

**MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA UNIVERSITY

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR - ANNABA



جامعة باجي مختار - عنابة

Faculté des sciences de l'ingénierat Année : 2021

Département de génie mécanique

Thèse

Présentée en vue de l'obtention du Diplôme de Doctorat

**Analyse des modes de dégradation et élaboration
d'un plan d'inspection d'une structure mécanique**

Option :

Génie mécanique

Par:

M. AMARA Azzedine

Directeur de thèse: M. BOURENANE Rabah Professeur / Univ. Badji Mokhtar Annaba

Co-directeur: M. KHELIF Rabia Professeur / Univ. Badji Mokhtar Annaba

DEVANT LE JURY

Président : M. LAOUAR Lakhdar Professeur/ Univ. Badji Mokhtar Annaba

Examineurs : M. MEZIANI Salim Professeur / Univ. F. Mentouri Constantine

M. CHERFIA Abdelhakim MCA / Univ. F. Mentouri Constantine

M. HEMMOUCHE Larbi MCA / Ecole Militaire polytechnique Alger

M. HAOUAM Abdallah MCA / Univ. Badji Mokhtar Annaba



Remerciements

Il m'a été très difficile d'écrire cette page par souci de n'oublier les nombreuses personnes qu'il me faut citer pour leur aide, leur accueil, leur soutien... ! Qu'elles soient toutes assurées de ma plus profonde reconnaissance même si leur nom n'y figure pas !

Avant tout, je tiens à remercier Allah tout-puissant de m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce travail.

Il est rare qu'un travail soit le fruit d'une seule personne, et celui-ci ne fait pas exception. Aussi, je me permets d'exprimer ma profonde reconnaissance et mes remerciements les plus sincères à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail. Je tiens à remercier :

En premier lieu, mon encadreur, Monsieur **BOURENANE Rabah**, Professeur à l'U.B.M.A, pour sa disponibilité, sa gentillesse, son amabilité qui lui ont valu notre respect et la sympathie de tous les étudiants. Mes sincères remerciements vont également à Monsieur **KHELIF Rabia** Professeur et responsable de la cellule assurance qualité à l'U.B.M.A, qui a été à l'origine de ce projet et qui m'a apporté une aide précieuse pendant tout mon séjour au laboratoire de mécanique industrielle et pour sa disponibilité, sa gentillesse.

En deuxième lieu, je remercie Monsieur le Général-Major le **Directeur Central du Matériel**, ainsi que les membres du bureau de formation de la **DCM** de m'avoir donné la chance de continuer mes études.

J'exprime ma profonde reconnaissance et gratitude à Monsieur Alaa CHATEAUNEUF le directeur général de CIDECO (Centre d'Innovation et de Développement pour l'Eco-construction) à l'Université Clermont Auvergne / France pour sa disponibilité, sa gentillesse pendant mes séjours, Monsieur HASSINI Mohamed et Monsieur MAIFI Tarek de m'avoir aidé à surmonter plusieurs difficultés.

Je tiens à remercier vivement Monsieur KHADRI Youcef, chef du Département de Génie mécanique, Université de Badji Mokhtar Annaba, ainsi que Monsieur HAMADACHE Abdelhamid le responsable de la formation post-graduée, pour leur soutien moral et matériel.

J'adresse mes plus vifs remerciements aux honorables membres du jury qui ont accepté de juger ce travail en commençant par le Président de jury, Professeur LAOUAR Lakhdar , Dr. HAOUAM Abdallah , Dr. HEMMOUCHE Larbi, Pr. MEZIANI Salim, ainsi que Dr. CHERFIA Abdelhakim.

Je tiens également à remercier mon collègue de post-graduant: ETAMEN Riad, pour l'ambiance créée durant la formation.



*Je n'oublierai jamais le soutien de mes très
chers parents, ma chère femme.*

À mes chers sœurs et frères;

À mes enfants Louai, Koussai ;

Malek et Ritadj.

RESUME :

Ce travail s'adresse à l'analyse par la MEF du mécanisme de dégradation par fatigue de contact des roulements à billes, lequel se manifeste sous forme de phénomène d'écaillage dû aux fortes charges appliquées, et de développer un modèle de vie à la fatigue de contact de roulement intégrant les paramètres qui influent sur la contrainte pour prédire la durée de vie de ce composé.

Une méthode numérique par éléments finis a été utilisée pour calculer la durée de vie en fatigue des roulements à billes. Ces calculs prévisionnels nécessitent la connaissance des paramètres d'endommagement occasionnés par les sollicitations mécaniques et environnementales. L'étude montre une cohérence acceptable inférieure à 0.21% entre les résultats donnés par la MEF et la formulation analytique développée par Basquin. L'influence de la température, du coefficient de frottement, de la vitesse de rotation et de la charge appliquée sur la durée de vie des roulements à billes est traitée en utilisant l'équation de Basquin qui permet la prévision de la durée de vie des roulements à billes. L'indice de fiabilité est calculé et les paramètres d'influence sont étudiés.

Ceci est d'une aide précieuse pour l'étude de la modélisation des inspections des roulements. La période d'inspection pour différentes variantes de coûts et de la qualité de l'inspection est ainsi estimée.

Mots clés : *Roulement à billes, Fatigue, Modélisation, MEF, Durée de vie, Inspection.*

ملخص:

يهدف هذا العمل إلى تحليل بواسطة الطرائق التحليلية للآليات التدهور أثناء الإجهادات المطبقة على المدحرجات الكروية، التي تتجلى في ظاهرة النقش بسبب القوى المطبقة عليها، و كذا إنشاء و تطوير نموذج لحساب تنبؤي للعمر الحركي للمدحرجات الكروية مع إدراج العوامل المؤثرة في حساب الاجهادات لهذا العضو.

تم باستخدام طرائق التحليل العددي حساب العمر الحركي للمدحرجات الكروية، هذه الحسابات التنبؤية تتطلب معرفة عوامل التدهور الناجمة عن الضغوطات الميكانيكية المحيطة، أين أظهرت هذه الدراسة تناسق جد مقبول أقل من 0.21 % إثر مقارنة نتائج الطرائق التحليلية الرقمية و الصيغة التحليلية العددية المستعملة من طرف باسكويين. إن درجة الحرارة، معامل الاحتكاك، سرعة الدوران و كذا القوى المطبقة على المدحرجات الكروية المؤثرة في حساب العمر الحركي المتنبئ به و الذي تم إدماجها و دراستها بتطبيق معادلة باسكويين. بالإضافة الى ذلك تم حساب مؤشر الموثوقية مع إدراج العوامل المؤثرة في الدراسة.

هذا يساعد بشكل كبير في دراسة نمذجة عمليات التفتيش. و بالتالي تم تقدير فترة التفتيش لمختلف متغيرات التكلفة و جودة الفحص.

الكلمات المفتاحية: المدحرجات الكروية، الاجهاد، النمذجة، الطرائق التحليلية الرقمية، العمر الحركي، الفحص.

Abstract:

This project is intended for analysis by the MEF of the mechanism degradation during the fatigue contact on ball bearings; which manifest itself in the form of flaking phenomenon due to the high loads applied, as well as create and develop a predictive calculating model for fatigue life of ball bearings including the factors that effect in the computation of this compound stress.

A numerical analysis method used to finite calculate the fatigue life of ball bearings, these predictive calculations require the knowing the deteriorating factors caused by mechanical stress, this study has shown every acceptable consistency less-than 0.21% compared to the results of analytical numeric methods (MEF) and the numerical expanded form used by (Basquin), the influence of temperature, coefficient of friction, rotation speed and applied loads on ball bearing in calculation of the mowing age forecast has been integrated and studied in the equation of (Basquin) as well as the reliability indicator has been calculated incorporating the factors influencing the study.

This is a great help in studying the modeling of bearing inspections. The inspection period for different cost variants and the quality of the inspection is thus estimated.

Keywords: Ball bearing, Fatigue, Modeling, MEF, Lifetime, Inspection

SOMMAIRE

Sommaire	4
Liste des figures	8
Liste des tableaux	10
Liste des symboles	11
Liste des abréviations	13
Introduction générale.....	14
CHAPITRE I: Etat de l’art sur les roulements.....	17
I.1. Roulements à billes.....	19
I.1.1. Description.....	19
I.1.2. Sélection des roulements	20
I.1.2.1. Dimensions	20
I.1.2.2. Charge appliquée au roulement	20
I.1.2.3. Durée de vie	20
I.1.2.4. Vitesse de rotation.....	20
I.1.2.4.1. Vitesse de base.....	21
I.1.2.4.2. Vitesse limite ou admissible	21
I.1.2.5. Tolérances	22
I.1.2.6. Rigidité.....	22
I.1.2.7. Désalignement entre les bagues intérieure et extérieure.....	22
I.1.2.8. Niveau sonore et couple résistant	22
I.1.2.9. Montage et démontage.....	23
I.1.2.9.1. Montage direct des roulements (en X).....	23
I.1.2.9.2. Montage indirect des roulements (en O).....	23
I.2. Classement des roulements	24
I.3. Types de roulement	25
I.3.1. Roulement rigide à une seule rangée de billes (contact radial)	25
I.3.2. Roulement à contact oblique à une seule rangée de billes.....	25
I.3.3. Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes	26
I.3.4. Roulement à rotule sur deux rangées de billes	26
I.3.5. Roulement à rouleaux sphériques.....	26
I.3.6. Roulement à une seule rangée de rouleaux cylindriques.....	27
I.3.7. Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux	27
I.3.8. Butée.....	28

I.3.8.1.	Butée à billes.....	28
I.3.8.2.	Butée à billes à simple effet.....	28
I.3.8.3.	Butée à billes à double effet.....	28
I.3.8.4.	Butée à rouleaux cylindriques.....	29
I.3.9.	Roulement à rouleaux coniques.....	29
I.4.	Situation et géométrie du roulement à bille.....	31
I.5.	Prédiction de la durée de vie des roulements à bille.....	32
I.5.1.	Modèle de Richard Stribeck.....	34
I.5.2.	Modèle de John Goodman.....	34
I.5.3.	Modèle d'Arvid Palmgren.....	35
I.5.4.	Modèle de G. Lundberg et A. Palmgre.....	35
I.5.4.1.	Normes de charge et de durée de vie.....	37
I.5.4.2.	Facteurs de correction de la durée de vie.....	37
I.5.4.3.	Facteur de fiabilité-durée de vie.....	38
I.5.4.4.	Facteur de durée de lubrification.....	38
I.5.5.	La théorie de Ioannides Harris.....	38
I.6.	Epilogue.....	41
CHAPITRE II : Les modes de dégradation.....		43
II.1.	Introduction.....	44
II.2.	Généralités sur la dégradation.....	44
II.3.	Définition de la dégradation.....	44
II.4.	Les causes de dégradation des roulements.....	44
II.4.1.	Effet des contraintes mécaniques.....	45
II.4.2.	Défauts de montage.....	45
II.4.3.	Contamination.....	46
II.4.4.	Corrosion.....	46
II.4.5.	Passage du courant électrique.....	46
II.4.6.	Défaut de lubrification.....	47
II.4.7.	Température de fonctionnement.....	47
II.5.	Types d'avaries.....	47
II.6.	Techniques de surveillance et indicateurs de la dégradation des roulements.....	48
II.7.	Représentation de la dégradation.....	50
II.8.	Formes générales de la dégradation.....	51
II.9.	Modèle de dégradation.....	52
II.9.1.	Modèles de trajectoires de dégradation.....	53
II.9.1.1.	Modèle linéaire.....	54

II.9.1.2.	Modèle Puissance.....	55
II.9.1.3.	Modèle logarithmique.....	55
II.9.2.	Modèles d’ajustement statistique sur les données	56
II.9.3.	Modèles de régression (non) linéaires sur les données.....	57
II.9.4.	Modèles de dégradation intégrant les défaillances traumatiques	58
II.9.5.	Modèles basés sur des séries temporelles de données	59
II.9.6.	Modèles d’interférence contrainte-résistance	60
II.9.7.	Modèles de dommages cumulés et de chocs	61
II.9.7.1.	Modèle de dommage cumulé.....	62
II.9.7.2.	Modèle de dommage indépendant	63
II.9.8.	Modèles de dégradation continue	64
II.9.8.1.	Processus de Wiener	64
II.9.8.2.	Processus Gamma	65
II.9.8.3.	Chaînes de Markov	66
II.9.9.	Les tests accélérés.....	67
II.9.10.	Modélisation physique des défaillances	68
II.9.11.	Modélisation statistique des temps de défaillance obtenus par les ALTs	68
II.10.	Champs d’application pour les différents modèles de dégradation présentés.....	69
II.10.1.	Modèles de trajectoires de dégradation :	69
II.10.2.	Modèles d’ajustement statistique :.....	69
II.10.3.	Modèles de régression (non) linéaires :.....	69
II.10.4.	Modèles mixtes intégrant les défaillances traumatiques :	69
II.10.5.	Modèles de séries temporelles :.....	69
II.10.6.	Modèles d’interférence contrainte-résistance	69
II.10.7.	Modèles de dommage cumulés et de chocs.....	69
II.10.8.	Modèles de Markov	69
II.10.9.	Modèles de Wiener	69
II.10.10.	Modèles Gamma.....	69
II.11.	La détection de défaut	70
II.11.1.	Le diagnostic.....	71
II.11.2.	Le pronostic	72
II.11.2.1.	L’approche fiabiliste	72
II.11.2.2.	L’approche basée sur la modélisation physique des défaillances.....	73
II.11.2.3.	L’approche basée sur le savoir d’experts.....	73
II.11.2.4.	L’approche orientée données	73
II.12.	Conclusion.....	74

CHAPITRE III: Modélisation des roulements à billes	74
III.1. Introduction	76
III.2. Modélisation par éléments finis des roulements à billes	77
III.2.1. Modélisation tridimensionnelle du contact dans le roulement	79
III.2.2. Conditions aux limites	79
III.2.3. Acier des roulements	79
III.2.4. Chargement et contact entre les billes et les bagues intérieures et extérieures	81
III.2.5. Etude du maillage	82
III.3. Exécution de la simulation (Résultats et discussions).....	83
III.3.1. Influence des propriétés du matériau	83
III.3.2. Influence de la température.....	85
III.3.3. Influence de la température et du coefficient de frottement sur le nombre de cycles.	87
III.3.4. Influence de la température et du coefficient de frottement sur les contraintes.	87
III.3.5. Influence de la charge d'application	88
III.3.6. Influence de la charge d'application et de la vitesse de rotation	89
III.4. Conclusion.....	93
CHAPITRE IV Analyse fiabiliste et inspections des roulements	93
IV.1. Analyse fiabiliste.....	95
IV.1.1. Premier Cas.....	95
IV.1.2. Deuxième Cas.....	98
IV.2. Les inspections des roulements	101
IV.2.1. Introduction	101
IV.2.2. Inspection des roulements pendant le fonctionnement.....	102
IV.2.3. Surveillance des conditions de lubrification.....	103
IV.2.4. Impact de l'inspection sur les coûts	103
IV.2.5. Analyse des Coûts	104
IV.3. Conclusion.....	108
Conclusion Générale et Perspectives.....	108
Conclusion générale	109
Perspectives	110
Bibliographie	111
Annexes	123

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1	La réduction du frottement [1] a) Remplacement du frottement de glissement par du frottement de roulement b) Lubrification des contacts	18
Figure I. 2	Historique des roulements à billes [4] a) Reconstitution historique d'un bélier sur cage à rouleaux datée de 330 avant Jésus Christ b) Reconstitution historique d'une Butée à bille romaine I ^{er} siècle c) Roulement à bille imaginé par Léonard de Vinci datant du XV ^{ème} Siècle	19
Figure I. 3	Roulement à billes	
Figure I. 4	Coefficient de réduction de la vitesse [7]	21
Figure I. 5	Combinaison de montage (X) et (O) des roulements à rouleaux coniques [8]	23
Figure I. 6	Roulement à bille à contact radial [4, 5]	25
Figure I. 7	Roulement à bille à contact oblique [5, 7, 9]	
Figure I. 8	Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes [5, 7]	26
Figure I. 9	Roulement à double rangée de billes sur rotule [5, 6]	
Figure I. 10	Roulements à rouleaux sphériques [4]	
Figure I. 11	Roulement à une seule rangée de rouleaux cylindriques [4, 5, 9]	27
Figure I. 12	Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux [5, 6]	
Figure I. 13	Butée à billes à simple effet [5, 6]	28
Figure I. 14	Butée à billes à double effet [5, 6, 4]	
Figure I. 15	Butée à rouleaux cylindriques [5, 6, 4]	29
Figure I. 16	Roulement à rouleaux coniques [4, 5, 6]	
Figure I. 17	Classement des roulements	30
Figure I. 18	Boîte à vitesse (BDSL 6051) et position de roulement à bille (6411N) -a-Boîte à vitesse type BDSL 6051, -b-Roulement à bille (6411N)	31
Figure I. 19	Parcelle (action) de vie de fatigue sur les coordonnées de Weibull	36
Figure I. 20	Durée de vie typique des machines intégrant des roulements	40
Figure II. 1	Répartition des contraintes au sein du roulement [51,52]	45
Figure II. 2	Ecaillage des bagues (a) intérieure (b) extérieure [51]	
Figure II. 3	Conséquence du jeu résiduel sur la durée de vie (NSK)	46
Figure II. 4	Les types d'avaries rencontrées dans les roulements et leurs causes.	47
Figure II. 5	Causes et conséquences des anomalies rencontrées au niveau des roulements	48
Figure II. 6	Représentation de la dégradation et notations utilisées	50
Figure II. 7	Représentation des trois modèles élémentaires de dégradation monotone continue	51
Figure II. 8	Classification des modèles de dégradation utilisés pour l'estimation de la fiabilité basée sur la dégradation [68, 49]	52
Figure II. 9	Modèle de trajectoires de dégradation	54

Figure II. 10	Représentation de la méthode basée sur l'ajustement statistique des mesures de dégradation	56
Figure II. 11	Représentation de l'approche des modèles de régression	57
Figure II. 12	Représentation du modèle prenant en compte les défaillances traumatiques et douces	58
Figure II. 13	Principe du modèle basé sur des séries temporelles	59
Figure II. 14	Représentation du modèle d'interférence charge / résistance	60
Figure II. 15	Modèle de dommage cumulé	62
Figure II. 16	Représentation du modèle de dommage indépendant	63
Figure II. 17	Exemple d'un indicateur de surveillance d'usure	71
Figure III. 1	Camion SNVI M 230 (6 cylindres de 230 chevaux)	76
Figure III. 2	Vue orthographique du roulement à billes de l'échantillon pour analyse	77
Figure III. 3	Modèles de pièces : -a-Bague intérieure, -b- Bague extérieure, -c- Bille	78
Figure III. 4	Profil des constructions 3D : Bague intérieure, Bague extérieure et Bille	
Figure III. 5	Modèle CAO du roulement	
Figure III. 6	Géométrie du modèle de roulement à billes 641 1N (SOLIDWORKS)	
Figure III. 7	Conditions aux limites -a- Contact au sein du roulement, -b- Contact roulant entre la Bille et BE, -c- Contact roulant entre la Bille et BI	81
Figure III. 8	-a- Maillage du roulement, -b- La piste de roulement, -c- Nœuds servant de liaison des éléments billes	82
Figure III. 9	Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement	83
Figure III.10	Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement	84
Figure III.11	Variation de la Température sur la surface de contact elliptique sur les pistes de roulement	86
Figure III.12	Variation du nombre de cycles en fonction de T (°c) et μ	87
Figure III.13	Variation des contraintes maximales en fonction de T (°c) et μ	88
Figure III.14	Influence de la charge appliquée F(N) sur la contrainte maximale	
Figure III.15	Influence de la vitesse de rotation V (tr/mn) sur la contrainte S pour différentes charges F	89
Figure III.16	Comparaison entre S_{FEM} et S_{Cal}	91
Figure III.17	Comparaison entre Ni_{FEM} et Ni_{Cal}	92
Figure IV. 1	Indice de fiabilité	98
Figure IV. 2	Probabilité de défaillance	
Figure IV. 3	Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation	99
Figure IV. 4	Evolution du vieillissement en fonction de l'âge (N)	
Figure IV. 5	Les enjeux de l'inspection [141]	101
Figure IV. 6	Espérance des coûts en fonction de l'intervalle entre inspections	105
Figure IV. 7	Influence de la qualité d'inspection sur l'espérance du coût total : (a) $0.1C_i$, (b) $1C_i$ et (c) $10C_i$	106
Figure IV. 8	Espérance des coûts en fonction de l'intervalle entre inspections pour une Inspection	107

