2.42)$$

et

$$\left(\frac{\omega_{nd}}{\omega_{n0}} \right)^2 = \left(\frac{K_d + K_0}{K_{d_0} + K_0} \right) \quad (2.43)$$

où

A_{nd} et A_{n0} : sont les amplitudes de l'accélération à la fréquence naturelle, respectivement à l'état endommagé et à l'état initial,

ω_{nd} , ω_{n0} : fréquences naturelles respectivement à l'état endommagé et à l'état initial du système,

c_d , c_0 : coefficient c , respectivement à l'état endommagé et à l'état initial.

K_d et K_0 : raideurs du matériau respectivement à l'état endommagé et à l'état non endommagé.

La corrélation entre les équations (2.38), (2.42) et (2.43) nous permet d'avoir la relation entre A_n et ω_n avec les paramètres du temps de fonctionnement et de la durée de vie du système.

Cependant, en théorie des vibrations et selon les principes de la mécanique de l'endommagement, le temps de fonctionnement et la durée de vie d'un système de roulement sont corrélés aux signaux vibratoires (exprimés en accélération).

Le modèle de la variation de l'amplitude de l'accélération en fonction des fréquences de surveillance est donné par :

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}}\right)^2 = \alpha \left[1 - \beta \left(\frac{N}{N_f}\right)\right] : \text{LDR} \quad (2.44a)$$

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}}\right)^2 = \alpha \left[1 - \beta \left(\frac{N}{N_f}\right)^q\right] : \text{DCA} \quad (2.44b)$$

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}}\right)^2 = \alpha \left[1 - \lambda \beta \left(\frac{N}{N_I}\right)\right] : \text{DLDR (initiation)} \quad (2.44c)$$

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}}\right)^2 = \alpha (1 - \lambda \beta) \left[1 - \left(\frac{\beta(1 - \lambda)}{1 - \lambda \beta}\right) \frac{N}{N_{II}}\right] \text{DLDR (propagation)} \quad (2.44d)$$

où :

$$\alpha = \frac{c_0}{c_d} \text{ et } \beta = \frac{k_{d_0}}{c_2(k_{d_0} + k_0)},$$

Le modèle de la variation des fréquences selon la surveillance vibratoire du système donné de roulement est donné par :

$$\left(\frac{\omega_{nd}}{\omega_{n0}}\right)^2 = 1 - \beta \frac{N}{N_f} \quad (2.45a)$$

$$\left(\frac{\omega_{nd}}{\omega_{n0}}\right)^2 = 1 - \beta \left(\frac{N}{N_f}\right)^q \quad (2.45b)$$

$$\left(\frac{\omega_{nd}}{\omega_{n0}}\right)^2 = 1 - \lambda \beta \frac{N}{N_I} \quad (2.45c)$$

$$\left(\frac{\omega_{nd}}{\omega_{n0}}\right)^2 = (1 - \lambda \beta) \left[1 - \left(\beta \frac{(1 - \lambda)}{(1 - \lambda \beta)}\right) \frac{N}{N_{II}}\right] \quad (2.45d)$$

Avec ces équations, il est possible de prédire **la durée de vie d'un roulement** basée sur la surveillance des **paramètres vibratoires**.

La relation entre la réponse vibratoire et la durée de vie est donnée par :

$$\left(\frac{S_0}{S_d}\right)^\gamma = \eta \left[1 - \mu \left(\frac{N}{N_f}\right)^q \right] \quad (2.47)$$

où

S : signal de la réponse vibratoire ($1/\omega_n$ ou A_n),

$\gamma = 2$,

q, ε , μ , sont des coefficients dépendant des conditions de fonctionnement de la machine,

N_f : durée de vie du système.

Conformément à la définition du facteur d'endommagement D_f , la durée de vie N_f est inconnue et doit être utilisée à partir des données statistiques ou des théories de L-P.

Après un certain temps de fonctionnement du système, la raideur et l'amortissement du système commencent à diminuer de plus en plus jusqu'à où le système ne peut plus enregistrer et transformer de l'énergie reçue par les différentes excitations, le système est dit défaillant. Par conséquent, dans cette étude, la durée de vie du système de roulement peut être définie comme la limite lorsque le signal vibratoire du système tend vers l'infini ou la fréquence tend vers zéro.

$$\lim_{S_d \rightarrow \infty} \left(\frac{S_0}{S_d}\right)^\gamma = \lim_{N \rightarrow \frac{N_f}{\sqrt[q]{\mu}}} \left[\eta \left(1 - \mu \left(\frac{N}{N_f}\right)^q \right) \right] \quad (2.47)$$

La durée de vie théorique : $N_{fe} = \frac{N_f}{\zeta}$

où

$$\zeta = \sqrt[q]{\mu}$$

δ : facteur de fonctionnement, dépend du type de roulement

Remplaçons dans l'équation (2.47), N_f par N_{fe} ,

$$\left(\frac{S_0}{S_d}\right)^\gamma = \eta \left[1 - \left(\frac{N}{N_{fe}}\right)^q \right] \quad (2.48)$$

où

$$\gamma = 2.$$

Cette équation permet d'évaluer la durée de vie théorique d'un roulement et le temps résiduel basé sur les relevés vibratoires.

4-6- Choix du modèle phénoménologique de l'endommagement du roulement

A travers la littérature, il a été retenu que l'évolution de la dégradation (écaillage sur une des bagues) d'un roulement suit généralement une loi mathématique puissance [94] [95] ou parfois exponentielle [96]. A cet effet, les modèles d'endommagement susceptibles d'être utilisés dans notre approche en attendant de confirmer leur validité au cours de notre partie expérimentale (essais de fatigue de roulements) sont :

- le modèle puissance,
- modèle de Miner (non linéaire).

4-6-1- Modèle puissance

Le modèle de puissance décrit dans le paragraphe (4-3) et donné par la formule (2.18) peut être choisi pour refléter la fatigue des roulements pour des raisons suivantes :

- la fatigue est le résultat de la propagation des fissures dont l'évolution suit généralement une loi puissance [85],
- certains travaux des chercheurs [89] montrent que la fatigue des roulements suit une évolution non linéaire de type puissance.

4-6-2- Modèle de Miner

D'après la règle de cumul linéaire des dommages de Palmgren-Miner suppose que les dommages se cumulent de façon additive [58][94] et la condition de rupture s'écrit :

$$\sum \left(\frac{N_i}{N_{fi}} \right) = 1 \quad (2.49)$$

où

N_i : nombre de cycles effectués avec un chargement donné, pour le nombre de cycles à rupture serait N_{fi} .

Parmi les trois modèles étudiés concernant la description de l'accumulation des dommages (LDR, DCA, DLDR), nous retenons la loi de **l'approche de la courbe du dommage** (DCA : damage curve approach) où :

➤ **le facteur d'endommagement est :**

$$D_f = \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \quad (2.50)$$

➤ **Le modèle de la variation de l'amplitude de l'accélération en fonction des fréquences de surveillance est donné par :**

$$\left(\frac{A_{n0}}{A_{nd}} \right)^2 = \alpha \left[1 - \beta \left(\frac{N}{N_f} \right)^q \right] \quad (2.51)$$

La relation entre la réponse vibratoire et la durée de vie est donnée par :

$$\left(\frac{S_0}{S_d}\right)^\gamma = \eta \left[1 - \left(\frac{N}{N_{fe}}\right)^q\right] \quad (2.52)$$

Cette règle conduit à une évolution non linéaire du dommage selon la courbe (figure 2.27) :

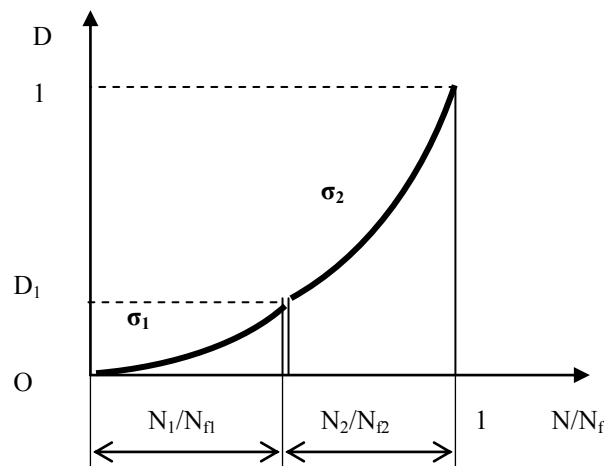


Figure 2.27 : Cumul linéaire et évolution non linéaire d'un dommage

Le modèle théorique qui répond le plus, selon le comportement de l'état de fonctionnement d'un roulement jusqu'à la rupture, est la courbe de dommage approchée (DCA : Damage Curve Approach) parce que :

- il est plus significatif du fait que l'évolution du facteur d'endommagement en fonction du nombre de cycles soit relativement faible pendant la période de nucléation et de l'amorçage des fissures par contre cette évolution devient plus importante pendant la période de la propagation des fissures,
- d'après la vérification par une simulation de l'endommagement d'un roulement faite par J. QIU, la relation entre le signal vibratoire et le temps de fonctionnement est donnée par la courbe d'évolution de la figure 2.28 où on observe que la durée de fonctionnement relative à la phase de l'amorçage des fissures est plus longue et celle relative à la propagation des fissures est plus courte, cette conclusion est confirmée par [95][96][97][98],
- la longueur de la fissure évolue avec le temps de fonctionnement d'un système selon la courbe de la figure 2.29 [80].

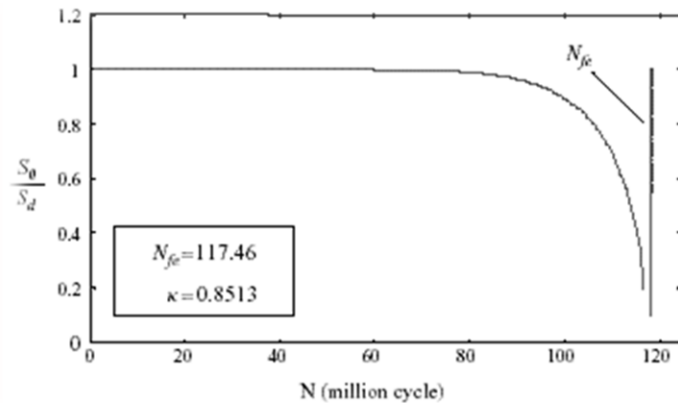


Figure 2.28 : Relation entre le temps de fonctionnement et le signal vibratoire

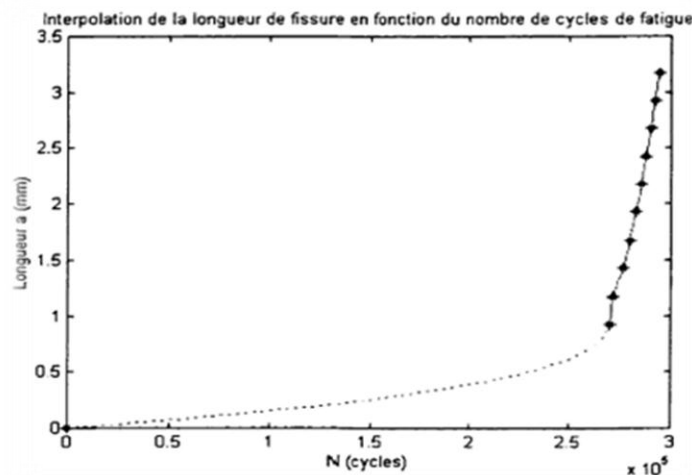


Figure 2.29 : Courbe (a – N)

4- Conclusion

Les mécanismes d'écaillage amorcé sur une inclusion ou initié en surface par la rugosité des surfaces en contact sont bien connus et même maîtrisés grâce aux procédés appropriés permettant respectivement de limiter la taille et le nombre d'inclusions et de réaliser la superfinition des surfaces en contact couplée avec une épaisseur de film d'huile suffisante.

Le problème majeur est lié à l'endommagement initié au voisinage des indents qui est un phénomène encore mal connu. En effet, ces derniers apparaissent principalement au cours du fonctionnement du mécanisme et peuvent provoquer une avarie rapide que l'on ne sait pas encore maîtriser.

Parmi les modèles théoriques de l'endommagement d'un matériau retrouvés en littérature, nous avons retenu le modèle de puissance et le modèle de Miner susceptibles de décrire l'évolution de la fatigue dont les raisons ont été citées précédemment. La validation d'un modèle ne peut être faite qu'après avoir réalisé nos propres essais de fatigue sur des roulements qui sera l'objet de notre travail dans les prochains chapitres.

CHAPITRE 3

Choix d'un indicateur vibratoire

Introduction

La moindre perturbation du bon fonctionnement de la machine a comme conséquence la modification du comportement vibratoire de celle-ci et modifie donc sa signature vibratoire. La figure 3.1 et 3.2 montrent le signal temporel relatif respectivement à une mesure sans défaut et une mesure avec un défaut de roulement [99].

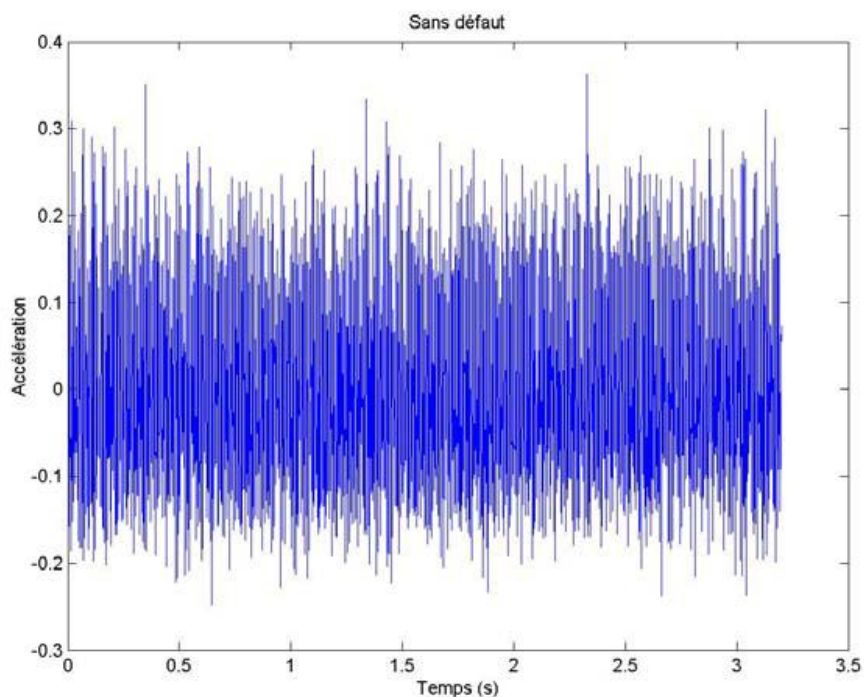


Figure 3.1: Signal mesuré sur une machine sans défaut

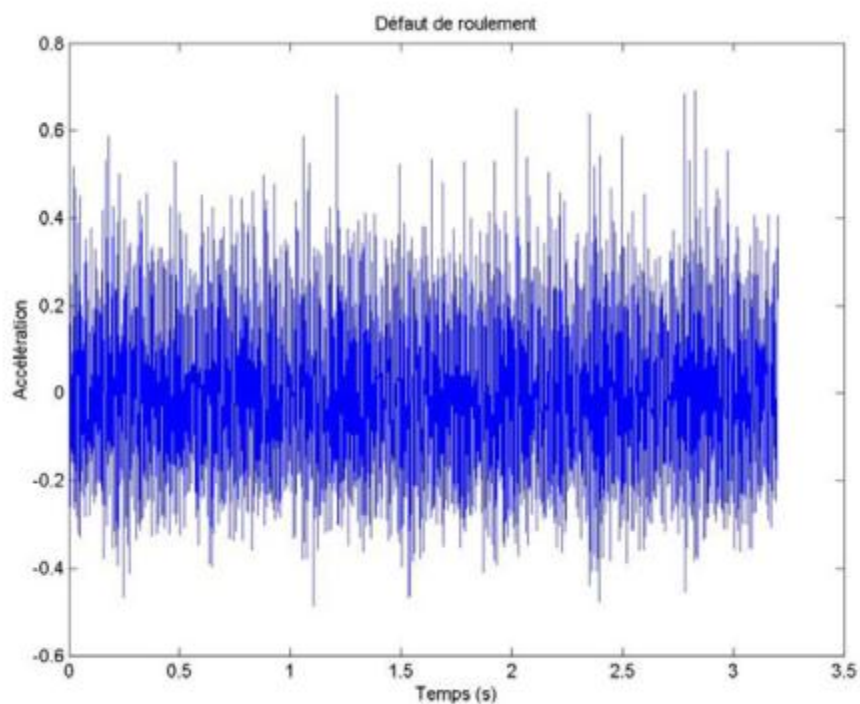


Figure 3.2: Signal mesuré sur une machine présentant un défaut de roulement

Un défaut sur une piste, la cage ou un élément roulant, un jeu excessif ou une lubrification pauvre créent un signal vibratoire caractéristique. La forme du spectre, les fréquences, les amplitudes, les sommes et différences de fréquences sont utiles pour l'identification des défauts ainsi que leur gravité.

La figure 3.3 montre un exemple de spectre obtenu pour un défaut de roulement sur la bague extérieure. On y observe des pics à des fréquences caractéristiques particulières [99].

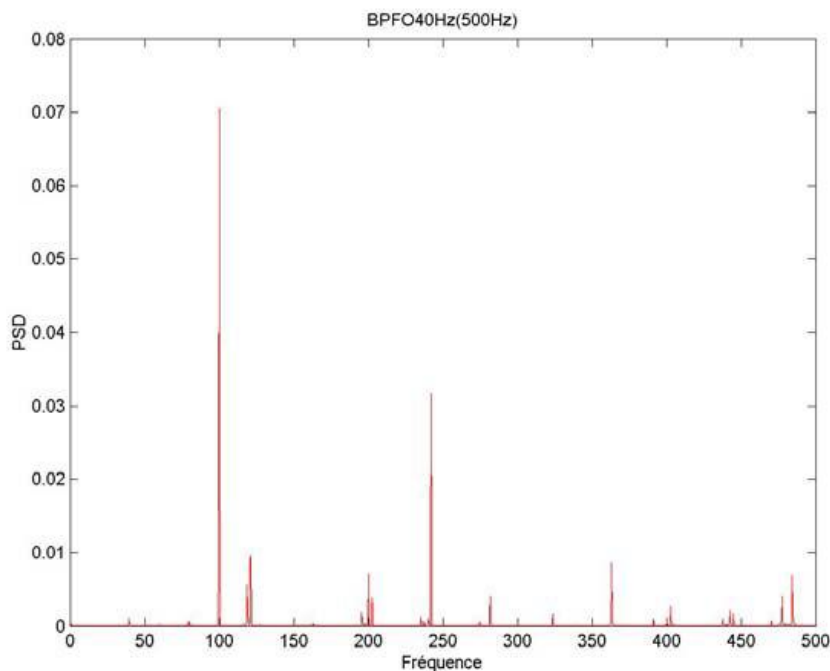


Figure 3.3: Spectre pour un défaut de roulement sur la bague extérieure

L'utilisation d'indicateurs est à la base de la surveillance et du diagnostic vibratoire.

➤ **Définition d'un indicateur :**

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.

➤ **Incidences du choix d'un indicateur :**

Le choix d'un indicateur est loin d'être neutre. Chaque paramètre le définissant a une signification physique propre (accélération, vitesse, déplacement, valeur efficace, valeur crête, bande fréquentielle de définition, temps d'observation...) et correspond à un aspect particulier du comportement vibratoire. De ce fait, ce choix privilégie la détection de l'apparition d'un défaut ou d'une famille de défauts en éludant souvent la détection des autres. Prenons pour exemple l'indicateur scalaire représentant la valeur efficace de la vitesse vibratoire mesurée dans la bande [10-1000 Hz]. Cet indicateur n'est pas sensible aux défauts ayant une influence sur le premier ordre de la fréquence de rotation si cette dernière est inférieure à 600 tr/min.

L'amplitude des chocs appliqués au roulement dépend directement du diamètre du défaut. Plus le défaut est grand, plus le choc est grand. Le signal vibratoire, qui est la réponse aux

chocs, est aussi directement relié à la dimension du défaut. Pour caractériser un signal vibratoire, plusieurs indicateurs temporels existent, permettant d'avoir une information par le moyen d'une valeur unique. Les plus connues (indicateurs classiques) sont le RMS, le Kurtosis, la valeur crête et le facteur de crête cités dans le chapitre 1.

En plus des indicateurs conventionnels, deux autres descripteurs ont été nouvellement développés, permettant la connaissance de l'état du roulement tout en étant les plus indépendants possibles des conditions de fonctionnement. Ces descripteurs sont les suivant :

- Le Peak ratio

Est un indicateur défini comme la somme des valeurs de tous les pics de la fréquence du défaut et de ses harmoniques sur la valeur moyenne de toutes les amplitudes du spectre [100].

$$PR = \frac{N * \sum_{j=1}^n P_h}{\sum_{k=1}^N A_i} \quad (3.1)$$

où

P_h : valeur de l'amplitude du pic correspondant à l'harmonique de la fréquence du défaut,
 A_i : amplitude de n'importe quelle fréquence du spectre,
 N : nombre de points ayant une amplitude dans le spectre,
 $n = 600/f_d$ où f_d est la fréquence caractéristique du défaut et 600 est considéré comme une valeur maximale de la fréquence dans l'analyse spectrale.

Le Peak ratio est utilisé seulement pour indiquer la présence d'un dommage dans un roulement. Lorsque celui-ci vérifie qu'il existe un défaut, **la valeur du pic** est ensuite utilisée pour estimer la taille du défaut.

Shiroichi a fait l'expérience sur un roulement Timken LM490209 à une vitesse de rotation de 1200 rpm où a utilisé l'indicateur PR et les autres indicateurs classiques pour suivre le défaut de roulement. Après avoir fait la comparaison des résultats obtenus, il a constaté que la sensibilité de l'indicateur PR est relativement meilleure [100] [101].

- Le Talaf

L'indicateur TALAF est défini par la formule (3.2) et décrit par la figure 3.4 [102].

$$TALAF = \log \left[Ku + \frac{RMS}{RMS_0} \right] \quad (3.2)$$

où

RMS_0 : représente la valeur efficace du roulement sans défaut ou bien une valeur initiale qu'on relève au début de la surveillance vibratoire,
 RMS : valeur efficace au cours du fonctionnement du roulement,
 Ku : kurtosis.

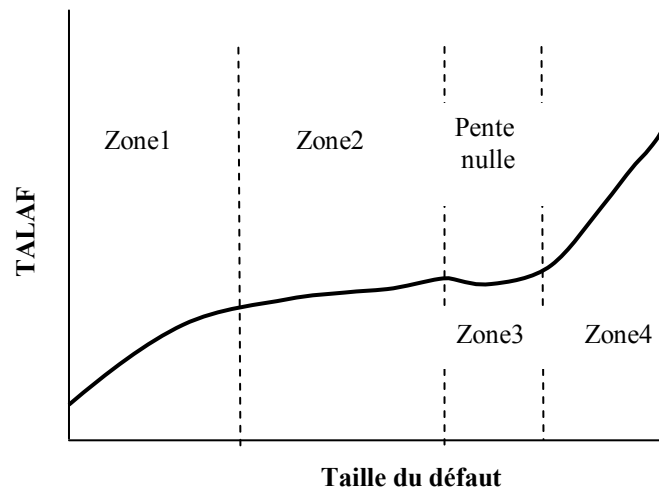


Figure 3.4: Evolution de l'indicateur Talaf

Il offre l'avantage lors d'un suivi par mesures régulièrement espacées dans le temps, de visualiser 4 stades de dégradation d'un roulement, comme défini par Berry [103] et signalés par les changements de pente.

Pour montrer l'efficacité de l'indicateur vibratoire, nous allons faire la comparaison entre quelques indicateurs tels que le Kurtosis, le RMS, la valeur crête, le facteur crête et le peak ratio à travers des tests sur les roulements [101].

1- Evolution du défaut de roulement par indicateurs vibratoires (rms, Kurtosis, facteur de crête et valeur crête)

Nous avons utilisé les données Laspi (Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels de l'Université Jean Monnet Saint-Etienne).

1-1- Test 1

1-1-1- Relevés du défaut de roulement: Download:12K Drive End Bearing Fault Data (données laspi) [104]

Voir tableau 3.1.

1-1-2- Valeurs des indicateurs vibratoires

A l'aide de l'algorithme chibora (programme de Matlab), nous avons exploité les fichiers de données. Pour chacune des valeurs de la taille de défaut, nous avons obtenu les valeurs des indicateurs vibratoires suivants (tableau 3.2):

- RMS
- Kurtosis
- Facteur de crête
- Valeur crête

Diamètre du défaut de la bague extérieure	N° du fichier de relevés vibratoires
0.007“=0.1778 mm	130
	131
	132
	133
0.014“=0.3556 mm	197
	198
	199
	200
0.021“=0.5334 mm	234
	235
	236
	237

Tableau 3.1 : Fichiers de données du test 1

Taille de défaut en mm ²	0.0248	0.0993	0.2233
Indicateurs vib.			
RMS	0.882	1.1209	0.6904
Kurtosis	2.89	1.85	3.47
Facteur crête	3.791	2.586	5.399
Valeur crête	0.335	0.313	0.373

Tableau 3.2 : Valeurs des indicateurs vibratoires de défaut du test 1

1-1-3- Evolution du défaut de roulement selon les différents indicateurs

Selon les courbes de tendances de la figure 3.5, **la valeur de crête** représente l'indicateur le plus significatif parmi les quatre indicateurs du point de vue *linéarité* et *sensibilité*.

Comme le nombre de points relevés sur la machine au cours de la surveillance est insuffisant, l'interprétation des courbes de tendance devient compliquée et même impossible.

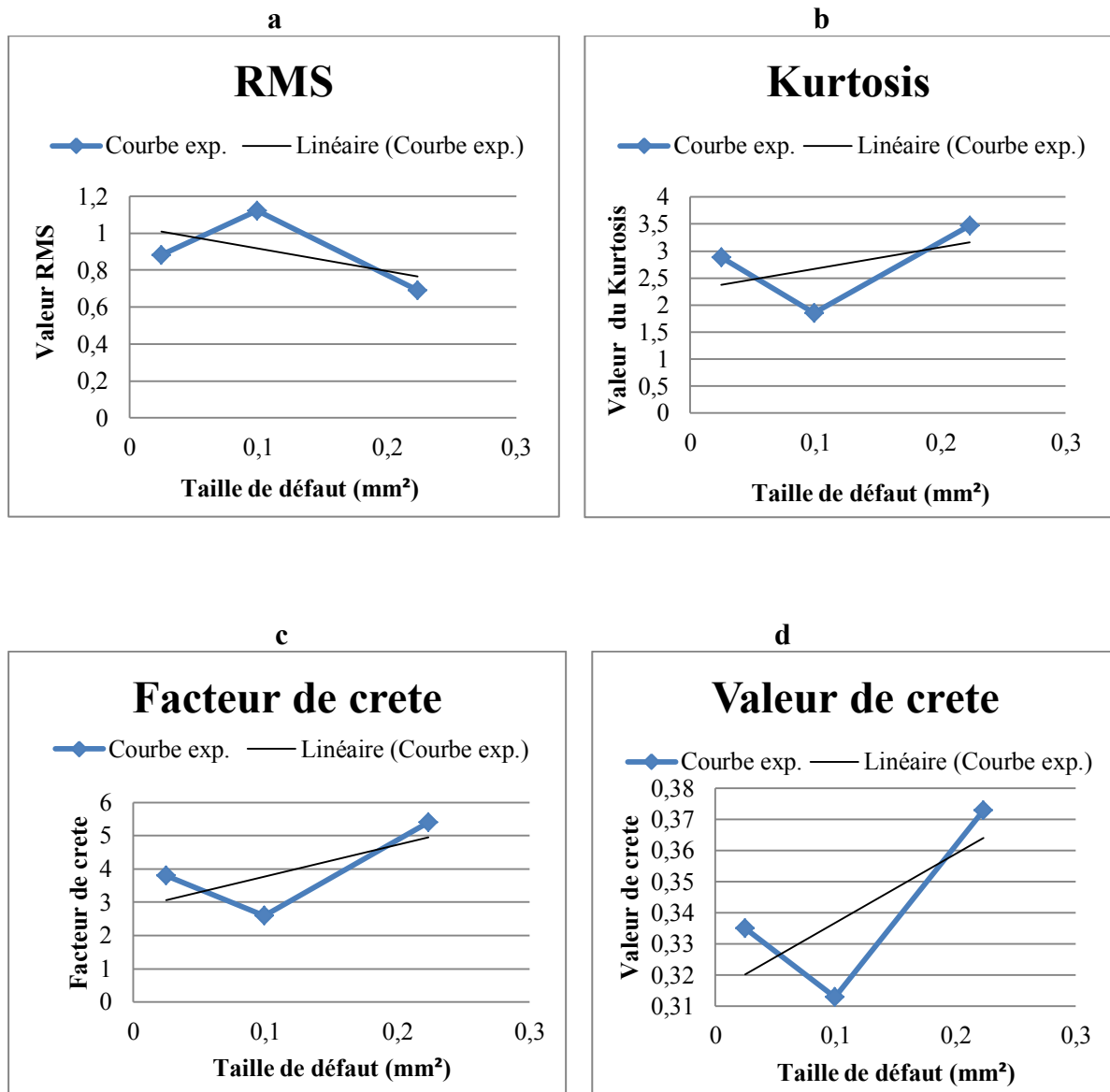


Figure 3.5: Courbes de tendances des indicateurs du test 1, a : RMS, b : facteur de crête, c : kurtosis, d : valeur de crête

1-2- Test 2

1-2-1- Relevés du défaut de roulement: Download:48K Drive End Bearing Fault Data (données laspi) [104]

Voir tableau 3.3.