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I. 1	Valeurs pour les exposants e, c, h et p comme déterminé par G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18].	37
Tableau I. 2	Valeurs du coefficient d'ajustement a_1 .	38
Tableau II.1	Comparaison entre une lubrification à la graisse et une lubrification à l'huile.	47
Tableau III. 1	Dimensionnement du roulement à bille.	77
Tableau III. 2	Propriétés de l'acier standard XC 42 H1.	83
Tableau III. 3	Propriétés du matériel 100Cr6 (AISA 52100).	
Tableau III. 4	Comparaison entre les propriétés des aciers XC 42 H1 et 100Cr6.	84
Tableau III. 5	Effet de la Température sur les différents paramètres de la surface de contact.	86
Tableau III. 6	Evolution du nombre de cycles en fonction de température et du coefficient de frottement.	87
Tableau III. 7	Evolution des contraintes maximales en fonction de température et du coefficient de frottement.	
Tableau III. 8	Evolution de la contrainte en fonction de la charge appliquée	88
Tableau III. 9	Tableau III. 9 : Variation de la contrainte de Von-mises en fonction de la vitesse de rotation V (tr/mn)	89
Tableau III.10	Evolution de la contrainte S en fonction des paramètres	91
Tableau III.11	Durée de vie en fonction des variations des paramètres.	92
Tableau IV. 1	Influence de la charge appliquée sur la contrainte de Von-mises.	96
Tableau IV. 2	Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la charge appliquée.	
Tableau IV. 3	Influence du coefficient de frottement sur la contrainte de Von-mises.	
Tableau IV. 4	Évolution de l'indice de fiabilité en fonction du coefficient de frottement.	
Tableau IV. 5	Influence de la vitesse sur la contrainte de Von-mises.	97
Tableau IV. 6	Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la vitesse de rotation.	
Tableau IV. 7	Influence de la température sur la contrainte de Von-mises.	
Tableau IV. 8	Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la température.	
Tableau IV. 9	Variation de l'indice de fiabilité en fonction de la charge appliquée.	100
Tableau IV. 10	Variation de l'indice de fiabilité en fonction de la température.	
Tableau. IV.11	Espérance du coût minimal pour différents coûts d'inspection en fonction de l'intervalle optimal entre inspection.	107

LISTE DES SYMBOLES

N_{adm}	Vitesse admissible (limite) pour le roulement	Tr/min
N_r	Vitesse de base (donnée par le constructeur)	Tr/min
f	Coefficient de réduction	/
S_c	Seuil critique de défaillance	/
$X(t_j)$	Dégradation ponctuellement	/
t_j	Valeur mesurée au temps	S
T_c	Temps de défaillance	S
ϕ	Paramètres communs	/
θ_i	Paramètres aléatoires	/
η	Coefficient de viscosité dynamique,	/
d	Distance entre les deux surfaces en mouvement,	cm
V	Vitesse relative de déplacements de deux surfaces de même valeur l'un par rapport à l'autre	cm/sec
ν	Viscosité cinématique	/
ν_1	Viscosité cinématique minimale	/
ρ	Masse spécifique du liquide	gr/cm ²
P	Charge exercée entre deux pièces	N
Q_{max}	Charge interne associée aux roulements	N
F_r	Charge radiale appliquée	N
Z	Nombre de billes	/
C_s	Capacité de charge statique	N
K	Constante associée au niveau de déformation	/
D	Diamètre de la bille	mm
d	Diamètre de la piste ou de la piste	mm
n_s	Fonction de la vitesse de rotation du roulement	/
f_{cn}	Fonction de la vitesse	/
i	Nombre de rangées de billes	/
C_n	Charge maximale admissible	N
l	Longueur effective du roulement	mm
C_2	Constante de vie minimale	/
P	Charge appliquée	N
P_u	Charge limite	N
L_{14}	Durée de vie en fatigue pour laquelle 14% des roulements ne survivraient pas	Cycle
S	Probabilité de survie	/
N	Nombre de cycles de contrainte subis	/
τ_0	Contrainte de cisaillement orthogonale maximale sous la surface de contact	N/m ²

Z_0	Profondeur de la surface à la localisation de τ_0	mm
V	Volume de matériau sollicité	m^3
L_{10}	Durée de vie en fatigue	Cycle
C_d	Capacité dynamique de base	N
P	Charge équivalente	N
P	Exposant de durée de vie	/
a_1	Facteur d'ajustement de durée de vie pour le niveau de fiabilité sélectionné	/
a_2	Facteur d'ajustement de durée de vie pour le matériau	/
a_3	Facteur d'ajustement de la durée de vie pour les conditions de fonctionnement	/
L_{na}	Durée de vie ajustée du palier à 106	Cycle
N_i	Nombre de cycles de la période d'initiation	/
S	Contrainte de traction équivalente	N/m^2
E	Module d'Young	Pa
P	Masse volumique	Kg/m^{-3}
M	Coefficient de frottement	/
T	Température	$^{\circ}C$
V	Vitesse de rotation	tr/min
C_i	Coût d'inspection;	DA/Nr cycle
C_R	Coût de réparation;	
C_f	Coût de défaillance;	
C_1	coût associé au scénario 1 "absence de défaut sachant qu'aucun défaut n'a été détecté" ;	
C_2	surcoût associé au scénario 2 "absence de défaut sachant qu'un défaut a été détecté" ;	
C_3	surcoût associé au scénario 3 "présence de défaut sachant qu'aucun défaut n'a été détecté" ;	
C_4	coût associé au scénario 4 "présence de défaut sachant qu'un défaut a été détecté".	

LISTE DES ABREVIATIONS

<i>ABTs</i>	Accelerated Binary Tests
<i>ALTs</i>	Accelerated Life Tests
<i>ARMDTs</i>	Accelerated Repeated Measures Degradation Tests
<i>ADDTs</i>	Accelerated Destructive Degradation Tests
$F(t)$	Fonction de distribution de la fiabilité
$W(t)$	Processus de Wiener
$G(t)$	Processus continu à accroissements stationnaires
$Z(t)$	Modèle de dégradation
A_F	Facteur d'accélération
$R_{ref}(t)$	Fiabilité de référence
$R(T)$	Probabilité
$D(t)$	Disponibilité d'un système
<i>MP</i>	Maintenance Préventive
<i>MPC</i>	Maintenance préventive conditionnelle
<i>AMDEC</i>	Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et leur Criticité
<i>UTS</i>	Résistance à la traction ultime

Introduction Générale

Introduction générale

D'un point de vue historique, la dégradation fut d'abord prise en compte à l'aide de lois empiriques utilisées pour le dimensionnement et la conception d'équipements mécaniques soumis à des sollicitations. Il arrivait malheureusement qu'un équipement subisse une avarie bien avant la fin de sa mission. L'expérience montra dès lors que ces modèles évolutifs de dégradation étaient soumis à de nombreuses incertitudes et l'accumulation des temps de défaillance a alors permis de dresser des profils de fiabilité génériques pour des classes d'équipements fréquemment utilisés comme les roulements à billes.

Ces roulements font partie des composants les plus importants dans les systèmes mécaniques. Les études statistiques montrent que les pannes imputables aux roulements représentent entre 40 % et 50 % des dysfonctionnements en portant atteinte à la disponibilité de ce système mécanique et à celle des systèmes environnants. L'apparition d'anomalies et d'incidents sur ces composants peut avoir des conséquences néfastes pour les exploitants, comme l'augmentation des coûts de maintenance liée au remplacement des pièces. Par conséquent, afin d'assurer la disponibilité des systèmes mécaniques et la sécurité des biens et des personnes, la surveillance et le diagnostic des défauts de roulement sont d'une importance majeure. Les défis en termes de productivité sont non négligeables.

Donc, cette thèse s'inscrit dans le contexte des modèles de fiabilité prévisionnelle basés sur des données de dégradation en vue d'optimiser la maintenance des structures industrielles. A l'heure actuelle, cette problématique fait l'objet de nombreux travaux qui contribuent à développer des modèles de maintenance intelligente permettant de réduire les coûts de maintenance et d'augmenter la disponibilité des équipements.

Les objectifs de la thèse de cette thèse est :

- ✓ d'analyser, par la MEF, le mécanisme de dégradation par fatigue de contact des roulements à billes, ceci se manifeste sous forme de phénomène d'écaillage dû aux fortes charges appliquées ;
- ✓ de développer un modèle à la fatigue de contact de roulement intégrant les paramètres qui influent sur la contrainte pour prédire la durée de vie de ce composant ;
- ✓ d'étudier l'influence des coûts de maintenance et de qualité des inspections sur l'intervalle d'inspection des roulements.

Plan général

Le plan général adopté dans ce manuscrit s'articule autour de la modélisation numérique du roulement à billes.

Un premier chapitre est dédié à l'état de l'art sur les roulements qui feront l'objet de notre étude. Ainsi, sont abordés les différents types de roulement, notamment leur composition, leur principe de fonctionnement et leurs domaines d'application. Sont étudiés aussi les modèles et les différentes méthodes d'estimation de leur durée de vie.

Le deuxième chapitre est consacré aux modèles de dégradation et à l'approche fiabiliste. Par la suite, nous établissons la classification des modèles de dégradation en présentant leurs avantages et inconvénients ainsi que leurs champs d'application.

Dans **le troisième chapitre**, nous présentons la démarche proposée dans ce travail. Nous mettons ainsi en évidence l'intérêt d'avoir un modèle de durée de vie spécifique plutôt qu'un modèle général de durée de vie d'un roulement à bille en utilisant l'équation de Basquin qui permet la prévision de la durée de vie de cet organe sous l'influence de la température, du coefficient de frottement, de la vitesse de rotation et de la charge appliquée sur la durée de vie des roulements à billes.

Le **chapitre quatre** est consacré à l'étude de fiabilité et des inspections. L'indice de fiabilité est calculé et les paramètres d'influence sont étudiés. L'intervalle optimal d'inspection des roulements est calculé en fonction de la précision des inspections et du coût de l'inspection.

Finalement, une conclusion générale est présentée et des pistes de recherche sont mises en évidence pour des travaux futurs.

CHAPITRE I

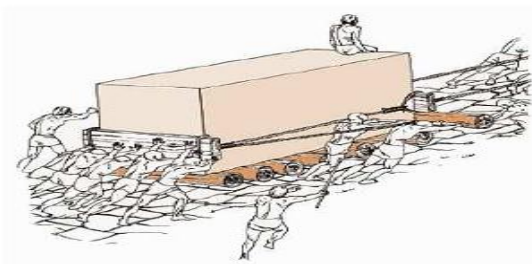
Etat de l'art sur les roulements

I. Les roulements et leur importance dans des mécanismes

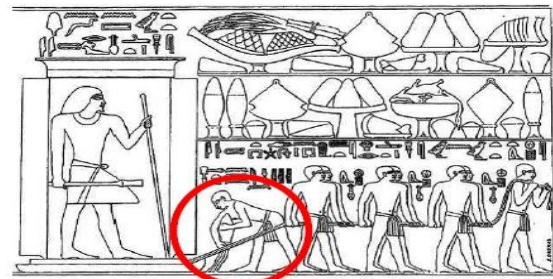
Aujourd'hui, les systèmes mécaniques doivent maintenir des conditions de travail extrêmes, ils sont composés par les membres en mouvement relatif permettant leurs fonctions cinématiques. les roulements à billes sont les typologies les plus courants de joints utilisés pour rapprocher les surfaces conjugué d'une paire de contact cylindrique [1, 2, 3].

Une première idée pour réduire le frottement est de remplacer le frottement de glissement par du frottement de roulement. Historiquement, dans le cas du transport de charges lourdes, l'idée d'utiliser des rondins de bois placés sous les blocs de pierres ou les statues, (voir l'illustration du principe sur la Figure. I. 1. a) a été développée aux alentours de 4000-5000 ans avant J.C. pour le transport des menhirs. Dans cette même optique, les premières roues, en bois, utilisées dans les transports ont été inventées vers 4000 ans avant J-C. Ce passage du frottement de glissement au frottement de roulement a permis de réduire les frottements d'un facteur 10.

Une seconde idée pour réduire le frottement consiste à lubrifier les contacts. Dès 2400 ans avant J.C., des bas-reliefs égyptiens montrent l'usage de substances liquides versées à l'avant de " traîneaux " lors du déplacement de statues afin de réduire le frottement de glissement (Figure I. 1 b).



a) Remplacement du frottement de glissement par du frottement de roulement

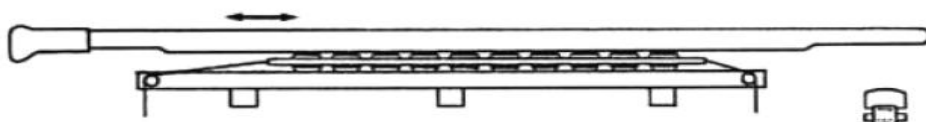


b) Lubrification des contacts

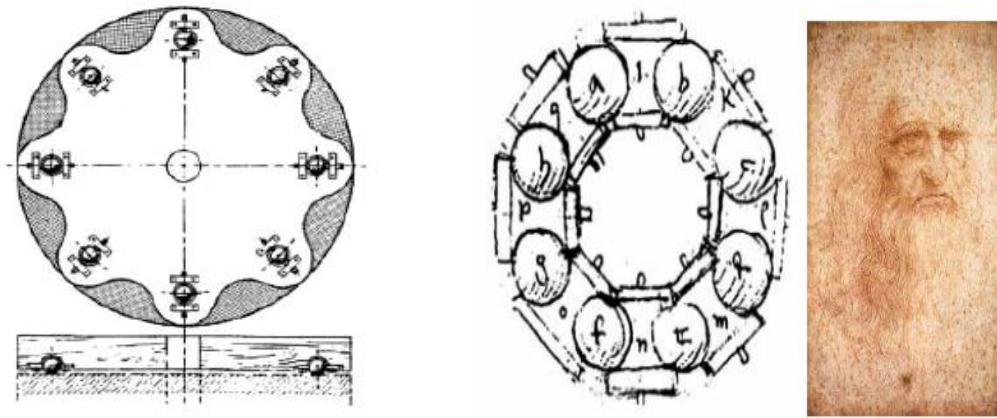
Figure I. 1 : La réduction du frottement [1]

Ces deux techniques de réduction du frottement vont donc évoluer ensemble. Le grec Diades conçoit un bélier sur une glissière à rouleaux en 330 avant J.C. (Figure I. 2 a). Puis, les romains mettent au point une sorte de butée à billes (billes en bronze logées dans des chemins de roulement en bois) retrouvée en 1895 dans une galère coulée au fond du lac Nemi en Italie vers l'an 40 (Figure I. 2 b). Mais, ce n'est qu'au XV^{ème} siècle que le premier roulement, muni d'une cage évitant le contact entre les éléments roulants, est imaginé et dessiné par Léonard de Vinci (Figure I. 2 c).

Nous sommes donc en présence du premier roulement à billes. Cependant, il a fallu attendre la fin du XVIII^{ème} siècle pour voir les premiers prototypes des roulements que nous connaissons aujourd'hui (montage sur les axes de roues du roulement breveté par P. Vaughan en 1794).



a) Reconstitution historique d'un bélier sur cage à rouleaux datée de 330 avant Jésus Christ



b) Historique d'un Butée à bille romaine I^{er} siècle

c) Roulement à bille imaginé par Léonard de Vinci datant du XV^{ème} Siècle

Figure I. 2 : Historique des roulements à billes [4]

Ce n'est qu'à la fin du XIX^{ème} siècle que les premières études théoriques sérieuses ont débutées avec notamment les travaux de Hertz et sa théorie éponyme en 1881. Depuis, l'essor de l'industrie mécanique a permis le développement de travaux de recherches théoriques de plus en plus poussés dans un souci de gain de performances (notamment en termes de vitesse de rotation, de chargement et surtout de durée de vie).

I.1. Roulements à billes

I.1.1. Description

Si nous décrivons un roulement à billes actuel, nous retrouvons (comme le montre la Figure I. 3) des éléments roulants (1), séparés par une cage (2), une bague intérieure (3) et une bague extérieure (4) munies de chemins de roulement.

Le roulement à billes permet de remplacer le frottement de glissement par du frottement de roulement. Néanmoins, les divers corps en contact (bague intérieure et billes par exemple) présentent des différences de vitesses dans leurs zones de contact qui vont générer du glissement local. En effet, ce glissement accompagné d'un frottement qui généré par la surface la plus rapide qui va avoir tendance à " tirer " la surface lente.

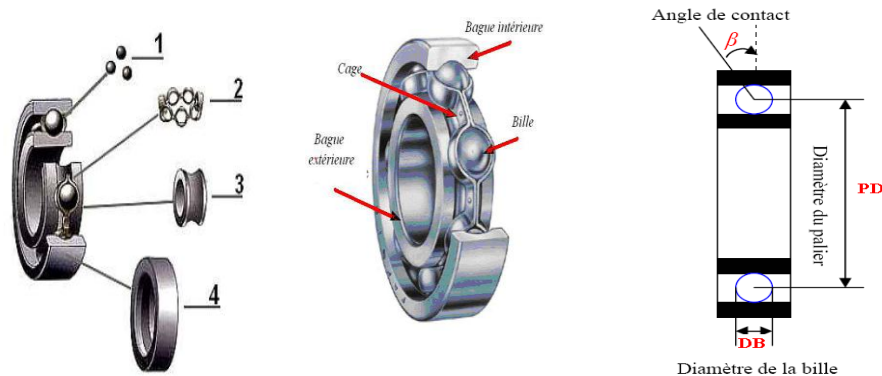


Figure. I. 3: Roulement à billes

I.1.2. Sélection des roulements

Il existe un certain nombre de facteurs qui entrent dans le processus de sélection du type et des dimensions du roulement. Pour faire le meilleur choix, il faut tenir compte de ces facteurs et les analyser [5].

I.1.2.1. Dimensions

Le volume d'un roulement est généralement limité. Dans la plupart des cas, le diamètre d'arbre (ou le diamètre d'alésage du roulement) a été déterminé en fonction de la conception de la machine. Les dimensions et le type de roulement sont donc déterminés en fonction des diamètres d'alésage. C'est pourquoi tous les tableaux dimensionnels sont organisés selon les diamètres d'alésage standard. La gamme de roulements standards et de dimensions est large : le bon choix pour des applications spéciales peut se faire à l'aide de ces tableaux [6].

I.1.2.2. Charge appliquée au roulement

Les caractéristiques, l'intensité et la direction des charges appliquées à un roulement sont très variables. En général, les charges de base données par les tableaux dimensionnels des roulements indiquent leur capacité de charge. Cependant, en déterminant le type de roulement approprié, il faut tenir compte de la direction de la charge (axiale, radiale, combinée), etc.

A dimensions identiques, la capacité de charge des roulements à rouleaux est plus élevée que celle des roulements à billes, et ils résistent mieux aux vibrations et aux chocs.

I.1.2.3. Durée de vie

Il est statistiquement possible de définir la durée de vie d'un roulement. Par définition, la durée de vie établit la longévité en nombre de tours ou en heures d'utilisation d'un roulement, il est nécessaire de connaître la durée de fonctionnement de ces roulements afin qu'ils soient remplacés au bon moment. Mais la difficulté réside dans la prédiction de cette durée de fonctionnement encore appelée durée de vie.

Au sens le plus général de ce terme, la durée de vie d'un roulement est la période au cours de laquelle le roulement continue à fonctionner correctement. En d'autres termes la durée de vie d'un roulement peut être rapportée à la persistance de toutes conditions caractéristiques de son fonctionnement.

I.1.2.4. Vitesse de rotation

La vitesse de rotation acceptable pour un roulement diffère selon le type de roulement, la taille, les tolérances, le type de cage, la charge appliquée, et les conditions de lubrification et de refroidissement.

En général, les roulements à billes à gorges profondes, à contact oblique, et les roulements à rouleaux cylindriques conviennent le mieux à des applications à vitesse élevée.

I.1.2.4.1. Vitesse de base

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

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

Lorsque le roulement supporte de fortes charges [7], le frottement s'accroît, de sorte que le roulement ne peut pas être soumis à des vitesses aussi élevées. Cependant l'influence de la charge sur la vitesse admissible n'a généralement d'importance que pour les grands roulements ($d > 100$ mm) et pour des charges correspondant à des durées $L_{10h} \leq 75\ 000$ heures. Il convient alors d'appliquer aux vitesses de base un coefficient de réduction f , donné par la Figure I .4 en fonction du diamètre moyen du roulement d_m . La charge est exprimée indirectement comme la durée nominale en nombre d'heures de fonctionnement, qui est le paramètre utilisé dans ce cas.

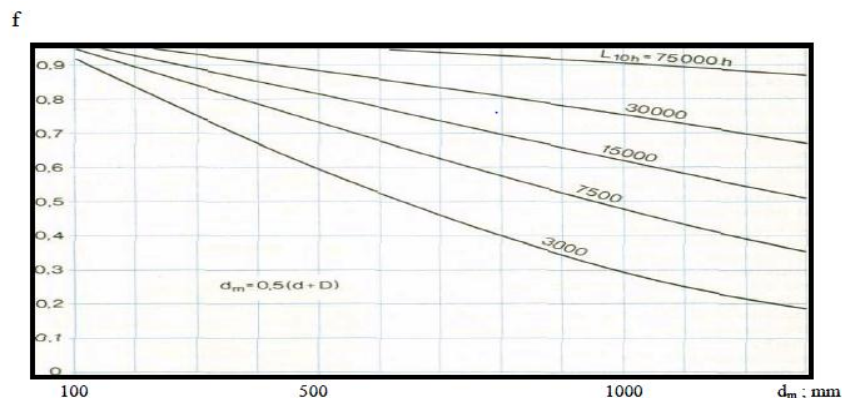


Figure I. 4 : Coefficient de réduction de la vitesse [7].

I.1.2.4.2. Vitesse limite ou admissible

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

Si la température est maintenue constante, la vitesse admissible N_{adm} doit être calculée de la manière suivante :

$$N_{adm} = f \cdot N_r \quad (I.)$$

avec N_{adm} la vitesse admissible (limite) pour le roulement (tr/min), N_r la vitesse de base (donnée par le constructeur) (tr/min), et f le Coefficient de réduction.

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

I.1.2.5. Tolérances

Les tolérances dimensionnelles et de fonctionnement d'un roulement sont données par les normes ISO et JIS. Pour un équipement nécessitant un faux rond de haute précision ou un fonctionnement à vitesse élevée, les roulements auront une classe de précision ISO 5 ou plus. Les roulements à billes à gorges profondes, à contact oblique, et les roulements à rouleaux cylindriques sont conseillés pour des tolérances de rotation élevées [6].

I.1.2.6. Rigidité

Sous l'impact de la charge, les surfaces des éléments roulant et du chemin de roulement peuvent se déformer. Avec certains types des équipements, il est nécessaire de réduire le plus possible la déformation.

Les roulements à rouleaux se déforment moins que les roulements à billes. Dans certains cas, on applique un perchage au roulement pour augmenter sa rigidité. Cette méthode est couramment utilisée pour les roulements à billes à gorges profondes, à contact oblique et les roulements à rouleaux coniques.

I.1.2.7. Désalignement entre les bagues intérieure et extérieure

Une flexion de l'arbre, une variation de tolérance de l'arbre ou du logement, et des erreurs d'ajustement peuvent provoquer un désalignement angulaire entre les bagues intérieures et extérieures du roulement. Si le désalignement est relativement grand, il est conseillé de choisir des roulements à billes auto-aligneurs, à rouleaux sphériques ou des paliers auto-aligneurs.

I.1.2.8. Niveau sonore et couple résistant

Les roulements sont fabriqués avec haute précision. C'est pourquoi ils ne produisent en général que peu de bruit et de couple résistant. Pour des applications particulièrement silencieuses ou à couple de frottement réduit, il convient d'utiliser des roulements à billes à gorges profondes et à rouleaux cylindriques.

I.1.2.9. Montage et démontage

Certaines applications exigent un démontage et un montage fréquent, pour permettre de faire des contrôles et des réparations régulières. Pour de telles applications, les roulements à bagues intérieure et extérieure séparables sont les plus appropriés, tels que les roulements à rouleaux cylindriques, à aiguilles, ou à rouleaux coniques. L'utilisation d'un manchon de serrage facilite le montage et le démontage des roulements auto-aligneurs et des roulements à rouleaux sphériques à alésage conique.

I.1.2.9.1. Montage direct des roulements (en X)

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

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

Le réglage du jeu interne est réalisé sur les bagues extérieures (Figure I. 5). Les dilatations de l'arbre ayant tendance à charger un peu plus les roulements, cela tend à diminuer le jeu interne.

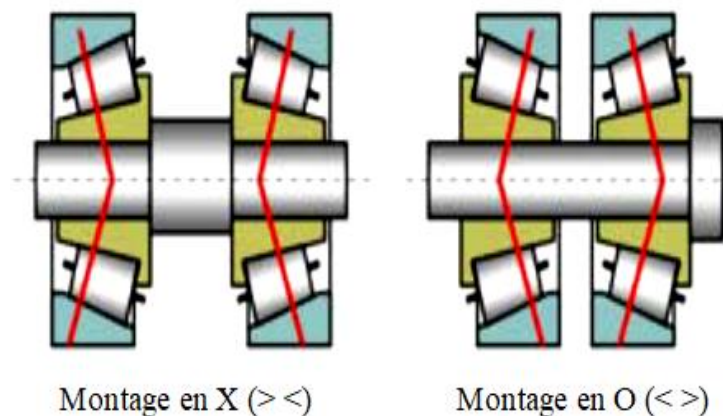


Figure I. 5 : Combinaison de montage (X) et (O) des roulements à rouleaux coniques [8]

I.1.2.9.2. Montage indirect des roulements (en O)

Ce type de montage est à privilégier lorsque:

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

Le réglage du jeu interne est réalisé sur les bagues intérieures [7]. Les dilatations de l'arbre ayant tendance à diminuer la charge sur les roulements, cela tend à augmenter le jeu interne. Le montage en O s'emploie aussi avec les arbres tournants lorsque les organes de transmission sont situés en dehors de la liaison (engrenages en porte-à-faux).

I.2. Classement des roulements

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

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

Le roulement à rouleaux supporte un effort radial supérieur par rapport au roulement à billes, car le contact des éléments roulants avec les bagues est linéaire. On utilise le roulement à rouleaux pour augmenter la surface de contact afin de minimiser les contraintes ou les pressions sur les pistes.

En deuxième lieu, ils sont classés d'après la direction d'application de ces charges, à cet effet, il existe les roulements radiaux s'il s'agit d'une charge radiale et des roulements axiaux (butées) dans le cas d'une charge axiale importante.

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

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

- la nature, la direction ainsi que l'intensité de la charge que doit supporter le roulement;
- la vitesse de rotation du roulement ;
- la durée de vie souhaitée (demandée) ;
- la température à laquelle le roulement va travailler ;
- la précision de fonctionnement afin de fixer le jeu interne de chaque roulement ;
- le mode de lubrification, ainsi que le type de lubrifiant ;
- la nature de la machine pour faire le choix du type de montage du roulement ;
- la matière de l'arbre et du logement pour permettre de calculer le jeu résiduel (fonctionnel) du roulement.
- l'encombrement réservé au roulement.

I.3. Types de roulement

I.3.1. Roulement rigide à une seule rangée de billes (contact radial)

C'est le roulement le plus utilisé, il s'agit d'un symétrique, souvent utilisé avec gorge profonde. Ce qui lui permet de supporter des charges purement radiales importantes, ou combinées dans les deux sens. Il est adapté pour des vitesses de rotation très élevée.

Ce type de roulement se fabrique en plusieurs versions, on trouve le roulement sans protection, protégé d'un seul côté ou des deux côtés par un flasque de protection fixé sur la bague extérieure [4, 6] et présente un jeu très réduit avec la bague intérieure (Figure I. 6). Il permet de conserver la quantité de lubrifiant et empêche la pénétration des corps étrangers à l'intérieur du roulement.

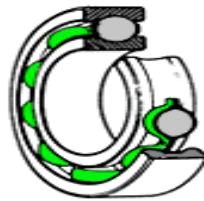


Figure I. 6: Roulement à bille à contact radial [4, 5]

I.3.2. Roulement à contact oblique à une seule rangée de billes

Dans ce type de roulement, les pistes (chemins) sont usinées avec un épaulement haut sur la bague intérieure, et un autre bas sur la bague extérieure. Les deux épaulements sont disposés l'un en face de l'autre. A cet effet, ce type de roulement est adapté pour des charges axiales appliquées sur un seul sens (Figure I. 7).

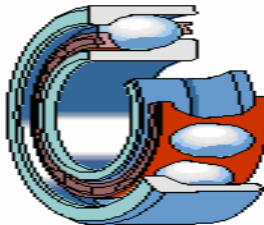


Figure I. 7 : Roulement à bille à contact oblique [5, 7, 9]

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

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

Les utilisations principales sont moteurs électriques verticaux avec charge axiale, paliers de butée de pompes, machines-outils, roues avant d'automobiles, etc.

I.3.3. Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes

C'est le type de roulement où les bagues intérieure et extérieure possèdent deux pistes. Les deux rangées de billes sont disposées de façon que les angles de contact soient deux roulements à une seule rangée. Ils peuvent supporter des charges axiales importantes dans les deux sens (Figure I. 8).



Figure I. 8: Roulement à contact oblique sur deux rangées de billes [5, 7]

Les utilisations principales sont les paliers de transmission, les ventilateurs centrifuges, etc.

I.3.4. Roulement à rotule sur deux rangées de billes

La bague intérieure de ce type de roulement est caractérisée par deux pistes profondes (Figure I. 9), alors que la piste ou celle extérieure dispose d'une seule piste de forme sphérique. Cette construction permet aux axes des bagues intérieure et extérieure de basculer d'un angle assez important l'un par rapport à l'autre.



Figure I. 9 : Roulement à double rangée de billes sur rotule [5, 6]

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

I.3.5. Roulement à rouleaux sphériques

C'est un roulement à rotule à double rangée de rouleaux qui comporte, comme le roulement à rotule sur billes, un chemin de bague extérieure sphérique, ce qui conduit les rouleaux à avoir une forme de " tonneau " (Figure I. 10).

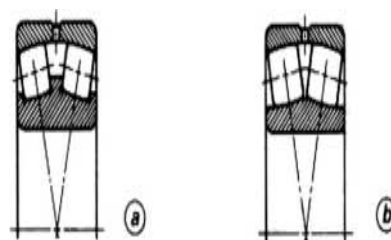


Figure I. 10 : Roulements à rouleaux sphériques [4]

I.3.6. Roulement à une seule rangée de rouleaux cylindriques

Pour réduire les contraintes dans le cas d'une charge radiale importante, il faut que la surface de contact soit plus grande (Figure I. 11). Dans ce cas, il est nécessaire de passer d'un contact ponctuel à un contact linéaire. C'est-à-dire, il faut installer des roulements à rouleaux cylindriques au lieu des roulements à billes.

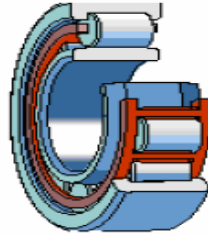


Figure I. 11 : Roulement à une seule rangée de rouleaux cylindriques [4, 5, 9]

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

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

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

Les utilisations principales sont les moteurs électriques, les turbocompresseurs, les ventilateurs, les boîtes de vitesses, etc.

I.3.7. Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux

Les roulements à rotules sur deux rangées de rouleaux comportent deux chemins usinés sur la bague intérieure et séparés par un épaulement afin d'assurer un bon guidage. La bague extérieure possède un chemin de forme sphérique. Ce type de roulement est utilisé pour compenser les défauts d'alignement (Figure I. 12), ou la flexion de l'arbre due à l'action d'une charge importante.



Figure I. 12 : Roulement à rotule sur deux rangées de rouleaux [5, 6]

I.3.8. Butée

I.3.8.1. Butée à billes

Les butées à billes normalisées sont conçues pour supporter uniquement des charges axiales. Elles sont formées d'éléments séparables : rondelle-arbre, rondelle-logement et cage à billes.

I.3.8.2. Butée à billes à simple effet

Ce type de roulements est destiné à supporter des charges purement axiales à des vitesses parfois élevées (Figure I. 13), en maintenant le guidage de l'arbre dans un seul sens.

Une butée à billes comprend deux rondelles. Elles ont des alésages un peu différents, la plus petite doit être fixée sur l'arbre à cet effet, elle est appelée rondelle d'arbre, par contre la deuxième est la rondelle logement.



Figure I. 13 : Butée à billes à simple effet [5, 6]

I.3.8.3. Butée à billes à double effet

Elle supporte des charges axiales, comme elle fixe l'arbre dans les deux sens. Ce type de roulement comprend une rondelle d'arbre avec une piste profonde sur chaque face, deux ensembles (cage-éléments roulants) et deux rondelles logements chacune possédant une piste (Figure I. 14).

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

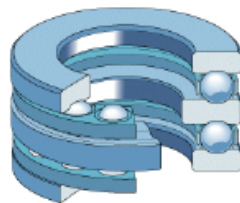


Figure I. 14 : Butée à billes à double effet [5, 6, 4]

I.3.8.4. Butée à rouleaux cylindriques

Les butées à rouleaux cylindriques sont utilisées lorsque la capacité des butées à billes est insuffisante. Ce sont les butées à simple effet qui n'admettent les charges axiales que dans un seul sens. Elles peuvent supporter de très fortes charges axiales et sont très sensibles aux chocs. (Figure I. 15).



Figure I. 15 : Butée à rouleaux cylindriques [5, 6, 4]

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

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

I.3.9. Roulement à rouleaux coniques

Ils ont la possibilité de supporter des efforts axiaux et radiaux importants. Du fait de la disposition des contacts de roulement, les bagues peuvent se désolidariser par translation axiale (Figure I. 16). Ils ne posent donc pas les mêmes problèmes d'assemblage que les roulements à billes.



Figure I. 16 : Roulement à rouleaux conique [4, 5, 6]

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

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

Les utilisations principales sont les machines-outils, les réducteurs, les roues et ponts d'automobiles, les roues folles de wagonnets, etc.

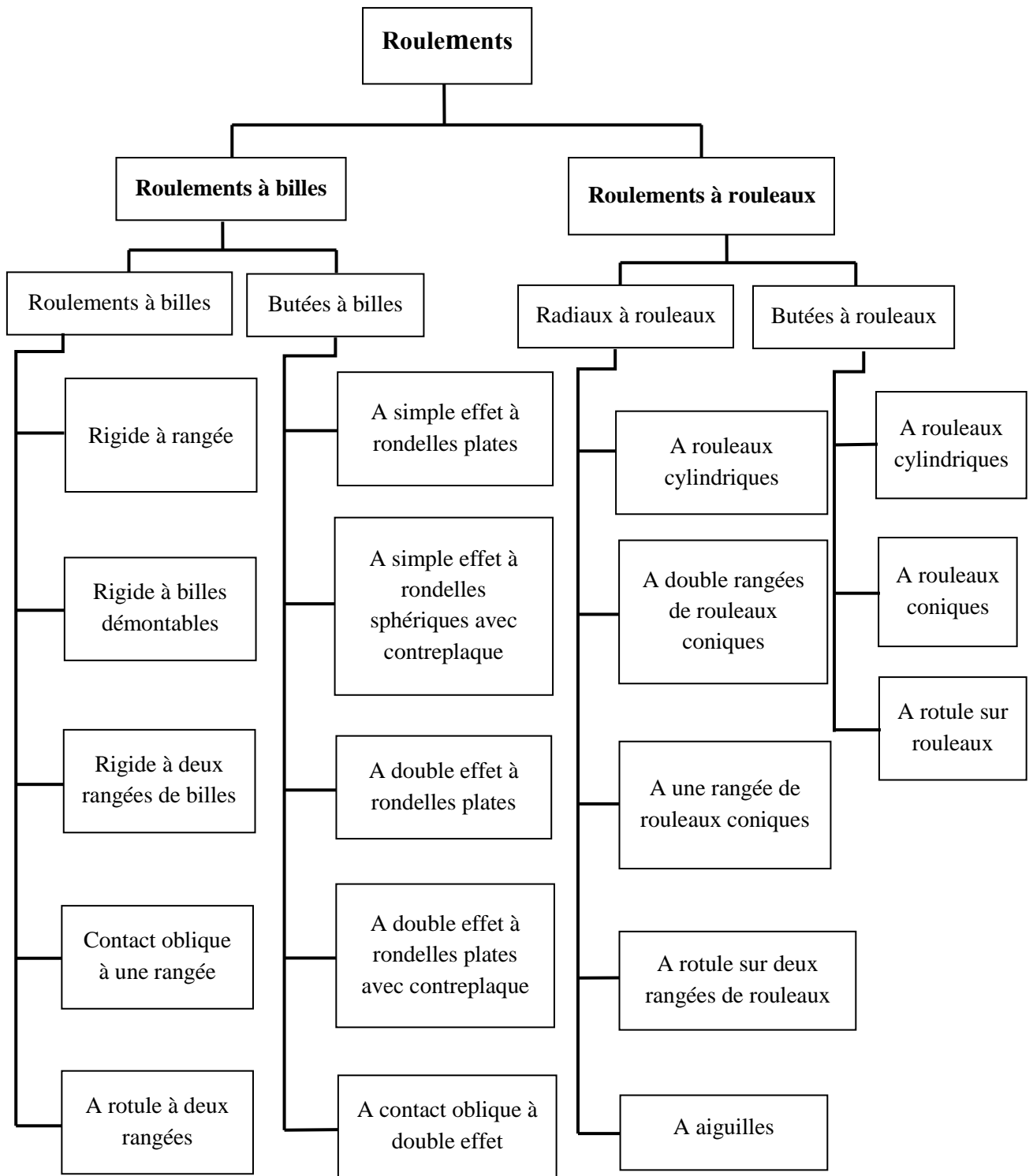


Figure I. 17 : Classement des roulements

I.4. Situation et géométrie du roulement à bille

Les roulements à billes à gorges profondes (6411 N) (Figure I. 18-b) d'une boîte à vitesse type BDSL 6051 (Figure. I. 18-a) d'un Camion Militaire Algérien, type SNVI M 230 sont les plus utilisés dans l'industrie, Leur part de marché représente environ 80% des roulements industriels. Ce roulement peut supporter une charge de poussée d'environ 70% de sa charge radiale [10], la charge radiale et la capacité de charge axiale augmentent avec la taille du roulement et le nombre de billes.



a) Boit à vitesse type BDSL 6051



b) Roulement à bille (6411N)

Figure I.18 : Boite à vitesse (BDSL 6051) et position de roulement à bille (6411N)

Le chargement statique normal d'une surface sur une autre entraînera un contact ponctuel ou linéaire en fonction de la forme des corps en contact. En réalité, les surfaces se déforment élastiquement pour former une zone de contact, générant une pression de contact à l'interface. Les calculs antérieurs des contraintes sur la surface ont été conduits sous la théorie d'Hertz, c'est-à-dire avec des surfaces de contact idéalement lisses.

Le mouvement est inhérent aux contacts de roulement à bille combinant une cinématique à la fois de roulement et de glissement. Lors du glissement, une force tangentielle de frottement est exercée sur la surface de contact, principalement par cisaillement du lubrifiant. La force tangentielle moyenne sur l'aire de contact est proportionnelle à la charge normale et est fonction du coefficient de frottement μ . Cependant, le coefficient de frottement peut être considérablement augmenté en cas d'une lubrification insuffisante et de grande rugosité de surface, élevant ainsi le risque de défaillances des roulements à billes.

I.5. Prédiction de la durée de vie des roulements à billes

A la fin du 19^{ème} siècle, l'industrie des roulements a commencé à se concentrer sur le dimensionnement des roulements à billes et à rouleaux pour des applications spécifiques et sur la détermination de la durée de vie et la fiabilité des roulements. La durée de vie en fatigue de contact de roulement est aléatoire, même dans des conditions et des matériaux identiques. Cela est dû à des problèmes liés à l'intégrité de la surface, ce qui implique des propriétés héritées ou altérées de la surface produite par les procédés de fabrication. L'intégrité de surface comprend les contraintes résiduelles, la micro-dureté, l'état de surface, et la microstructure.

Multiplés théories ont été présentées pour prédire la durée de vie en fatigue de contact de roulement. En 1896, R. Stribeck [11] en Allemagne a commencé à tester la fatigue des roulements à rouleaux complets. J. Goodman [12] en Grande Bretagne en 1912 a publié des formules basées sur des données de fatigue qui calculeraient des charges sûres sur les roulements à billes et à rouleaux cylindriques. En 1914, Fred H. Colvin, et Frank A. Stanley [13] ont consacré six pages à des paliers à roulement qui traitaient des tailles et des dimensions des roulements, du chargement (maximum) recommandé et vitesses spécifiées. Cependant, la publication n'a pas abordé la question de la durée de vie de roulement. Pendant ce temps, il semblerait que l'essai de fatigue des roulements était la seule façon de déterminer ou de prédire la durée de vie minimale ou moyenne des roulements à billes et à rouleaux. En 1924, A. Palmgren [14] en Suède a publié un article décrivant son approche de la prévision de la durée de vie et une formule empirique basée sur le concept d'une durée de vie (L_{10}). En 1930, R. Howard, H. Thomas et V. Hoersch [15] de l'Université de l'Illinois, Urbana, ont développé une analyse pour déterminer les contraintes principales de sub-surface sous contact hertzien [16]. En 1947, G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18] ont proposé un modèle pour la résistance à la fatigue de contact de roulement. Leur modèle est basé sur la loi fondamentale de W. Weibull [19], qui décrit la probabilité d'une rupture par une distribution donnée de contraintes, de caractéristiques des matériaux, et de volume. Depuis, la théorie de W. Weibull suppose que la fissure initiale conduise à un échec, cette théorie n'est pas applicable à la fatigue de roulement de contact sans une révision.

G. Lundberg et A. Palmgren [17] ont émis l'hypothèse que la probabilité de la fatigue de contact de roulement doit être une fonction de la profondeur au-dessous de la surface à laquelle le cisaillement maximum orthogonal ressent la contrainte. E. Ioannides et T.A. Harris [20] ont souligné les limites de la théorie de G. Lundberg et A. Palmgren, prétendant qu'il ne tient pas compte de la limite de fatigue, qui est la valeur de contrainte en vertu de laquelle le matériau a une durée de vie presque infinie, et l'effet de contraintes de cisaillement à la surface. Ils ont aussi proposé un nouveau modèle de durée de vie à la fatigue compte tenu des limitations de la théorie G. Lundberg et A. Palmgren.