1-2-2- Valeurs des indicateurs vibratoires

Les valeurs des indicateurs vibratoires en fonction de la taille de défaut sont obtenues de la même façon que pour le test1 et sont données par le tableau 3.4.

Diamètre du défaut de la bague extérieure	N° du fichier de relevés vibratoires
0.007 ^{''} =0.1778 mm	135
	136
	137
	138
0.014 ^{''} =0.3556 mm	201
	202
	203
	204
0.021 ^{''} =0.5334 mm	238
	239
	240
	241

Tableau 3.3 : Fichiers de données du test 2

Taille de défaut en mm ²	0.0248	0.0993	0.2233
Indicateurs vib.			
RMS	0.223	0.131	0.626
Kurtosis	3.746	4.368	21.76
Facteur crête	4.854	8.257	12.13
Valeur crête	1.084	1.084	7.596

Tableau 3.4 : Valeurs des indicateurs vibratoires de défaut du test 2

1-2-3- Evolution du défaut de roulement selon les différents indicateurs

Selon les courbes de tendances de la figure 3.6, **le facteur de crête** représente l'indicateur le mieux significatif parmi les quatre du point de vue *linéarité* et *sensibilité*.

Comme le nombre de points relevés sur la machine au cours de la surveillance est insuffisant, l'interprétation des courbes de tendance devient compliquée et même impossible.

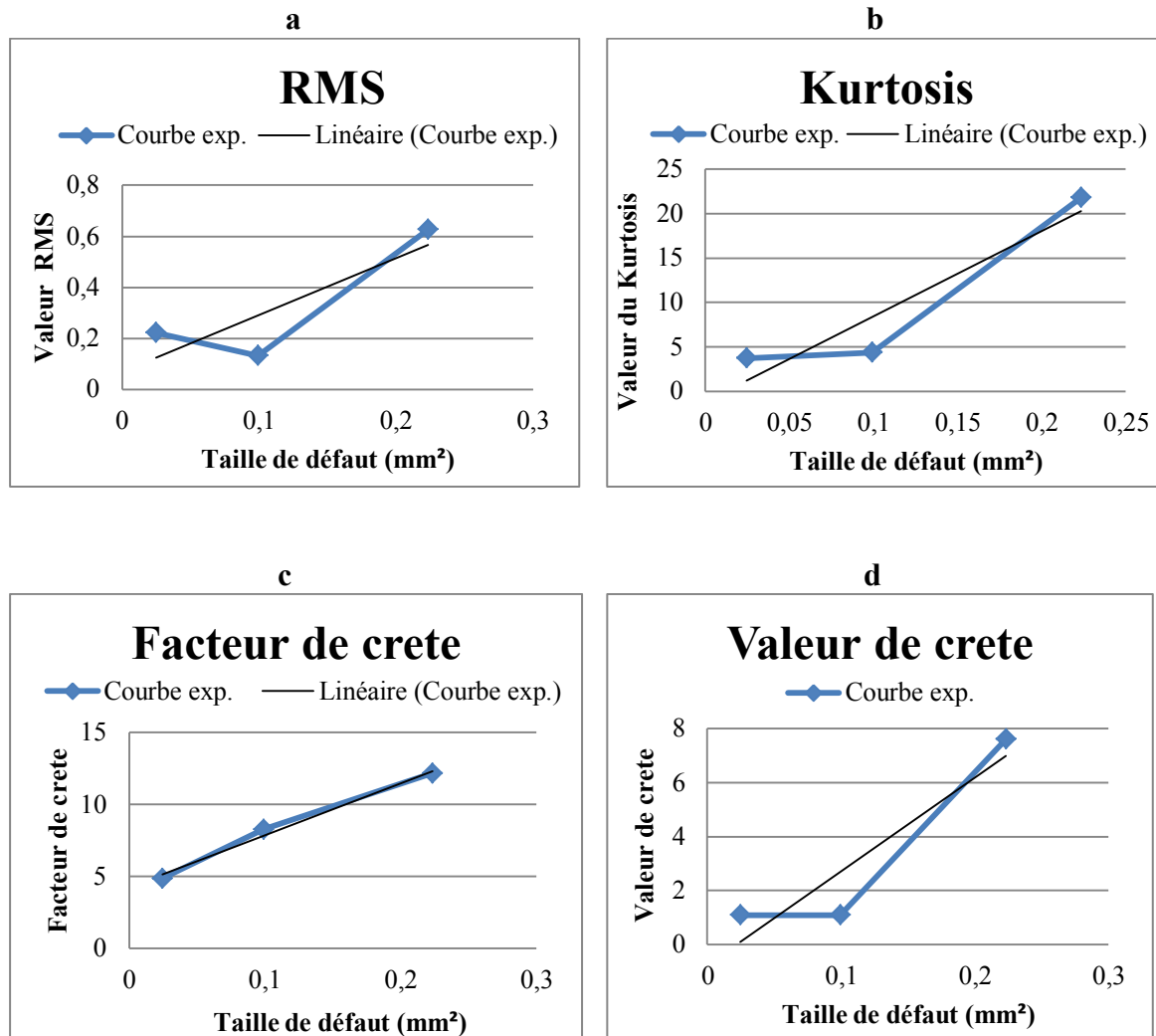


Figure 3.6 : Courbes de tendances des indicateurs du test 2, a : RMS, b : kurtosis, c : facteur de crête, d : valeur de crête

2- Evolution du défaut de roulement par indicateur vibratoire peak ratio

Le roulement choisi est un roulement rigide à bille à une rangée du type 6205-2RS JEM SKF dont les paramètres sont les suivants [104]:

- diamètre intérieur : $d=25$ mm,
- diamètre extérieur : $D=52$ mm,
- diamètre de la bille : $d_b=8$ mm,
- diamètre moyen : $D_m=39$ mm,
- épaisseur du roulement : $B=15$ mm.

La vitesse de rotation de l'arbre $N=1797$ t/min.

La fréquence de défaut de roulement relative à *la bague extérieure* est [24][105] :

$$f_e = \frac{f \cdot z}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D_m} \cos \alpha \right) \quad (3.3)$$

où

f : fréquence de l'arbre
 z : nombre d'éléments roulants
 α : angle de contact

$$f_e = \frac{15}{2} \left(\frac{1797}{60} \right) \left(1 - \frac{8}{39} \right) = 179.24$$

$$f_e = 179.24 \text{ Hz}$$

2-1- Méthode analytique

A partir d'un signal vibratoire fréquentiel (fréquence amplitude) on doit :

- déterminer la moyenne des amplitudes de tous les points du signal vibratoire,
- déterminer la somme des amplitudes des points du signal représentant les harmoniques de la fréquence fondamentale.

Pour cela, on utilise les données obtenues au cours des tests réalisés par le laboratoire Laspi.

2-1-1- Détermination des valeurs de peak ratio

A l'aide du programme chibora, nous présentons les spectres du défaut sur la bague extérieure du roulement relatifs à chaque fichier de données.

Exemple :

- le signal temporel et le spectre fréquentiel relatifs à un défaut de roulement

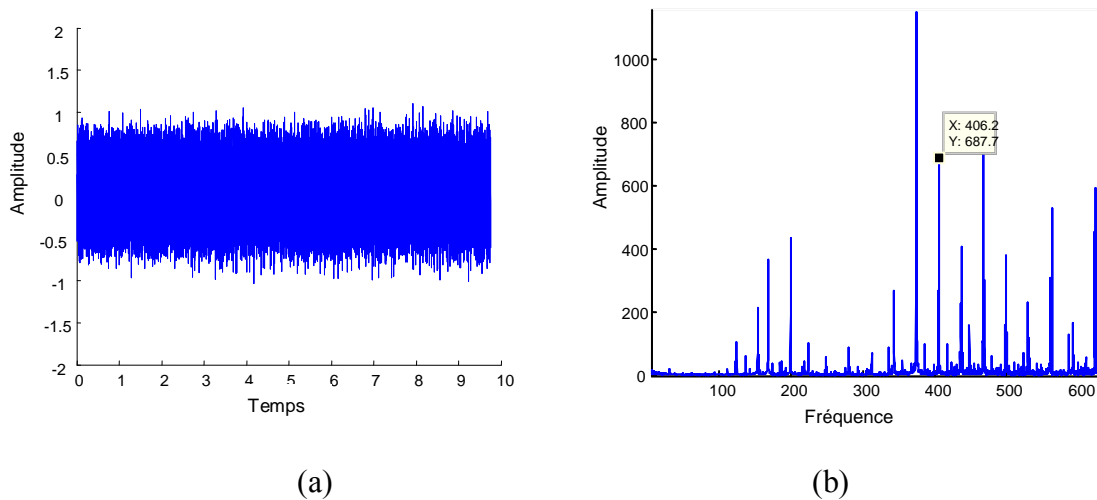


Figure 3.7: Réponses vibratoires, (a) : signal temporel,
 (b): spectre fréquentiel

➤ le spectre des harmoniques de la fréquence fondamentale $f_r=179.24$ Hz

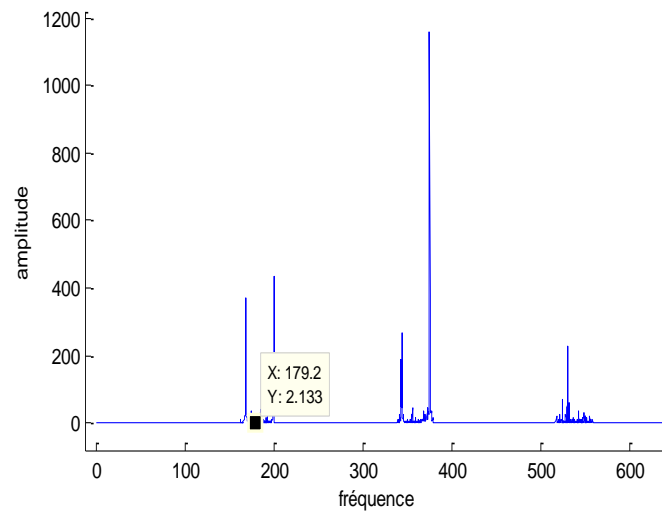


Figure 3.8: Amplitudes des fréquences harmoniques

La valeur du Peak ratio : **PR = 0.0447**

Analogiquement, nous déterminons les valeurs du PR pour les autres fichiers.

Tests	Test 1			Test 2		
Fichiers	X130*.txt	X197*.txt	X234*.txt	X135*.txt	X201*.txt	X238*.txt
Diamètre de défaut (mm)	0.1778	0.3556	0.5334	0.1778	0.3556	0.5334
PR	0.0447	0.0546	0.0868	0.521	4.69	1.175

Tableau 3.5 : Valeurs du PR

2-1-2- Courbes d'évolution de l'écaillage du roulement

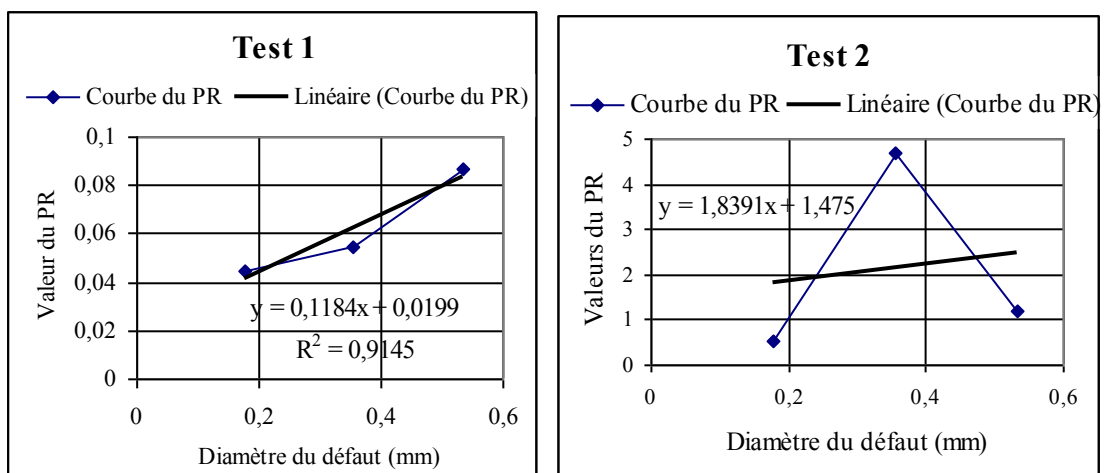


Figure 3.9: Courbes de tendance

2-2- Méthode numérique

On utilise les mêmes tests que pour la méthode analytique où les fichiers de données sont en forme temporelle. L'exploitation de ces données nécessite la transformation des fichiers du domaine temporel au domaine fréquentiel par le moyen de la transformée de Fourier dans un premier temps et trouver les valeurs de l'indicateur dans un deuxième temps.

Cette méthode d'exploitation est décrite par des programmes Matlab [106] donnés en annexe I. En exécutant ces programmes pour chacun des fichiers (0 à 600 Hz) des deux tests considérés, on obtient :

2-2-1- Valeurs de peak ratio

Tests	Test 1			Test 2		
Fichiers	X130*.txt	X197*.txt	X234*.txt	X135*.txt	X201*.txt	X238*.txt
Diamètre de défaut (mm)	0.1778	0.3556	0.5334	0.1778	0.3556	0.5334
PR	1.9889	1.1947	1.1834	2.62	0.9287	2.5688

Tableau 3.6 : Valeurs du PR

2-2-2- Courbes d'évolution de l'écaillage du roulement

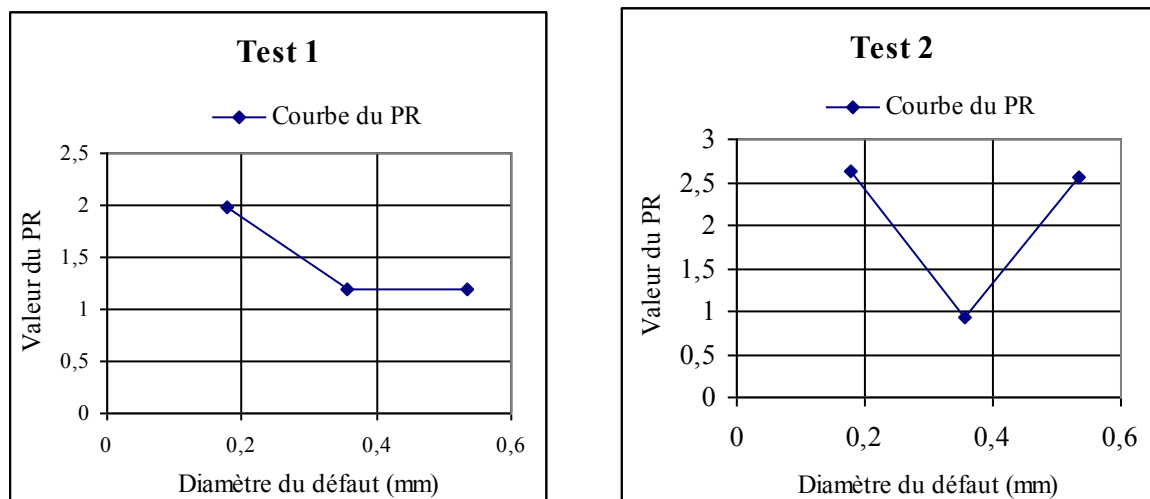


Figure 3.10: Courbes de tendance

2-3- Conclusion

A travers les courbes de tendance des différents indicateurs utilisés pour montrer soit la détection ou encore la sévérité de l'écaillage du roulement au niveau de la bague extérieure, nous avons constaté les indicateurs qui montrent les niveaux de dégradation selon une sensibilité et une linéarité relativement acceptable sont le facteur de crête et le Kurtosis. L'indicateur **peak ratio** est l'un des indicateurs sensible mais juste pour indiquer l'existence

du défaut du fait qu'il caractérise mieux la différence de niveau vibratoire dès qu'on change la charge appliquée sur le roulement d'un test à un autre.

La variation des valeurs du PR est loin d'être linéaire en ce qui concerne les données laspi même pour les autres indicateurs tels que la valeur crête et le RMS. Par conséquent, nous devons utiliser d'autres données plus fiables pour déduire l'efficacité du choix d'un des indicateurs du point de vue sensibilité et linéarité.

3- Détection de défaut sur un roulement de butée à billes

3-1- Introduction

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. Cette représentation permet de connaître le contenu spectral d'énergie ou de puissance, présent dans le signal à la fréquence f et donc détecter la présence d'un défaut générant un choc périodique à une fréquence f_d . La comparaison de cette fréquence avec celle des défauts théoriques potentiels (fréquences caractéristiques) sur le roulement permet sa localisation [36]. Le signal vibratoire produit varie selon le composant endommagé du roulement. Les fréquences caractéristiques du roulement testé sont données par les équations suivantes [107]:

La fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague externe

$$f_{bc} = f_r \cdot \frac{N}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.4)$$

La fréquence de passage d'une bille sur un défaut de bague interne

$$f_{bi} = f_r \cdot \frac{N}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.5)$$

La fréquence de passage d'un défaut de cage

$$f_{cage} = f_r \cdot \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right) \quad (3.6)$$

La fréquence de passage d'un défaut de bille sur une bague

$$f_{bille} = f_r \cdot \frac{d}{D} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (3.7)$$

où

N , f_r et α sont respectivement le nombre d'éléments roulants ou billes, la fréquence de rotation et l'angle de contact,

d et D sont respectivement le diamètre des éléments roulants et le diamètre primitif.

Les roulements ont une importance primordiale dans le fonctionnement des machines tournantes, leurs défaillances entraînent automatiquement des arrêts. Il est donc important de

chercher à développer un processus de maintenance qui consiste à prédire les défaillances. La prédiction des défauts de roulements doit impérativement contenir une première phase correspondant à la phase de détection. Le succès d'une détection de défauts d'un roulement réside sur le choix de la méthode et du type d'indicateur vibratoire utilisé [100]. La sélection des variables pertinentes de détection est discutée et illustrée encore une fois en utilisant les données réelles obtenues au cours des essais de détection que nous avons réalisés sur un banc d'essai au laboratoire GRESPI/MAN.

Nous avons lancé une campagne d'essais basée sur la détection de défauts sur un roulement de butée. Pour cela, nous avons choisi un roulement de butée à une rangée de bille dont les caractéristiques sont les suivantes:

Type de roulement : FAG 51207 CZECH/ATK,
 Diamètre intérieur $d=35\text{mm}$,
 Diamètre extérieur $d_1=62\text{mm}$,
 Diamètre intérieur $D_1=37\text{mm}$,
 Diamètre extérieur $D=62\text{mm}$,
 Nombre de billes $N_b=12$.

Le défaut est simulé sur la bague dont le diamètre est plus petit sous forme d'empreintes de différentes tailles et obtenues sur une machine d'électroérosion.

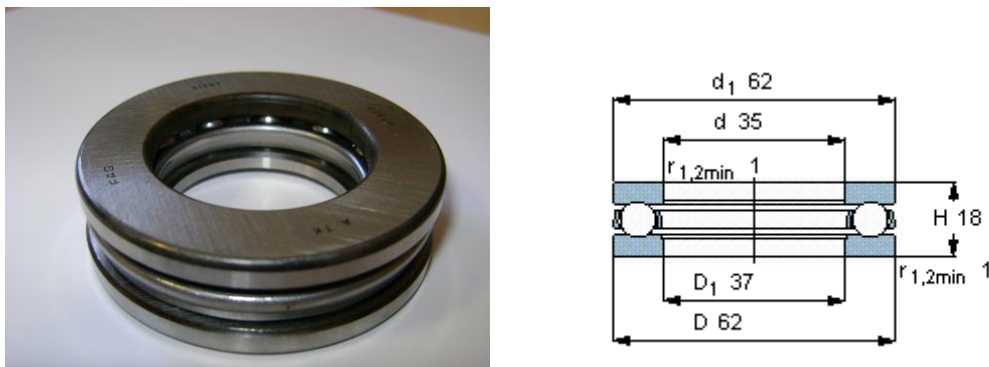


Figure 3.11: Roulement de butée de type FAG 51207

3-2- Simulation de défauts sur une des bagues de butée

Nous avons choisi d'étudier les roulements avec des défauts artificiels. Il aurait été trop long de fatiguer des roulements dans les conditions normales d'utilisation. Nous avons donc simulé un défaut d'écaillage de taille variable sur une série de roulements de butée à billes. Ces défauts artificiels sont créés sur le chemin de roulement de la bague par électroérosion à enfonçage. On s'est intéressé à une forme circulaire du défaut (annexe II).

3-2-1- Préparation des empreintes

Connaissant :

- la charge Q appliquée au roulement,
- le diamètre de la bille D_b du roulement,
- le type de contact d'hertz entre deux surfaces (bille - plan),

On calcule :

- le demi-axe de la surface de contact,
- Profondeur d'Hertz,
- Rayon de la bille indenteur.

Et cela, selon la théorie d'Hertz donnée en annexe II.

A partir du tableau (annexe II), on choisit les diamètres différents de quatre billes indenteurs ($\text{Ø}2.9$; $\text{Ø}3.9$; $\text{Ø}5.5$ et $\text{Ø}6.4$) correspondant à la charge axiale de 3000 daN et on réalise les empreintes sur la machine d'électroérosion dont la procédure est montée en annexe III.

3-2-2- Profondeur des empreintes d'écaillage sur les bagues des roulements de butées

Dans le but de vérifier la profondeur d'Hertz, calculée selon la valeur de la charge appliquée sur les roulements de butée et réalisée sur la machine à électroérosion par enfoncement, on mesure la profondeur indentée par l'outil grâce à un rugosimètre.



Figure 3.12: Simulation de différentes empreintes sur une bague d'un roulement de butée

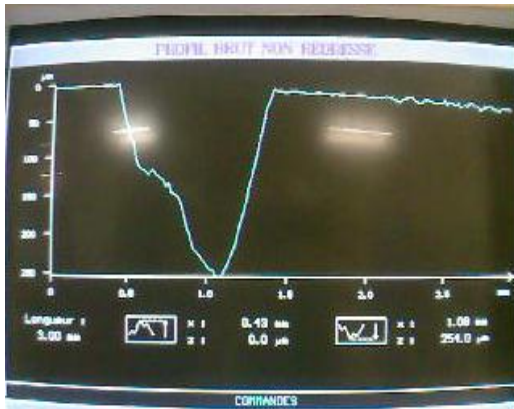


Figure 3.13: Mesure de la profondeur sur un rugosimètre à palpeur

Numéro du roulement	Diamètre de la bille (mm)	Profondeur de l'empreinte (µm)
1	2.9	252
2	3.9	254
3	5.5	277.6
4	6.4	265

Tableau 3.7 : Profondeur des empreintes mesurée par un rugosimètre

3-3- Suivi vibratoire de l'écaillage d'une bague de butée

3-3-1- Banc d'essai

Les roulements sont ensuite montés sur un module d'un banc d'essais développé au laboratoire GRESPI/MAN de l'URCA (Université de Reims France) représenté par la figure 3.14.

Ce module du banc d'essais est composé de trois parties principales :

- Socle : constitué de deux plaques (3) reliées par quatre montants (4),
- Partie d'entraînement : comprenant notamment l'arbre principal (2) qui passe à travers une plaque pour permettre de positionner le roulement de butée à tester sur l'un de ses bouts et le moteur électrique (1) qui transmet le mouvement de rotation à l'arbre par le moyen d'un accouplement,
- Dispositif de mise en charge : comprenant le vérin (5) qui charge la presse (6) pour transmettre l'effort axial sur le roulement de butée par le moyen d'une tige. L'intensité de la charge est indiquée par un afficheur (7).

Dans un premier temps, L'objectif consiste dans la détection du défaut d'écaillage situé sur les bagues du roulement de butée et ce, en utilisant les différents indicateurs vibratoires. Dans un deuxième temps, nous nous intéresserons à caractériser l'évolution de cet écaillage dans le temps.

3-3-2- Relevés vibratoires du roulement de butée

Nous avons relevé, au niveau du banc d'essais, les signaux vibratoires associés aux empreintes simulées pour différents régimes de fonctionnement (vitesses de rotation, charges axiales et gammes de fréquences) tableau 3.8.