E. Zaretsky et al. [21] ont révisé l'équation de W. Weibull [22] en postulant que l'exposant du critère de contrainte est indépendant de l'exposant de la durée de vie. E. Zaretsky et al. [21] ont regroupé les modèles de durée de vie à la fatigue de contact de roulement et ont noté que la méthode E. Zaretsky [21], la méthode E. Ioannides et T. A. Harris [20] montrent de meilleures prévisions que la méthode G. Lundberg et A. Palmgren. Y. Jiang et al. [23] ont développé un modèle pour la prédiction de la durée de vie de contact de roulement en fatigue des matériaux d'engrenage cimenté basé sur le calcul de la vitesse de propagation de la fissure. Récemment, Agha [24] a comparé la fiabilité des modèles disponibles de la durée de vie à la fatigue de contact de roulement par des expériences et a indiqué que le modèle développé par Y. Jiang et al. [23] est le plus précis pour prédire la durée de vie en fatigue de contact de roulement des surfaces usinées.

Schlicht et al. [25] ont conclu que la fatigue de contact de roulement provient des piqûres superficielles de surface, et que le flux et la contrainte résiduelle déterminent la durée de vie, et la contrainte de Von Mises devrait être considérée comme la contrainte principale utilisée pour déterminer la durée de vie en fatigue pendant le processus de conception. T. E. Tallian [26, 27] a considéré la durée de vie du roulement comme la durée de vie de l'initialisation de la fissure et a conclu que la contrainte orthogonale était la contrainte caractéristique de conception, et que le modèle de vie devrait tenir compte de la sensibilité à la fatigue du matériau, de la fatigue de la machinerie et de la distribution interne des défauts du matériau. Kudish et al. [28] ont utilisé la durée de vie de la fissure comme durée de vie du roulement et ont établi un modèle de palier similaire à celui de Tallian [26, 27] qui incluait le coefficient de frottement, la contrainte résiduelle, la dureté et la taille du défaut. Shimizu [29] a trouvé que l'acier du roulement ne survivait pas à la limite de fatigue de contact, qui différait du cas des problèmes de fatigue générale de l'acier de construction.

Les études ci-dessus étaient basées sur un grand nombre de tests et d'analyses statistiques de données d'ingénierie. D'autres chercheurs ont tenté d'étudier les mécanismes de défaillance des roulements en utilisant la mécanique des contacts et la mécanique de la rupture. Le modèle de calcul de la durée de vie des roulements a été établi pour expliquer les différents phénomènes mécaniques dans le processus de rupture par fatigue par contact.

Keer et Bryant [30] ont utilisé l'analyse mécanique pour étudier la fatigue des roulements de roulement, mais leurs résultats de durée de fatigue ont été sous-estimés par rapport à ceux associés aux modèles d'application d'ingénierie. Zhou et al. [31, 32] ont établi un modèle de durée de vie du roulement en considérant le cycle d'initiation et de développement de l'amorçage de fissures basé sur la mécanique de la rupture. Bhargava et al. [33] ont utilisé l'accumulation de déformation plastique sous l'action cyclique du contact matériel pour établir un modèle de la vie de roulement. Vincent et al. [34] ont établi un modèle de durée de vie en considérant les effets des composantes de contrainte et des contraintes résiduelles basées sur la théorie de l'accumulation des dislocations.

Lormand et al [35] a développé le modèle de Vincent et a supposé que les fissures étaient des fissures de type II, basées sur la durée de vie de la fissure.

I.5.1. Modèle de Richard Stribeck

L'utilisation courante des roulements à billes et à rouleaux pour des applications industrielles peut généralement être associée à la fin du XIXe siècle. Grâce à leur utilisation accrue et la sophistication croissante de la conception mécanique, on a commencé à prévoir leurs capacités d'endurance.

La première formulation de la charge interne associée aux roulements est attribuée par R. Stribeck [11] qui a établi l'équation pour la bille la plus chargée dans un roulement à billes radial ayant un jeu interne radial nul et soumis à une charge radiale simple:

$$Q_{max} = 4,37 * F_r / Z \quad (I.1)$$

Où (F_r) est la charge radiale appliquée et (Z) est le nombre de billes. Stribeck a également identifié son équation avec la capacité de charge statique (C_s) sous la forme de :

$$C_s = KZD^2/5 \quad (I.2)$$

Où (D) est le diamètre de la bille et (k) est une constante associée au niveau de déformation permanente à déterminer empiriquement. Ces relations devaient s'avérer utiles dans l'établissement ultérieur de l'endurance à la fatigue des roulements.

I.5.2. Modèle de John Goodman

C'est J. Goodman [12] qui a initialement identifié le phénomène de fatigue de contact de roulement, qui a ensuite été utilisé comme base pour l'évaluation de l'endurance des roulements à billes et à rouleaux. À l'époque, la production de billes de manière cohérente de taille uniforme pour un roulement donné n'était pas facilement réalisable. Il a été considéré que, dans un complément de bille donné, les billes les plus grosses s'useraient jusqu'à ce que l'ensemble de billes soit constitué de billes de même diamètre, après une telle usure, le roulement fonctionnerait alors sans problème. J. Goodman a été le premier à spécifier la condition d'écaillage, c'est-à-dire que la piqûre des surfaces de contact de roulement, limite l'endurance. Goodman a spécifié l'équation suivante pour la capacité de charge d'une bille sur le chemin de roulement:

$$Q_s = \frac{KD^3}{n_s d + AD} \quad (I.3)$$

Où (d) est le diamètre de la piste, (n_s) est une fonction de la vitesse de rotation du roulement.

Vers 1919, la société SKF en Suède, dans son catalogue, introduit l'équation suivante pour la charge maximale admissible (C_n) pour le bon fonctionnement des roulements à billes:

$$C_n = f_{cn} \frac{iZD^2}{5} \quad (I.4)$$

Où (i) est le nombre de rangées de billes et (f_{cn}) est une fonction de la vitesse. La similitude avec l'équation de Stribeck est apparente, la relation à la vitesse de rotation a été dérivée de Goodman. En 1921, SKF a introduit une équation similaire pour les roulements à rouleaux:

$$C_n = f_{cn} \frac{iZlD^2}{5} \quad (I.5)$$

Où (l) est la longueur effective du roulement et (D) le diamètre du roulement. La longueur et le diamètre du roulement étaient habituellement désignés par un indice (w), par ex. (l_w) et (D_w), où (w) signifie walzlager.

I.5.3. Modèle d'Arvid Palmgren

En 1924, A. Palmgren [14] publie la première équation d'évaluation de la durée de vie des roulements à billes:

$$L_{14} = \left(\frac{C_1}{P - P_u} \right)^3 - C_2 \quad (I.6)$$

Où : C_1 : capacité de charge, C_2 : constante de vie minimale, P : charge appliquée, P_u : charge limite, et L_{14} : durée de vie en fatigue pour laquelle 14% des roulements ne survivraient pas.

Ainsi, A. Palmgren a introduit le concept de probabilité de défaillance dans une évaluation de la durée de vie des roulements et dans l'équation de prédiction de la durée vie. Il a également défini une charge minimale appliquée (P_u) pour laquelle, si elle n'était pas dépassée dans une application de palier, le roulement n'était pas considéré comme vulnérable à la rupture par fatigue. Malheureusement, les roulements à billes de cette période, testés en endurance sous forte charge pour minimiser les temps de test, n'ont pas montré la tendance théorique vers une durée de vie infinie, et le concept n'a pas été mis en pratique. L'idée de la probabilité de défaillance associée à un roulement donné fonctionnant sous une charge donnée s'est toutefois confirmée. Les roulements à billes et à rouleaux sont devenus les premiers éléments de la machine à être classés en fonction de la probabilité de défaillance. En 1928, SKF introduit un facteur de sécurité égale à 1 associé à une durée de vie en fatigue de 200 h. Selon A. Palmgren cela représentait «un compromis approprié entre les exigences de fiabilité et d'économie».

Par conséquent, il était nécessaire à ce moment-là de développer empiriquement des indices de durée de vie pour les roulements à billes et à rouleaux via des tests d'endurance longue qui ne pouvaient logiquement être extrapolés au-delà des paramètres d'essai. L'effet de la lubrification sur l'endurance à la fatigue des roulements n'était également connu que de manière empirique. Il était généralement indiqué que la lubrification devait être suffisante pour atteindre les durées de vie prévues.

I.5.4. Modèle de G. Lundberg et A. Palmgre

En 1947, G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18] ont produit ce qui est considéré comme la publication la plus significative sur la charge et la durée de vie des roulements. Sur la base des travaux de W. Weibull [36], ils ont postulé que la fissuration par fatigue commence aux points faibles de la matière en dessous des surfaces de contact. Les quantités et les types de points faibles dans les chemins de roulement et les éléments d'éléments roulants sont fonction de la composition chimique du matériau, de la structure métallurgique et de l'homogénéité. Plus le volume de matériau sollicité est important, plus le risque de rupture par fatigue est important, selon W. Weibull. En 1949, W. Weibull [22] a publié un travail spécifique sur sa théorie statistique de l'échec de la fatigue dans les solides. Sur la base de la théorie de Weibull, Lundberg et Palmgren [17, 18], ont développé l'équation suivante qui sous-tend tous leurs développements ultérieurs, cette équation de base met en relation la durée de vie en fatigue du nombre de cycles de contraintes subis par le premier écaillage, la contrainte appliquée et la probabilité de survie :

$$\ln \left(\frac{1}{S} \right) \propto \frac{(N^e \tau_0 V)}{Z_0^h} \ln \left(\frac{1}{S} \right) \quad (I.7)$$

Où S : probabilité de survie, N : nombre de cycles de contrainte subis, τ_0 : contrainte de cisaillement orthogonale maximale sous la surface de contact, Z_0 : profondeur de la surface à la localisation de τ_0 , et V : volume du matériau sollicité.

L'exposant (e) est appelé le paramètre de pente ou de forme de Weibull. Comme le montre la figure I.19, (e) est la pente de la distribution des durées de vie (défaillances) tracée sur un papier millimétré de coordonnées de Weibull.

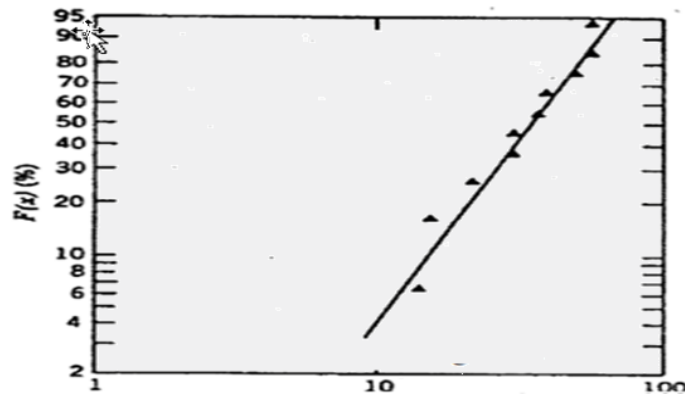


Figure I.19: Parcelle (action) de vie de fatigue sur les coordonnées de Weibull

Selon G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18], $e = 10/9$ pour les roulements à contact ponctuel et $e = 9/8$ pour les roulements à contact linéaire. Les exposants (c) et (h) sont déterminés empiriquement, ils dépendent de la valeur de la pente de Weibull (e).

L'équation principale résultant de l'effort de G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18], dérivée de l'équation (I.7), rapporte la durée de vie en fatigue des paliers à la charge appliquée:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (\text{I.8})$$

Où :

L_{10} = 90% de fiabilité portant la résistance à la fatigue à 10^6 Cycle.

C : capacité dynamique de base, P : charge équivalente, p : exposant de durée de vie.

L'équation (8), de la même manière que l'équation (6), considère que tous les paliers soumis à la charge appliquée (P) ne survivront pas à la vie de fatigue (L). Au contraire, seulement 10% des roulements devraient survivre (L). (L) également désigné (L_{10}) est appelée la durée de vie.

G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18] ont désigné des types de paliers en fonction du contact ponctuel et du contact linéaire. Le contact ponctuel se produit si deux corps, une bille sur un chemin de roulement, contacte un point unique sous une charge nulle; le contact de ligne se produit si deux corps, par exemple un rouleau cylindrique sur un chemin de roulement, se touchent le long d'une ligne sous une charge nulle. L'exposant de durée de vie (P) a été déterminé expérimentalement par G. Lundberg et A. Palmgren et prend la valeur 3 pour les roulements à billes.

Il est également présumé la même valeur pour les roulements à rouleaux fonctionnant en contact ponctuel, par exemple les roulements à rouleaux sphériques (SRB) à charge légère. Pour les roulements à rouleaux à contact linéaire, ($p = 4$). Le tableau I.1 donne les valeurs des exposants (e , c , h) et (p). On peut voir que les exposants (c) et (h) sont identiques pour les contacts ponctuels et linéaires; ils sont considérés comme des constantes matérielles.

Tableau I.1: Valeurs des exposants e , c , h et p comme déterminées par G. Lundberg et A. Palmgren [17, 18].

Exposant	e	c	h	P
Point de contact	10/9	31/3	7/3	3
Ligne de contact	9/8	31/3	7/3	4

I.5.4.1. Normes de charge et de durée de vie

Les méthodes de G. Lundberg et A. Palmgren ont été utilisées comme base pour la première norme de charge de roulement et de durée de vie. La fatigue des contacts du roulement a été acceptée comme critère de durée de vie puisque tous les autres modes de défaillance des paliers à roulement ont été jugés évitables en accordant une attention appropriée à la fabrication, au montage, à la lubrification et à la prévention des infiltrations de contaminants. La méthode a d'abord été adoptée et publiée par l'AFBMA (Anti-Friction Bearing Manufacturers Association), puis adoptée comme norme de l'American Standards Association (ASA) aux États-Unis [37] après une évaluation statistique, menée par le National Bureau of Standards, relative à des données sur la durée de vie en fatigue des roulements à billes fournies par les fabricants aux États-Unis [38]. Le (ASA) est devenu l'American National Standards Institute (ANSI), et le (AFBMA) est devenu l'American Bearing Manufacturers Association (ABMA). Par la suite, d'autres normes nationales ont suivi, et une norme internationale [Organisation internationale de normalisation (ISO)] a été élaborée et maintenue.

I.5.4.2. Facteurs de correction de la durée de vie

La norme (ASA) n'était pas en vigueur longtemps avant que des changements ne soient requis. Dans les années 1960, avec l'avènement de la propreté améliorée, les aciers commerciaux à billes par exemple. On a reconnu que les équations (I. 8) et (I. 9) prédisaient des durées de vie en fatigue sensiblement plus courtes que celles qui se produisaient réellement dans les applications (I. 8) et (I. 9), les aciers AISI 52100 dégazés sous vide et les aciers pour avions ultra-propres fondus par induction sous vide. En conséquence, l'équation suivante a été proposée pour mieux prédire l'endurance à la fatigue des roulements:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P} \right)^P \quad (I.9)$$

a_1 : Le facteur d'ajustement de durée de vie pour le niveau de fiabilité sélectionné ;

a_2 : Le facteur d'ajustement de durée de vie pour le matériau ;

a_3 : Le facteur d'ajustement de la durée de vie pour les conditions de fonctionnement ;

L_{na} : La durée de vie ajustée du palier à 10^6 .

I.5.4.3. Facteur de fiabilité-durée de vie

Dans l'équation (I.9), l'indice a se rapporte au niveau de fiabilité (probabilité de défaillance), par ex. L1 au lieu de L₁₀. Basé sur une pente de Weibull de 10/9 et les données de T. Tallian [39] et de T. Harris [40], le tableau I. 2 donne les valeurs de a_1 pour diverses probabilités de défaillance.

Le facteur de durée de vie a_2 est considéré comme une fonction de la propriété de l'acier du palier. Les valeurs a_2 n'étaient pas normalisées, pendant ce temps-là, les valeurs recommandées ont été publiées par la Société américaine des ingénieurs mécaniciens (ASME) [41] en 1971. Par la suite, la Société des tribologies et des ingénieurs en lubrification (STLE) [42] a fourni des révisions et a_2 a pris des valeurs pour les aciers modernes.

Tableau I. 2: Valeurs du coefficient d'ajustement a_1 .

Probabilité défaillance (%)	10	5	4	3	2	1
a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

I.5.4.4. Facteur de durée de lubrification

Le facteur d'ajustement de la durée de vie (a_3) concerne le plus significativement l'efficacité des films de lubrifiant dans les contacts du chemin de roulement de l'élément roulant lors de la séparation des surfaces de contact. Sur la base de la théorie de Grubin [43], des moyens ont été développés pour estimer l'épaisseur des films du lubrifiant dans les contacts de roulement de l'élément roulant.

I.5.5. La théorie de Ioannides Harris

Malheureusement, les équations de durée de vie modifiées ne sont pas en mesure de prédire la durée de vie en fatigue des paliers pour un palier donné sur une plage complète de fonctionnement. Par exemple, pour de très petites charges, telles que celles subies par les roulements à billes du moteur électrique, en l'absence de contamination du lubrifiant, des interruptions de montage et de lubrification incorrectes ou mal alignées, la fatigue du contact roulant est inexistante. Les durées de vie prédites par l'équation (I. 9) sont toujours finies et relativement courtes même lorsque les facteurs a_2 et a_3 maximum recommandés par A sont utilisés. Dans les années 1980, T. Andersson [44] démontré que les roulements fabriqués en acier AISI 52100 dégazé sous vide et très propre ne manquaient pas à la fatigue, même lorsqu'ils étaient chargés à des contraintes Hertzienne maximale dépassant largement le fonctionnement normal. Par conséquent, il est apparu que, tout comme la fatigue structurale, la fatigue par contact roulant est également influencée par la contrainte limite de fatigue. Cela signifie que si un composant en contact de roulement ne subit pas de contraintes supérieures à la limite de fatigue pour son matériau, une rupture par fatigue ne se produira pas.

Dans leur publication de 1985, E. Ioannides et T. Harris [20] ont inclus les effets de la contrainte limite de fatigue. Leur équation de base est l'équation (I. 9).

Comparée à l'équation de G. Lundberg et A. Palmgren (I.7), l'équation d'Ioannides et T. Harris (I.12) présente les différences suivantes:

a. L'utilisation de (S) comme contrainte de déclenchement d'une rupture implique que la contrainte de cisaillement orthogonale maximale (τ_0) ne doit pas être utilisée comme contrainte d'amorçage de rupture. Au contraire, une autre contrainte, par exemple, la contrainte Von Mises (S_{VM}), peut être utilisée.

b. L'équation (I.11) contient une contrainte limite de fatigue (S_u), similaire aux équations de la durée de vie en fatigue décrivant la fatigue structurelle. Ceci implique qu'à moins d'un endroit donné (i) dans le matériau, ($S_i > S_u$), la fatigue de l'élément de volume (ΔV_i) ne se produira pas, et la probabilité de survie (ΔS_i) de (ΔV_i) sous contrainte (S_i) est de 100% ou 1.

c. Lorsque (τ_0) est sélectionné comme contrainte d'amorçage et ($S_u = 0$), l'équation (I.11) est identique à l'équation (I.7). Ceci implique que l'équation de G. Lundberg et A. Palmgren est un cas particulier de l'équation plus générale d'Ioannides et T. Harris.

En règle générale, la durée de vie des roulements à bille est calculée conformément à la norme ISO 281, sur la base de l'idée que l'initiation de l'écaillage détermine la défaillance du roulement, donc sa durée de vie réelle. En 2006, Y. Choi et C.R. Liu [45] ont développé un modèle de durée de vie à la fatigue de contact de roulement, ont dit que la modélisation de la durée de vie des surfaces en contact de roulement est basée principalement: sur l'initiation des fissures et la propagation des fissures. Le modèle de prédiction de la durée de vie basée sur l'initiation de la fissure est donné par l'équation de Basquin [45]:

$$N_i = 10^6 \frac{(700)^{4/(\log_{10}(UTS)-2,85)}}{S} \quad (I.10)$$

Où : UTS est la résistance à la traction ultime (Ultimate tensile strength) [(UTS)=3,45 HB], (HB) est la dureté Brinell, N_i : nombre de cycles de la période d'initiation et S est la contrainte de traction équivalente de la contrainte de cisaillement maximale au point de la initiation de la fissure.

La fiabilité du modèle de durée de vie d'initiation de fissure développé a été comparée au modèle de durée de vie d'initiation de fissure basé sur la courbe de contrainte de vie locale, qui a été utilisé pour prédire la durée de vie d'initiation de fissure dans les travaux antérieurs de Y. Choi, C.R. Liu [46, 47]. L'équation de Basquin (I.10) est modifiée en fonction de la dureté locale et la durée de vie de l'ouverture d'une fissure est prédite à l'aide de l'équation de Basquin modifiée et d'une contrainte de traction équivalente de la contrainte de cisaillement maximale au point d'initiation de la fissure. L'équation (I.11) montre le modèle final de durée de vie d'initiation de fissure basé sur la courbe de contrainte de vie locale:

$$N_i = 4,49 * 10^6 \left(\frac{764}{S}\right)^{6,577} \quad (I.11)$$

Finalement, les principaux facteurs influençant le calcul de la durée de vie d'un roulement sont :

1. la taille du roulement ;
2. le nombre d'éléments roulants par rangée ;
3. le nombre de rangées ;
4. la conformité des bagues ;
5. l'angle de contact (sous charge) ;
6. *les propriétés des matériaux utilisés ;*
7. *les propriétés du lubrifiant ;*
8. *la température de fonctionnement ;*
9. *la vitesse de fonctionnement.*

Hamrock [48] fait remarquer que seuls les points 1 à 5 sont considérés dans la théorie de Lundberg-Palmgren [17]. Les approches corrigées tentent d'améliorer ces prédictions.

A titre indicatif, la figure I. 20 donne des ordres de grandeur des durées de vie de plusieurs systèmes avec roulements à billes.

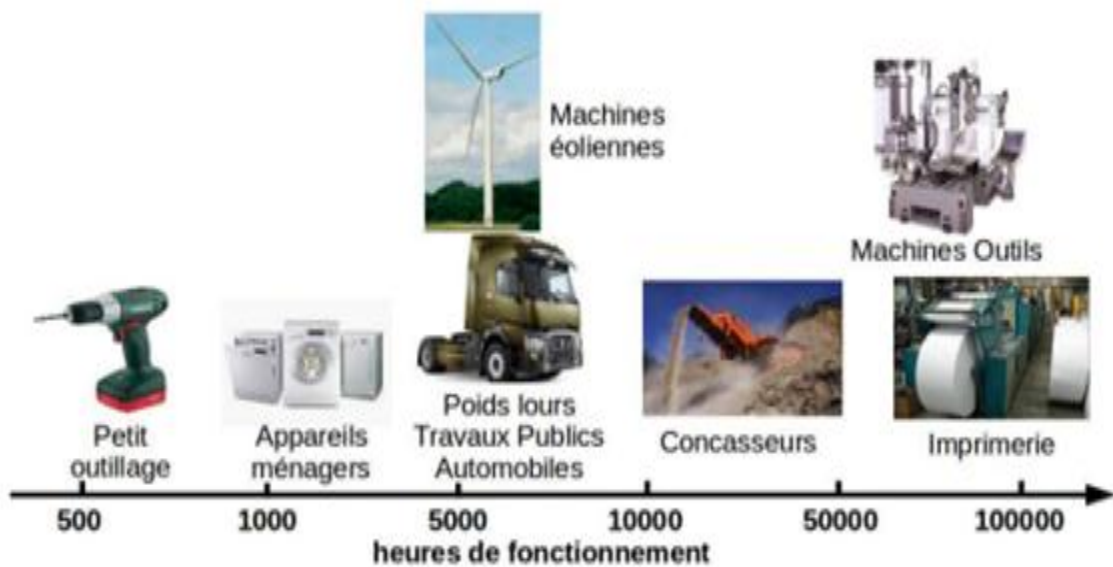


Figure I.20 : Durée de vie typique des machines intégrant des roulements

I.6. Epilogue

Dans ce chapitre, nous avons vu qu'il existe plusieurs types de roulements, chaque type de roulement présente des caractéristiques qui dépendent de sa conception et qui le rendent plus ou moins adapté à une application donnée. Les roulements à billes à contact radial sont utilisés souvent dans les applications où la charge est considérée purement radiale et qui possède une vitesse de rotation plus ou moins importante, tandis que ceux à rouleaux cylindriques sont généralement conçus dans le cas des vitesses réduites. On utilise des roulements à rouleaux coniques dans le cas des charges radiales et axiales importantes pour des vitesses aussi grandes. Dans le cas, des charges purement axiales, la seule utilisation est celle des butées. Quelques conseils sont donnés pour améliorer sa durée de vie et éviter au maximum toute défaillance qui pourrait nuire cet élément.

CHAPITRE II

Les modes de dégradation.

II.1. Introduction

Ce chapitre a pour objectif de présenter un état de l'art général sur les modèles de dégradation. Nous commençons tout d'abord par présenter le contexte de cette étude en définissant la notion de dégradation ; nous y détaillons les différents modèles recensés dans la littérature permettant de la modéliser. La deuxième partie est consacrée à des notions relatives à la fiabilité; nous y abordons également la notion de durée de vie. Enfin, nous terminons par une conclusion synthétisant les informations importantes qui seront exploitées dans les chapitres suivants.

II.2. Généralités sur la dégradation

La dégradation d'un système se traduit par l'évolution progressive et parfois irréversible de son état ce qui conduit à la diminution des marges de sûreté nécessaires pour assurer son bon fonctionnement. La modélisation de la dégradation des systèmes est capitale pour la maîtrise des risques industriels, la gestion de leur durée de vie, l'optimisation des opérations d'inspection, de maintenance et de réparation, ainsi que pour le choix des engagements des constructeurs sur la garantie de leurs équipements.

Toutefois, le manque de données, les incertitudes sur les propriétés physiques des composants du système étudié et les variations des conditions d'exploitation conduisent à des incertitudes plus ou moins importantes qui se répercutent inmanquablement sur les méthodes d'évaluation de la dégradation réelle. Ceci rend difficile la prise de décision quant à une intervention appropriée. Cette situation est aggravée lorsque les enjeux sont importants en termes de sécurité ; les données rares, l'observation courante éloignée de la prévision et les conditions d'exploitation ne sont pas bien contrôlées. Ce constat ne fait qu'accroître l'intérêt de disposer d'une méthodologie de modélisation de la dégradation des systèmes complexes.

II.3. Définition de la dégradation

La norme NF EN 13 306 (2001) [50], définit la dégradation comme étant : *l'évolution irréversible d'une ou plusieurs caractéristiques d'un bien liées au temps, à la durée d'utilisation ou à une cause externe*. La dégradation telle que nous la considérons sera souvent associée à la notion de dommage (le dommage étant une forme de dégradation). Par ailleurs, nous associons également à la dégradation la notion de détérioration pour qualifier la perte de performance d'un système [49].

Cela étant, la dégradation sera accompagnée d'un seuil limite correspondant à la défaillance. Si l'on suppose que la dégradation est un phénomène mesurable évolutif dans le temps, on peut définir un seuil de dégradation critique au-delà duquel le bien ou le processus est considéré comme étant défaillant et nécessite son remplacement ou sa réparation.

II.4. Les causes de dégradation des roulements

Les roulements, quels que soient leurs domaines d'application se dégradent à un temps plus ou moins long à cause de plusieurs facteurs. On peut énumérer l'importance des contraintes de contact, les défauts de montage, la circulation du courant électrique dans le cas des machines électriques (alternateurs), la corrosion, la présence de contaminants au sein du roulement, la qualité de la lubrification ou encore la température de fonctionnement [51].

II.4.1. Effet des contraintes mécaniques

En fonctionnement, le passage répété des éléments roulants au sein du roulement crée des contraintes complexes. Dans le cas des alternateurs ou de plusieurs machines tournantes, la bague intérieure solidaire à l'arbre, est en rotation et la bague extérieure est fixe. La charge appliquée sur l'arbre se transmet d'une bague à l'autre par l'intermédiaire des éléments roulants. Le mouvement répété des billes engendre de fortes contraintes en sous-couche des bagues intérieures et extérieures (Figure II. 1). Ces sollicitations sont à l'origine de l'initiation de fissures au voisinage des inclusions non-métalliques réparties au sein du matériau. Les fissures engendrées se propagent progressivement à la surface entraînant l'apparition des écaillages sur les pistes des bagues intérieures et extérieures des roulements (Figure II. 2).

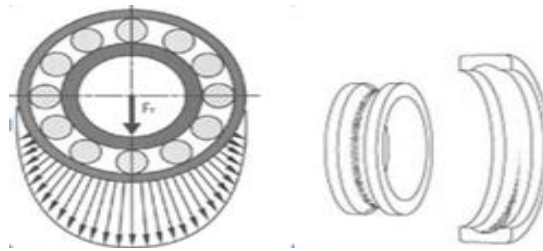


Figure II. 1 : Répartition des contraintes au sein du roulement [51, 52]

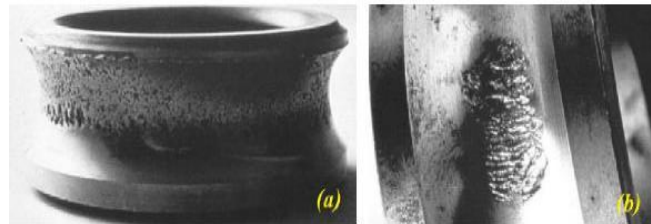


Figure II. 2 : Ecaillage des bagues (a) intérieure (b) extérieure [51]

II.4.2. Défauts de montage

Le bon fonctionnement d'un roulement nécessite un bon alignement des axes des bagues (intérieure et extérieure). Lorsque cette condition n'est pas respectée, une ou plusieurs parties des bagues subissent de fortes sollicitations entraînant des marquages, des indentations sur la piste de roulement. Le défaut de montage peut être également causé par de fortes déformations du logement ou de l'arbre.

En principe, le montage d'un système tournant nécessite au minimum deux roulements qui supportent un arbre et le guide axialement et radialement par rapport à un palier.

Selon l'application (charges, vitesses,...), le coût et la précision, la conception d'un montage respecte certains critères. L'objectif étant généralement d'améliorer la précision du guidage et de maintenir une durée de vie longue à moindre coût pour le roulement monté, avec un jeu interne modifié (Figure II. 3). Le choix des ajustements se fait par bague et dépend des principaux facteurs suivants : conditions de rotation, l'intensité de la charge, jeu interne du roulement, conditions de température.

En règle générale, la bague tournante par rapport à la direction de la charge doit être montée avec un ajustement serré sur sa portée, ce qui a pour effet de réduire le jeu initial du roulement.

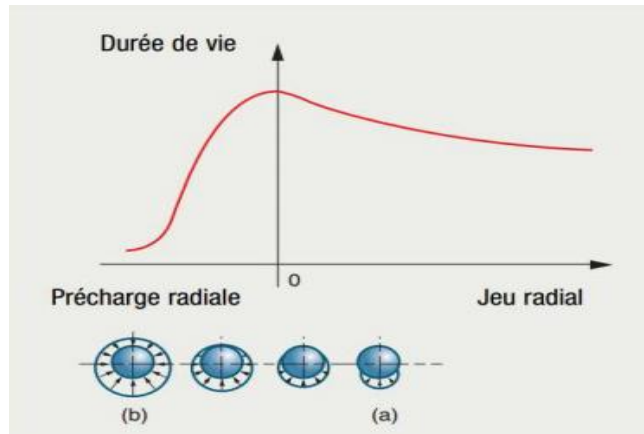


Figure II. 3 : Conséquence du jeu résiduel sur la durée de vie (NSK)

II.4.3. Contamination

L'insertion de particules étrangères avec un effet abrasif dans le roulement dégrade l'état de surface des pistes de roulement et des éléments roulants. Ces contaminants peuvent provenir d'un lubrifiant contaminé, du sable introduit dans le mécanisme dû à la non-étanchéité, l'utilisation des joints d'étanchéité inadéquats ou encore de l'abrasion des éléments tels que les engrenages. L'usure des surfaces conduit à des jeux de fonctionnement excessifs occasionnant de fortes sollicitations accélérant la dégradation du roulement.

La propreté du montage et de l'environnement sont des facteurs non-négligeables pour augmenter la durée de vie réelle du composant.

II.4.4. Corrosion

La corrosion au sein du roulement peut intervenir sous différentes formes et peuvent avoir plusieurs causes telles que l'entrée de gaz corrosif ou d'eau dans le roulement et une mauvaise qualité des lubrifiants.

II.4.5. Passage du courant électrique

Ce phénomène se produit dans les machines tournantes équipées d'appareillages électriques. Le lecteur pourra se référer à la thèse de Postariu [53] où une riche bibliographie sur ce phénomène est proposée. D'importants courants de fuite (alternatifs ou continus) traversent le roulement en fonctionnement [54]. Selon les conditions, la matière au contact est soumise à un processus de revenu, de trempe ou de fusion. La formation de cannelures sur les chemins de roulement et la couleur sombre des éléments roulants sont des caractéristiques de cette avarie. Si le roulement est à l'arrêt, des cratères sont observés sur les pistes. Une solution concernant ce type d'avarie consiste à isoler électriquement le roulement de son environnement, si cela est possible.

II.4.6. Défaut de lubrification

La lubrification réduit les frottements et l'usure susceptibles de conduire à des anomalies. Elle augmente ainsi la durée de vie du roulement en permettant également d'améliorer la dissipation d'énergie thermique et de protéger les matériaux contre la corrosion et la rouille. Le choix de la lubrification est un processus délicat, c'est pourquoi les équipementiers ont développé des outils qui aident à mettre en place une solution de lubrification dédiée à une application particulière. Une mauvaise lubrification serait responsable de 36 % des avaries de roulements [55]. Le tableau II. 1 montre les principaux facteurs influençant le choix du type de lubrifiant. Au cours du temps, le lubrifiant peut perdre ses propriétés physiques et comporter des impuretés témoignant d'une avarie.

Tableau II.1 : Comparaison entre une lubrification à la graisse et une lubrification à l'huile

Critères	Graisse	Huile
Étanchéité contre la fuite	+++	+
Tenue en vitesse	++	+++
Tenue dans le temps	+++	++
Dissipation thermique	+	++
Filtrage en cas de contamination	+	+++

L'analyse visuelle et physico-chimique de l'état du lubrifiant donne des informations sur l'état du roulement.

II.4.7. Température de fonctionnement

En conditions normales d'utilisation, la température de fonctionnement d'un roulement est généralement comprise entre -20°C et $+120^{\circ}\text{C}$. La géométrie générale d'un roulement est dépendante de la température de fonctionnement de celui-ci. A de fortes températures, la géométrie du roulement se voit modifiée à cause de la dilatation de ses composants. Ce phénomène réduit considérablement le jeu de fonctionnement et empêche le lubrifiant de bien s'insérer entre les bagues et les éléments roulants. Une température élevée entraîne également des modifications du lubrifiant qui perd ses qualités lubrifiantes. Par exemple, une température de fonctionnement trop élevée amène au grippage.

II.5. Types d'avaries

Ce paragraphe propose une vue d'ensemble des types d'avaries usuellement rencontrées et de leurs probables causes. Ces avaries (Figure II. 4) sont toutes interdépendantes.

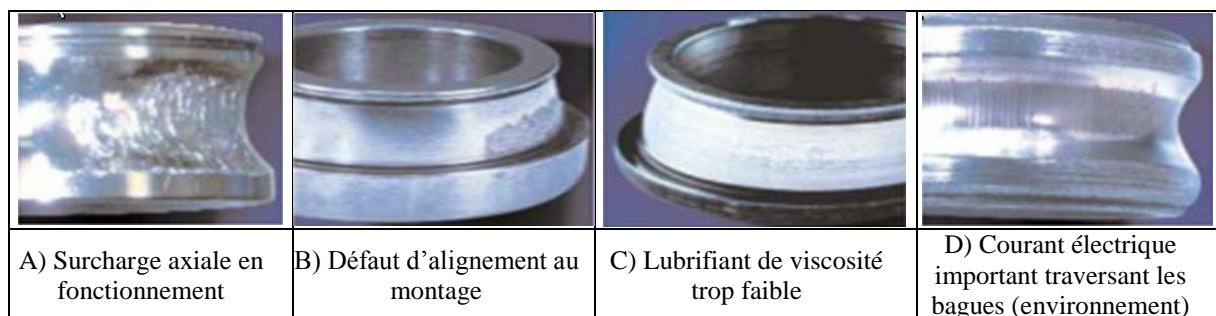


Figure II. 4 : Les types d'avaries rencontrées dans les roulements et leurs causes.

Retracer l’historique du roulement jusqu’à l’apparition d’une avarie demande de la démarche et de l’expérience (Figure II. 5). Le démontage du roulement permet de retracer son évolution avec les traces de fonctionnement. L’aspect des composants, l’aspect du lubrifiant ainsi que le contrôle des géométries sont autant d’indicateurs visuels pouvant discriminer une éventuelle avarie.

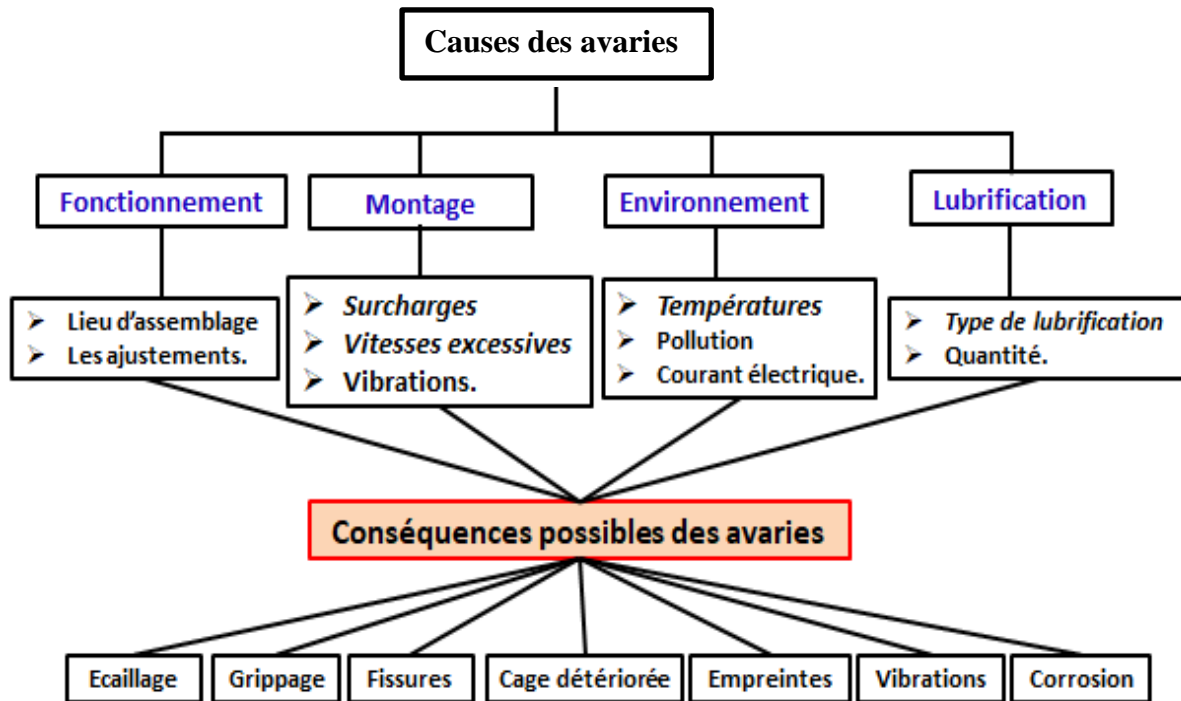


Figure II. 5 : Causes et conséquences des anomalies rencontrées au niveau des roulements

Le schéma de dégradation arrive à l’usure du roulement. Une autre solution consiste à surveiller le comportement du roulement en fonctionnement à l’aide d’observable.

II.6. Techniques de surveillance et indicateurs de la dégradation des roulements

Des outils ont été développés pour surveiller le fonctionnement d’un roulement. L’extraction d’une mesure peut mettre en évidence une anomalie à un stade plus ou moins précoce. Ces études nécessitent en premier lieu une bonne compréhension du fonctionnement du système. Les méthodes de mesure existantes sont à coupler avec une analyse du signal [56]. L’apport des simulations numériques permet aussi de générer des réponses mécaniques typiques [57, 58, 59] qui facilitent la compréhension des phénomènes liés à la dégradation [60, 61].

D’après la norme NF 13306, la maintenance préventive destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d’un bien est exécutée à intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits. La maintenance conditionnelle est une maintenance préventive qui comprend une combinaison de surveillance en fonctionnement et/ou d’essais, d’analyse et les actions qui en découlent. En se basant sur la figure II. 6 et avec les définitions ci-dessus, on remarque que le travail de thèse présenté dans ce manuscrit rentre dans le cadre de la maintenance préventive, en complément des méthodes existantes.

✓ **La surveillance des vibrations en fonctionnement** c'est la technique la plus répandue. Les techniques d'analyses vibratoires sont majoritairement utilisées pour le suivi de la dégradation des roulements car elles ne nécessitent pas l'arrêt de l'équipement et permettent de détecter des défauts précoces. Chaque nouveau roulement présente un niveau énergétique vibratoire faible en début de sa durée de vie, ceci est dû essentiellement aux imperfections de fabrication (rugosité, mauvais alignement des pistes de roulement, tolérances dimensionnelles des éléments roulants, ..). A cause des sollicitations dynamiques et des chocs, un défaut localisé commence à apparaître et à croître ce qui se traduit par une augmentation du niveau énergétique vibratoire détectée à l'aide d'accéléromètres et d'outils d'analyse vibratoire adéquats. L'intervalle de fréquence des oscillations va conditionner le choix du type de capteurs qui sera utilisé pour la détection.

✓ **L'analyse d'huile** est intéressante pour la détermination de l'état de santé d'un lubrifiant. En fonctionnement, le lubrifiant se détériore de deux façons : d'une part, il subit une dégradation due à une modification chimique et d'autre part, il est contaminé par des particules d'usure, des polluants solubles ou autres fluides. Le lubrifiant peut donc fournir une information sur la dégradation des éléments avec lesquels il est en contact. Le contrôle des lubrifiants est assuré soit par des analyses physico-chimiques (mesure de la viscosité, indice d'acidité ou d'alcalinité, teneurs en éléments, produits d'oxydation, ...), soit par des analyses des contaminants (filtration de particules, centrifugation permettant la séparation huile / eau / sédiments, ferromagnétisme, spectrographie, ...). La taille des particules présentes varie de quelques microns à quelques centaines de microns ; des abaques liant la concentration des particules et leur taille permettent de définir différents seuils qualitatifs de l'état de dégradation (usure normale, usure sévère, usure avancée, ...).