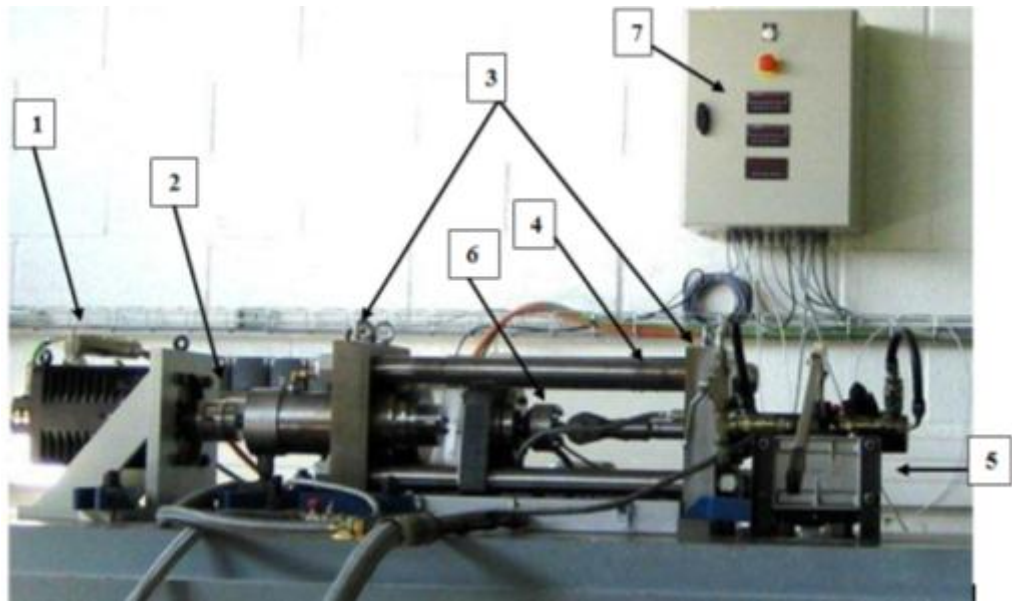


Figure 3.14 : Image du banc d'essai du suivi vibratoire des roulements

butée 51207

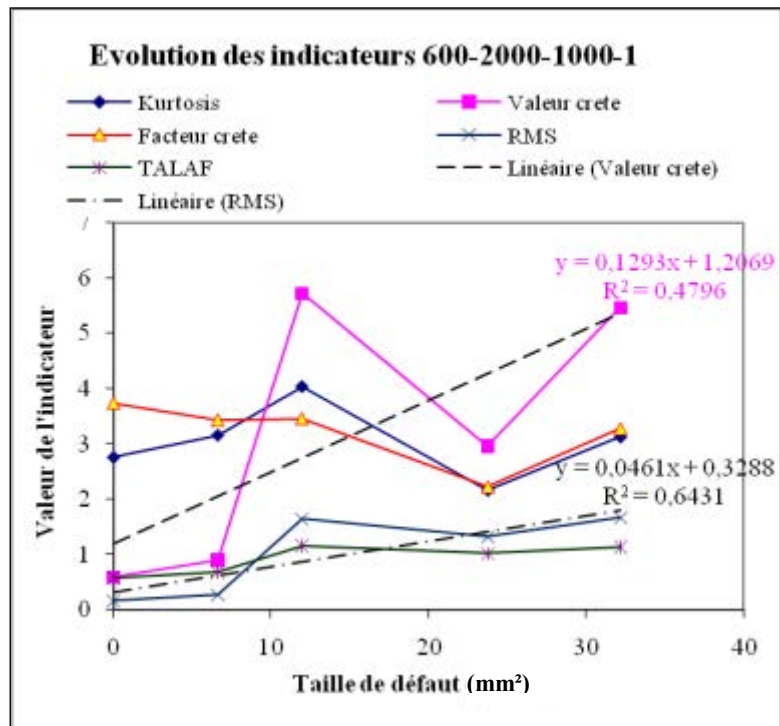
Vitesse de rotation (tr/min)	Charge (daN)	Gamme (Hz)	Ø0mm	Ø2,9mm	Ø3,9mm	Ø5,5mm	Ø6,4mm
600	2000	1000	fag01	fag11	fag21	fag31	fag41
		5000	fag02	fag12	fag22	fag32	fag42
		20000	fag03	fag13	fag23	fag33	fag43
	3000	1000	fag04	fag14	fag24	fag34	fag44
		5000	fag05	fag15	fag25	fag35	fag45
		20000	fag06	fag16	fag26	fag36	fag46
1200	2000	1000	fag07	fag17	fag27	fag37	fag47
		5000	fag08	fag18	fag28	fag38	fag48
		20000	fag09	fag19	fag29	fag39	fag49
	3000	1000	fag010	fag110	fag210	fag310	fag410
		5000	fag011	fag111	fag211	fag311	fag411
		20000	fag012	fag112	fag212	fag312	fag412
1800	2000	1000	fag013	fag113	fag213	fag313	fag413
		5000	fag014	fag114	fag214	fag314	fag414
		20000	fag015	fag115	fag215	fag315	fag415
	3000	1000	fag016	fag116	fag216	fag316	fag416
		5000	fag017	fag117	fag217	fag317	fag417
		20000	fag018	fag118	fag218	fag318	fag418

Tableau 3.8: Relevés vibratoires d'un écaillage de butée

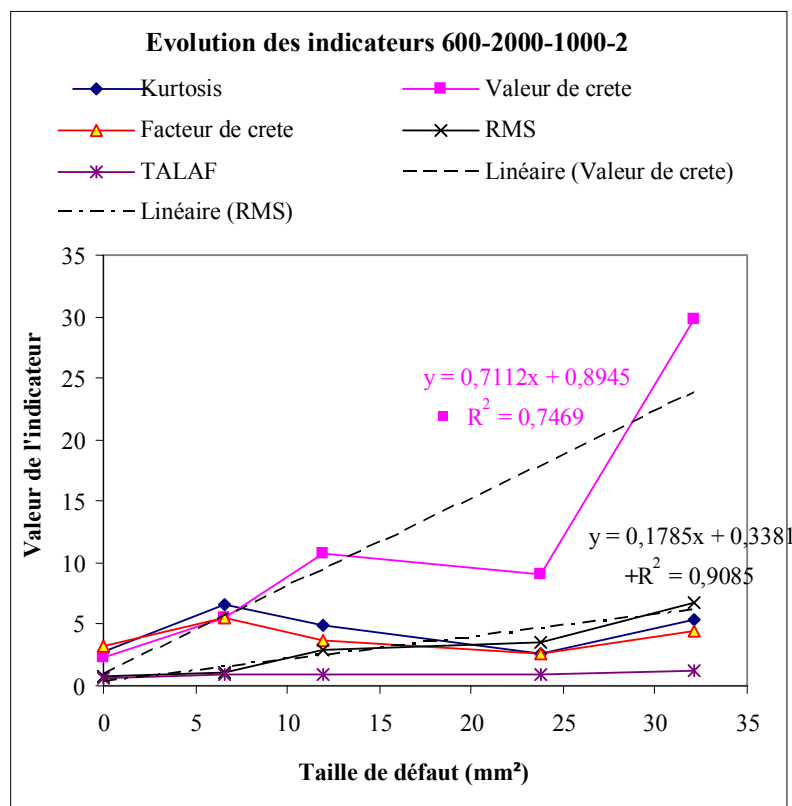
3-3-3- Etude de l'évolution de l'écaillage

- A partir de programmes développés sur Matlab, le suivi de l'évolution du défaut est réalisé grâce à plusieurs indicateurs vibratoires tels que : le Kurtosis, la valeur crête, le facteur crête, la valeur RMS et le Talaf.

– Vitesse 600 tr/min ; Charge 2000 daN ; Gamme de fréquences 1000 Hz :



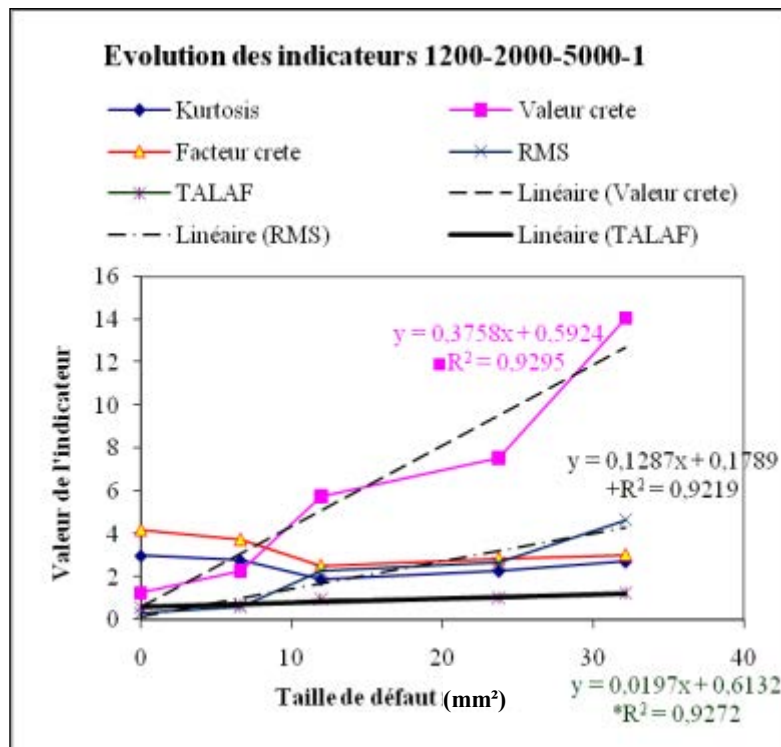
(a)



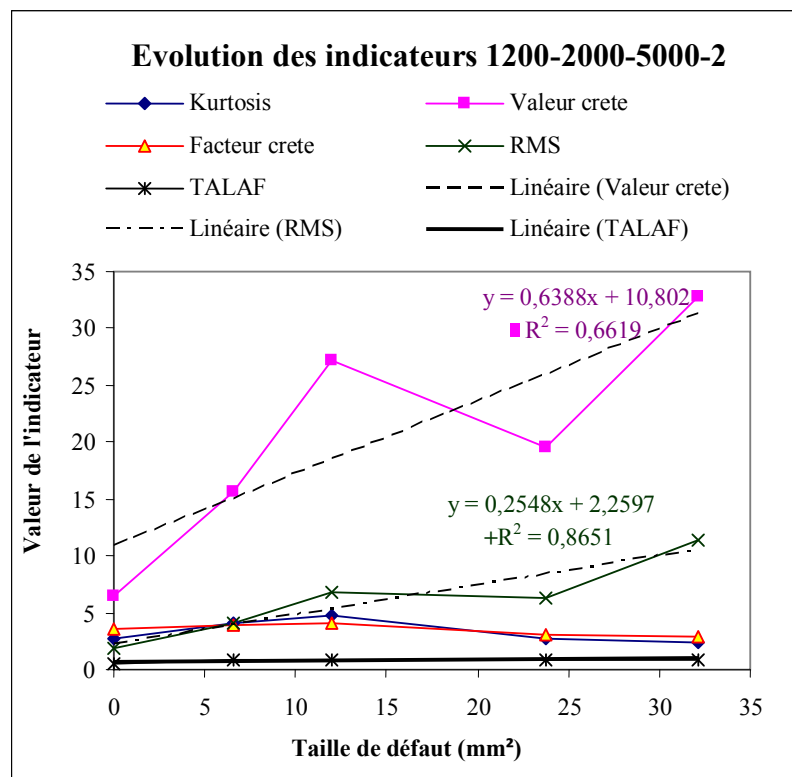
(b)

Figure 3.15: Evolution des indicateurs globaux,
 (a) : capteur axial ; (b) : capteur radial

– Vitesse 1200 tr/min ; Charge 2000 daN ; Gamme de fréquences 5000 Hz :



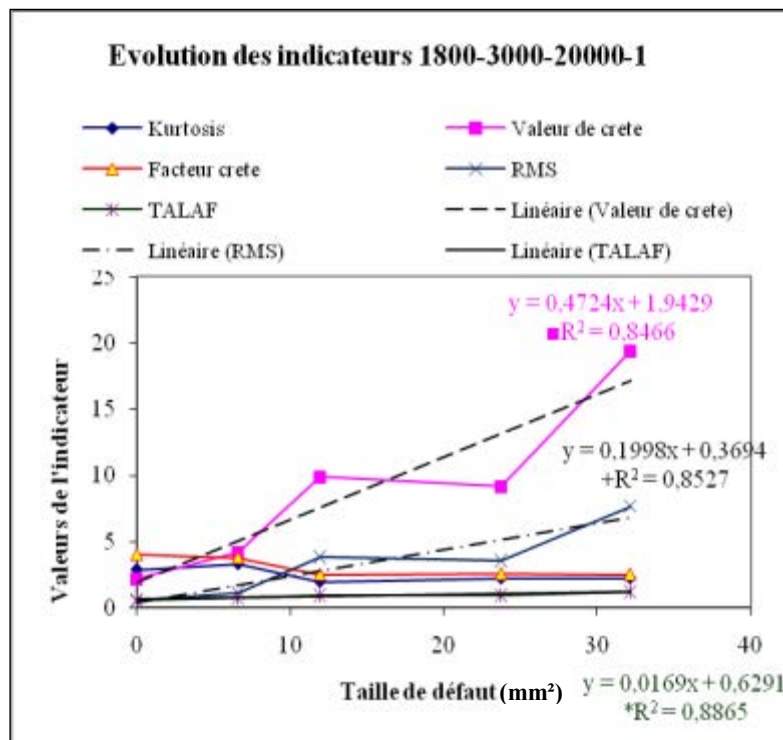
(a)



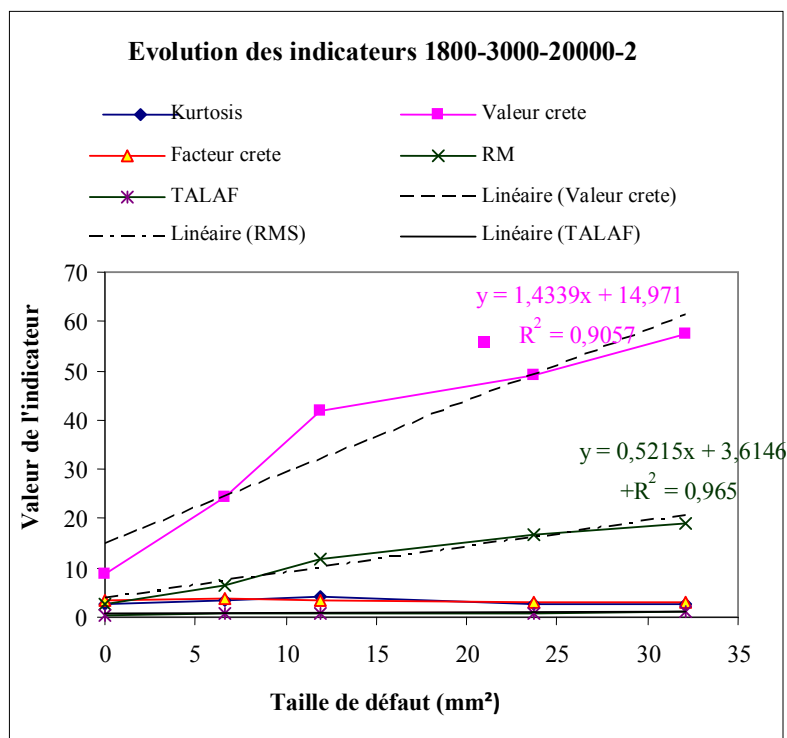
(b)

Figure 3.16: Evolution des indicateurs globaux, (a) : capteur axial ; (b) : capteur radial

– Vitesse 1800 tr/min ; Charge 3000 daN ; Gamme de fréquences 20000 Hz:



(a)



(b)

Figure 3.17: Evolution des indicateurs globaux, (a) : capteur axial ; (b) : capteur radial

- On utilise également un autre indicateur pour suivre l'évolution de l'écaillage du roulement, la valeur du pic (peak value) qui consiste à déterminer la valeur de l'amplitude de la première harmonique de la fréquence de défaut pour chaque signal. On montre l'évolution de l'indicateur de défaut de roulement pour des vitesses de rotation, des charges et des gammes de fréquences différentes à travers les figures 3.18, 3.19, et 3.20.

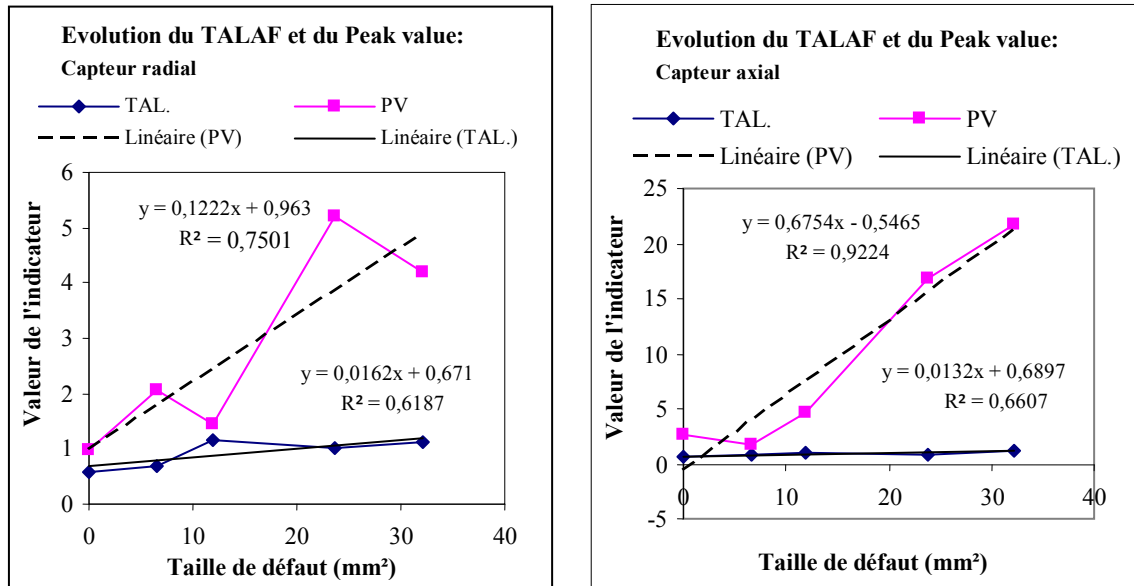


Figure 3.18: Vitesse 600 tr/min; Charge 2000 daN; Gamme de fréquences 1000 Hz

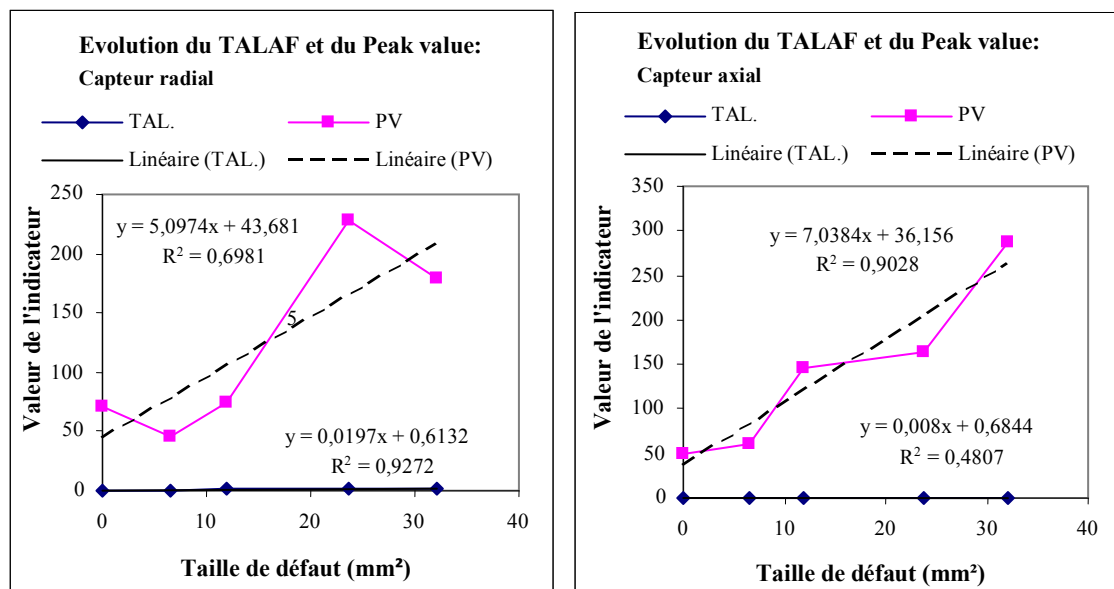


Figure 3.19: Vitesse 1200 tr/min; Charge 2000 daN; Gamme de fréquences 5000 Hz:

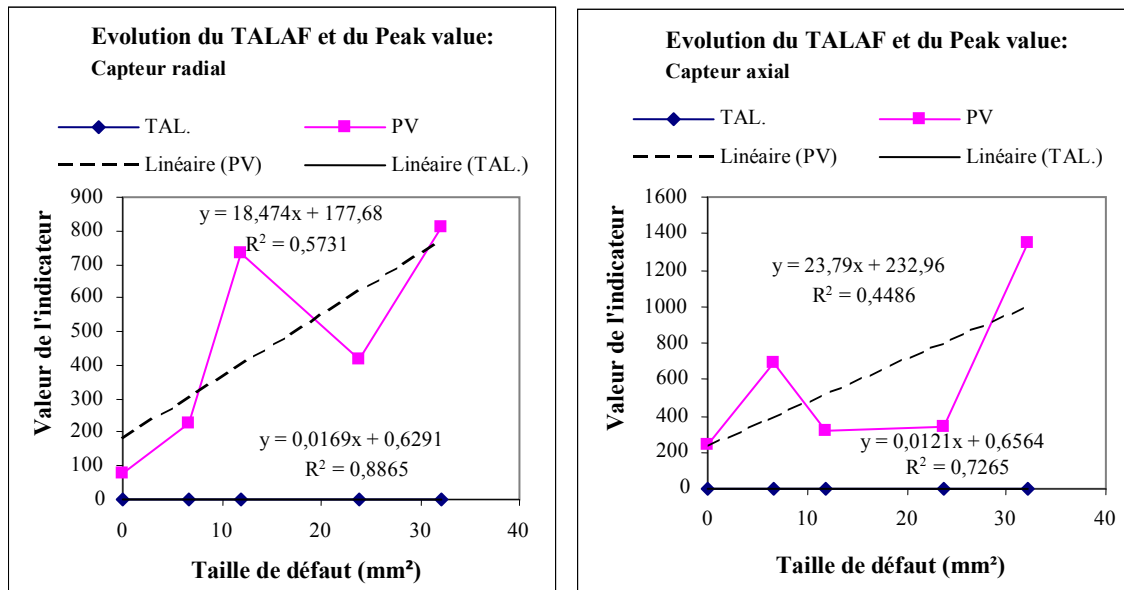


Figure 3.20: Vitesse 1800 tr/min ; Charge 3000 daN ;
Gamme de fréquences 20000 Hz

3-4- Conclusion

Les courbes relatives à l'évolution des indicateurs qui présentent le plus de sensibilité et de linéarité sont celles associées à la valeur crête et la valeur RMS (voir le coefficient directeur de l'équation linéaire et le coefficient de corrélation).

L'évolution de l'indicateur Peak value est plus significative de par la sensibilité par rapport aux indicateurs classiques mais la linéarité n'est pas satisfaisante.

Par conséquent, à travers les résultats des essais, l'évolution de l'endommagement du roulement (écaillage des bagues) peut être relativement mieux décrite par l'évolution de l'indicateur statistique temporel RMS et qui présente à chaque fois un coefficient de corrélation proche de 1.

CHAPITRE 4

Fatigue des Roulements

1- Introduction

La défaillance du roulement est l'une des principales causes de pannes dans les machines tournantes. Un tel défaut peut être catastrophique et engendrer 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. L'objectif est donc de prédire le niveau de défaillance (sévérité) qui va conduire à la perte de fonction. Cette prédiction consiste tout d'abord à détecter le défaut à son stade naissant et à alerter l'opérateur avant que la défaillance ne soit catastrophique. Les défauts de roulements peuvent être détectés à un stade précoce du développement [108]. Pour estimer l'évolution du défaut de roulement, différents essais de fatigue sont réalisés. Les mesures relevées vont permettre d'obtenir des courbes de tendance [109] :

- Indicateur vibratoire en fonction du temps
- Taille du défaut en fonction du temps,
- Indicateur vibratoire en fonction de la taille de défaut.

2- Travail expérimental sur la fatigue des roulements

2-1- Introduction

La méthode la plus communément utilisée dans le suivi d'un défaut de roulement est l'analyse vibratoire. Nous distinguons plusieurs techniques d'analyse des signaux vibratoires des roulements tels que l'analyse temporelle, fréquentielle [110], [109] et l'analyse d'enveloppe [111]. La littérature relative à la surveillance de l'état des roulements peut être scindée en deux groupes : le premier groupe concerne les modèles de prédiction de la durée de vie des roulements. Généralement ces modèles sont basés sur les phénomènes de l'initiation et de la propagation des fissures appelé loi de Paris [112], [113]. Les chercheurs ont également développé des approches physiques pour estimer le temps résiduel de la durée de vie des roulements [100]. Le deuxième groupe traite l'état de fonctionnement des roulements et le diagnostic des défauts par l'application des différentes méthodes telles que la logique floue [114] et les réseaux de neurones [115] [116]. Les approches statistiques sont également utilisées par les chercheurs pour modéliser le comportement vibratoire des roulements défectueux en utilisant différents indicateurs temporels statistiques [117] [100] tels que la valeur RMS, le facteur de crête, le Kurtosis etc...

2-2- Procédure des essais

Les essais sont réalisés sur un lot de roulements à butée à une rangée de bille identiques. L'objectif est de suivre le développement d'un micro écaillage jusqu'à un écaillage par fatigue. Ces essais sont réalisés sur un module de fatigue d'un banc d'essais (figure 4.2). Une charge axiale constante de 3000 daN est appliquée au roulement et la vitesse de rotation reste constante lors des essais soit 1800 t/min. Le débit de liquide de refroidissement est également constant. Deux accéléromètres piézoélectriques de type DJB3208 et DJB3209 sont placés au plus près du roulement dans deux directions différentes, axiale et radiale.

➤ *Banc d'essai*

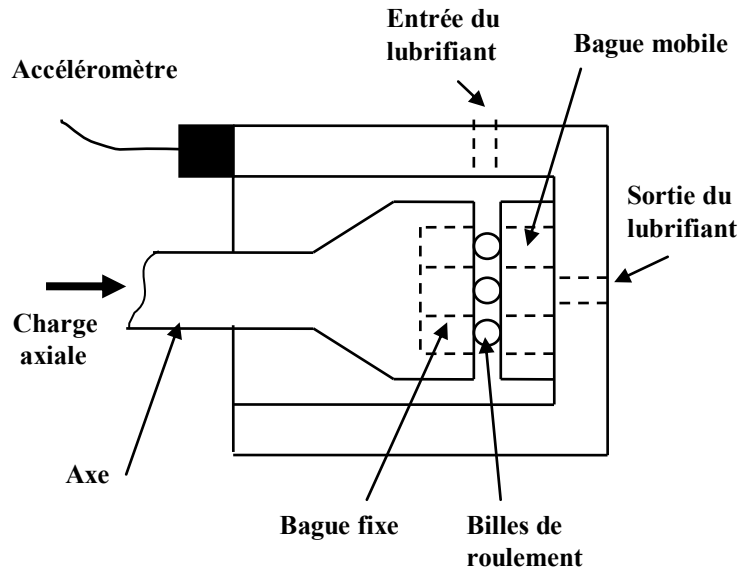


Figure 4.1: Schéma du banc d'essai de fatigue de roulement à butée

Le banc d'essais présenté dans la figure 4.2 est composé essentiellement d'un moteur électrique (1) qui fait tourner un mandrin (2) sur lequel est montée une des bagues du roulement. Un axe (3) permet la transmission de la charge axiale sur le roulement de butée à partir d'une pompe hydraulique (4) et d'un circuit de lubrification (5) fonctionnant en continu pour le refroidissement. Ce banc d'essais est relié à une installation de commande et d'acquisition.

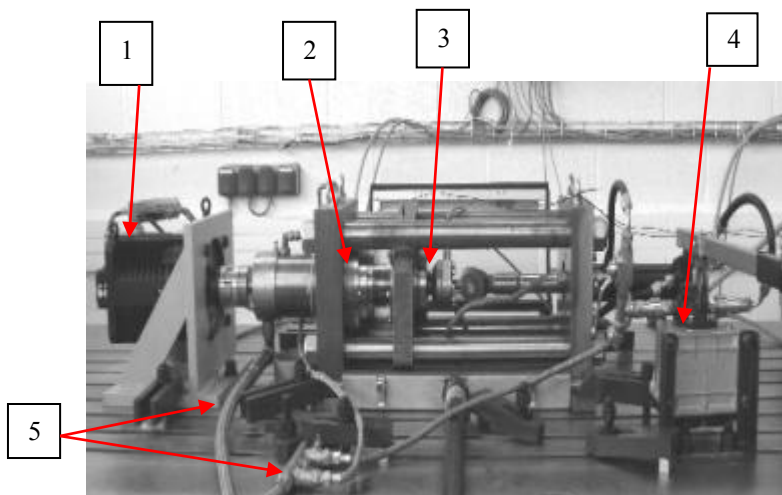


Figure 4.2: Module du banc d'essai de fatigue de roulement à butée

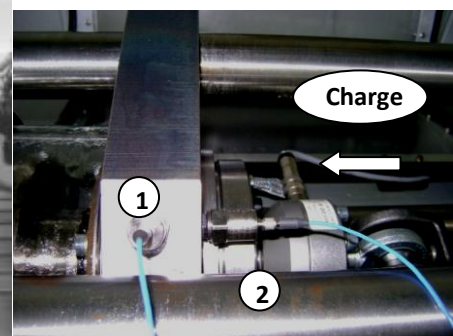


Figure 4.3: Emplacement des capteurs : 1, capteur radial ; 2, capteur axial

➤ **Choix du roulement**

Nous avons choisis un roulement à butée à billes de type : FAG 51207 CZECH/ATK dont les caractéristiques techniques sont données au chapitre 3. Ce roulement permet un démontage facile et un contrôle visuel des défauts immédiat.



Figure 4.4: Roulement de butée

➤ **Déroulement des essais**

Pendant les essais, les températures des points stratégiques du banc, tels que le palier de l'arbre principal de la machine, l'huile de lubrification et l'air ambiant sont continuellement contrôlées à travers un tableau synoptique. Nous avons utilisé 13 roulements et les avons soumis à un phénomène de fatigue et ce, jusqu'à la rupture du roulement. Nous avons relevés les indications suivantes concernant les modes de défaillances de chacun d'eux (tableau 4.1).