Cette méthode présente l'avantage d'avoir un indicateur de la dégradation physique mais elle est difficilement utilisable en temps réel (nécessité de récupérer le lubrifiant, l'analyse du lubrifiant et la pesée des particules d'usure requièrent un certain temps, ...).

✓ **Le suivi de la température** de surface des paliers de roulements à l'aide de thermocouples. Toutefois, l'expérience montre que le suivi de la température est davantage un meilleur indicateur de la charge appliquée, de la vitesse de rotation ou encore de la qualité de lubrification que de l'état du roulement lui-même [62]. Ainsi une augmentation de la température peut prévenir l'utilisateur que le roulement fonctionne dans de mauvaises conditions (surcharge dynamique, lubrification insuffisante,...). Le défaut sur le roulement ne peut cependant pas être détecté par le suivi de la température à moins que ce défaut n'ait déjà atteint une taille correspondant à un état fortement dégradé.

Il en ressort que le phénomène de fatigue n'est pas la seule cause de dégradation des roulements montés dans la boîte à vitesse de véhicules. En effet, les défauts d'alignements, d'ajustements, les surcharges, ou les mauvais lubrifiants (viscosité trop faible) accélèrent la dégradation des roulements.

II.7. Représentation de la dégradation

D'une façon générale et sauf indication contraire, le modèle de dégradation ajusté sera noté $Z(t)$ et le seuil critique de défaillance S_c . Dans le cas où la dégradation est mesurable ponctuellement, nous utiliserons $X(t_j)$ pour indiquer la valeur mesurée au temps t_j . Lorsque la dégradation atteint le seuil critique, le temps de défaillance est noté T_c . Par ailleurs, sauf indication contraire, on supposera que la dégradation est normalisée par rapport au seuil de sorte qu'elle sera toujours comprise entre 0 et 1. Sur la base de ces définitions, une représentation de la dégradation est proposée à la figure II. 6.

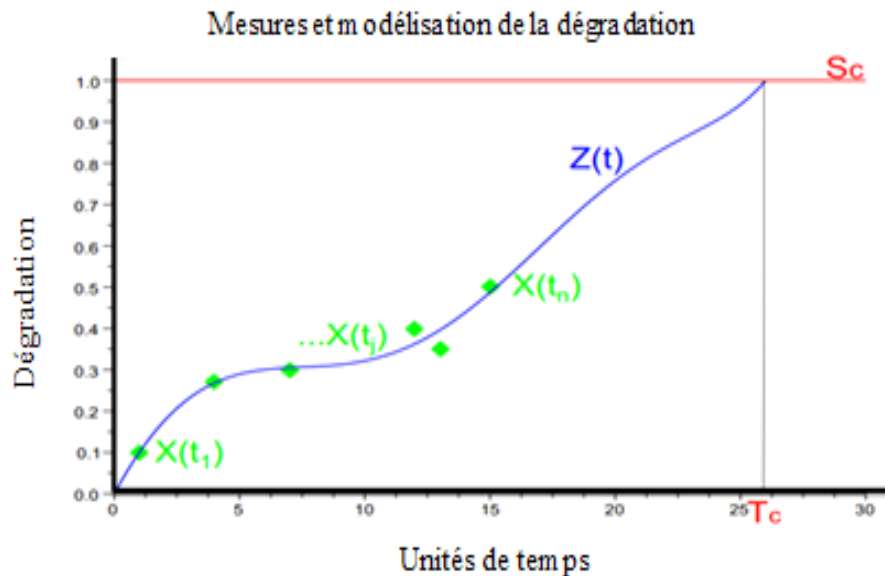


Figure II. 6 : Représentation de la dégradation et notations utilisées

On distingue deux familles de dégradation : la dégradation **naturelle** et la dégradation **forcée**. Pour la première, la dégradation provient d'un processus de vieillissement intrinsèque de la structure qui est en relation directe avec le temps. Dans la seconde, la dégradation est forcée par une cause extérieure, par exemple le fait d'appliquer une charge croissante sur une structure, l'augmentation de cette charge va générer des contraintes qui au-delà d'un certain niveau vont provoquer la ruine forcée de l'équipement. La norme FN EN 13 306 (2001) [50], définit ces termes :

- ❖ **Défaillance par vieillissement** : défaillance dont la probabilité d'occurrence augmente au cours du temps. Ce temps est indépendant de la durée d'utilisation c'est-à-dire que le vieillissement est un phénomène physique qui entraîne une modification des caractéristiques physiques et /ou chimiques de la matière ;
- ❖ **Défaillance par usure** : défaillance dont la probabilité d'occurrence augmente avec la durée d'utilisation, le nombre d'unités d'usage du bien, ou avec les sollicitations qui lui sont appliquées.

II.8. Formes générales de la dégradation

Dans le cas où la dégradation est supposée monotone continue et sans choc, sa caractérisation peut être résumée par trois tendances générales. En effet, la dégradation peut avoir soit une évolution puissance (convexe), soit une évolution linéaire ou une évolution logarithmique (concave) [63, 64, 49]. La représentation de ces trois tendances est présentée à la figure II. 7.

On constate que la concavité du modèle détermine le taux d'accroissement de la dégradation. Ainsi, pour le modèle concave, on observe que son taux d'accroissement de dégradation est élevé au début et diminue au cours du temps ; le modèle convexe a le comportement inverse. De ce fait, le seuil de défaillance fixé va fortement influencer l'apparition du temps de défaillance selon le modèle retenu. On constate que pour un seuil de bas niveau, le modèle puissance inverse atteindra le premier le temps de défaillance et qu'à l'inverse pour un seuil de niveau élevé, le modèle puissance aura son premier temps de défaillance. Lors du suivi d'une dégradation, il faudra donc être vigilant au taux d'accroissement de celle-ci en fonction du niveau de seuil choisi.

Ces modèles élémentaires peuvent être utilisés notamment pour fixer des seuils sur les taux de défaillance (Figure II. 7). On peut, en effet, imaginer fixer des seuils sur les valeurs du taux de défaillance au-delà desquels on considère que le risque de défaillance devient trop important, et en fonction de la valeur du paramètre β de la loi de Weibull choisie, prédire le temps à la défaillance. Cette vision respecterait ainsi la définition de la vie utile basée sur l'évolution du taux de défaillance. Certains auteurs ont ainsi envisagé la piste du taux de défaillance afin de le corrélérer à la dégradation [65, 66, 67].

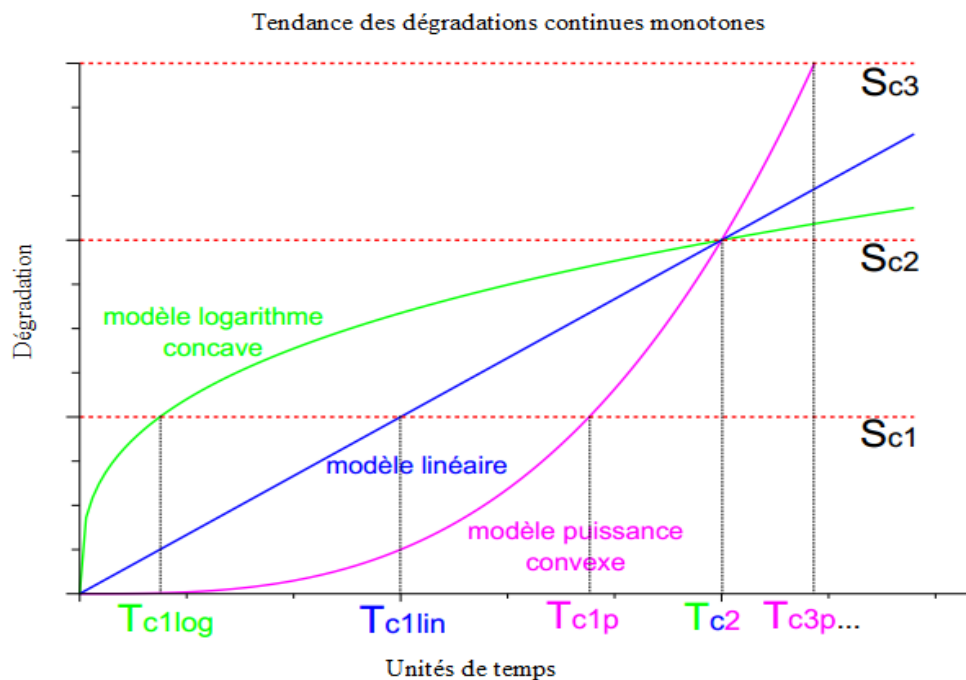


Figure II. 7 : Représentation des trois modèles élémentaires de dégradation monotone continue.

II.9. Modèle de dégradation

D'une façon générale, les modèles de dégradation peuvent être divisés en deux grandes familles (Figure II. 8) : les modèles de dégradation normale (c'est-à-dire que l'équipement est sollicité pour des conditions de fonctionnement normales) et ceux où la dégradation est accélérée (c'est-à-dire que l'équipement est sollicité pour des conditions de fonctionnement plus sévères) [68, 49].

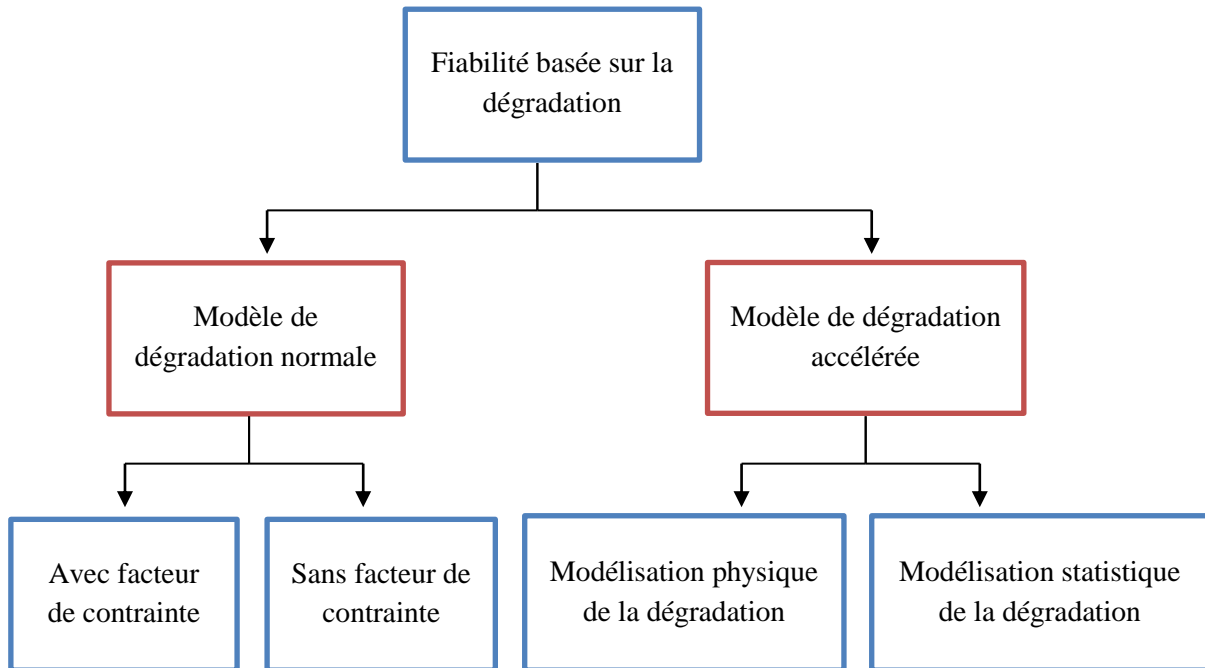


Figure II. 8 : Classification des modèles de dégradation utilisés pour l'estimation de la fiabilité basée sur la dégradation [68, 49]

Ces deux familles sont encore classées en sous catégories. On distingue ainsi, pour les modèles de dégradation normale, le cas où la dégradation est liée à des facteurs de contrainte (e.g. les modèles de charge / résistance, les modèles de dommage cumulé de chocs, les modèles présentant un processus de diffusion), c'est-à-dire que la mesure de la dégradation dépend de la contrainte appliquée, et le cas où la mesure de la dégradation ne dépend plus de la contrainte (e.g. les modèles de trajectoires de dégradation, les ajustements statistiques sur les données, les modèles de régression (non) linéaire, les modèles mixtes, et les modèles temps série), la fiabilité est alors estimée pour différents niveaux de sollicitations fixés pour chaque mission.

Nous commençons tout d'abord par présenter les modèles relatifs à la dégradation normale [68, 49].

II.9.1. Modèles de trajectoires de dégradation

Dans ce modèle, la dégradation est supposée évoluer de façon monotone et continue au cours du temps. Par ailleurs, la dégradation est mesurable (X_{ij}) en des instants prédéfinis t_j sur plusieurs équipements (l'indice i désigne un équipement i). L'approche générale consiste à modéliser les dégradations d'équipements individuels i en utilisant une même fonction de dégradation Z de paramètres communs ϕ et dont les différences entre équipements sont modélisées par des paramètres aléatoires θ_i . La formulation du modèle se présente donc sous la forme (II.1) [69, 63]:

$$X_{ij} = Z_{ij} = Z(t_j, \phi, \theta_i) + \varepsilon_{ij} \quad (\text{II.1})$$

Où $Z(t_j, \phi, \theta_i)$ est la dégradation modélisée de l'unité i au temps de mesure prédéfini t_j , $\phi = (\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_p)$ est un vecteur de paramètres fixés caractéristiques de la population testée (constants pour toutes les unités), $\theta_i = (\theta_{i1}, \theta_{i2}, \dots, \theta_{ik})$ est un vecteur de paramètres aléatoires associés à l'unité i pour représenter les variations spécifiques à chaque unité, ε_{ij} représente l'erreur de mesure sur la dégradation de l'unité i au temps j , supposée distribuée selon une gaussienne de moyenne nulle et d'écart type S_ε . La figure II. 9 illustre ce modèle.

Ce modèle est ajusté sur les mesures par des méthodes de régression linéaires principalement.

Lu et Meeker 1993 [69] ont également proposé trois hypothèses permettant de conduire ce genre de tests de dégradation :

- 1- Les équipements testés sont choisis aléatoirement dans une population d'équipements ou de processus identiques et les erreurs de mesure sont indépendantes du temps et des équipements ;
- 2- Les équipements sont testés sous des conditions de fonctionnement nominales identiques pour tout le lot testé ;
- 3- Les mesures sont réalisées en des temps d'inspection prédéfinis à l'avance qui ne doivent pas nécessairement être périodiques. Cette hypothèse permet d'établir les intervalles de confiance sur la distribution de la durée de vie grâce à des méthodes de simulation.

Sur la base de ces hypothèses, la fiabilité peut être obtenue à partir de la fonction de distribution $F(t)$ des temps d'atteinte du seuil de dégradation.

$$R(t) = P(T_c > t) = 1 - P(T_c \leq t) = 1 - F(t, \theta_i, \phi, S_c, Z) \quad (\text{II. 2})$$

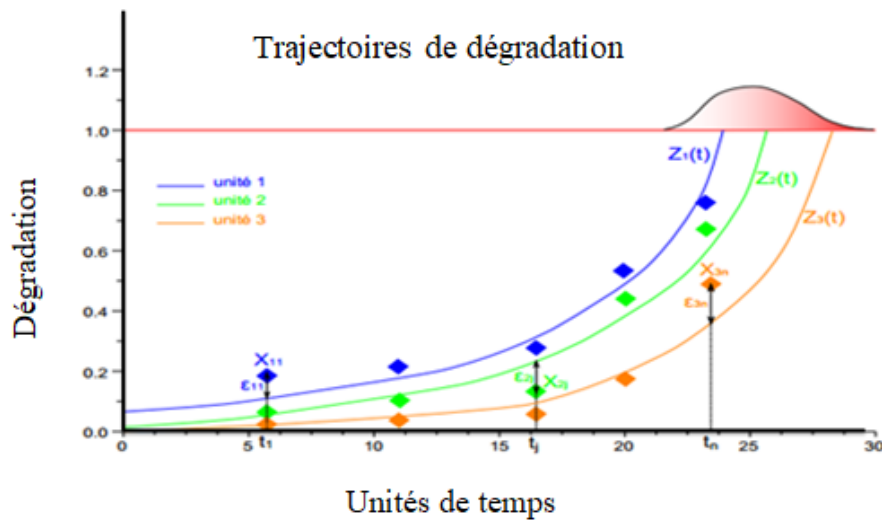


Figure II. 9 : Modèle de trajectoires de dégradation

Cette fonction peut soit être obtenue analytiquement si l'expression de $Z(t)$ peut être inversée en fonction du vecteur de paramètres aléatoires θ , soit être obtenue par des méthodes de simulation de Monte Carlo en tirant aléatoirement des valeurs des paramètres aléatoires afin de générer des trajectoires de dégradation aléatoires.

A titre d'illustration, nous présentons trois exemples d'application correspondant aux trois tendances générales présentes sur la figure II. 7.

II.9.1.1. Modèle linéaire

Le modèle linéaire est utilisé, par exemple, pour modéliser l'usure de composants mécaniques. Freitas et al. 2009 ont ainsi réalisé une étude sur la fiabilité des roues d'essieu ferroviaire selon un modèle linéaire [70]. Les données d'usure concernent le diamètre des roues : une roue neuve présente un diamètre de 966 mm. L'évolution de ce diamètre est ensuite mesurée tous les 50000 km sur les différentes roues (14 roues sont étudiées) et le diamètre minimal à ne pas dépasser est de 889 mm.

L'équation mathématique de ce modèle linéaire est la suivante :

$$Z(t) = \phi + \theta t \quad (\text{II. 3})$$

où, conformément aux notations, ϕ est un paramètre commun fixe à toutes les roues et qui représente la dégradation initiale et θ un paramètre aléatoire spécifique à chaque roue qui représente son taux d'usure $dZ(t)/dt|i = \theta i$. Une distribution retenue pour le paramètre θ est la distribution log-normale de moyenne μ_θ et d'écart type S_θ . Sur la base de ces définitions, la fiabilité est obtenue en observant la distribution de l'usure pour un temps donné soit :

$$R(t) = P(Z(t) < S_c) \quad (\text{II. 4})$$

$$= P(\phi + \theta t < S_c) \quad (\text{II. 5})$$

$$= P(\theta < \frac{S_c - \phi}{t}) \quad (\text{II. 6})$$

$$= \Phi_{nor}\left(\frac{\ln(S_c - \phi) - \ln t - \mu_\theta}{\sigma_\theta}\right), t > 0 \quad (\text{II. 7})$$

On constate que la répartition des temps de défaillance suit également une loi log-normale dont le paramètre d'échelle dépend du seuil S_c et du paramètre commun ϕ et dont l'écart type est identique à l'écart type du paramètre aléatoire θ .

Haghighi et Rad (2011) [71] ont réalisé une étude similaire sur l'usure des pneus de 101 bus. L'originalité avancée est la prise en compte des différents modes de défaillance (i.e. les défaillances douces lorsque la dégradation atteint le seuil limite fixé et les défaillances traumatiques qui interviennent alors que le niveau de dégradation est inférieur à sa valeur limite).

II.9.1.2. Modèle Puissance

Le modèle puissance (convexe) est utilisée lorsque la dégradation commence à accélérer au-delà d'un certain temps. C'est-à-dire que le taux de dégradation augmente avec le niveau de dégradation. Lu et Meeker 1993 [69] l'ont utilisé pour représenter l'accroissement d'une fissure selon la loi de Paris :

$$\frac{da(t)}{dt} = C[\Delta K(a)]^m \quad (\text{II. 8})$$

II.9.1.3. Modèle logarithmique

D'une façon générale, ce modèle concave est préférentiellement utilisé lorsque le taux de dégradation diminue avec le niveau de dégradation. Meeker et Lu Valle 1995 [72, 73] ont utilisé un modèle concave pour représenter la dégradation de cartes électroniques.

$$Z(t) = Z(\infty)[1 - \exp(-kt)] \quad (\text{II. 9})$$

Les avantages sont les suivants :

- ✓ Le modèle de trajectoires de dégradation est simple à mettre en œuvre,
- ✓ Il offre une étude statistique des données de dégradation,
- ✓ La présence de paramètres stochastiques dans le modèle permet de prendre en compte les aléas observés sur les différentes trajectoires de dégradation,
- ✓ L'utilisation de méthodes de simulation de Monte Carlo permet d'obtenir la fonction de distribution des temps de défaillance lorsque l'expression analytique de $Z(t)$ est compliquée.

Les inconvénients de ce modèle sont les suivants :

- L'hypothèse fondamentale sous laquelle tous les équipements sont supposés fonctionner dans les mêmes conditions nominales est inadaptée aux cas pratiques où un équipement peut soudainement voir sa dégradation augmenter suite à des variations des conditions de fonctionnement,
- Les hypothèses sur le modèle général concernant les tests, les mesures et les trajectoires de dégradation peuvent être assez restrictives.

II.9.2. Modèles d'ajustement statistique sur les données

Ce type de modèle est fortement similaire à celui présenté juste avant. Le principe est d'ajuster une distribution statistique sur plusieurs mesures X_{ij} provenant de i équipements au temps t_j . Cette approche suppose que les mesures ont été collectées en même temps sur tous les équipements testés. Le principe consiste à obtenir les paramètres de moyenne μ_j et de dispersion S_j de la distribution ajustée sur les données de dégradation à chaque temps d'inspection. Ensuite, à partir de ces valeurs, on recherche par régression les fonctions de $\mu(t)$ et $S(t)$. Ces fonctions permettent alors de prédire la fiabilité de ces équipements. La figure II. 10 illustre la démarche.

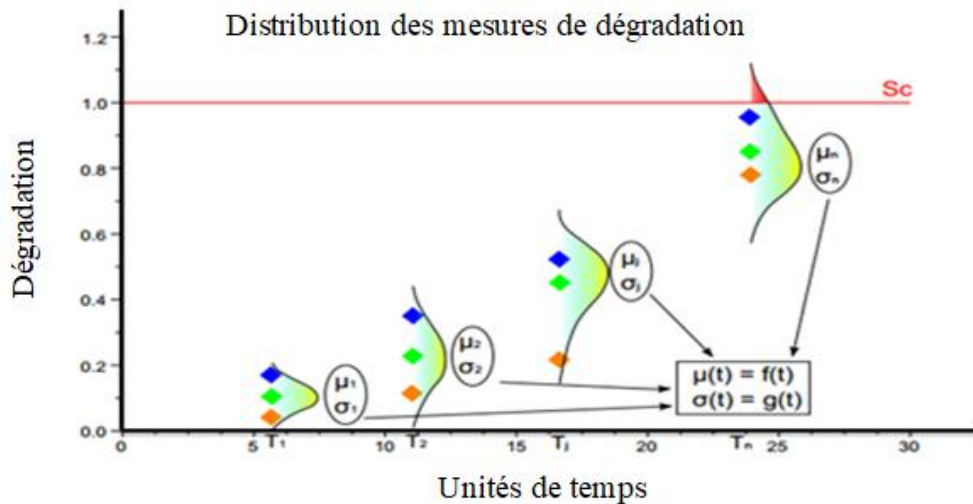


Figure II. 10 : Représentation de la méthode basée sur l'ajustement statistique des mesures de dégradation.

La plupart du temps, les données mesurées sont supposées suivre une distribution normale symétrique [74]. Cependant, il est tout à fait envisageable d'appliquer ce modèle avec des distributions non symétriques. Par exemple, on peut considérer que les mesures de dégradation suivent une loi de Weibull dont les paramètres β et η sont fonction du temps [75]. Sur la base de ce modèle, la fiabilité est donnée directement par :

$$R(t) = P(T_c > t) = P(Z(t) < S_c) = 1 - \exp\left(-\left(\frac{S_c}{\eta(t)}\right)^{\beta(t)}\right) \quad (\text{II. 10})$$

Le principal avantage de cette approche est qu'elle ne nécessite aucune hypothèse a priori sur le modèle de dégradation.

Les inconvénients sont les suivants :

- Ce modèle peut ne pas être applicable à certaines applications, étant donné qu'il nécessite de nombreuses données de dégradation collectées aux mêmes temps d'inspection sur différents équipements identiques ;
- Il s'agit d'un modèle purement statistique qui n'apporte aucune information sur la nature et l'évolution de la dégradation (pas de paramètres).

On constate immédiatement que la grande limitation de ce modèle provient de la nécessité de collecter beaucoup de données en des instants prédéfinis pour des équipements identiques. Afin de pallier à cet inconvénient, les modèles de régression linéaires ont ainsi été introduits.

II.9.3. Modèles de régression (non) linéaires sur les données

L'idée de ce modèle (nommé en anglais Random Coefficient Regression Methods) est de fusionner les avantages des deux approches préalablement citées. Les données ne doivent ainsi plus être collectées au même instant ce qui rend le modèle plus souple [75]. La méthode consiste à établir une régression selon une loi de dégradation choisie sur les données propres à chaque équipement et d'ensuite utiliser la démarche d'ajustement statistique sur les trajectoires de dégradation modélisées. La figure II. 11 illustre ce principe.

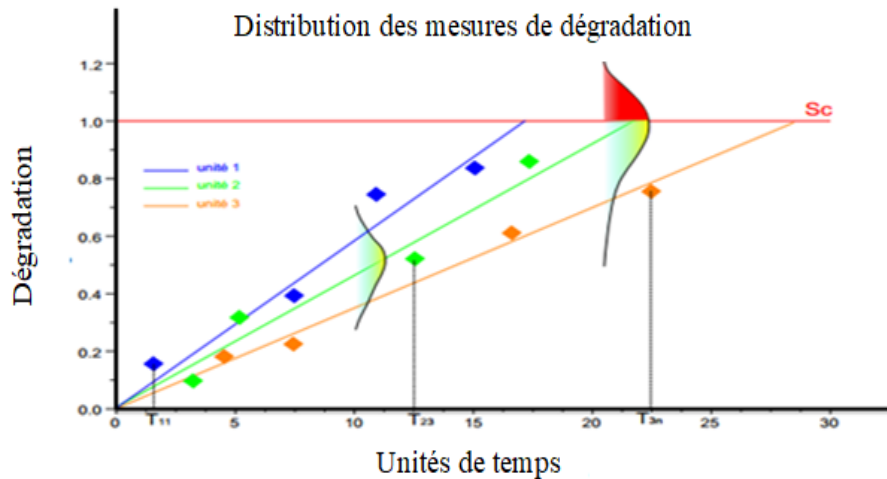


Figure II. 11 : Représentation de l'approche des modèles de régression.

Les avantages sont donc les suivants :

- ✓ Ce modèle est plus complet que le modèle d'ajustement statistique ;
- ✓ Il n'y a plus la nécessité de collecter les données aux mêmes temps d'inspection pour tous les équipements ;
- ✓ Le traitement numérique est simple et rapide.

Une formulation non linéaire de la régression a été proposée par Crk (2000) [76] :

$$Z_i(t) = f(X_i, \phi, \theta_i) + \epsilon_i, i = 1, 2, \dots, n \quad (\text{II. 11})$$

où $f(X_i, \phi, \theta_i)$ est une fonction faisant intervenir les variables de régression X_i et les vecteurs de paramètres communs ϕ et spécifiques θ_i . Un modèle de régression est non linéaire lorsqu'au moins un de ses paramètres est non linéaire, c'est-à-dire qu'il existe une dérivée partielle de $Z_i(t)$ pour laquelle l'expression obtenue est fonction d'un des paramètres du modèle.

Gebraeel et al. (2005) [77] ont proposé une amélioration de ce modèle de dégradation non linéaire pour l'estimation de la durée de vie de roulements. Le modèle de dégradation est le suivant :

$$Z(t) = \phi, \theta_i \exp \left(B_i t + \epsilon_i - \frac{\sigma^2}{2} \right) \quad (\text{II. 12})$$

avec ϕ un paramètre constant et commun, θ_i un paramètre aléatoire suivant une distribution log-normale de moyenne μ_0 et d'écart type S_0 , B_i une variable aléatoire suivant une loi normale de moyenne μ_1 et d'écart type S_1 , ϵ_i est un terme représentant l'erreur aléatoire suivant une loi normale de moyenne nulle et d'écart type S . L'intérêt de ce modèle non linéaire est qu'il permet de mieux représenter les évolutions de vibration mesurées sur les paliers des roulements ; la différence provenant essentiellement dans la modélisation de l'erreur. L'auteur compare ainsi les résultats obtenus lorsque les termes d'erreur sont aléatoires (approche classique) et lorsque les termes d'erreur sont modélisés par un processus de mouvement brownien ; cette dernière approche permettant une meilleure prédiction de la durée de vie résiduelle moyenne.

II.9.4. Modèles de dégradation intégrant les défaillances traumatiques

Zuo et al. (1999) [75] ont proposé un modèle mixte permettant de prendre en compte les défaillances traumatiques, c'est-à-dire non liées à une évolution progressive de la dégradation. Un essai de dégradation est mené sur un échantillon de k pièces. On décide de mesurer la dégradation jusqu'à ce qu'elle atteigne un seuil fixé. Toutefois, en cours d'essai, certaines pièces subiront une défaillance traumatique pour un niveau de dégradation inférieur au seuil fixé. La figure II. 12 illustre cela.

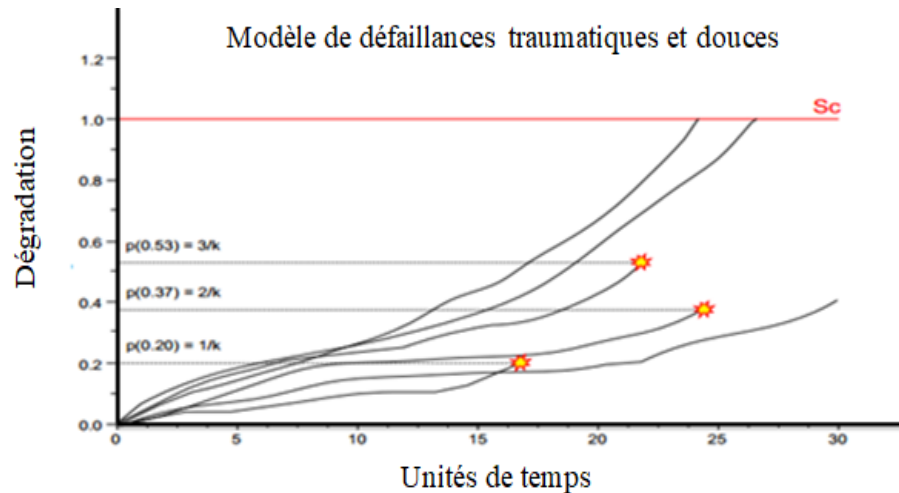


Figure II. 12 : Représentation du modèle prenant en compte les défaillances traumatiques et douces.

A la fin du test, on se trouve en présence de deux échantillons distincts : d'une part on obtient k_1 défaillances traumatiques aux temps de défaillance T_1, T_2, \dots, T_{k_1} et dont le niveau de dégradation mesuré à ces temps est de $X_1, X_2, \dots, X_{i,n_i}$; d'autre part, on observe $k_2 = k - k_1$ défaillances douces. Par ailleurs, pour toutes les pièces, nous disposons de n_i mesures de dégradation $X_{i,1}, X_{i,2}, \dots, X_{i,n_i}$ aux temps d'observation $t_{i,1}, t_{i,2}, \dots, t_{i,n_i}$. A partir des données sur les défaillances traumatiques, une fonction de densité cumulée $F_c(t)$ peut être identifiée ainsi qu'une fonction de pondération $p(X)$ dépendant de la valeur de la dégradation observée. En parallèle, la fonction de répartition des temps de défaillance F_d provenant des données de dégradation peut être déterminée par une des méthodes présentées auparavant. Dès lors, la fonction de défaillance globale prenant en compte les deux types de défaillance s'écrit sous la forme :

$$F(t) = p(X) F_c(t) + [1 - p(X)] F_d(t) \quad (\text{II. 13})$$

où $F(t)$ est la fonction de défaillance globale, p la fonction de pondération entre les défaillances traumatiques et les défaillances douces pour une valeur de X donnée, $F_c(t)$ la fonction de défaillance traumatique à un instant donné, $F_d(t)$ la fonction de défaillance douce. La fonction de pondération $p(X)$ est obtenue par :

$$p(X_i) = \frac{i}{k}, \quad i = 1, k_1, X_i \leq X_{i+1} \quad (\text{II. 14})$$

Ce modèle intéressant du fait qu'il permet de prendre en compte les défaillances traumatiques reste très difficile à appliquer sur des situations concrètes étant donné qu'il est nécessaire d'avoir suffisamment de temps de défaillances traumatiques pour permettre une bonne estimation de la fonction F_c et du facteur de pondération p .

II.9.5. Modèles basés sur des séries temporelles de données

Une série temporelle est constituée d'une séquence chronologique d'observations d'un indicateur de dégradation. Habituellement, cet indicateur est mesuré à intervalles réguliers (minutes, heures, jours, ...) mais il est également possible de prélever ces mesures sans périodicité. Une analyse de séries temporelles consiste d'abord à construire le modèle adapté aux données pour ensuite l'extrapoler afin de prédire son évolution future. La différence par rapport aux modèles présentés auparavant est la quantité de données disponibles, les séries temporelles présentent généralement beaucoup plus de données. La figure II. 13 illustre le type de données et la phase d'extrapolation.

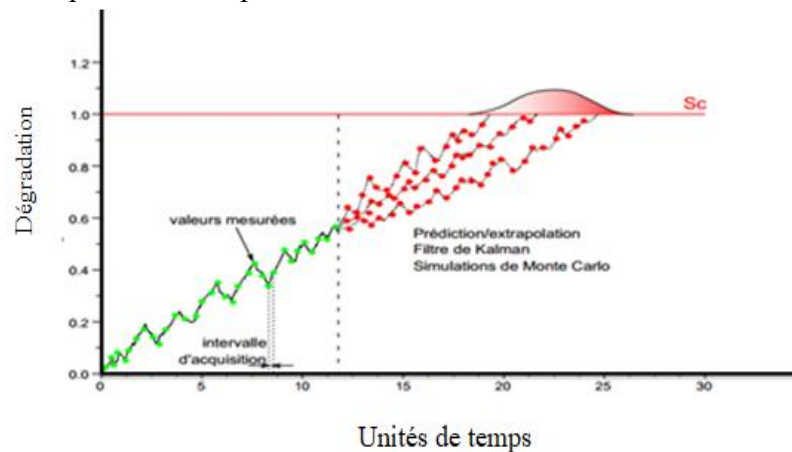


Figure II. 13 : Principe du modèle basé sur des séries temporelles.

Ce modèle est utilisé lorsque la série présente une certaine périodicité dans son évolution (e.g. des données climatiques sur un an et dont on analyse les tendances chaque année). Soit une série temporelle contenant n valeurs, le modèle se construit en prenant en considération les $k < n$ dernières valeurs relevées :

$$Z(t) = f(X_{t-1}, X_{t-2}, \dots, X_{t-k}) + \epsilon_t \quad (\text{II. 15})$$

La difficulté consiste à choisir le nombre k de valeurs pour la construction du modèle qui permettra ensuite de prédire le comportement futur. Si k est trop grand, le modèle risque de ne pas capturer les variations dues à la périodicité que l'on souhaite mettre en évidence ; à l'inverse, si l'on considère trop peu de valeurs, le modèle risque d'être trop sensible à des fluctuations locales (du bruit). On conçoit donc que le principal problème vient de l'abondance des données et qu'il est nécessaire de bien les filtrer.

Lu et al. (2001) [78] ont proposé une technique permettant de prédire la performance et la fiabilité d'un système surveillé en temps réel sujet à différents modes de défaillance. Cette approche s'écarte de celles présentées jusqu'à présent, basées sur des notions de statistique qui reflètent la fiabilité caractéristique d'une population d'équipements, pour offrir une technique de surveillance en ligne de plusieurs variables de performance à partir desquelles la fiabilité peut être estimée par prédiction de la dégradation. Les variables de performance sont supposées être enregistrées à intervalles constants pour former des séries temporelles de données. La prédiction récursive est réalisée à l'aide d'un filtre de Kalman pour prédire et estimer la performance en temps réel d'un équipement dans un environnement dynamique. Ce modèle est particulièrement adapté pour les applications où les conditions de fonctionnement peuvent être critiques pour l'équipement ; ce qui nécessite une surveillance en temps réel ainsi qu'une projection actualisée de l'état de la dégradation.

Les avantages du modèle basé sur des séries de données sont les suivants :

- ✓ Ce modèle s'applique pour prédire la fiabilité d'un système individuel dans un environnement dynamique à partir de mesures de dégradation/performance ;
- ✓ Ce modèle fait intervenir la surveillance en ligne de plusieurs variables et permet de prédire leur évolution afin d'estimer la durée de vie résiduelle du système ;
- ✓ Ce modèle est particulièrement adapté pour modéliser des phénomènes cycliques dans l'évolution de la dégradation (e.g. influence des conditions environnementales) ;
- ✓ Ce modèle est adapté lorsque les conditions de fonctionnement sont critiques pour l'équipement (charge variable, etc...).

Après avoir passé en revue les modèles liés à la représentation de la dégradation dite normale, nous présentons ci-dessous les modèles permettant de représenter la dégradation accélérée (Fig. II. 9).

II.9.6. Modèles d'interférence contrainte-résistance

Dans ce modèle, on considère que la contrainte Z appliquée à la structure est une variable aléatoire caractérisée par la distribution $H_Z(Z)$; cette dispersion peut être expliquée par l'utilisation de différents modes opératoires par exemple. De la même façon, on considère que la résistance (soit le seuil de défaillance S_c) est également une variable aléatoire caractérisée par la fonction $G_{S_c}(s)$ pouvant varier d'un équipement à un autre et en fonction des conditions de fonctionnement. La figure II. 14 représente cette situation inspirée de [79].

Ce modèle est souvent utilisé dans la phase de conception d'un équipement, c'est-à-dire que l'on va dimensionner une pièce (sa géométrie, son matériau, ...) selon une durée de vie imposée et en ayant la connaissance de la distribution des contraintes appliquées à cette pièce. Autrement dit, le modèle est figé et la valeur de la fiabilité annoncée dépend des distributions de charge et de contrainte (par exemple une fiabilité de 99% signifiera que statistiquement 1 pièce sur 100 sera défaillante avant la fin de sa vie utile). Toutefois des extensions sont possibles lorsque l'évolution temporelle des distributions de charge et de résistance sont connues.

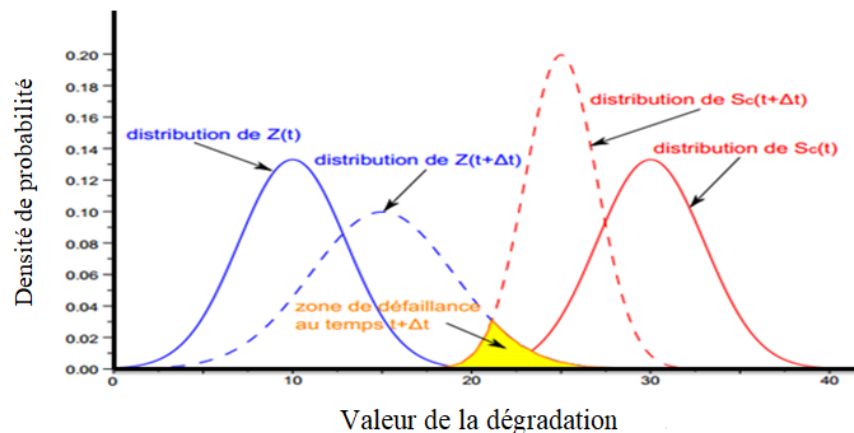


Figure II. 14 : Représentation du modèle d'interférence charge / résistance. Evolution des densités de probabilité de la charge $Z(t)$ et de la résistance $S_c(t)$ et représentation de la zone de défaillance au temps $t + \Delta t$

D'une façon générale, la fiabilité correspondra à l'ensemble des événements pour lesquels on observe une résistance supérieure aux contraintes appliquées.

$$R(t) = P(Z(\tau) < S_c(\tau), \forall \tau \leq t) \quad (\text{II. 16})$$

Cette relation indique que le système est défaillant à un instant t si on a observé pour un instant $\tau \in [0, t]$ que le niveau $Z(t)$ de la charge avait dépassé le niveau $S_c(t)$ de la résistance de la structure. On utilisera également une forme plus restrictive de la fiabilité :

$$R(t) = P(\sup Z(\tau) < \inf S_c(\tau), \forall \tau \leq t) \quad (\text{II. 17})$$

Où dans ce cas, on estime que la structure est défaillante si la charge maximale observée sur l'intervalle $[0, t]$ est supérieure à la résistance minimale.

Il suffit dès lors de connaître la nature probabiliste des processus $Z(t)$ et $S_c(t)$ nécessaires à l'évaluation de la fiabilité $R(t)$.

Les avantages de ce modèle sont les suivants :

- ✓ Il est adapté pour représenter la fiabilité des équipements soumis à l'usure, la fatigue, la propagation de fissures sous sollicitations statiques ou dynamiques ;
- ✓ Il peut s'appliquer à n'importe quel genre de dégradation pour autant que celle-ci soit due à une contrainte aléatoire.

Ses inconvénients sont les suivants :

- La zone de défaillance correspondant à l'intersection des deux fonctions de densité est en général très petite (e.g. 0,001%) et dès lors les résultats concernant la fiabilité dépendent fortement de la qualité de l'ajustement de ces distributions ;
- Il n'y a pas d'explications physiques de la dégradation, seules les distributions de résistance et de contrainte sont utilisées.