N°	Bague écaillée	Taille d'écaillage (mm ²)	Temps de fonction.	Durée d'écaillage	Remarques
1*	mobile	104.6	118h25	4h30	-
2*	mobile	80.14	67h20	4h	-
3*	mobile	85.18	22h30	4h	-
4	-	-	Arrêtée à 423h	-	Bagues non écaillées
5	-	-	2h30	-	Roulement cassé
6	-	-	402h	-	Cage cassée sans écaillage
7*	mobile	-	58h30	4h30	Ecaillage survenu en notre absence
8*	mobile	-	37h	3h30	Ecaillage survenu en notre absence
9*	mobile	-	65h	4h30	Ecaillage survenu en notre absence
10*	mobile	98.55	24h	4h	
11	-	-	150h	-	Cage cassée sans écaillage
12*	fixe	-	21h30	5h	Ecaillage survenu en notre absence
13*	mobile	85.88	26h50	3h30	-

* essais concluants

Tableau 4.1: Etat récapitulatif des essais de fatigue sur les roulements

3- Analyse vibratoire des signaux relevés

Dans les conditions de fonctionnement définies précédemment, la fréquence caractéristique associée à un défaut d'écaillage d'une bague est de 180 Hz [118].

3-1- Méthode de traitement de signal

Pour mesurer la sévérité du défaut d'écaillage après détection, on utilise les indicateurs statistiques vibratoires dont le calcul a été programmé dans matlab. Les principales étapes du processus de traitement des signaux temporels sont données dans la figure 4.5. La figure 4.5a représente le signal temporel, la figure 4.5b représente le signal fréquentiel obtenu par FFT, l'analyse d'enveloppe est également réalisée autour d'une fréquence de résonance de la structure et présentée dans la figure 4.5c. Le signal filtré autour d'une résonance de structure (13 KHz – 15 KHz) est représenté sur la figure 4.5d.

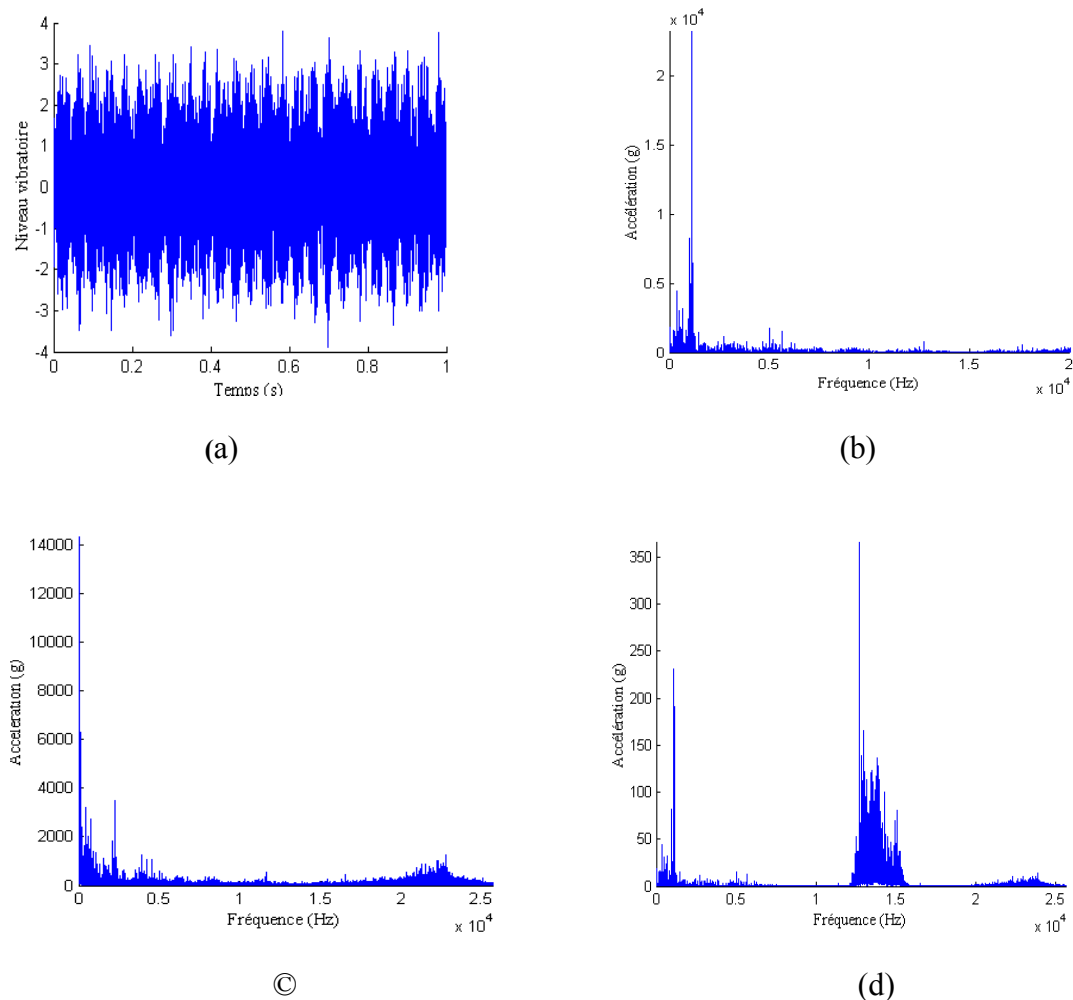


Figure 4.5: Traitement de signal des relevés vibratoires (absence de défaut),
 (a) : signal temporel, (b) : signal fréquentiel, (c) : signal
 d'enveloppe, (d) : signal filtré

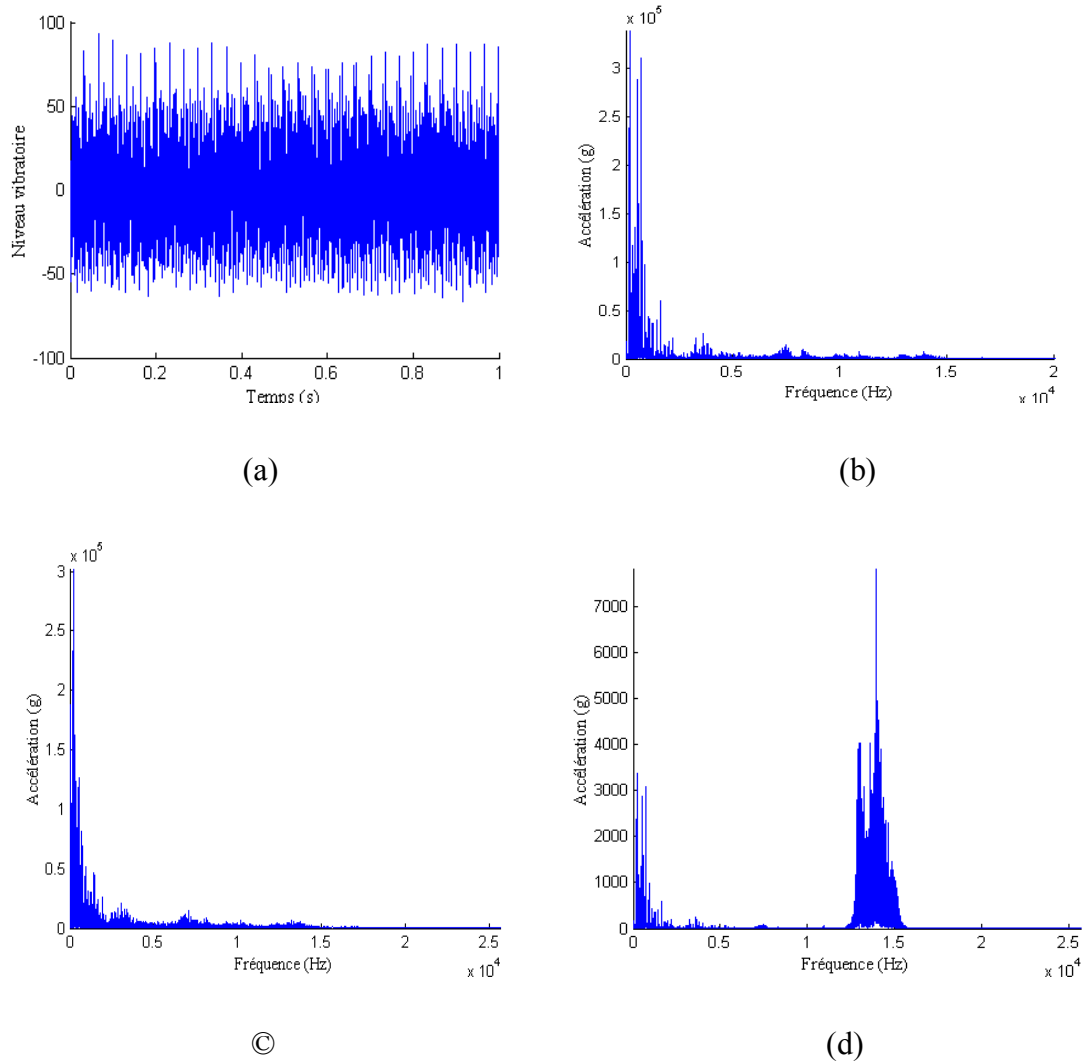


Figure 4.6: Traitement de signal des relevés vibratoires (avec défaut),
 (a) signal temporel, (b) signal fréquentiel, (c) signal d'enveloppe,
 (d) signal filtré entre 13000 et 15000 Hz.

L'écaillage du roulement de butée apparaît davantage avec un filtrage dans une bande de résonance de hautes fréquences.

3-2- Courbes de fatigue et interprétation

A partir des relevés vibratoires, on réalise une courbe de fatigue d'un roulement (établir une courbe d'évolution de l'amplitude de défaut en fonction du temps). Cette courbe peut être utilisée pour prédire la durée de vie résiduelle et cela est lié à la définition du seuil limite de danger de la défaillance. L'exploitation des relevés expérimentaux nous a conduits à présenter un premier travail qui est la courbe d'évolution du niveau vibratoire exprimé en RMS sur le temps (figure 4.7). Nous avons même utilisé d'autres indicateurs statistiques tels que Valeurs crête, Kurtosis, Facteur crête et le Talaf mais l'évolution est mieux appréciée avec l'indicateur RMS.

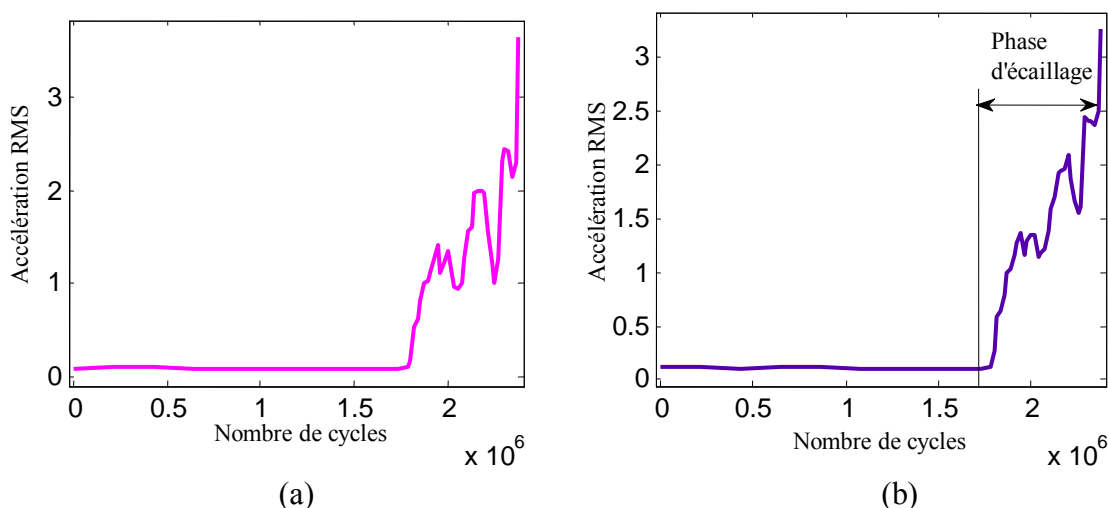


Figure 4.7: Courbes d'évolution du niveau vibratoire
(a) : capteur radial, (b) : capteur axial

Nous observons deux zones principales différentes sur cette figure concernant la courbe de fatigue du roulement de butée. Une région représente une évolution constante (fonctionnement normal du roulement) et une région représente une évolution croissante de la courbe avec une fluctuation de la courbe (dégradation du roulement). La courbe de dégradation caractérise l'initiation et la propagation de la fissure qui s'étend le long de la surface de la bague jusqu'à l'écaillage du roulement de butée. Nous constatons que la courbe de dégradation du roulement évolue rapidement et croit davantage selon une loi exponentielle. D'après la littérature, le modèle exponentiel est le plus utilisé pour caractériser la durée de vie d'un roulement [116]. Par conséquent, tous les roulements testés au cours de notre travail expérimental ont une courbe de fatigue dont la tendance est similaire comme pour les roulements de butée des tests 2, 8, 12 et 13 (figure 4.8). L'expérience a été vérifiée dans la référence [108].

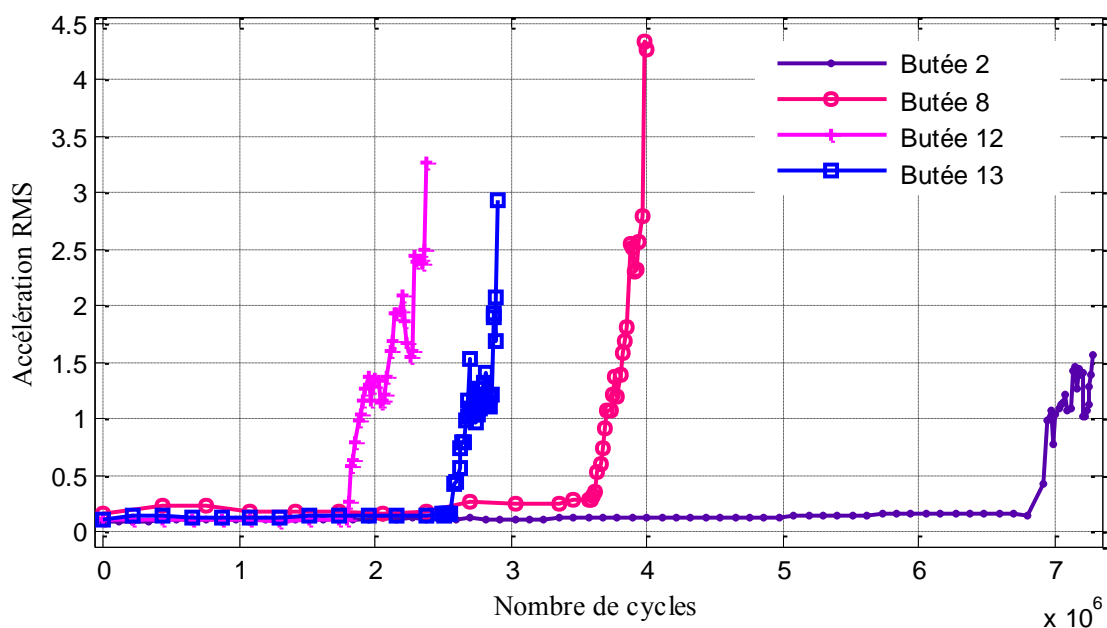


Figure 4.8: Courbes de fatigue de différents roulements de butée

La durée de vie de tous les roulements de butée testés au cours de notre travail expérimental est caractérisée par un même modèle de courbes. Les courbes de ces roulements se différencient selon la durée de fonctionnement avant écaillage. La durée de fonctionnement pendant l'écaillage est relativement courte [119].

3-3- Evolution de la température

La vérification de la température sur le banc d'essai se fait sur trois points :

- huile moteur,
- palier situé près du roulement à essayer
- l'air ambiant.

Le suivi de température sur les trois points ci-dessus énumérés est représenté sur la figure 4.9 où nous remarquons une croissance rapide de la température du palier et de l'huile jusqu'à un certain point ensuite elle se stabilise à une valeur de 60 à 64 °C.

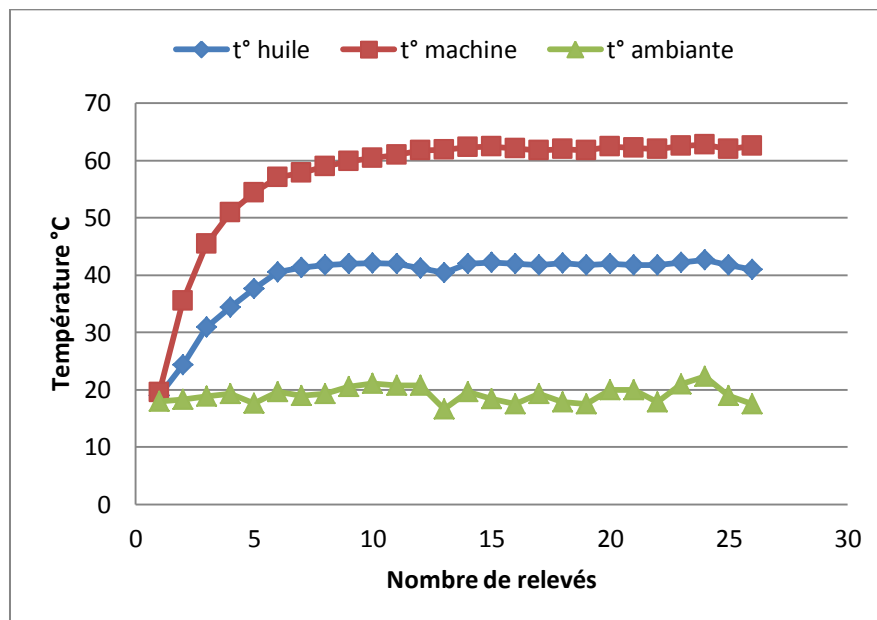


Figure 4.9: Evolution de température sur le banc d'essai

4- Résultats et discussion sur l'évolution de la fatigue

Nous avons obtenu des résultats sur la fatigue des roulements de butée au cours de nos essais expérimentaux sur banc d'essai qui sont essentiellement :

- les valeurs des amplitudes indiquant le niveau vibratoire de la dégradation,
- Les valeurs et la forme de la taille d'écaillage.

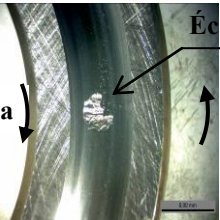









L'exploitation de ces résultats permet de comprendre comment évolue la fatigue d'un roulement. Il s'agit maintenant de trouver une approche pour déterminer la durée de vie





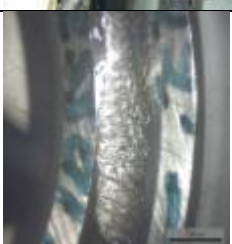

résiduelle de ce dernier. Notre travail se focalise sur la recherche d'une loi physique permettant de caractériser l'évolution du défaut. Pour illustrer notre discussion, Nous présentons deux exemples les plus représentatifs parmi les essais effectués.

4-1- Evolution de l'écaillage des essais 2 et 13

L'évolution de l'écaillage des roulements est illustrée dans le tableau suivant et exprimée par :

- la surface de l'écaillage,
- le niveau vibratoire défini par différents indicateurs globaux.

Essai 2			Essai 13		
N°	Ecaillage	Résultats du défaut	N°	Ecaillage	Résultats du défaut
1		t=64h s=4.69 mm ² k=3,82 vc=2,06 rms=0,429 fc=4,79 Talaf=0,944	1		t=24h15min s=10.88 mm ² k=4.09 vc=3.41 rms=0.559 fc=6.1 Talaf=0.96
2		t=64h32min s=14.55 mm ² k=11,87 vc=12,65 rms=1,083 fc=11,68 Talaf=1,38	2		t=24h35min s=17.9 mm ² k=3.8 vc=4.65 rms=0.79 fc=5.88 Talaf=1.038
3		t=64h52min s=18.84 mm ² k=3,79 vc=6 rms=1,032 fc=5,8 Talaf=1,2	3		t=24h55min s=25.51 mm ² k=3.24 vc=6.019 rms=1.529 fc=3.93 Talaf=1.23
4		t=65h12min s=24.7 mm ² k=3,13 vc=5,64 rms=1,122 fc=5,02 Talaf=1,21	4		t=25h15min s=32.63 mm ² k=3.47 vc=5.35 rms=1.129 fc=4.74 Talaf=1.134
5		t=65h32min s=29 mm ² k=3,11 vc=5,45 rms=1,208 fc=4,5 Talaf=1,234	5		t=25h35min s=39.9 mm ² k=3.18 vc=6.14 rms=1.097 fc=5.59 Talaf=1.116

6		$t=65h52min$ $s=33.06 \text{ mm}^2$ $k=3,62$ $vc=5,75$ $rms=1,087$ $fc=5,28$ $Talaf=1,211$	6		$t=25h55min$ $s=47.83 \text{ mm}^2$ $k=3.08$ $vc=5.81$ $rms=1.263$ $fc=4.6$ $Talaf=1.16$
7		$t=66h12min$ $s=39.5 \text{ mm}^2$ $k=3,11$ $vc=6,57$ $rms=1,46$ $fc=4,5$ $Talaf=1,3$	7		$t=26h25min$ $s=64.16 \text{ mm}^2$ $k=3.06$ $vc=5.26$ $rms=1.217$ $fc=4.32$ $Talaf=1.146$
8		$t=66h40min$ $s=53.97 \text{ mm}^2$ $k=2,88$ $vc=5,577$ $rms=1,406$ $fc=3,96$ $Talaf=1.28$	8		$t=26h50min$ $s=85.88 \text{ mm}^2$ $k=8.24$ $vc=22.72$ $rms=2.934$ $fc=7.74$ $Talaf=1.539$

a : Sens de rotation, **b** : Sens d'écaillage

4-2- Choix de l'indicateur vibratoire

Pour détecter les petits changements de la taille de défaut sur une bague de roulement de butée, on a utilisé un logiciel qui permet de nous donner l'amplitude vibratoire du défaut par plusieurs indicateurs statistiques tels que le RMS, la valeur crête, le kurtosis, le facteur de crête [120] et le Talaf [103]. Ces indicateurs sont définis par les formules suivantes.

$$\text{- Valeur de crête : } VC = \frac{1}{2}(\max(s_i) - \min(s_i)) \quad (4.1)$$

$$\text{- RMS : } RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^2} \quad (4.2)$$

$$\text{- Facteur de crête : } FC = \frac{VC}{RMS} \quad (4.3)$$

$$\text{- Kurtosis : } K = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (s_i - \bar{s})^4}{RMS^4} \quad (4.4)$$

$$\text{- Talaf : } Talaf = \log \left[K + \frac{RMS}{RMS_0} \right] \quad (4.5)$$

où

\bar{s} : est la valeur moyenne des amplitudes du signal temporel

RMS_0 : est la valeur de l'amplitude du roulement non endommagé

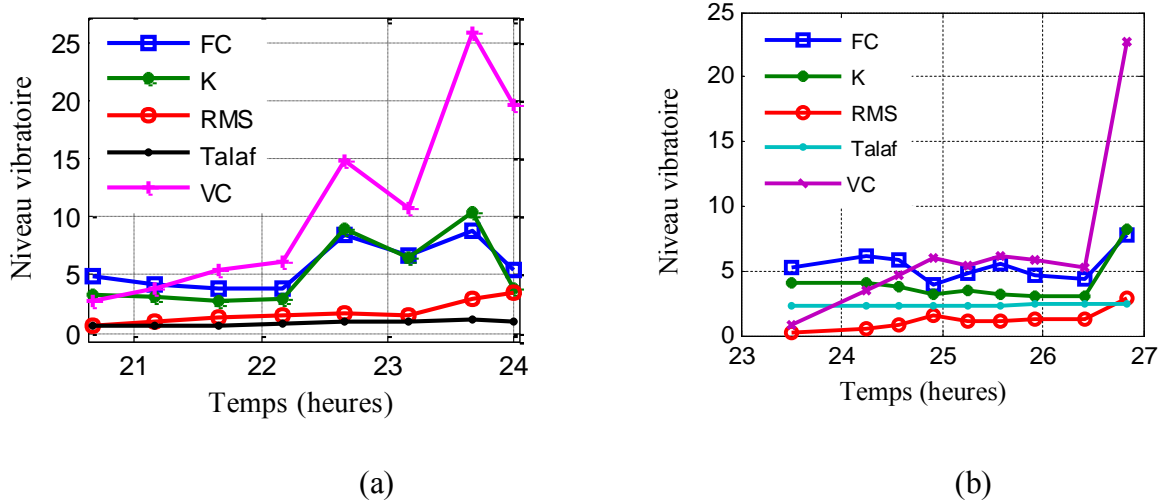


Figure 4.10: Variation de l'amplitude de différents indicateurs, (a) : butée 10, (b) : butée 13

Ensuite, on comptabilise le score de la variation de chaque type d'indicateur en fonction du temps sur un nombre bien déterminé de points (+1 pour une évolution positive et -1 pour une évolution négative). Cette méthode est appelée méthode des scores.

Points \ Indic.	Points								total des pts
	1	2	3	4	5	6	7	8	
RMS	1	1	1	-1	-1	1	-1	1	2
VC	1	1	1	-1	1	-1	-1	1	2
K	1	-1	-1	1	-1	-1	-1	1	-2
FC	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0
TALAF	1	1	1	-1	-1	1	-1	1	2

Tableau 4.2: Scores des indicateurs vibratoires (butée 10)

Points \ Indic.	Points							total des pts
	1	2	3	4	5	6	7	
RMS	1	1	1	1	-1	1	1	5
VC	1	1	1	1	-1	1	-1	3
K	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1
FC	-1	-1	1	1	-1	1	-1	-1
TALAF	1	1	1	1	-1	1	-1	3

Tableau 4.3: Scores des indicateurs vibratoires (butée 13)

La méthode des scores consiste à confirmer le choix de l'indicateur pertinent en se basant sur un score accumulé sur un nombre de points. Le meilleur score sera le chiffre positif le plus grand qui correspond à l'indicateur optimal.

L'indicateur le plus intéressant parmi ceux utilisés est le RMS, comme le montre la figure 4.10 [121] et la vérification par la méthode des scores tableau 4.2 et 4.3.

4-3- Corrélation entre la taille de défaut et l'indicateur vibratoire RMS

Parfois l'évolution de l'indicateur vibratoire (valeur RMS) par rapport à la durée de vie n'est pas stable parce que l'impact du choc de la bille sur la surface écaillée de la bague diminue (phénomène de décrochage) [119] surtout lorsque deux billes se trouvent en même temps sur cette même surface à un certain moment (souvent à partir de la surface d'écaillage supérieure à 50 mm²), annexe III. L'évolution ou la sévérité du défaut des butées à billes serait mieux représentée si on vérifie la corrélation de linéarité entre l'indicateur global RMS et la taille de défaut par le recalage des courbes expérimentales (figure 4.11).

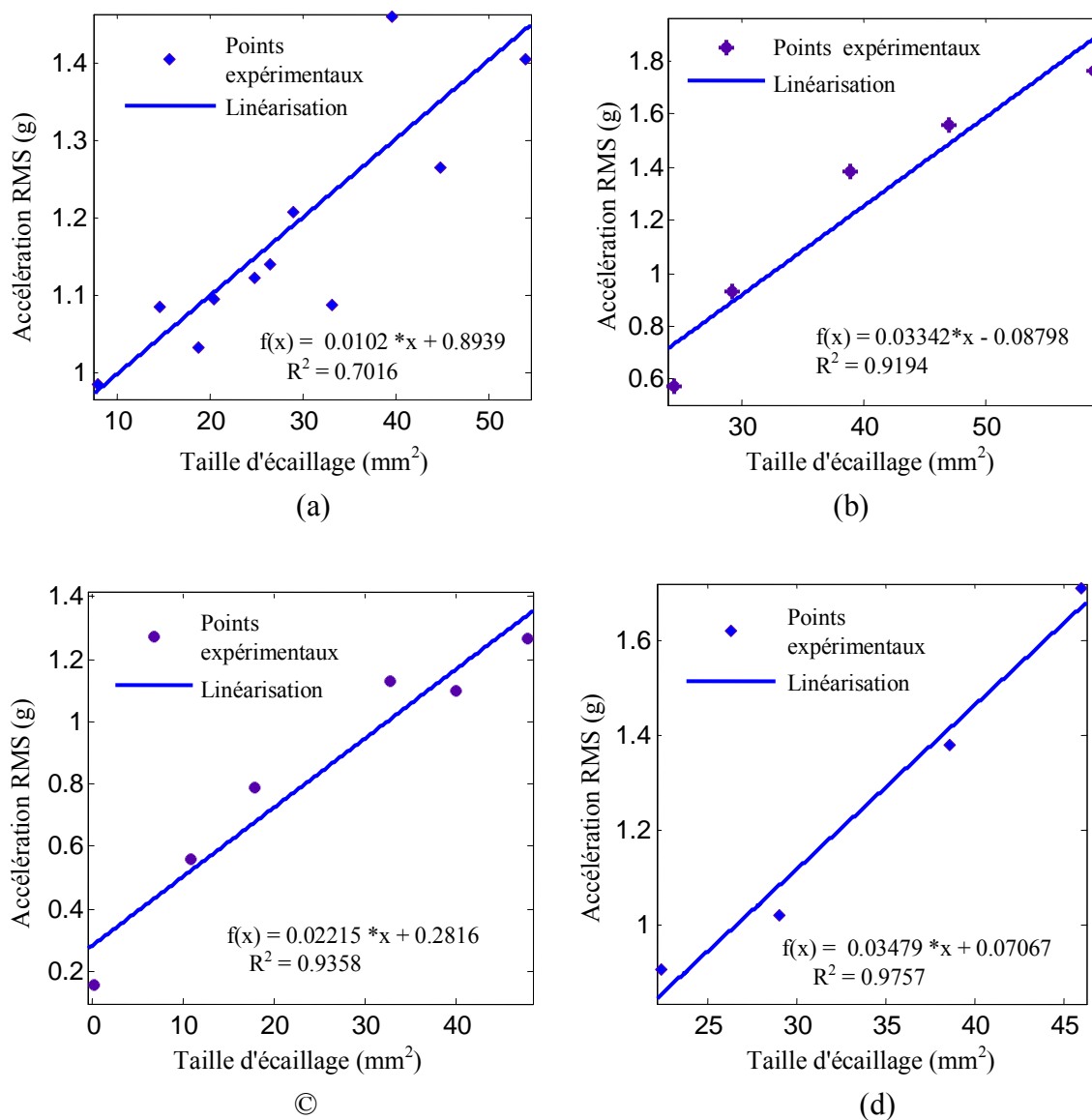


Figure 4.11: Evolution de l'indicateur vibratoire en fonction de la de taille d'écaillage, (a) : butée 2, (b) : butée 10, (c) : butée 13, (d) : butée 3

Pendant les essais, Les résultats montrent que le niveau vibratoire évolue linéairement par rapport à la taille de défaut sur une plus grande partie de la phase d'écaillage, se stabilise ensuite (avec des fluctuations) légèrement au cours de l'écaillage (période de décrochage) et enfin augmente brusquement à la fin de l'écaillage. Par conséquent la corrélation représentée sur les figures 4.11 concerne la phase significative de l'écaillage.

4-4- Tendence de l'évolution de la taille d'écaillage

Nous présentons l'évolution de la taille du défaut d'écaillage en fonction du temps de fonctionnement des butées à billes. Comme le temps de fonctionnement normal varie d'un roulement à un autre, l'intérêt de l'exploitation des résultats repose sur la phase relative à l'écaillage.

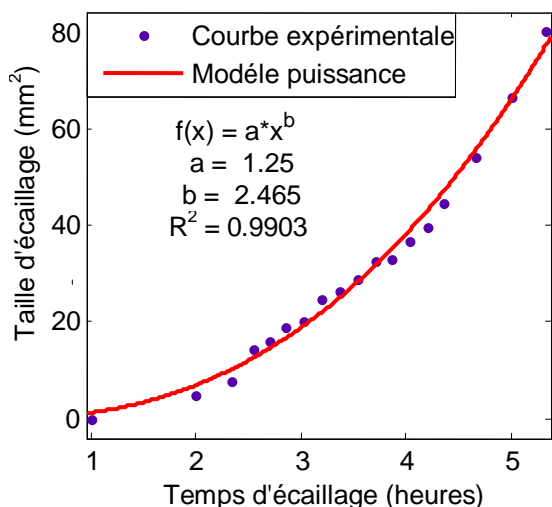


Figure 4.12: Tendence de la taille de l'écaillage : butée 2

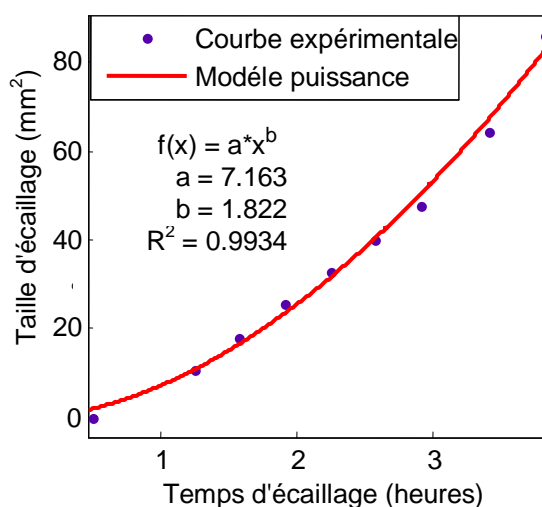


Figure 4.13: Tendence de la taille de l'écaillage : burée13

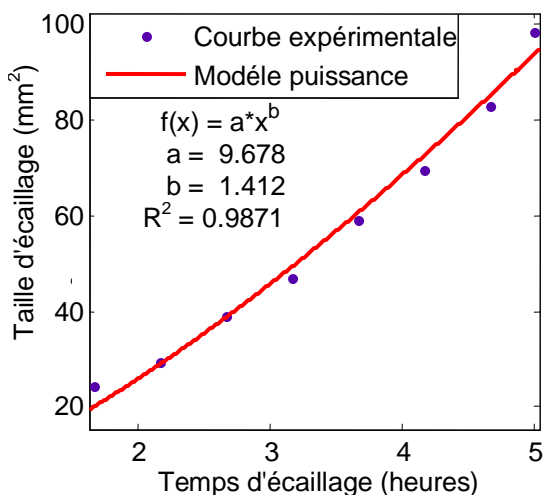


Figure 4.14: Tendence de la taille de l'écaillage : butée 10

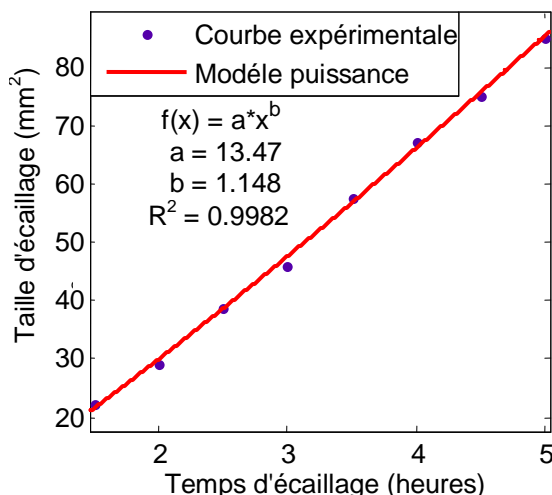


Figure 4.15: Tendence de la taille de l'écaillage : butée 3

Selon les courbes de tendances obtenues pour les butées testées concernant la période d'écaillage, la loi puissance de type $(a \cdot x^b)$ est l'approche mathématique qui donne une

meilleure corrélation pour montrer l'évolution du défaut tel qu'il est représenté sur les figures 4.12, 4.13, 4.14 et 4.15.

En pratique, nous avons confirmé le choix et validé le modèle sur lequel nous étions partis en recherche bibliographique.

Remarque :

A travers les courbes de tendances concernant l'évolution de la taille de défaut des roulements 2, 13, 10 et 3, on relève que pour le roulement ayant la durée de vie plus grande, sa courbe de tendance de l'écaillage croit plus vite (la butée 2 a une durée de vie de 67h20 et le coefficient de la loi $b=2.46$ par contre la butée 3 a une durée de vie de 22h30 et le coefficient $b=1.148$, figure 4.16).

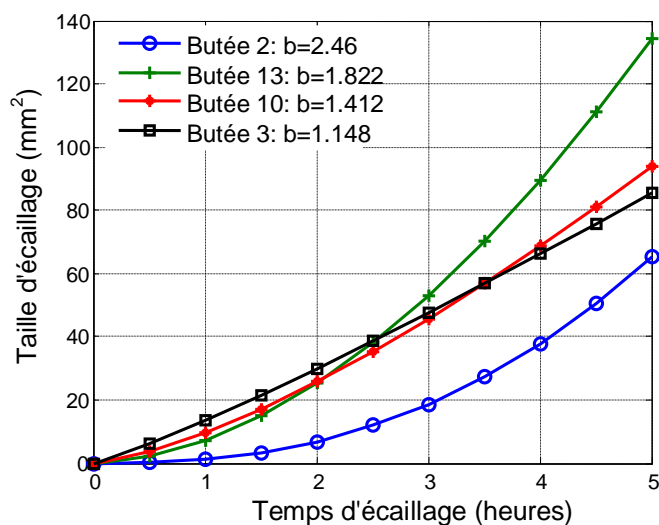


Figure 4.16: Evolution de la valeur du coefficient b par rapport à la durée de vie du roulement

La corrélation entre la durée de vie du roulement et le coefficient b de la loi puissance est donnée par la figure 4.17.

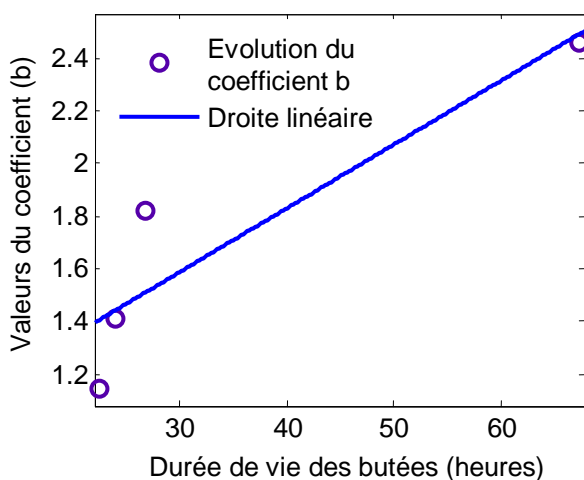


Figure 4.17: Corrélation entre le coefficient (b) et la durée de vie

N° de la butée	Durée de vie	Coefficient b
2	67h20	2.46
13	26h50	1.822
10	24h	1.412
3	22h30	1.148

Tableau 4.4: Valeurs du coefficient (b)

Ecart type de courbe d'endommagement moyenne (taille de défaut):

On n'utilise l'écart type que pour mesurer la dispersion autour de la courbe de tendance moyenne d'un ensemble de courbes ci-dessus représentés sur la figure 4.16. Plus la dispersion est grande, plus l'écart type est grand.

Si \bar{x} = moyenne, E = écart-type et x = une valeur incluse dans l'ensemble de données, alors environ 68 % des données se situent à l'intérieur de l'intervalle : $\bar{x} - E < x < \bar{x} + E$. L'écart type d'une variable discrète composée de n observations est la racine carrée positive des variances et se définit comme suit :

$$E = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{n}}$$

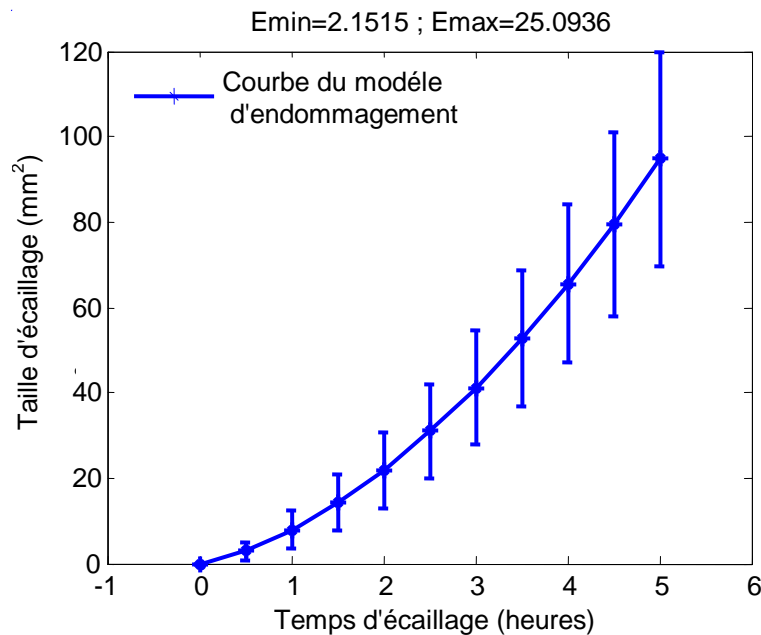


Figure 4.18: Courbe d'endommagement de la butée à billes

4-5- Tendence de l'évolution de l'indicateur vibratoire

L'évolution de la l'accélération RMS en fonction du temps d'écaillage des butées est donnée par les courbes suivantes:

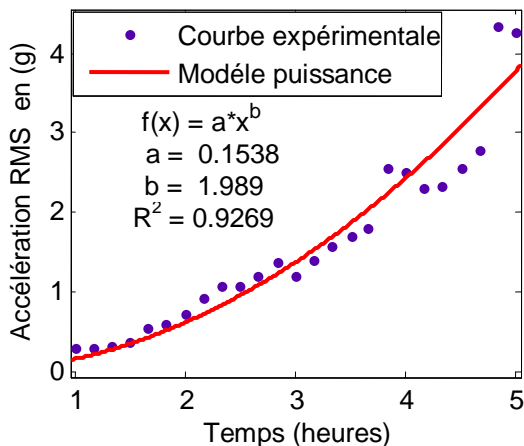


Figure 4.19: Tendance du niveau vibratoire: butée 8

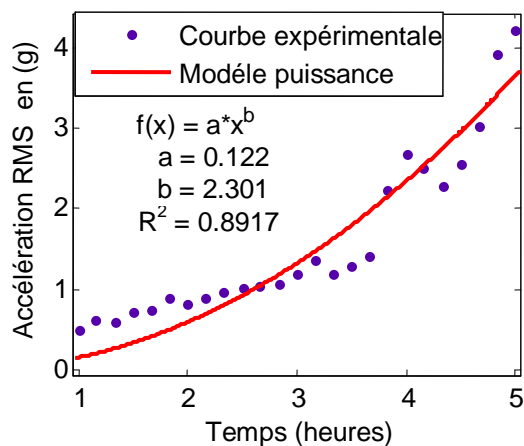


Figure 4.20: Tendance du niveau vibratoire: butée 9

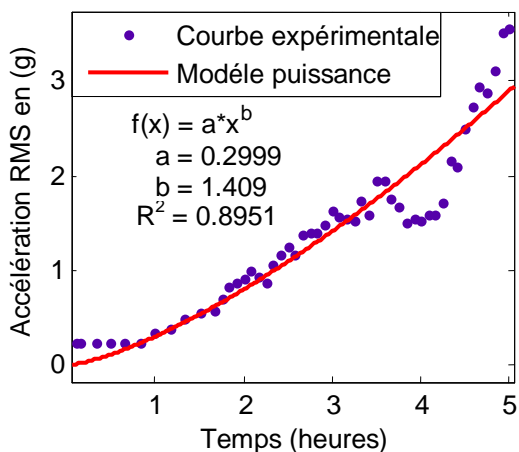


Figure 4.21: Tendance du niveau vibratoire: butée 10

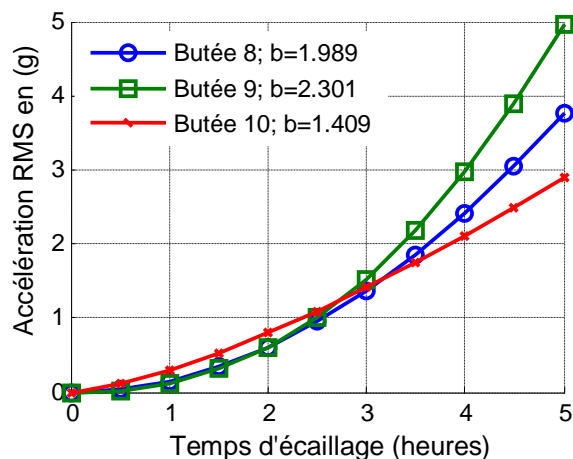


Figure 4.22: Comparaison des trois tendances

Selon les courbes de tendances obtenues pour les butées testées concernant la période d'écaillage, la loi puissance de type $(a \cdot x^b)$ est l'approche mathématique qui donne une meilleure corrélation pour montrer l'évolution de l'indicateur RMS en fonction du temps tel qu'il est représenté sur les figures 4.19, 4.20 et 4.21.

Remarque :

A travers les courbes de tendances concernant l'évolution de l'accélération RMS de défaut des butées 8, 9, et 10, on relève que pour la butée ayant la durée de vie plus grande, sa courbe de tendance de l'écaillage croît plus vite (la butée 10, a une durée de vie de 24h et le coefficient de la loi $b=1.409$ par contre la butée 9 a une durée de vie de 65h et le coefficient $b=2.301$, figure 4.22).

La corrélation entre la durée de vie de la butée et le coefficient b de la loi puissance est donnée par la figure 4.23.

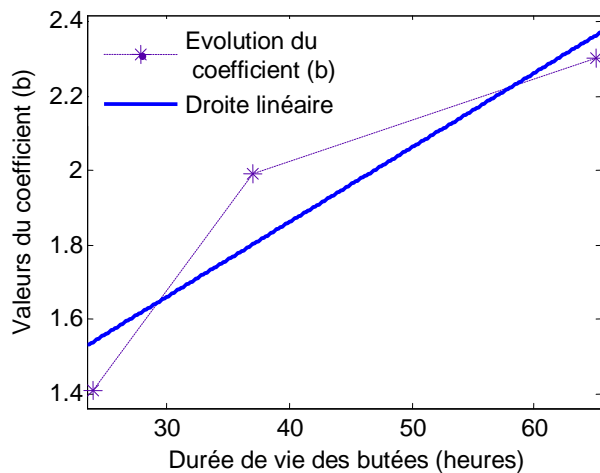


Figure 4.23: Corrélation entre le coefficient (b) et la durée de vie

N° de la butée	Durée de vie	Coefficient b
09	65h	2.301
08	37h	1.989
10	24h	1.409
3	22h30	1.148

Tableau 4.5: Valeurs du coefficient (b)

Ecart type de courbe d'endommagement moyenne (Valeur RMS):

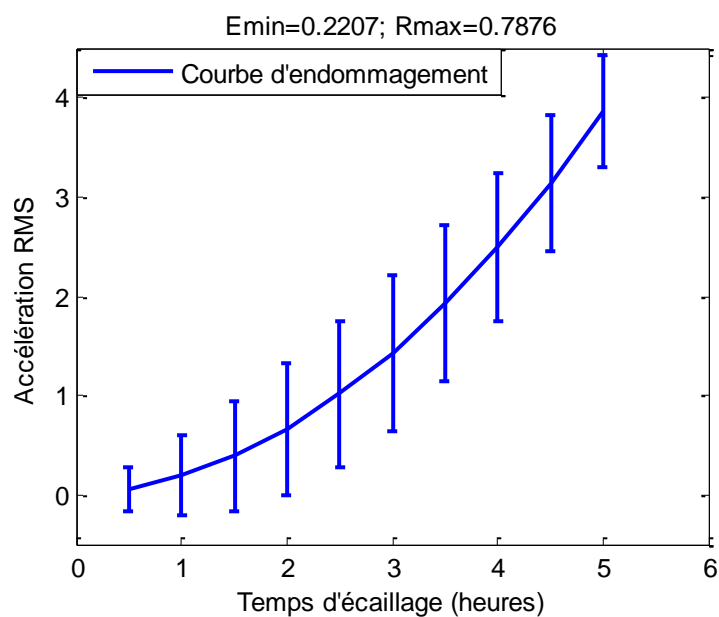


Figure 4.24: Courbe d'endommagement

5- Conclusion

Nous avons suivi le fonctionnement d'un roulement sous un régime donné (charge et vitesse normales) jusqu'à l'écaillage, nous avons donc obtenu à travers plusieurs essais des courbes de fatigue qui reflètent une relation entre le niveau vibratoire et le temps. Comme notre souci est de déterminer la durée de vie résiduelle d'un roulement en fonctionnement, il est très

important d'avoir un modèle de courbe de fatigue la plus représentative qui concerne principalement :

- l'évolution du niveau vibratoire en fonction du temps de fonctionnement,
- l'évolution du niveau vibratoire en fonction de la taille de défaut.

A travers notre travail, nous avons constaté que la meilleure évolution de la sévérité du défaut dépend de la fiabilité de l'indicateur du niveau vibratoire.

Si on compare les résultats des essais effectués, nous remarquons que l'écaillage se produit beaucoup plus sur la bague mobile du roulement dans le sens contraire au sens de rotation de l'arbre du banc d'essai et que les courbes de fatigue de tous les roulements essayés sont similaires et se décomposent en deux parties principales :

- Une plus grande partie de la vie du roulement est représentée par une évolution constante (période de durée de vie utile),
- Une autre partie de la vie du roulement (période de vieillesse) est représentée par une évolution croissante (tendance de type puissance).

La relation entre la durée de vie de la butée et la durée d'écaillage caractérise la valeur du coefficient b (endommagement) de la loi puissance.

Ce travail expérimental nous permet de comprendre que les roulements peuvent avoir des durées de vie différentes avec les mêmes conditions de fonctionnement. Par contre, la période d'écaillage (à partir de l'initiation jusqu'à la propagation de l'écaillage) est relativement la même. Par conséquent, la durée de vie résiduelle d'un roulement peut être déterminée uniquement le long de cette phase d'écaillage et cela lorsqu'on fixe le seuil de maintenance (limite de la durée de vie à laquelle une intervention de maintenance est nécessaire).

CHAPITRE 5

Fatigue de roulement avec initiation de défaut

Introduction

L'apparition d'un écaillage en un point de contact entre le corps roulant et le chemin de roulement est un phénomène aléatoire dont la probabilité d'apparition est liée à la conjonction, entre le niveau de contraintes et la probabilité de trouver une inclusion plus ou moins nocive pour les écaillages, initiés en sous-couches ; entre le niveau de contraintes et la probabilité de trouver un défaut de surface, pour les écaillages initiés en surface.

Afin de gagner du temps et de maîtriser la position d'apparition de l'écaillage, un défaut artificiel est créé à l'aide d'un outil en graphite avec un bout de forme arrondi de diamètre 2 mm en un point fixe de la trajectoire de la bille sur la bague de la butée où la pression d'Hertz est maximale. Cette indentation artificielle est réalisée sur une machine d'électroérosion à enfoncement et permet d'initier un défaut d'écaillage en créant une concentration de contraintes (annexe II).

1- Suivi vibratoire des butées soumises à différentes charges

1-1- Evolution de la taille de défaut

Avant d'initier un défaut sur la bague mobile de la butée, on laisse tourner la butée sur le module de fatigue pendant une durée de service définie par la probabilité L_{10} (durée de vie nominale atteinte par 90% des roulements essayés dans les mêmes conditions, norme I.S.O. 281). Au cours des essais on a utilisé des différentes charges axiales sur les butées dont les durées de vie L_{10} sont présentées dans le tableau 5.1.

Charge axiale (daN)	Vitesse de rotation (tr/min)	Durée de vie L_{10} (heures)
$F_1=3000$	1800	$L_{10(1)}=25$
$F_2=3500$	1800	$L_{10(2)}=13$
$F_3=4000$	1800	$L_{10(3)}=9$

Tableau 5.1: Durée de vie des roulements

Au terme de chaque durée de vie correspondant à une charge axiale donnée, nous procédons à l'initiation du défaut sur la bague de la butée (figure 5.1a). Nous remettons une nouvelle fois la butée sur le banc d'essai pour la faire tourner pendant la phase d'écaillage.

La taille du défaut est mesurée périodiquement afin de recalibrer le modèle (figure 5.1b). Ces mesures sont réalisées à l'aide d'un microscope avec caméra et d'un logiciel qui quantifie la superficie de l'écaillage.

1-2- Résultats expérimentaux

Le suivi de l'évolution de l'écaillage dans le temps, à partir de la mesure de la surface de l'écaillage, est réalisé sur trois butées (B1, B2 et B3) soumises respectivement à des charges variables (F_1 , F_2 et F_3) par conséquent des pressions variables (P_1 , P_2 et P_3) et à une vitesse de rotation constante. Les figures 5.2, 5.3 et 5.4 présentent les résultats obtenus différents. Le tracé de chacune des courbes débute à partir de la croissance effective de l'écaillage.

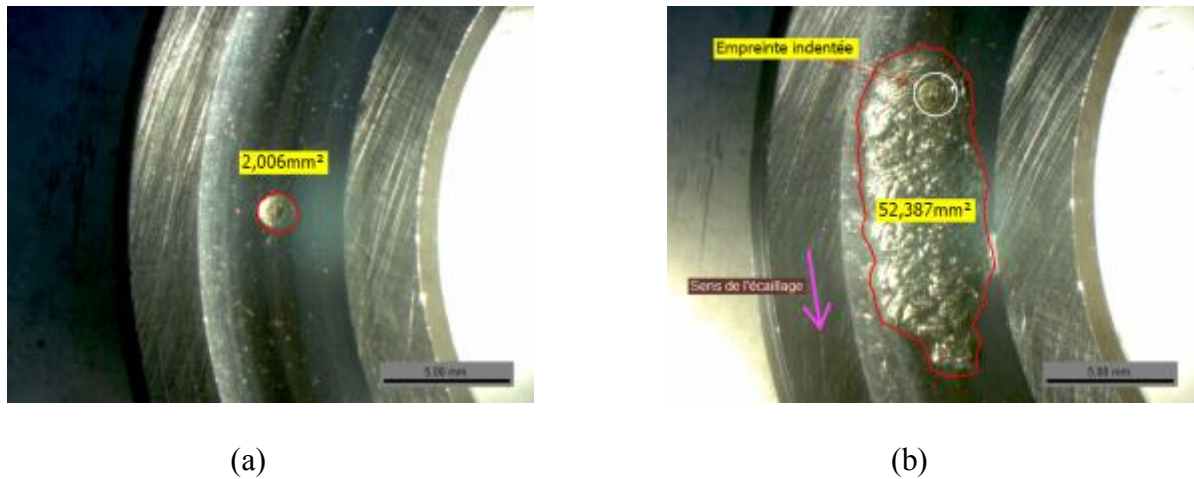


Figure 5.1: Evolution de l'écaillage sur une bague de butée : (a) défaut initié, (b) évolution du défaut

La surface de l'écaillage correspond à la surface mesurée. Nous constatons, pour chaque essai, que la croissance de l'écaillage dépend de la charge et qu'elle suit effectivement la loi puissance de type $f(x) = a.x^b$ [122]. L'écaillage se développe à partir d'un nombre de cycles différents en fonction de la pression appliquée.

➤ **Calcul de la pression d'Hertz :**

On utilise la formule (II.1) de l'annexe II relative au contact d'Hertz entre deux corps solides pour calculer la pression d'Hertz engendrée entre la bille et la bague du roulement de butée,

$$P_{max} = \frac{3N}{2\pi.ab}$$

Les matériaux de la bille et des bagues sont identiques et on note les paramètres de la bille par l'indice 1 et ceux de la bague par l'indice 2.

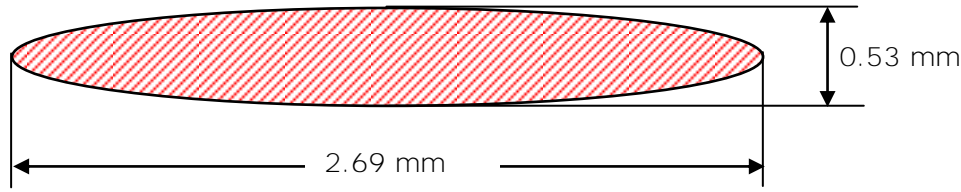
Sachant :

- $\nu=0.3,$
- $E=21.10^4 \text{ N/mm}^2,$
- $N=Q/12,$ charge axiale appliquée sur chacune des billes de la butée,
- $R_1=4.76 \text{ mm},$ rayon de la bille,
- $R_2=5.15 \text{ mm},$ rayon de la gorge de la bague,

La surface de contact engendrée est de forme elliptique de grand demi axe **a** et de petit demi axe **b** (équations II.2 et II.3),

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi(k_1 + k_2)}{2(C_1 + C'_1 + C_2 + C'_2)} N}$$

$$b = \frac{n}{m} a$$



Ellipse de contact

$$K_1 = K_2 = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \quad (\text{voir annexe II})$$

m et n sont des coefficients donnés sur des tableaux à partir d'un angle déterminé en fonction des rayons de courbures [127].

$$\cos \theta = \frac{\sqrt{(C_1 - C'_1)^2 + (C_2 - C'_2)^2 + 2(C_1 - C'_1)(C_2 - C'_2) \cos 2\Psi}}{C_1 + C'_1 + C_2 + C'_2}$$

où $\psi=0$

Bille:

$$C_1 = \frac{1}{R_1} : \text{Courbure maximale}$$

$$C'_1 = \frac{1}{R'_1} : \text{Courbure minimale}$$

Bague de roulement:

$$C_2 = \frac{1}{R_2} : \text{Courbure maximale}$$

$$C'_2 = \frac{1}{R'_2} : \text{Courbure minimale}$$

Pour une charge totale de $Q=3000 \text{ daN}$, la pression maximale est :

$$P = 3.3 \text{ Gpa}$$

➤ **Présentation des résultats:**

Charge (N)	Pression de Hertz (Gpa)	Nombre de cycles de l'écaillage
F1=30000	$P_1=3.3$	N1=468000
F2=35000	$P_2=3.48$	N2=288000
F3=40000	$P_3=3.61$	N3=180000

Tableau 5.2: Nombre de cycles du début d'écaillage

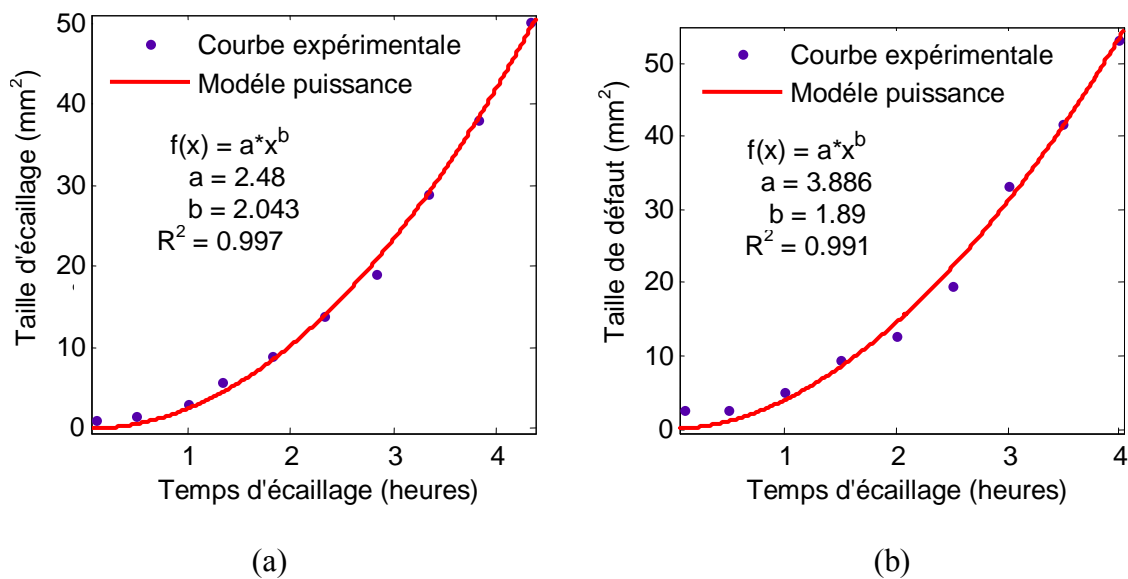


Figure 5.2: Courbes d'évolution de la taille de défaut, charge 3000 daN, vitesse de rotation 1800 tr/min, (a) : essai 1, (b) : essai 2

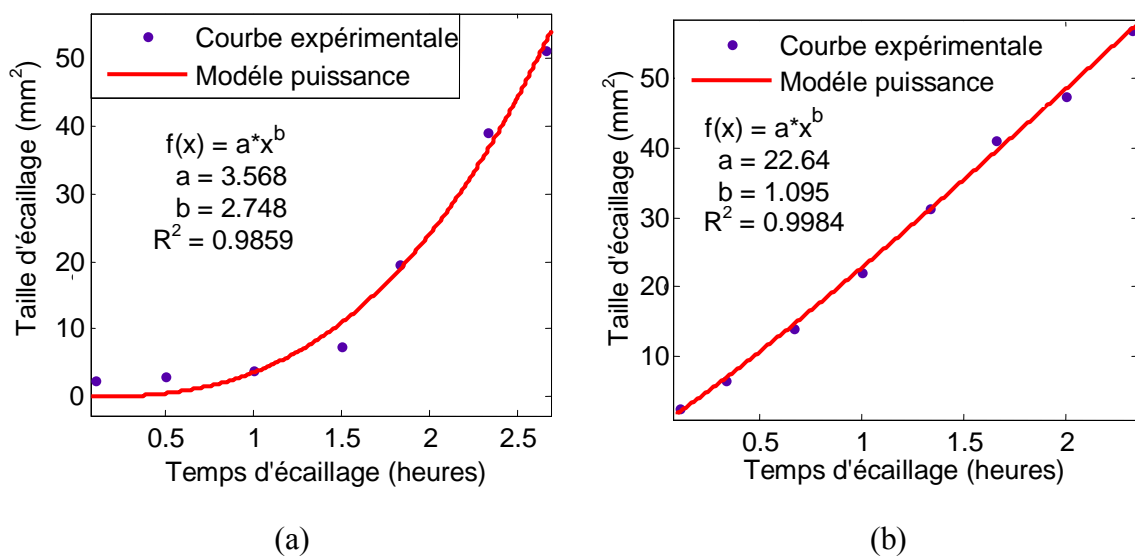


Figure 5.3: Courbes d'évolution de la taille de défaut, charge 3500 daN ; vitesse de rotation 1800 tr/min, (a) : essai 1, (b) : essai 2

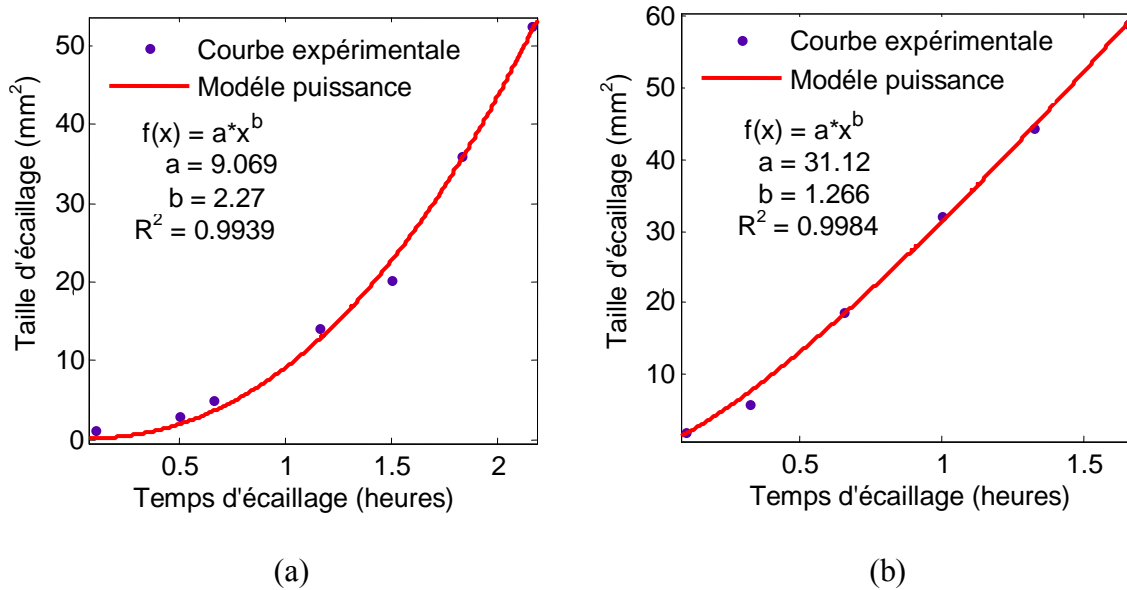


Figure 5.4: Courbes d'évolution de la taille de défaut, charge 4000 daN, vitesse de rotation 1800 tr/min, (a) : essai 1, (b) : essai 2

Remarque :

- le coefficient **a** de la loi puissance augmente avec la charge,
- la durée d'écaillage diminue avec l'augmentation de la charge pour la même surface finale d'écaillage (s=48 à 58 mm²).

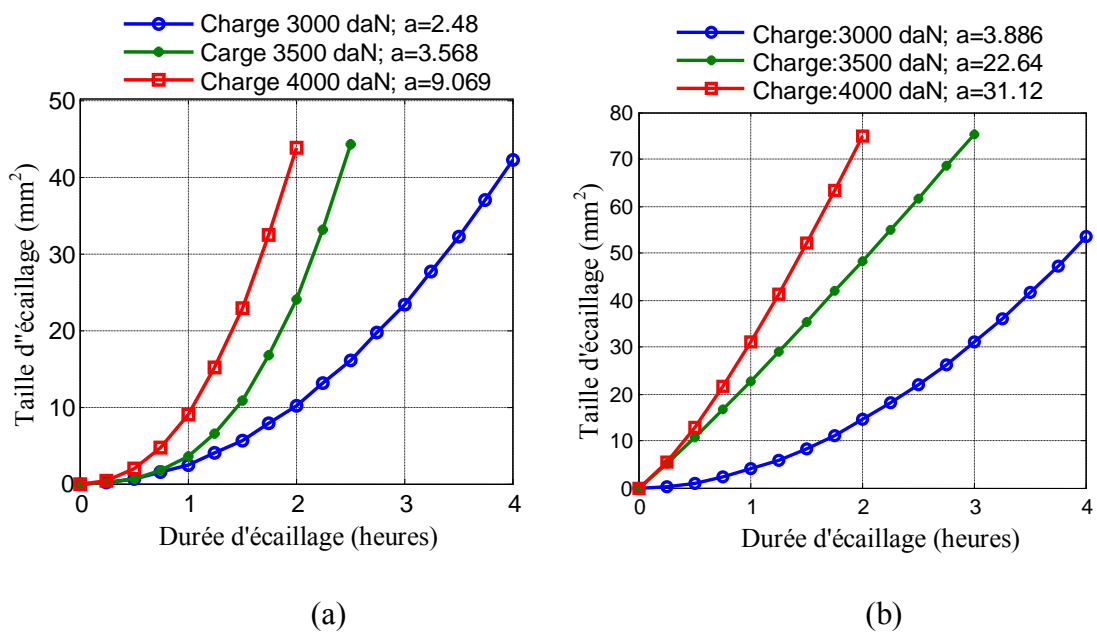


Figure 5.5: Comparaison des courbes selon le coefficient a, (a) : essai 1, (b) : essai 2

1-3- Evolution de l'indicateur RMS

Nous avons procédé de la même manière pour suivre l'évolution de l'indicateur vibratoire par rapport au temps. A partir des relevés vibratoires, le suivi de l'évolution d'écaillage est réalisé dans le temps sur trois butées (B1, B2 et B3) en continu et soumises respectivement à des charges (F1, F2 et F3).

Les mesures sont réalisées sur le banc d'essais, dans une large gamme de fréquences d'acquisition [0 – 20 kHz]. Il s'agit, dans un premier temps, de définir la bande de fréquences [f₁, f₂] dans laquelle l'énergie vibratoire est maximale. Cette énergie correspond aux résonances de structure engendrées par un défaut de roulement. Ces résonances se situent généralement entre 10000 Hz et 17000 Hz dans le cas des machines tournantes [123].

Les figures suivantes 5.6, 5.7 et 5.8 présentent les différents résultats obtenus sur trois butées pour des charges et pressions (P1, P2 et P3) variables et une vitesse de rotation constante. Le tracé de chacune des courbes débute à partir de la croissance effective de l'écaillage. Nous constatons, pour chaque essai, que la croissance de l'écaillage dépend de la charge et qu'elle suit la loi puissance de type $f(x)=a*x^b$. L'écaillage se développe à partir d'un nombre de cycles différents N1, N2 et N3 (figure 5.9) en fonction de la pression appliquée. Ces résultats sont présentés dans le tableau suivant :

Charge (N)	Pression de Hertz (Gpa)	Nombre de cycles de l'écaillage
F1=30000	P1=3.3	N1=369000
F2=35000	P2=3.48	N2=225000
F3=40000	P3=3.61	N3=108000

Tableau 5.3: Nombre de cycles du début d'écaillage

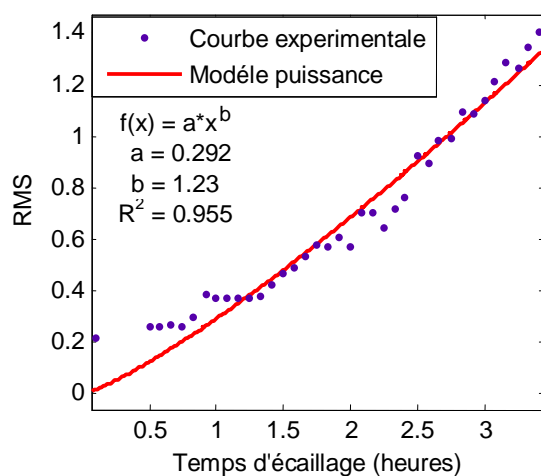


Figure 5.6: Courbe d'évolution de l'indicateur RMS : Charge 3000 daN

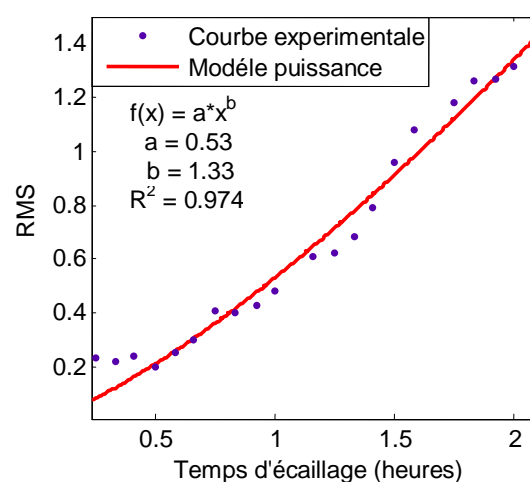


Figure 5.7: Courbe d'évolution de l'indicateur RMS : Charge 3500 daN

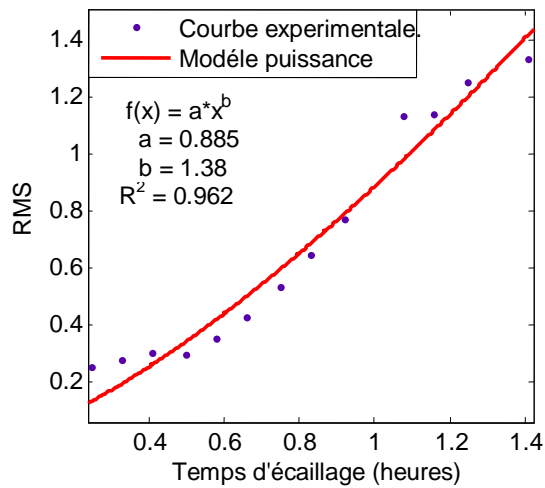


Figure 5.8: Courbe d'évolution de l'indicateur RMS : Charge 4000 daN

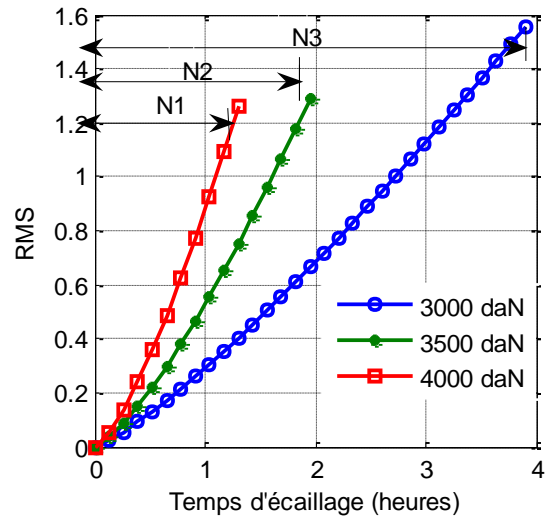


Figure 5.9: Comparaison des courbes selon le coefficient b

Remarque :

Le coefficient **b** de la loi puissance croît avec l'augmentation de la charge selon la courbe de la figure 5.10.

Charge (daN)	Coefficient b
3000	1.23
3500	1.33
4000	1.38

Tableau 5.4: Valeurs du coefficient b

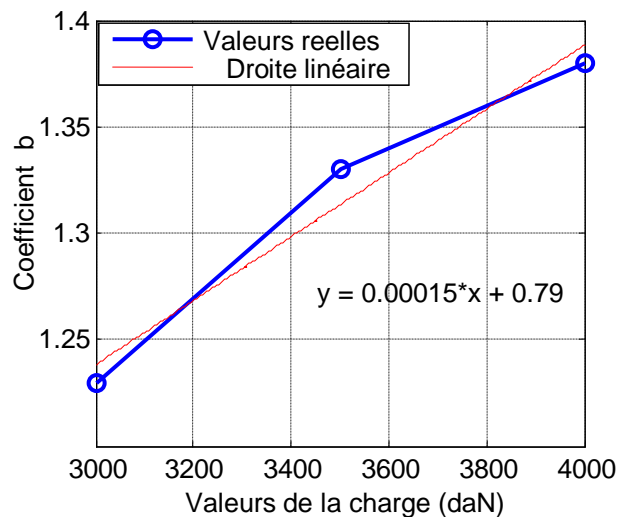


Figure 5.10: Evolution du coefficient b

2- Evolution de l'endommagement par rapport à la durée de vie normale de la butée pour une charge donnée

D'autres essais de fatigue sur les butées sont réalisés pour confirmer l'identification des paramètres du modèle. Ils consistent à appliquer une même charge sur trois butées (B1, B2 et B3) et à faire varier la durée de vie définie par la probabilité L_{10} (T1, T2 et T3).

Après avoir initié le défaut sur les trois butées, nous réalisons le suivi de l'écaillage sur une durée de deux heures (durée d'écaillage sous une charge de 3500 daN).

2-1- Courbes d'évolution de l'endommagement

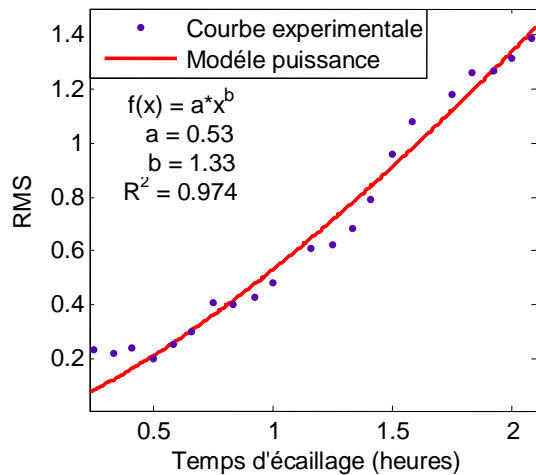


Figure 5.11: Evolution de l'endommagement pour T1=13h

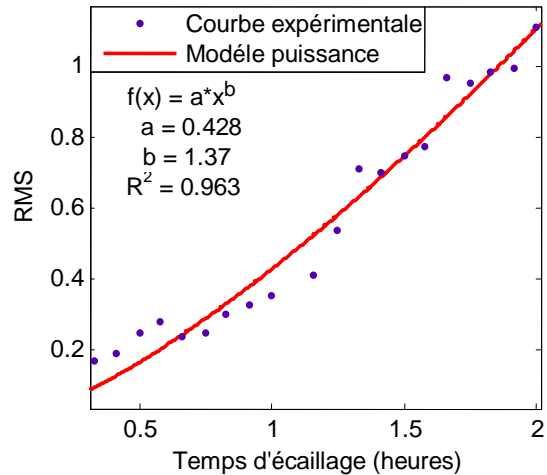


Figure 5.12: Evolution de l'endommagement pour T2=35h

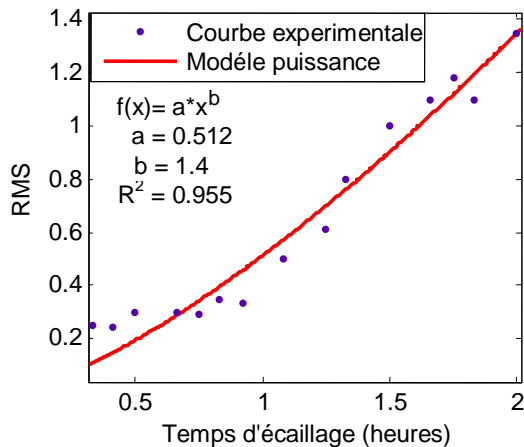


Figure 5.13: Evolution de l'endommagement pour T3=58h30

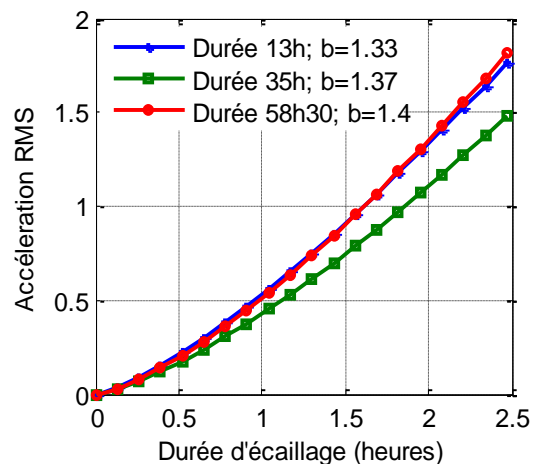


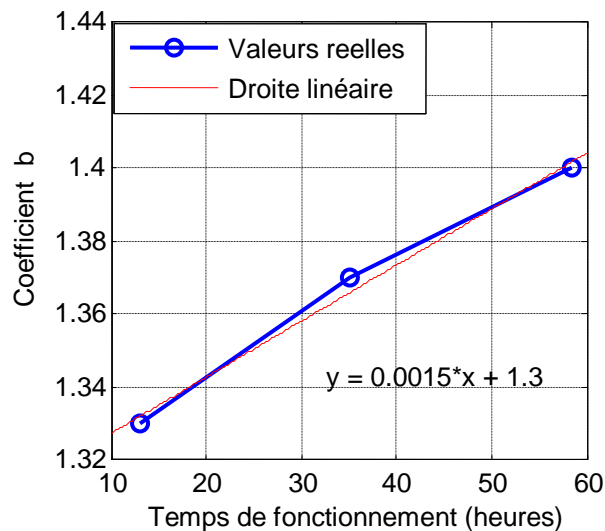
Figure 5.14: Comparaison des courbes d'évolution

2-2- Discussion des résultats

A travers les courbes d'évolution de l'endommagement, obtenues sur les figures 5.11, 5.12 et 5.13, nous remarquons que la valeur du coefficient **b** de la loi puissance croît avec l'augmentation de la durée de vie de la butée.

Butées	Durée de fonctionnement	a	b	R ²
b22	13h	0,53	1.33	0,974
b24	35h	0,428	1.37	0,963
b30	58h30	0,512	1.4	0.955

Tableau 5.5: Valeurs des coefficients de la loi puissance

Figure 5.15: Evolution du coefficient **b**

Une étude de comparaison est faite sur les trois essais concernant l'évolution de l'écaillage sur une durée bien déterminée de *deux heures*, il a été conclu que plus le temps de fonctionnement du roulement est important pendant la durée de vie utile, plus la valeur du coefficient **b** devient importante (figure 5.14 et 5.15). Ce qui explique le phénomène de *l'endommagement*. Ces résultats valident ceux trouvés dans les essais précédents à écaillage naturel (chapitre 4).

3- Identification des paramètres de la loi d'endommagement

Les résultats expérimentaux permettent d'identifier les paramètres de la loi d'endommagement (d'écaillage) proposée. Cette loi est une fonction puissance de forme mathématique :

$$D = aN^b \quad (5.1)$$

où

D : endommagement à l'instant t_i et à la pression P_i ,

N : temps de fonctionnement ou nombre de cycles à l'instant t_i ,

a et b paramètres empiriques dépendant respectivement de la charge et de la durée de service de la butée.

A partir des résultats précédents, on détermine la valeur de a et b par la méthode des moindres carrés appliquée à chaque mesure [124] où on a utilisé un programme Matlab. Les résultats de différents essais ont montré aussi que les coefficients de la loi de croissance de l'écaillage varient selon la variation de la charge axiale appliquée et la durée de fonctionnement de la butée.

➤ **Variation de la charge :**

Charge (daN)	Pression de Hertz (Gpa)	Coefficient a
F1=3000	P1=3.3	2.48
F2=3500	P2=3.48	3.568
F3=4000	P3=3.61	9.069

Tableau 5.6: Valeurs du paramètre **a** pour différentes charges

Deux séries d'essais ont été réalisés avec la variation de la charge, nous avons constaté que le coefficient a de la loi puissance augmente avec l'augmentation de la charge et on peut écrire :

$$a = f(P) \tag{5.2}$$

où P est la pression d'Hertz.

➤ **Variation de la durée de service de la butée :**

- A défaut initié :

Charge axiale (daN)	Durée de fonctionnement	Coefficient b
F ₁ =3500	L ₁₀ =13h	1.33
F ₂ =3500	35h	1.37
F ₃ =3500	58h30	1.4

Tableau 5.7: Valeurs du coefficient **b** pour différents temps de fonctionnement normal

- A défaut naturel :

Charge axiale (daN)	Durée de vie	Coefficient b
F ₁ =3000	67h20	2.46
F ₂ =3000	26h50	1.822
F ₃ =3000	24h	1.412
F ₄ =3000	22h30	1.148

Tableau 5.8: Valeurs du coefficient **b** pour différentes durées de vie

Les essais de fatigue sur des butées à défaut naturel et à défaut initié ont montré que plus la durée de fonctionnement de la butée est grande plus la valeur du coefficient **b** est grande et la durée d'écaillage est petite. La croissance d'écaillage (endommagement) est donc caractérisée par le coefficient **b** et on peut écrire :

$$b = f(T) \quad (5.3)$$

où,

T est le temps de fonctionnement de la butée.

4- Validation des résultats expérimentaux

Dans un premier temps, nous avons suivi des butées jusqu'à écaillage naturel, ce qui nous a donné les premiers résultats concernant la croissance de l'écaillage. Dans un deuxième temps, nous avons suivi des butées dont le défaut est indenté avec défaut initié, nous avons confirmé certains résultats tels que la loi de dégradation, la croissance de l'écaillage et nous avons même vérifié que la croissance d'écaillage ne dépend pas seulement de la durée de vie des butées mais de la charge appliquée aussi.

Par conséquent, les deux procédures expérimentales se convergent et se complètent et le modèle d'endommagement choisi de type puissance semble bien caractériser la dégradation de la butée.

Par conséquent, nous pouvons dire que le suivi de l'évolution dans le temps d'un indicateur vibratoire corrélé à la surface du défaut par l'équation (5.4) [17] permet d'établir une courbe de tendance.

$$V_{RMS}(N)_{[f_1, f_2]} = V_{RMS_0}[f_1, f_2] + c \cdot D(N) \quad (5.4)$$

où

D : est la surface de l'écaillage,

N : est le nombre de cycles,

$V_{RMS_0}[f_1, f_2]$: est la valeur efficace correspondant au défaut d'écaillage naissant,

c : est une constante.

La courbe de tendance caractérise la croissance de l'écaillage qui peut être alors modélisée à partir d'une loi de Paris modifiée [67] (équation 5.5) :

$$D(N) = aN^b \quad (5.5)$$

a et **b** sont des paramètres empiriques liés au matériau et aux conditions de chargement et de fonctionnement. Ce modèle de croissance d'écaillage est un modèle phénoménologique dont les paramètres sont identifiés expérimentalement, à partir de l'analyse vibratoire.

Ce modèle est obtenu par une approche physique dont les paramètres a et b, sont identifiés grâce aux essais de fatigue et sont recalculés à chaque mesure à partir d'un algorithme des moindres carrés récursifs.

Le modèle mathématique de la croissance de défaut des butées déterminé expérimentalement confirme le modèle théorique de type puissance choisi au cours de notre étude bibliographique.

5- Conclusion

Ce chapitre est consacré au suivi vibratoire d'un écaillage à défaut initié sur les butées à billes. Le suivi vibratoire est utilisé pour déterminer les paramètres de la loi d'écaillage à l'aide des mesures vibratoires relevées sur différents régimes de fonctionnement du banc d'essais d'une part et de valider les résultats obtenus lors du suivi vibratoire d'un écaillage à défaut naturel d'autres part.

Les essais de fatigue ont montré que les coefficients a et b de la loi puissance caractérisent respectivement la *pression de Hertz* et l'*endommagement*.

Vu que l'objectif de l'étude est de déterminer la durée de vie résiduelle définie comme étant le nombre de cycles de fatigue pour atteindre une surface d'écaillage (pour le cas des butées testées 55 à 58 mm²), il est alors possible de l'estimer à partir de la modélisation de la croissance d'un écaillage. L'utilisation du modèle d'endommagement dont les paramètres sont déterminés pour une situation réelle de fonctionnement (charge, vitesse, lubrifiant) peut s'avérer intéressant pour prédire une défaillance.

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale

L'étude présente une méthodologie expérimentale qui consiste à déterminer un modèle phénoménologique d'endommagement d'une butée à billes. Plusieurs séries d'essais ont été réalisées sur un banc d'essais sous différents régimes de fonctionnement. Le résultat de cette étude a montré que la durée de vie des roulements peut être prédite par une approche physique (courbe d'endommagement de type puissance). L'analyse théorique, la simulation numérique et les résultats des essais expérimentaux confirment que la quasi-totalité de la durée de vie de roulement est consommée durant la période d'accumulation de dommages (initiation de la fissure), tandis que la période subséquente de la propagation des fissures et l'écaillage est relativement courte. Cette recherche s'est focalisée à la phase d'écaillage de la butée pour évaluer l'état de dégradation basée sur des mesures de vibration en temps réel.

L'ensemble des travaux de la thèse contribue afin de mieux comprendre les mécanismes conduisant à la ruine des roulements par fatigue. Il convient de rappeler les enjeux économiques liés aux roulements : rien qu'en Europe et pour l'industrie automobile qui absorbe plus de 40% de la production [1]. Rajoutons que les roulements sont des composants majeurs dont la fiabilité affecte celle des machines tournantes dans lesquelles ils sont montés.

Concernant la fatigue de roulement, notre contribution a plutôt porté sur l'effet de défaut de surface, en particulier les rugosités et les indents. L'explication des défauts de surface était portée sur la formation des microfissures initiées en sous couches et débouchant en surface qui évoluent par la suite en micro écailles.

Le suivi et le diagnostic des défauts de roulement sont un problème typique dans les machines et dans le processus de détection et de diagnostic de défauts. L'apparition d'un défaut de roulement génère des impulsions quand un élément du roulement rencontre le défaut. Le caractère périodique transitoire des vibrations mesurées amène des informations importantes concernant la vie du roulement. Cependant, les impulsions mesurées sont souvent cachées dans un bruit blanc accompagné d'une résonance de la structure aux hautes fréquences. Ceci engendre donc une grande difficulté quant à l'identification de ces impulsions dans le signal vibratoire mesuré.

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

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

Dans le premier chapitre, une étude liée à la maintenance conditionnelle par analyse vibratoire des paliers à roulements, permet de préciser les enjeux et de définir les problèmes. Il ressort de cet analyse qu'il existe aujourd'hui de nombreux outils qui diagnostiquent un défaut de roulement se caractérisant généralement par un écaillage. Dans le cadre d'une maintenance conditionnelle, un défaut détecté, ne doit pas conduire au changement immédiat du roulement. Il s'agit de suivre l'évolution de ce défaut et de définir un seuil afin d'envisager au mieux (avant la panne sans compromettre la production) des périodes d'intervention pour traiter le problème. Les seuils représentent des valeurs d'endommagement limites, à partir des quels la probabilité de rupture soudaine du roulement est très grande. A ces seuils est associée une durée de fonctionnement limite qui va dépendre de l'évolution du défaut. La modélisation de

cette évolution est liée au phénomène physique qui la régit. Dans le cas des roulements, c'est la fatigue de contact de roulement qui génère l'endommagement, conduisant à la ruine du roulement. L'analyse vibratoire pratiquée sur les roulements a pour finalité de détecter et de suivre l'évolution d'un défaut d'écaillage, dans le but de recalculer en continu la modélisation, d'affiner le seuil et de calculer la durée de vie résiduelle.

Dans le deuxième chapitre, une étude bibliographique sur la fatigue de roulement permet de comprendre le phénomène de l'endommagement. L'écaillage qui conduit fatalement à la ruine est constitué d'un ensemble de fissures de fatigue qui se rejoignent. Ces fissures sont induites par le champ de contraintes engendré par la pression d'Hertz. Différents facteurs viennent moduler ce champ, tels que le glissement, les imperfections de surface ou encore le lubrifiant. La vitesse de fissuration peut être modélisée, à l'aide de la mécanique linéaire de la rupture, par une loi de type de Paris. La fatigue appliquée aux roulements est ensuite étudiée, les différents modèles de durée de vie consacrés à l'endommagement en fatigue de roulements, retenus par la norme, fondés sur la loi de Weibull sont évoqués. On montre alors que l'évolution d'un écaillage consécutif à la fatigue de roulement peut être modélisée par une loi de type Paris ou puissance.

Dans le troisième chapitre, le problème de la détection précoce des défauts d'écaillage est évoqué. L'évolution et le suivi de ce type de défaut ainsi que sa modélisation est en effet déclenché dès son apparition. Plusieurs phénomènes viennent perturber la détection : le bruit de fonctionnement de la machine et l'effet de masque provoqué par la forte énergie vibratoire engendrée par certains composants mécaniques. Différentes méthodes existent pour réduire ce problème, notamment le filtrage passe bande, l'annulation auto adaptative du bruit et encore le choix de l'indicateur vibratoire pertinent capable de mieux détecter de façon précoce le défaut de roulement. La première série d'essais expérimentaux est réalisée sur un module de détection du banc d'essai. Ces essais sont effectués pour détecter un défaut sur des butées à billes selon différents indicateurs statistiques. L'étude comparative des informations obtenues relatives au niveau vibratoire nous a permis de faire un choix sur l'indicateur RMS à utiliser pour suivre la sévérité du défaut.

Dans le quatrième chapitre, Nous avons adopté l'indicateur statistique RMS pour suivre l'évolution de la fatigue des butées à billes. Pour cela, nous avons procédé à la deuxième série d'essai de fatigue de roulement sur le module d'essai de fatigue. La sévérité de défaut est donc quantifiée par la valeur efficace calculée dans une bande de fréquence d'une résonance. Les résultats des essais ont vérifié une corrélation de linéarité de l'indicateur vibratoire et la taille du défaut d'écaillage de butée d'une part et ont permis d'obtenir un modèle de croissance d'écaillage de type puissance dérivant de la loi de Paris d'autre part.

Dans le cinquième chapitre, le modèle retenu, relatif à l'endommagement en fatigue des butées à billes est décrit et présenté. Les paramètres du modèle sont ensuite identifiés expérimentalement à la suite des essais de fatigue sur les butées à défaut initié d'une part et les essais de fatigue à défaut naturel d'autre part. Nous avons constaté effectivement qu'ils varient par rapport à la pression de Hertz appliquée et à la durée de service de la butée.

Il est alors possible, à partir de la connaissance des conditions de chargement et des contraintes de pressions correspondantes d'explicitier la loi de la propagation et de prédire l'évolution d'un écaillage naissant ainsi que la durée de vie résiduelle correspondante sachant le seuil de défaut à ne pas dépasser.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] Ferret, «The Basics of Predictive/Preventive Maintenance», <http://www.ferret.com.au/articles/ad/0c0259ad.asp>, accessed Dec 1, 2009.
- [2] Westwick-Farrow, «Predictive/preventive maintenance», http://www.Inmotiononline.com.au/inmotion/latest_news/article.asp?id=7611, accessed March 2, 2006.
- [3] Bazovsky I., «Reliability Theory and Practice», Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1961.
- [4] Jardine A.K.S., «Maintenance, replacement and reliability», Wiley, New York, 1973.
- [5] Kelly A., «Maintenance and its management», Proceedings of the Communication Conference, Surrey, England, 1989.
- [6] Bloch H.P., Geitner F.K., «Machinery failure analysis and trouble shooting», Gulf Professional Publishing, 1997.
- [7] Pusey H.C., Roemer M.J., «An assessment of turbomachinery condition monitoring and failure prognosis technology», The Shock and Vibration Digest 31, 365–371. 1999.
- [8] Jardine A.K.S., Lin D., Banjevic D., «A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance», Mechanical Systems and Signal Processing 20, 1483–1510, 2006.
- [9] Basile O., «Prise en compte de l'incertitude dans les modèles fiabilistes industriels, Extensions aux sollicitations variables». Thèse de doctorat, Faculté Polytechnique de Mons, 2007.
- [10] Vachtsevanos G., Lewis F., Roemer M., Hess A., Wu B., «Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering systems», Wile, Hoboken, NJ, 2006.
- [11] AFNOR. Norme AFNOR X 60-010. Paris Afnor. 1990.
- [12] Monchy F., «la fonction maintenance», MASSON, ISBN 2-225-855518-8, Paris 1996.
- [13] Muraru G., Brun-picard D., Mécanique et industries 6, 425 – 430, 2005.
- [14] Chevalier R., «Etat de l'art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes à EDF», RFM, 2001.
- [15] Chapelot M. (EMS) et Richard A., consultants au CETIM «surveillance des machines tournantes», guide d'achat Mesures N° 757, septembre 2003.
- [16] Carreau D., CETIM, «les roulements, des composants à surveiller de près» guide d'achat Mesures N°754, avril 2003.
- [17] Bolaers F., Dron J.P., Rasolofondraibe L. "Prédiction et suivi de l'évolution d'un

écaillage de fatigue de roulement par analyse vibratoire". XVIème Congrès Français de mécanique, Nice, référence 649, 2003.

[18] Augeix D., "Analyse vibratoire des machines tournantes", Techniques de l'ingénieur, BM5 -145, 2001.

[19] Boulenger A., «Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations», Techniques de l'ingénieur, MT 9 285, 2007.

[20] Morel J., «surveillance vibratoire et maintenance prédictive», Techniques de l'ingénieur R 6 100, 2007.

[21] Augeix D., Techniques de l'ingénieur BM5 – 145, «bruit et vibrations», 2007.

[22] Nélias D., Dumont M.L., Couhier F., Dudrigne G., Flamand L., "Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels under EHL or Micro-EHL Conditions", ASME Journal of tribology, (paper n°97- trib-7), Vol. 120, n°2, pp 184-190, 1998.

[23] Nelias D., "Contribution à l'étude des roulements: modélisation globale des roulements et avaries superficielles dans le contact EHD pour des surfaces réelles ou indentées", Habilitation à Diriger des Recherches INSA Lyon, 1999.

[24] Harris T.A., "Rolling Bearing Analysis", 3ème édition, Lavoisier, 1991.

[25] Tandon N., Choudury A., "An analytical model for the prediction of the vibration response of rolling element bearings due to localized defect"., Journal of sound and vibration, 205(3) pp 275–292, 1997.

[26] Stewart R. M., "The specification and development of a standard for gearbox monitoring", 2nd International conference of vibration in rotating machines, p. 353-358, Cambridge 1980.

[27] Sidahmed M., Garnier C., «Détection des défauts dans les engrenages», Cetim informations, n°124, p. 71-74, 1991.

[28] Dalgarno K. W., «Synchronous belt materials; Durability and performance». PHD thesis, University of Bradford, 290S, 1991.

- [29] Dalgarno K. W., Day A. J., Moore R. B., "Lifetime dependant properties of automotive power transmission belts". European seminar on belt drives 172S, London, Feb. 1994.
- [30] AFNOR, «Surveillance des machines par analyse des vibrations », Isbn: 2123090123, 1995.
- [31] Tandon N, Choudury A., "A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings"; International Journal of Tribology, 32 pp 469–480, 1999.
- [32] Pachaud C., "Crest factor and kurtosis contributions to identify defects inducing periodical impulsive forces", Mechanical Systems and Signal Processing 11(6), 903-916, 1997.
- [33] Boulenger A. & Pachaud C., "Diagnostic vibratoire en maintenance préventive", Dunod 1998.
- [34] Martin H. R., Honarvar F., "Application of Statistical Moments to Bearing Failure Detection", Applied Acoustics, Vol. 44, pp 67-77, 1995.
- [35] Dron J.P., Rasolofondraibe L., Bolaers F., Pavan A., "High-resolution methods in vibratory analysis: application to ball bearing monitoring and production machine", IJSS 38 pp 4293-4313, 2001.
- [36] Dron J.P., "Elaboration et adaptation d'outils pour l'étude et le suivi de l'endommagement de composants mécaniques par analyse vibratoire", Thèse de doctorat de l'Université de Reims 1995.
- [37] McFadden PD. & Smith JD. "Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique", a review. Tribol Int 17(1), 3-10. 1984.
- [38] Darrel R. Harting, "Demodulated Resonance Analysis-A Powerful Incipient Failure Detection Technique", ISA Transactions, Vol.17, N°1, 1992.
- [39] Cousinard O. "Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur les machines tournantes : Application au développement et au choix des outils d'analyse et de mesure vibratoire " Thèse de doctorat de l'Université de Reims 2002.
- [40] Boulenger, A., & Pachaud, C., "Surveillance des machines par analyse des vibrations", AFNOR, 1995.
- [41] Bogard F., "Développement d'une approche numérique visant à optimiser le suivi vibratoire des constituants d'une machine tournante", Thèse de doctorat de l'Université de Reims, 2000.
- [42] DSP-SigLab, User Guide S2022D1 / A-Programming Guide S2022D2, Spectral Dynamics Inc., 2001.

- [43] Bolaers F., «Contribution à l'étude et au développement d'un système intégré de suivi de l'endommagement des composants mécaniques sur machines tournantes», Thèse de doctorat, Université de Reims, 2002.
- [44] Djebili O., «Predictive maintenance approach for optimal operation of rotating machines», 5th International Conference: Méthodes de Surveillance et Techniques de diagnostic Acoustiques et Vibratoires, 2004.
- [45] Chimentin X., «Loi d'endommagement et maintenance préventive», GMMS (Groupe Mécanique Matériaux et Structure), Université de Reims.
- [46] Alfredsson B., «A study on contact fatigue mechanisms», Departement of solid mechanics, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweeden. Doctoral thesis no 44, 2000.
- [47] Barber J.R., Ciavarella M., «Contact Mechanics, Int, J. Solids Struct», vol 37, pp 29-43, 2000.
- [48] Nitta I., Kato K., «Theory of contact and friction», Japanese J. Tribol., vol 45, pp 507-512, 2000.
- [49] Adams G.G., Nosonovsky M., «Contact modeling-forces», Tribology International, vol 33, pp 431-442, 2000.
- [50] Bhusham B., «Modern Tribology hand book I & II», New York : CRC Press LLC, 1760p, 2001.
- [51] Greenwood J.A., Williamson J.B.P., «Contact of ,nominally flat surfaces», proceedings of the royal society of London, Series A, vol 295, pp 300-319, 1966.
- [52] Archard J.F., Hunt R. T., Onions R.A., «Stylus profilometry and the analysis of the contact of rough surfaces», In : Patre, A., D., Kalker, J., J. the Mechanics of the contact between deformable bodies, delft : delft University press, 175, pp 282-300.
- [53] Antaluca E., «Contribution à l'étude des contacts élasto-plastiques – Effet d'un chargement normal et tangentiel», thèse de Doctorat, INSA de Lyon, 2005.
- [54] Jacq C., «Limite d'endurance et durée de vie en fatigue de roulement du 32CrMoV13 nitruré en présence d'indentations», Thèse, INSA de Lyon, 2001.
- [55] Xu G., Sadeghi F., Hoeprich M., «Residual stress due to debris effects in EHL contacts». Tribology series, vol. 40, n° 4, pp 613-621, 1997.
- [56] Spinnler G., «Conception des machines : principes et applications», ISBN : 2-88074-303-6. 538p, 2001.
- [57] Bathias C., Bailon J.P., «La fatigue des matériaux et des structures». Edition HERMES, Juillet 1997.
- [58] Lemaitre J., Chaboche J.L., «Mécanique des matériaux solides», Dunod 1996.

- [59] French H.J., Trans. Am Soc. Steel treating, 2, P. 71, 1952.
- [60] Miner M.A., «Cumulative damage in fatigue», J. Appl. Mech., 12, p. A159 à A164, 1945.
- [61] Palmgreen A., «Endurance of ball-bearings», V. Deut. Ingénieurs, 68, p. 339, 1924.
- [62] Dudragne G., «Le roulement : limites du domaine de fonctionnement et mécanismes de dégradation», Mécanique & Industries, vol 1, Issue 6, pp 593-602, 2000.
- [63] Fernandes P.J.L., "Contact Fatigue in Rolling-Element Bearing. Engineering failure Analysis", 4-2, pages 155 – 160, 1997.
- [64] Ville F., «Pollution solide des lubrifiants, indentation des surfaces». Thèse de doctorat. INSA de Lyon, 163p, 1998.
- [65] Tallian T.E., «Failure atlas for Hertz contact machine elements». 2nd ed .New York: ASME Press, 486p, 1999.
- [66] Dron J.P., «Maintenance conditionnelle d'une presse d'emboutissage par analyse vibratoire». Thèse de doctorat, Université de Reims, Champagne Ardennes, 1993.
- [67] Li Y., Billington S., Zhang C., Kurfess T., Danyluk S., «Adaptive prognostics for rolling-element bearing condition». Mechanical System and Signal Processing. 13(1). pp 103-113, 1999.
- [68] Cheng W., Cheng H.S., Mura T., Keer L.M., «Micro mechanics modeling of crack initiation under contact fatigue». ASME journal of Tribology, vol 116, n°1, pp 2-8, 1994.
- [69] Champiot Bayard F., «Etude et modélisation de la propagation des fissures de fatigue de roulement amorcées en sous couches dans l'acier M50 (80Mo Cr V42)». Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 252p, 1997.
- [70] Lamagnère P., Fougères R., Lormand G., Vincent A., Girodin D., Dudragne G., Vergne F., «A physically based model for endurance limit of bearing steels». ASME Journal of Tribology, vol 120, n°3, pp 1-6, 1998.
- [71] Lamagnère P., «Etude et modélisation de l'amorçage des fissures de fatigue de roulement au voisinage des micro hétérogénéités dans l'acier M50 (80 Mo Cr V42)». Thèse de doctorat – INSA de Lyon, 180p, 1996.
- [72] Lenormand G., Meynaud P., Vincent A., Baudry G., Girodin D., Dudragne G., «From cleanliness to rolling fatigue life of bearings – A new approach». In : J. J. C Hoo, W. B. Green. Fifth international Symposium on bearing steels : Into the 21st Century, New orléans. (Nest conshohocken, Pa : ASTM, 1998, pp 55-69. (ASTM S.T.P., vol 1327), 1996.
- [73] Bordi-Bossouar V., «Contribution à l'étude de la formation des dégradations de surface par fatigue de contact de roulement». Thèse de doctorat, Université de Poitiers, 1998.

- [74] Nelias D., Dumont M. L., Champiot F., Vincent A., Girodin D., Fougères R., Flamand L., «Role of inclusions, surface roughness and operating conditions on rolling contact fatigue», ASME J. Tribol., vol 121, n°2, pp 240-251, 1999.
- [75] Jonas W., «Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation», International journal of fatigue 23, 575-586, 2001.
- [76] Dumont M.L., «Etude des endommagements de surface induits par fatigue de roulement des contacts élastohydrodynamiques pour des aciers M50 et 100 Cr6», Thèse de doctorat, INSA de Lyon, 197 p, 1997.
- [77] Ville F., Nelias D., «Early Fatigue Failure Due to Dents in EHL Contacts», Tribology Transactions, vol 42, no 4, pp 795-800, 1999.
- [78] Aboulghit El Malki A., «Amorçage et propagation des fissures dans un acier». Thèse.
- [79] Francois D., Pineau A., Zaoui A., «Comportement mécanique des matériaux». Edition Hermes, vol 2, 494p, 2009.
- [80] D'Amours G., «Détection précoce de la propagation des fissures dans les engrenages droits par analyse vibratoire». Thèse, Université de Laval, 2000.
- [81] Lalanne C., «Dommage par fatigue», Hermes Science Publications, 392p, Paris, 1999.
- [82] Champaud P., Esnauf C., et Fougères R., «Proposition d'un critère d'amorçage des fissures en fatigue de contact Hertzien à partir des évolutions microstructurales du matériau fatigué». Recueil de conférences des journées de printemps de la SFM. 1989.
- [83] Rocher S., «Contribution à l'analyse et à la modélisation de la propagation des fissures courtes dans l'acier 100 Cr6 soumis à la fatigue de roulement». Thèse, génie des matériaux – INSA de Lyon, 1994.
- [84] Choi Y., Liu C.R., «Spall progression life model for rolling contact verified by finish hard machined surfaces». Wear 262, 24-35, 2007.
- [85] Paris P., Erdogan F., «A critical analysis of crack propagation laws». J. Basic Eng. 528-534, 1963.
- [86] Ioannides E., Harris T.A., «A new fatigue life model for rolling bearings». J. Trib. 107, 367-378, 1985.
- [87] Choi Y., Liu C.R., «Rolling contact fatigue life of finished hard machined surfaces». Part 1. Model development, wear, doi : 10. 1016/ J. Wear, 2005.
- [88] Choi Y., Liu C.R., «Rolling contact fatigue life of finished hard machined surfaces». Part 2. Experimental verification, wear, doi : 10. 1016/ J. Wear, 2006.
- [89] Qiu J., Set B.B., Liang S.Y., Zhang C., «Damage mechanics approach for bearing lifetime prognostics», Mechanical Systems and Signal Processing 16, 817–829, 2002.

- [90] Manson S.S. and Alford G.R., «Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage». *International journal of fracture* 17, 169-192, 1981.
- [91] Ellyin F., «Fatigue damage, crack growth and life prediction ». London, pp 97-113, 1997.
- [92] Grover H.J., «An observation concerning the cycle ratio in cumulative damage». *Symposium on fatigue of aircraft structure, ASTM STP 274, Philadelphia ; PA, 120-124, 1960.*
- [93] Manson S.S., Freche J.C., «Fatigue crack propagation, application of a double linear damage rule to cumulative fatigue». *ASTM STP 415, pp 384-412, 1967.*
- [94] Zhang C., «Defect detection and live prediction of rolling element bearings». Thèse, Georgia, March 2001.
- [95] Hoeprich M.R., «Rolling element bearing fatigue damage propagation». *Transaction of ASME, journal of Tribology* 114, 328-333, 1992.
- [96] Cheng W. and Cheng H.S., «Wear and life prediction of cam roller bearings». doi:10.4271/940822, 1994.
- [97] Yoshioka T. and Fujiwara T., «In acoustic emission monitoring and analysis in manufacturing». [PED, vol 14, pp 55-75], 1984.
- [98] Yoshioka T., «Detection of rolling contact subsurface fatigue cracks using acoustic emission technology». *Lubrication engineering* 49, 303-308, 1993.
- [99] Thiry C. «Diagnostic vibratoire des roulements dans une machine tournante» mémoire de DEA en sciences appliquées de l'Université de Liège, 2004.
- [100] Shiroishi J., Li Y., Liang S., Kurfess T. and Danyluk S., «Bearing condition diagnostic via vibration and acoustic emission measurements». *Mechanical system and signal processing*, 11(5), 693-705, 1997.
- [101] Shiroishi J., Li Y., Liang S., Kurfess T. and Danyluk S., «Vibration analysis for bearing outer race condition diagnostics», Georgia Institute of Technology Atlanta, GA 30332, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences*, ISSN 0100-7386. 1999.
- [102] Badri B., Thomas M., Sassi S., «Caractérisation numérique et expérimentale des défauts de roulements», Thèse, 2006.
- [103] Berry J., «How to track rolling bearing health with vibration signature analysis», *Sound and Vibration*, pp 24-35, 1991.
- [104] Site laspi (Laboratoire d'Analyse des Signaux & des Processus Industriels de l'Université Jean Monnet Saint-Etienne).

- [105] Tandon N. and Choudhury A., "Review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings", *Tribology International*, volume 32, issue 8, pages 469-480, 1999.
- [106] Biran A., Breiner M. «Matlab pour l'ingénieur», (version 6 et 7).
- [107] Harris C.M., Piersol A.G., «Shock and vibration handbook». McGraw-Hill, 2002.
- [108] Qiu H., Lee J., Lin J., Yu G., "Robust performance degradation assessment methods for enhanced rolling element bearing prognostics", *Advanced Engineering Informatics* 17, 127-140, 2003.
- [109] Alfredson R.J. and Mathew J., "Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings", *Mech. Eng. Trans., Inst. Eng. Aust.* no 2, pp 108-112, 1985.
- [110] Alfredson R.J. and Mathew J., "Frequency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings", *Mech. Eng. Trans., Inst. Eng. Aust.* no 2, pp 102-107, 1985.
- [111] Burgess P.F.J., "Antifriction bearing fault detection using envelope detection", *Trans, Inst. Prof. aEng., New Zeland—Elect/Mech/chem. Eng. Sec.*, vol 15, no 2 pp 77-82, 1998.
- [112] Li Y., Billington S., and Zhang C., "Dynamic prognostic prediction of defect propagation on rolling element bearing", *Lubrication Eng.*, vol 42, no 2, pp 385-392, 1999.
- [113] Palmgren A., "Ball and Roller Bearing Engineering". Philadelphia, PA: Burbank, 1959.
- [114] Liu T.I. and Singonhalli J.H., "Detection of roller bearing defects using expert system and fuzzy logic", *Mech. Syst. Signal Process.*, vol 10, no 5, pp 595-614, 1996.
- [115] Alguindigue I.E., Loskiewicz-Buczak A. and Ubrig R.E., "Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks", *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol 40, pp 209-217, Apr. 1993.
- [116] Shao Y. and Nezu K., "Prognosis of remaining bearing life using neural networks", *Proc. Inst. Mech. Eng., J. Syst. Control. Eng.*, pt. 1, vol 214, no 3, pp 217-230, 2000.
- [117] Heng R.B.W. and Nor M.J.M., "Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition", *Appl. Acoust.*, vol 53, no 1, pp 211-226, 1998.
- [118] Barkov A., "Condition measurement and live prediction of rolling element bearings-Part1", *Sound Vib.*, vol 29, no 6, pp 10-17, 1995.
- [119] Williams T, Ribadeneira X., "Rolling element bearing diagnostics in run-to-failure lifetime testing", *Mech. Syst. Signal Process*, 15(5), 979-93, 2001.
- [120] Xi F., Sun Q. and Krishnappa G., "Bearing diagnostics based on pattern recognition of statistical parameters", *Journal of vibration and sound*, 6; 375; 2000.
- [121] Manoj V., Manohar Shenoy K., Gopinath K., "Developmental studies on rolling contact fatigue test rig", doi:10.1016/j.wear. 06.011, 2007.

- [122] Gebraeel N., Lawley M., «Residual life predictions from vibration based degradation signal : A neural network approach», IEEE Transactions on industrial electronics, vol 51, no 3, june 2004.
- [123] Bardou O., «Méthodes de surveillance et de diagnostic vibratoire de machines tournantes». Thèse doctorat de l'institut national polytechnique de Grenoble, 1994.
- [124] Richalet J., «Pratique de l'identification» Hermes Sciences Publications, 1998.
- [125] Flamand L., «Fatigue des surfaces», les techniques de l'ingénieur, 1991.
- [126] Aublin M., Boucompain R., «Systèmes mécaniques, théorie et dimensionnement», Collection: Sciences Sup, Dunod, 688 pages, 2005.
- [127] Foulon M., Rey A., «Sur les contacts ponctuels», Revue Française de Mécanique no 4, 1985.
- [128] Girodin D., Ville F., Guers R., Dudragne G., «Rolling Contact Fatigue Tests to Investigate Surface Initiated Damage Using Surface Dents ». ASTM International, DOI: 10.1520/STP10859S, 2002.

ANNEXES

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 x130 %chargement du fichier originale
mou=X130(:,2);
[m,n]=size(X130);
x130freq=fft(mou);%calculé de transformé de fourier
%le calculé de module
for i=1:m
module_X130(i)=abs(x130freq(i));
end
module_X130=module_X130';
frequ_X130=X130(:,1)/0.00008;%calculé de frequence
save ('X130','frequ_X130','module_X130')% sauvgarde du matrice Frequ-
module
```

- Après l'exécution de ce programme, on obtient les fichiers fréquentiels (.mat). Pour exploiter les fichiers (.mat), on les convertit en fichiers (.txt) par le programme suivant :

```
load X130.mat % charger la marice frequ_module
frequ_X130=frequ_X130;
module_X130=module_X130;
fid=fopen('X130.txt','w');% construire un fichier txt
for i=1:length(frequ_X130);fprintf(fid,'%5.5f
%5.5f\n',frequ_X130(i),module_X130(i));
end
fclose(fid)
```

- Pour trouver la valeur de l'indicateur PR (peak ratio) pour chaque fichier (fréquentiel), on doit utiliser la formule (3.1) en élaborant un programme Matlab suivant:

```
s=0;
nb_mesure=0;
somA=0;
somAf=0;
Pr=0;

fid=fopen('x238.txt');
while 1
    tline=fgetl(fid);
    if ~ischar(tline),break,end;
    nb_mesure=nb_mesure+1;
end;
fclose(fid);

s=load('x238.txt');
disp(s);

f= input('donner la fréquence f=');
```



```
for i= 1 : nb_mesure
    somA=somA+s(i,2);
    if(rem(s(i,1),f)==0)
        somAf=somAf+ s(i,2);
    end
end

Pr=nb_mesure*(somAf/somA);

disp('somme des amplitute globale est:');
disp(somA);
disp('somme des amplitudes associées aux multiple de f est:');
disp(somAf);
disp('le coefficient Pr est:');
disp(Pr);
```

ANNEXE II :

Théorie d'Hertz

Le chargement cyclique des deux corps en contact induit un champ de contraintes cyclique qui peut être assez bien décrit par la théorie d'Hertz [125].

1- Hypothèses

- Les corps en contact sont parfaitement élastiques, isotropes, homogènes et semi-finis,
- L'action de contact est purement normale,
- Les dimensions de l'aire de contact sont petites en comparaison des rayons de courbure des corps en contact,
- Les surfaces libres des solides sont assimilées au point de contact et dans son voisinage à des surfaces du second degré,
- Les surfaces sont parfaitement lisses.

2- Pression d'Hertz

2-1- Surface de contact

Le contact entre une sphère de rayon R_1 (bille de roulement) et bague de roulement dont la trajectoire est curviligne de rayon R_2 (corps solide) engendre une surface de contact elliptique de grand axe $2a$ et de petit axe $2b$. Sous l'action de l'effort normal N , la sphère indente la bague d'une profondeur p (enfoncement).

2-2- Pression de contact

$$P_{max} = \frac{3N}{2\pi.ab} \quad (\text{II.1})$$

où N : charge appliquée sur la bille,

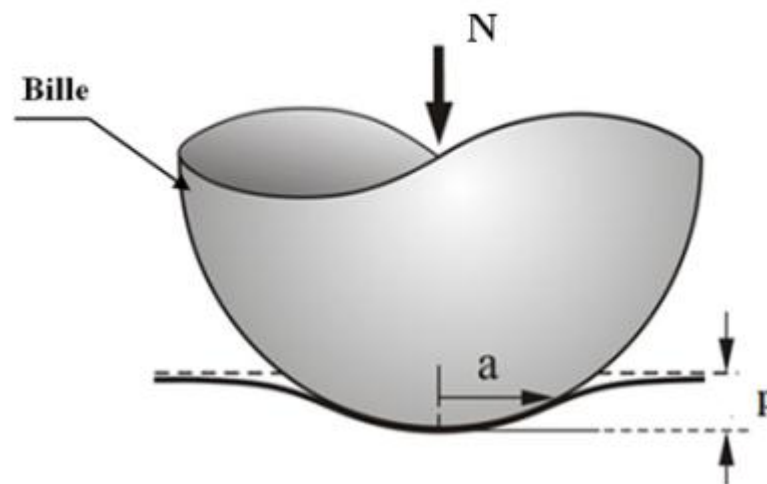


Figure II.1 : Contact entre deux corps solides

a: grand demi axe,
b : petit demi axe

2 3- Le demi-axe de la surface de contact [126]

$$a = m \cdot \sqrt[3]{\frac{3\pi(k_1 + k_2)}{2(C_1 + C'_1 + C_2 + C'_2)} N} \quad (\text{II.2})$$

$$b = \frac{n}{m} a \quad (\text{II.3})$$

où

$$C_1 = \frac{1}{R_1}; \quad C'_1 = \frac{1}{R'_1}; \quad C_2 = \frac{1}{R_2}; \quad C'_2 = \frac{1}{R'_2}$$

C_1 et C_2 : courbures maximales,

C'_1 et C'_2 : courbures minimales,

R_1 et R'_1 : rayons de la bille,

R_2 et R'_2 : rayons de la piste de la butée,

$N=Q/12$: Charge appliquée sur une bille,

m et n : paramètres de Hertz donnés sur un tableau à partir d'un angle déterminé en fonction des rayons de courbures [127],

K_1 et K_2 : raideurs du matériau,

dans notre cas :

$$K_1 = K_2 = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \quad (\text{II.4})$$

$\nu = 0.3$: coefficient de poisson,

$E = 210000 \text{ N/mm}^2$: module d'élasticité du matériau.

2-4- Profondeur d'Hertz

La profondeur de Hertz est calculée par la formule suivante [126][128]:

$$P_r H = 0.5a \quad (\text{II.5})$$

2-5- Rayon de la bille du roulement

$$R = \frac{(Pr H)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}{2.(Pr H)} \quad (\text{Formule géométrique}) \quad (\text{II.6})$$

où

d : diamètre de l'empreinte.

3- Tableur

$D_b=9,52$ mm: diamètre de la bille

$D_p=10,3$ mm: diamètre de la gorge du plan

Charge (N)	a (mm)	P_{rH} (mm)	d (mm)	R (mm)
			1	0,686703704
			1,5	1,410083333
			2	2,422814815
			2,5	3,322814815
25000	0.513	0.256	3	5,316333333
			3,5	7,19712037
			4	9,367259259
			4,5	11,82675
			5	14,57559259
Charge (N)	a (mm)	P_{rH} (mm)	d (mm)	R (mm)
			1	0,595558824
			1,5	1,170007353
			2	1,974235294
			2,5	3,008242647
30000	0.543	0.272	3	4,272029412
			3,5	5,765595588
			4	7,488941176
			4,5	9,442066176
			5	11,62497059
Charge (N)	a (mm)	P_{rH} (mm)	d (mm)	R (mm)
			1	0,581096491
			1,5	1,129342105
			2	1,896885965
			2,5	2,88372807
35000	0.571	0.285	3	4,089868421
			3,5	5,515307018
			4	7,16004386
			4,5	9,024078947
			5	11,10741228

ANNEXE III:

Procédure d'usinage sur la machine d'électroérosion à enfonçage

1- Caractéristiques de la machine

Type :
CHARMILLES
D20



Figure III.1 : Machine d'électroérosion à enfonçage

2- Réglage de la machine

La bague de roulement est fixée sur la table de la machine par les moyens de fixation, l'outil est ensuite centré sur la surface à électro éroder et régler tout les paramètres concernant le régime de coupe de la machine tels que la profondeur de Hertz, vitesse d'enfoncement, quantité de matière à enlever.

3- Usinage de la bague

Le déclenchement de l'usinage se fait à la suite du remplissage de toute la zone contenant le mécanisme d'usinage par le liquide d'arrosage jusqu'à un certain niveau.

4- Résultat d'usinage

Une empreinte est obtenue sur la surface de la piste de roulement de la bille selon la valeur de la profondeur d'Hertz calculée. Cette profondeur est ensuite vérifiée sur un rugosimètre.

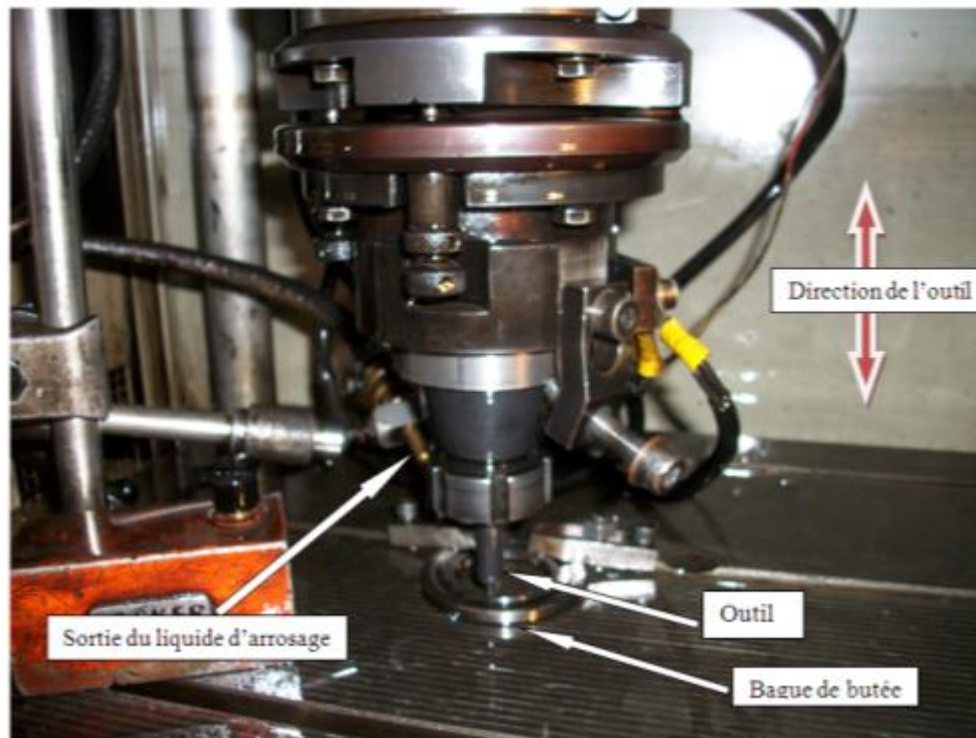


Figure III.2 : Usinage sur la surface de la gorge de la bague

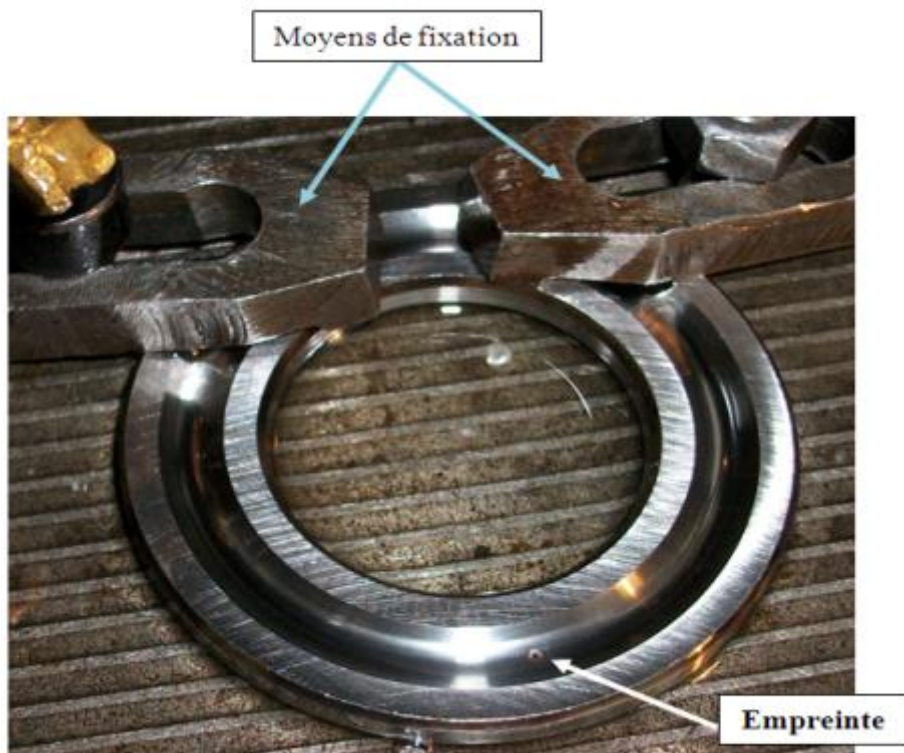


Figure III.3 : Empreinte d'écaillage simulée

ANNEXE IV:

Analyse de la chute du RMS

1- Evolution de la valeur RMS dans la phase d'écaillage

L'évolution du RMS nous renseigne de l'état de dégradation des butées. Pendant le suivi vibratoire, on observe en effet que le RMS présente systématiquement une chute pour les butées testées 8, 9 et 12 aux points T8, T9, et T12 sur la figure IV.1.

2- Cause physique de la chute du RMS

A travers les essais expérimentaux de fatigue des butées réalisés au laboratoire, nous avons mis en évidence que la chute de la valeur RMS correspondait à une taille de défaut surfacique d'écaillage avoisinant 55 mm^2 .

La largeur de la piste de roulement étant de 5 mm, cette taille de défaut correspond à une longueur de 12 mm en arc de cercle. La distance séparant deux billes vaut environ cette valeur.

Si on sait que la distance séparant deux billes successives, le pas p en arc de cercle vaut:

$$p = \frac{2\pi R_m}{N} = 12.7 \text{ mm}$$

où

$$R_m = \frac{R_i + R_e}{2} = 24.25 \text{ mm}$$

R_i et R_e respectivement rayons intérieur et extérieur de la bague du roulement de

butée à billes

$N = 12$ billes

Si on regarde l'écaillage sur la bague de la butée (figure IV.2b), on constate que le défaut s'étend sur toute la largeur de la piste de 5 mm et a une longueur en arc de cercle :

$$L = S/5 = 60/5 = 12 \text{ mm}$$

$$S = 60 \text{ mm}^2$$

On constate donc que la chute du RMS intervient pour une longueur du défaut égale à la distance séparant deux billes. Cela signifie que la chute du RMS serait due à la présence de deux billes sur le défaut simultanément, l'une sortant du défaut et l'autre y entrant.

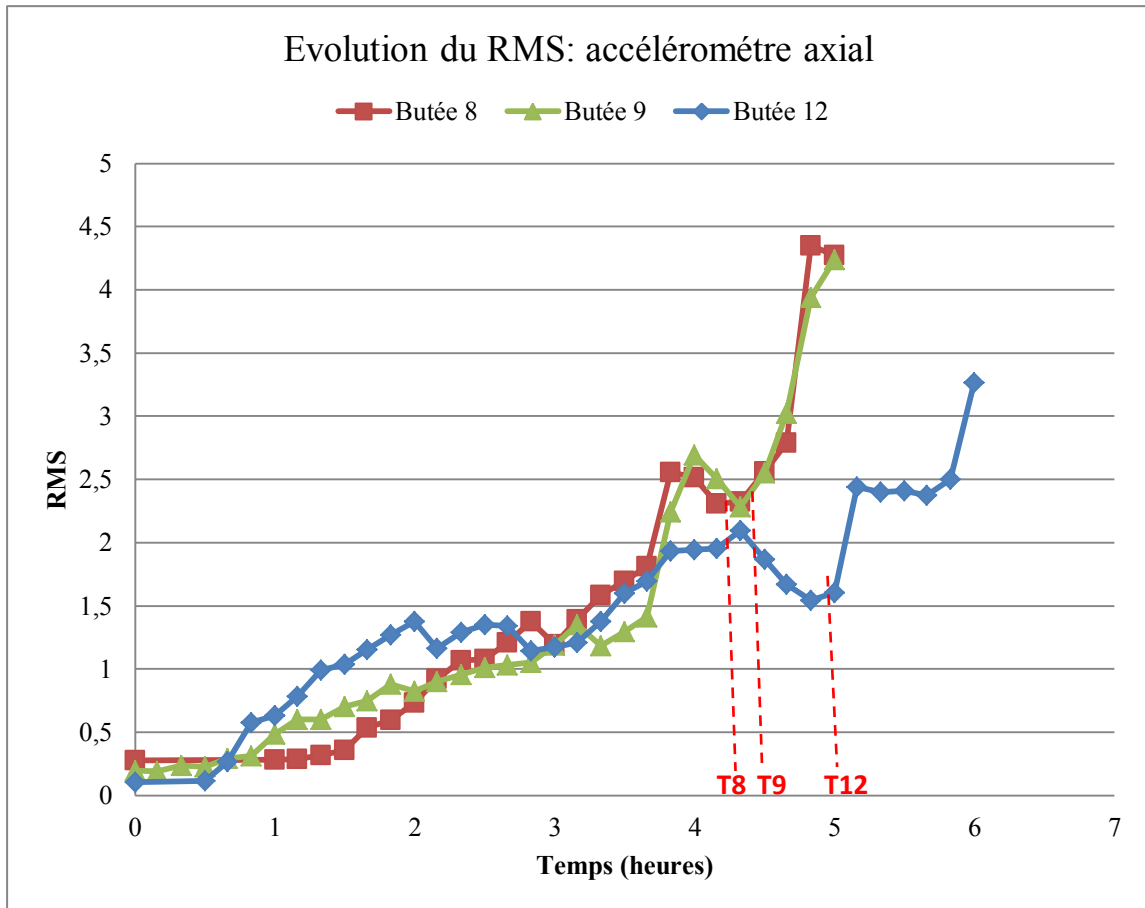
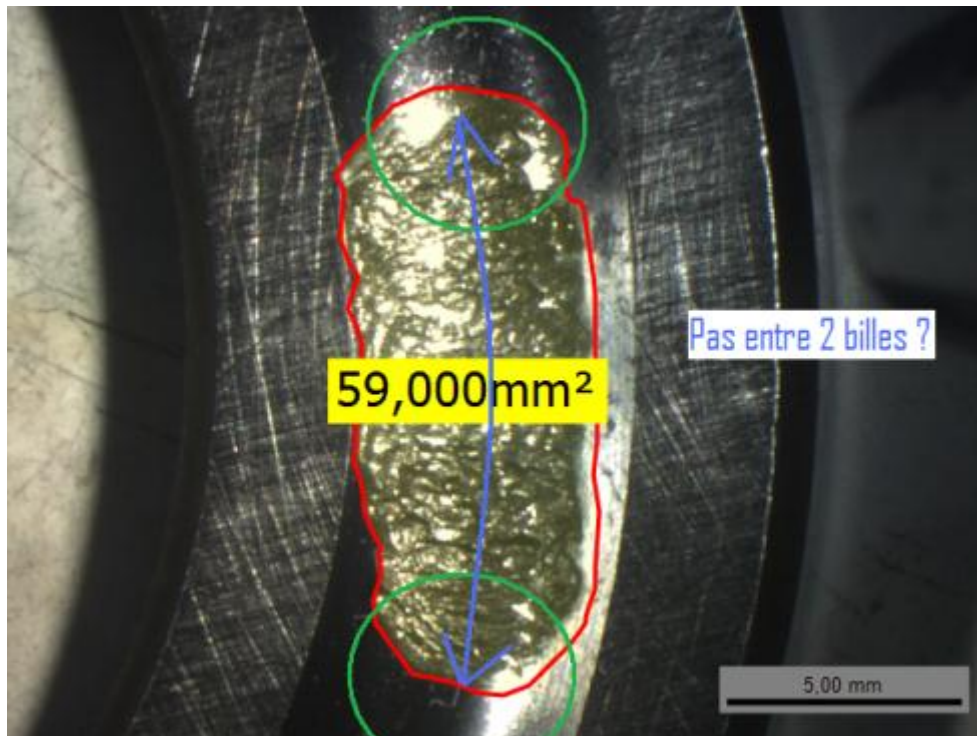
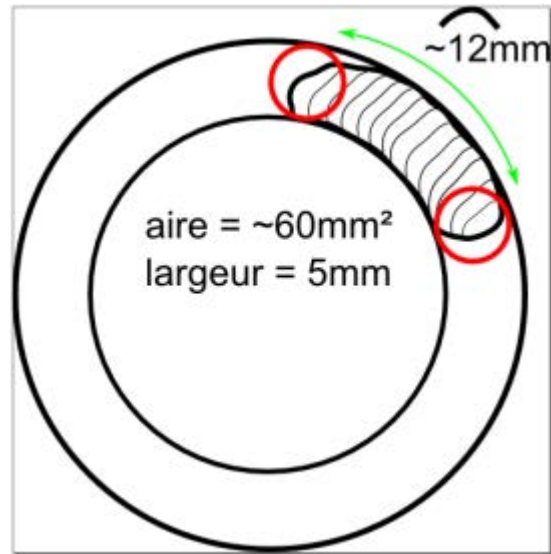


Figure IV.1 : Evolution de l'indicateur RMS avec décrochage des butées 8, 9 et 12



(a)



(b)

Figure IV.2 : Surface d'écaillage sur une bague de la butée

3- Caractéristiques fréquentielles de la butée

Le défaut de piste de la butée à billes :

$$BPFO = \frac{N}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos\theta \right) RPM \quad (IV.1)$$

où

B_d : est le diamètre de la bille,

P_d : est le diamètre moyen de la butée (pitch diameter),

ζ : est l'angle de contact qui vaut 90° dans le cas de la butée axiale à simple effet.

La formule se réduit:

$$BPFO = \frac{N}{2} RPM \quad (IV.2)$$

RPM : vitesse de rotation de l'arbre (dans notre cas, RPM= 1800 tours/min = 30 Hz),

$$BPFO = 6 * 30 = 180 \text{ Hz}$$

4- Processus graphique de l'évolution de l'écaillage

L'apparition de l'écaillage sur la piste de la butée va engendrer des chocs au passage des billes. Ces chocs sont dus à une dénivellation de surface de la trajectoire et entraîne un pic d'amplitude positive et un pic d'amplitude négative (contrechoc) contribuant à la fonction sinusoïdale à la fréquence BPFO (phase 2). Lorsque la taille du défaut atteint une longueur (arc) correspondant à la distance entre deux billes, ces deux billes se trouvent donc dans la zone du défaut (phase 3) et créent leur propre choc c'est-à-dire la bille 1 va créer un choc

d'amplitude positive (bille entrant) et la bille 2 un choc d'amplitude négative (bille sortant) si bien que les effets se compensent comme il est illustré sur la figure IV.3. C'est ainsi que la valeur de l'indicateur subit une fluctuation (décrochage).

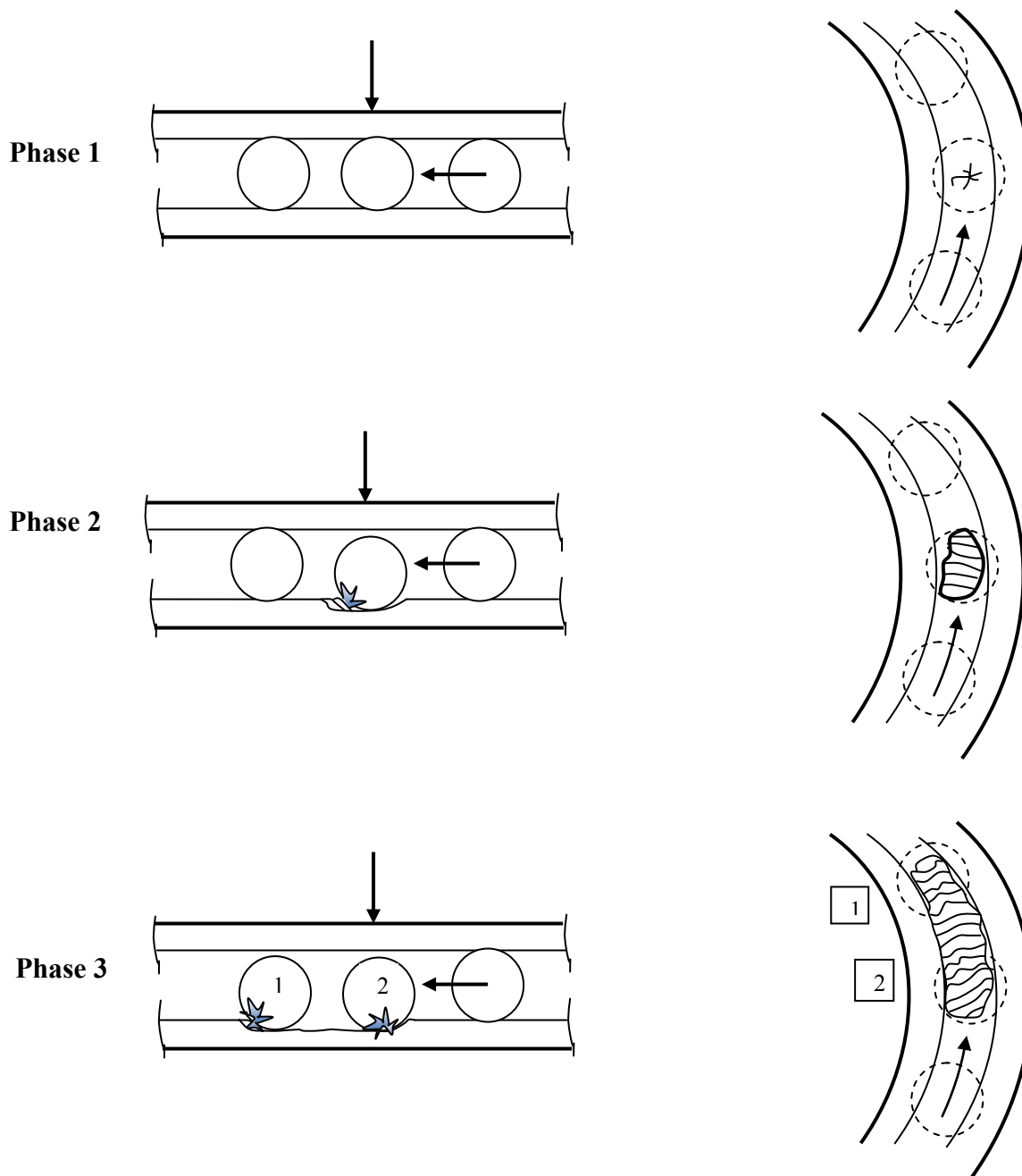


Figure IV.3: Evolution du défaut d'écaillage, phase 1 : amorces de fissures, phase 2 : passage d'une bille dans le défaut, ce dernier s'agrandit suite à l'arrachement de particules sur le bord du défaut, phase 3 : passage de deux billes dans le défaut, une bille sortant du défaut provoque un choc opposé à celui par une bille rencontrant le défaut si bien que les effets se compensent

Résumé :

Le roulement est l'un des composants les plus importants des machines tournantes. Néanmoins, dans des conditions normales d'utilisation, il est soumis à de la fatigue de roulement qui peut conduire à un défaut d'écaillage. Dans ce travail, nous présentons un suivi de la fatigue d'un roulement de butée grâce à un banc d'essais dédié. L'analyse vibratoire est une méthode qui permet de caractériser et de localiser les défauts dans les roulements. Des mesures successives de ces niveaux de vibrations donnent des indications quant à l'évolution de la sévérité des défauts. Le suivi de cette évolution est fait grâce à un indicateur statistique, la valeur RMS (Root Mean Square) qui peut être corrélée avec la taille d'un écaillage de roulement. L'approche suit le fonctionnement du roulement de butée jusqu'à la dégradation avec une acquisition on line des états vibratoires sous forme de signaux temporels. A l'aide du traitement de signal, on obtient les valeurs des amplitudes vibratoires qui caractérisent l'état vibratoire du roulement. Par conséquent, ces valeurs nous permettent de tracer les courbes de fatigue. Au cours de notre travail expérimental, cette opération est appliquée à un lot de butées à billes pour lesquelles nous avons obtenu des courbes semblables où la tendance de l'évolution suit un modèle mathématique à partir de la détection de l'apparition de la première écaille. Le résultat de ce travail contribuera à prédire la durée de vie résiduelle avant la panne.

Mots clés: maintenance prédictive / roulement / analyse vibratoire / écaillage / fatigue de roulement /

Title: Contribution to the predictive maintenance by vibration analysis of revolving mechanical components. Application on the thrust ball bearings subjected to a rolling contact fatigue.

Abstract:

The bearing is one of the most important components of rotating machines. Nevertheless, in normal conditions of use, it is subject to fatigue which creates a defect called a rolling fatigue spalling. In this work, we present a follow-up of the thrust bearing fatigue on a test bench. Vibration analysis is a method used to characterize the defect. In order to obtain the fatigue curve more adjusted, we have studied the vibration level according to statistical indicators: the Root Mean Square value (RMS value), which is one of the best indicators to show the evolution of the bearing degradation. The approach follows the working of the bearing until the degradation with an on line acquisition of vibration statements in form of time signals. With the signal treatment, we obtain the values of the vibration amplitudes which characterize the vibration state of the bearing. Consequently, these values allow us to plot the fatigue curves. During our experimental work, this operation is applied for a batch of thrust bearings for which we have obtained similar fatigue curves where the evolution trend follows a mathematical model from the detection of the onset of the first spall. The result of this work will contribute to predict the working residual time before failure.

Key words: predictive maintenance / bearing / vibration analysis / spall / bearing fatigue.

Laboratoire: Grespi/LMA, UFR Sciences Exactes et Naturelles
Moulin de la Housse, BP 1039, 51687 REIMS CEDEX 2