II.9.7. Modèles de dommages cumulés et de chocs

Les modèles de dommage considèrent souvent que le seuil de dégradation est constant et que la dégradation est modélisée à l'aide d'un processus stochastique à événements discrets [80, 81, 49]. Le principe de la modélisation s'articule autour de la notion de dommage cumulé où un équipement subit une dégradation survenant en des instants discrets, chaque saut de dégradation ayant une amplitude aléatoire. Ces chocs contribuent selon certaine quantité X_j au dommage de l'équipement et la défaillance apparaît lorsque la somme cumulée de ces chocs dépasse le seuil de résistance de l'équipement. L'hypothèse la plus courante pour ce genre de modèle est que la fréquence d'apparition des chocs est modélisée par un processus de Poisson d'intensité λ , et l'amplitude de chaque choc est indépendante des autres chocs et provient d'une même distribution G . Si $R(t)$ représente la fiabilité au cours du temps et si k est le nombre de chocs qui se sont produits dans l'intervalle $[0, t]$, la fonction de fiabilité en fonction du seuil de défaillance S_c vaut :

$$R(t) = \sum_{k=0}^{\infty} e^{-\lambda t} \frac{(\lambda t)^k}{k!} G_X^{(k)}(S_c) \quad (\text{II. 18})$$

où la somme est comprise jusqu'à l'infini pour prendre en compte toutes les possibilités de nombres de chocs, la notation $G^k(x)$ dénote le produit de convolution de la fonction $G(x)$ avec elle-même et donc la somme des k intensités de chocs.

Par convention, $G^{(0)}(x) = 1$ pour $x \geq 0$, et $G^{(1)}(x) = G(x)$,

$$\text{et } G^k(x) = (G^{(1)} * G^{(k-1)})(x) = \int_{-\infty}^{\infty} G^{(1)}(x - y) \cdot G^{(k-1)}(y) dy \quad (\text{II. 19})$$

Les modèles de dommage peuvent être classés selon deux familles. D'une part, on recense les modèles de dommage cumulé standards et, d'autre part les modèles de dommage indépendant.

II.9.7.1. Modèle de dommage cumulé

Dans ce modèle, un équipement est sujet à des chocs qui contribuent à augmenter le dommage total. Si l'on note les séquences de variables aléatoires T_j ($j = 1, 2, \dots$) les temps des chocs successifs et X_j ($j = 1, 2, \dots$) les différentes amplitudes de choc aux T_j ; sous les hypothèses que $X_0 = 0$ et que la séquence X_j est non négative, indépendante et identiquement distribuée avec X_j indépendant de T_k ($j \neq k$), alors ce modèle porte le nom de double processus stochastique ou processus de saut [80]. Soit $N(t)$ la variable aléatoire correspondant au nombre total de chocs s'étant produit jusqu'au temps $t \geq 0$. Ensuite, définissons la variable aléatoire $Z(t)$ comme étant le dommage total au temps t .

$$Z(t) = \sum_{j=0}^{N(t)} X_j \quad (N(t) = 0, 1, 2, \dots) \quad (\text{II. 20})$$

La défaillance apparaît lorsque le dommage dépasse le seuil S_c fixé. La fiabilité correspond donc à la probabilité que le dommage dépasse le seuil. La figure II. 15 illustre ce principe (inspiré de [80]).

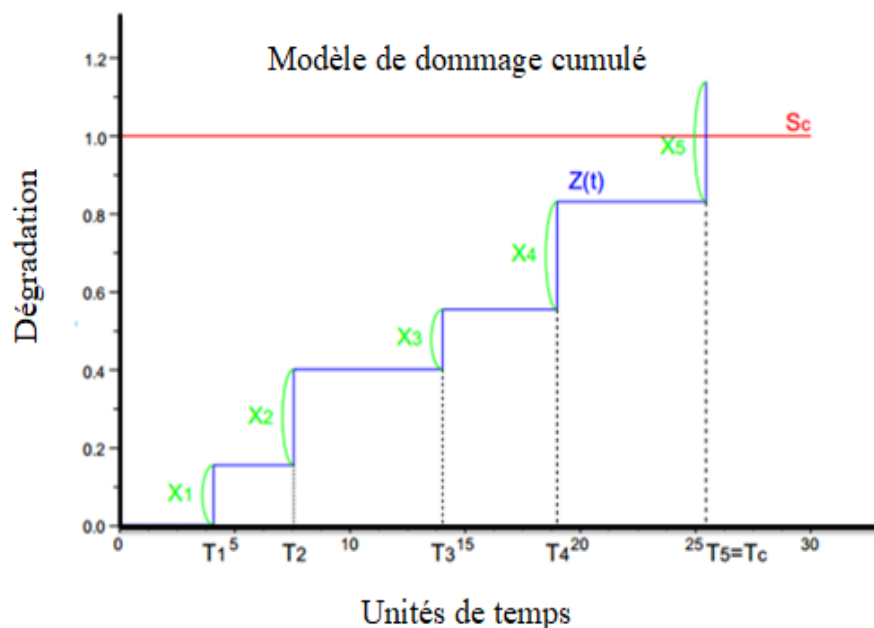


Figure II. 15 : Modèle de dommage cumulé. Les chocs X_j d'occurrence et d'intensité aléatoires contribuent au dommage $Z(t)$

II.9.7.2. Modèle de dommage indépendant

Dans ce modèle, on considère que les chocs ne sont plus additifs, c'est à dire que les chocs ne génèrent aucun dommage à moins que leur intensité ne dépasse le seuil de défaillance S_c . Si l'intensité d'un choc dépasse ce seuil, alors la défaillance a lieu. Un exemple typique d'application de ce genre de modèle concerne les matériaux fragiles comme le verre qui se brise suite à un choc trop intense ou les matériaux électriques qui deviennent défaillants lorsqu'une surcharge de courant trop intense se produit. Dans ce cas, le modèle de dégradation $Z(t)$ correspond à la première occurrence d'un choc dont l'intensité dépasse le seuil fixé.

$$Z(t) = \min (T_j | X_j \geq S_c) \quad (\text{II. 21})$$

La figure II. 16 illustre ce modèle de dommage indépendant (inspiré de [80]).

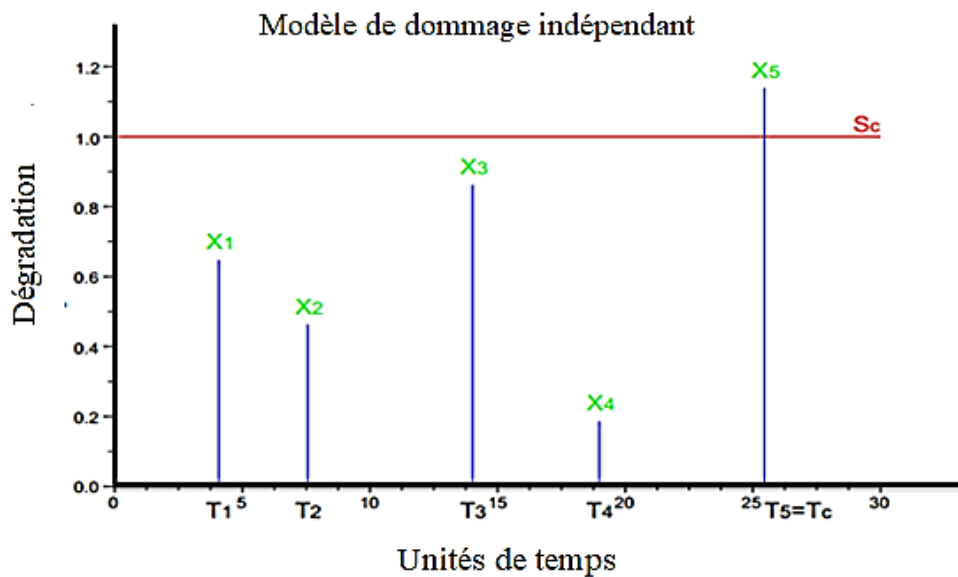


Figure II. 16 : Représentation du modèle de dommage indépendant.

Citons également qu'il existe d'autres modèles de dommage qui prennent en compte plusieurs modes de dégradation, c'est-à-dire qu'on peut établir un modèle combiné faisant intervenir une dégradation continue et une dégradation discrète par choc.

Les avantages de cette approche sont les suivants :

- ✓ Le modèle de dommage et de chocs est largement répandu dans le domaine de la prédiction des équipements en aéronautique pour les composants sensibles à la rupture par fatigue ;
- ✓ Il est adapté pour modéliser la dégradation due à des sollicitations discrètes ;
- ✓ Son principal **inconvénient** est sa limitation provenant de l'aspect discret des chocs ; il ne peut donc ne pas être appliqué lorsque la dégradation est continue.

II.9.8. Modèles de dégradation continue

Par opposition aux modèles de dommages cumulés et de chocs, on recense les modèles de dégradation continue. Parmi ceux-ci, les processus de Wiener, les processus gamma et les chaînes de Markov sont les plus utilisés.

II.9.8.1. Processus de Wiener

Un processus de Wiener est un processus stochastique dérivé de la famille des processus de Lévy. Le processus de Wiener $W(t)$ est un mouvement brownien avec dérive c'est-à-dire qu'il est caractérisé par une évolution linéaire bruitée. Les trois propriétés qui caractérisent ce type de processus sont les suivantes [82] :

1. $W(0) = 0$ et $W(t) \in (-\infty, +\infty)$;
2. $W(t)$, $t \geq 0$ est un processus continu à accroissements stationnaires et indépendants ;
3. Pour tout $t > 0$, $W(t)$ suit une loi normale de moyenne nulle et d'écart type \sqrt{t} , c'est à dire que le saut de dégradation entre deux instants t et $t + \Delta t$ est une normale $N(0, \sqrt{\Delta t})$.

Le mouvement brownien ainsi généré a un effet additif sur le processus de dégradation selon l'équation suivante [82] :

$$Z(t) = Z(0) + \mu(t) + \sigma W(t) \quad (\text{II. 22})$$

Avec $Z(0)$ étant la valeur de la dégradation à l'origine, $\mu(t)$ la dérive dont la forme explicite par rapport au temps est généralement linéaire et S un paramètre de diffusion constant. La particularité de ce processus est qu'il est non monotone étant donné que le saut de dégradation est tiré aléatoirement dans une loi normale de moyenne nulle ce qui implique que des sauts négatifs peuvent avoir lieu, caractéristique d'une amélioration temporaire du système vis-à-vis de la dégradation. Connaissant les paramètres μ et S du modèle, la fiabilité peut être directement obtenue par voie analytique en prenant en compte le seuil de dégradation fixé.

Les avantages de ce modèle sont les suivants :

- ✓ Une expression explicite de la fiabilité en fonction du seuil S_c et de la dégradation initiale est disponible ;
- ✓ L'estimation des paramètres est réalisée par des méthodes de maximum de vraisemblance à partir de quelques données (i.e. une dizaine) de dégradation.

Ses inconvénients sont les suivants :

- Il est inadapté lorsque la dégradation est monotone ;
- Le processus de Wiener est un processus de diffusion, caractéristique qui n'est pas toujours représentative d'une évolution de dégradation réelle ; il peut, en effet, y avoir des phases d'accélération/décélération de la dégradation ;
- Le modèle est soumis à l'hypothèse que le comportement futur sera similaire au comportement observé jusqu'au dernier point mesuré ;
- La variance de la composante gaussienne est proportionnelle au temps écoulé, ce qui n'est pas toujours représentatif de la réalité ;
- Une dernière limitation provient de l'hypothèse de linéarité (ou d'une loi qui peut être linéarisée) de la tendance générale.

II.9.8.2. Processus Gamma

Le processus Gamma est un autre processus issu de la famille des processus de Lévy qui a été utilisé pour l'analyse de la fiabilité à partir de 1975 [83]. Le processus Gamma est donc un processus stochastique à accroissements indépendants générés aléatoirement dans une même distribution Gamma. Ce modèle s'applique lorsque la dégradation est aléatoire et strictement monotone. Il est particulièrement adapté pour représenter l'évolution graduelle de la dégradation suite à une utilisation continue d'un équipement. Les trois propriétés fondamentales du processus Gamma sont les suivantes :

1. $G(0) = 0$ et $G(t) \in (0, +\infty)$;
2. $G(t)$, $t \geq 0$ est un processus continu à accroissements stationnaires et indépendants ;
3. Pour tout $t > 0$, $G(t)$ suit une distribution gamma de paramètres de forme $\alpha > 0$ et d'échelle $\beta > 0$, c'est à dire que l'incrément de dégradation entre deux instants t et $t + \Delta t$ suit une loi gamma ($\alpha \Delta t$, β) dont la fonction de densité est :

$$f(x) = \left(\frac{\beta^{\alpha\Delta t}}{\Gamma(\alpha\Delta t)}\right)x^{\alpha\Delta t-1} \exp(-\beta x), x \geq 0 \quad (\text{II. 23})$$

Avec : $\Gamma(\alpha\Delta t) = \int_0^{\infty} x^{\alpha\Delta t-1} \exp(-x) dx$

La connaissance des paramètres du processus Gamma ajusté permet d'obtenir une expression analytique de la fiabilité connaissant le seuil de dégradation.

Les avantages de ce modèle sont les suivants :

- ✓ Le processus Gamma est adapté pour modéliser des dégradations monotones graduelles ;
- ✓ Il est efficace pour l'optimisation de la maintenance basée sur la dégradation (maintenance préventive, calendrier et maintenance préventive conditionnelle) ;
- ✓ Il s'agit d'un processus adapté pour modéliser le dommage cumulé provenant de processus physiques de dégradation tels que l'usure, la corrosion, la fissuration, le fluage... ;
- ✓ L'estimation des paramètres par maximum de vraisemblance ou par des méthodes bayésiennes permet d'obtenir un modèle de fiabilité analytique directement exploitable.

Ses limitations sont les suivantes :

- Ce processus n'est pas adapté pour modéliser le dommage dû à des chocs "sporadiques" (i.e. chocs aléatoires dont l'amplitude n'est pas proportionnelle au temps écoulé) ou lorsque la dégradation est non monotone ;
- Comme pour le processus de Wiener, le modèle est soumis à l'hypothèse que le comportement futur sera similaire au comportement observé jusqu'au dernier point mesuré ;
- La modélisation du bruit dans le processus Gamma limite le choix de la distribution à la distribution Gamma pour le paramètre de dégradation concerné.

A titre d'illustration, Van Noortwijk et al. (2007) [84] ont utilisé le processus Gamma pour modéliser l'érosion d'une digue naturelle aux Pays-Bas. Ce processus est également souvent utilisé pour optimiser la maintenance des systèmes soumis à un processus de dégradation monotone [85, 86, 87].

II.9.8.3. Chaînes de Markov

Les chaînes de Markov sont fréquemment utilisées dans les analyses de fiabilité. Ces chaînes sont définies pour des valeurs d'état et de temps discrètes, c'est-à-dire que les chaînes ne peuvent prendre qu'un nombre limité d'états en des instants finis. Lorsque les valeurs temporelles sont continuées, on parle de processus de Markov.

Un processus de Markov est un processus stochastique sans mémoire, c'est-à-dire que connaissant la valeur $Z(t)$, les valeurs futures $Z(\tau)$, $\tau > t$ sont indépendantes des valeurs de $Z(u)$, $u < t$. Dans ce processus, le système peut rester dans n états distincts, qui peuvent être des états représentatifs du niveau de dégradation (e.g. l'état 1 correspond à un équipement neuf ; l'état 2 correspond à un état légèrement dégradé ; ... ; l'état n correspond à un niveau de dégradation sévère indiquant la défaillance) [88]. Le temps de séjour dans un état i donné est supposé suivre une loi exponentielle de paramètre λ_i . Les probabilités de transition q_{ij} d'un état i vers un état j sont définies dans la matrice de transition Q et sont indépendantes de l'historique du processus [89]. Un processus de Markov est donc doublement sans mémoire, d'une part par le choix de la distribution exponentielle pour le temps de séjour dans un état donné et d'autre part par l'indépendance de ses sauts de transition.

Des variantes de ce modèle ont été développées pour mieux répondre aux besoins des analyses de fiabilité. Les processus de Markov cachés et les processus semi-Markov ont ainsi vu le jour. Un processus de Markov caché est un processus dont l'état n'est pas directement observable. Par contre la sortie est observable et dépend de l'état caché. Ce modèle est donc plus complet puisqu'en plus des probabilités de transitions présentes dans l'état caché, on retrouve également des probabilités d'émissions correspondant à la sortie observée en fonction de l'état caché. Un processus semi-Markov (aussi connu sous le nom de processus de Markov non homogène), est un processus de Markov pour lequel la probabilité de transition d'un état à un autre dépend du temps de séjour dans l'état présent.

Les avantages des modèles de Markov sont les suivants :

- ✓ Ces modèles sont capables de modéliser de nombreux scénarios de défaillance ;
- ✓ Ils sont faciles à interpréter (représentation graphique d'une chaîne de Markov) ;
- ✓ Ils peuvent modéliser la fiabilité d'un équipement soumis à différentes sollicitations ;
- ✓ Ils se prêtent facilement à des simulations de Monte-Carlo.

Les inconvénients sont les suivants :

- Ces modèles nécessitent une grande quantité de données pour la phase d'apprentissage et la définition des valeurs dans la matrice de transition Q ;
- La résolution du système peut prendre du temps lorsque le nombre d'états considérés est important.

Comme application de ce modèle, Li et al. (1996) [90] ont utilisé un processus de Markov non homogène pour représenter la dégradation des chaussées. Dans ce modèle, 10 états sont définis (i.e. l'état 10 correspond à une chaussée neuve, l'état 1 à une chaussée complètement dégradée) et la matrice de transition d'états est mise à jour à chaque nouveau cycle (i.e. ; un cycle correspond à une année).

Après avoir passé en revue les différents modèles de la dégradation normale, nous présentons maintenant les modèles de dégradation accélérée (Fig. II. 9).

II.9.9. Les tests accélérés

Pour certaines applications, le processus de dégradation affectant l'équipement peut être très lent pour le niveau de contrainte fixé en fonctionnement nominal. Il est donc difficile d'établir une estimation de la fiabilité directement à partir des données de dégradation. C'est pourquoi il est d'usage d'avoir recours à des tests accélérés. Le principe de ces tests est de définir des niveaux de sollicitation équivalents à ceux que va supporter l'équipement en fonctionnement réel (c'est-à-dire conduisant à des endommagements comparables) pour des durées d'exposition raisonnables [91]. Il existe ainsi différentes méthodes d'accélération dont la nature diffère. Par exemple, on peut ainsi :

- augmenter le taux d'utilisation de l'équipement (augmenter le nombre de cycles par jour d'un roulement) ;
- augmenter le niveau des sollicitations (charge mécanique, température, tension électrique, pression hydraulique,...).

Les tests accélérés ont fait l'objet d'études approfondies. Un état de l'art sur ces tests accélérés a été proposé par Escobar et Meeker (2006) [92]. Nous résumons ici un développement chronologique de ces tests. Parmi les premiers modèles développés, on recense les *Accelerated Binary Tests (ABTs)* proposés par Meeker et Hahn en 1977. La seule information qui était retenue était l'occurrence ou non d'une défaillance pour chaque unité à la fin du test accéléré (d'où le terme *binary*). Par la suite, les *Accelerated Life Tests (ALTs)* ont été développés par Nelson en 1990. Ces tests renseignaient sur la durée de vie du produit. En pratique, les données des ALTs sont souvent censurées à droite car les tests sont arrêtés avant la défaillance de toutes les unités testées. Dans d'autres cas, les ALTs sont censurés sur des intervalles car la défaillance est découverte entre deux instants d'inspection de l'unité. Après, les *Accelerated Repeated Measures Degradation Tests (ARMDTs)* sont apparus suite aux développements de Meeker et Escobar en 1998 [63]. Dans ces ARMDTs, la dégradation des unités est relevée et intégrée dans les tests, ce qui apporte plus d'informations pour l'estimation de la fiabilité. Finalement, des tests destructifs, les *Accelerated Destructive Degradation Tests (ADDTs)* ont été envisagés par Escobar, Meeker, Kugler et Kramer en 2003 [92]. Il s'agit de tests au cours desquels une mesure de la dégradation est prélevée. Toutefois, la prise de mesure étant destructive pour l'équipement, on ne peut prélever qu'une seule mesure de dégradation pour chaque unité. L'approche basée sur des tests accélérés reste fort coûteuse étant donné qu'elle nécessite que l'on sacrifie des équipements pour obtenir des données de dégradation et de défaillance à partir desquelles les modèles de fiabilité sont ajustés en prenant en compte un facteur d'accélération. Les résultats de différentes campagnes d'essais ont mis en évidence deux propriétés sur base desquelles la théorie des tests accélérés a été développée [91] :

1. Pour deux niveaux de sollicitation donnés, le rapport entre les temps de défaillance est constant quel que soit le niveau de fiabilité (hypothèse de proportionnalité) ;
2. Les temps de défaillance suivent le même type de distribution quel que soit le niveau des sollicitations (hypothèse d'indépendance).

Ces deux hypothèses permettent d'établir un lien entre la loi de fiabilité et les modèles physiques de défaillance. D'une façon générale, la fiabilité en service dépendra d'une fiabilité de référence $R_{ref}(t)$ pour le niveau de sollicitation entretenu lors du test accéléré et du facteur d'accélération A_F selon la relation suivante :

$$R(t) = R_{ref}(T * A_F) \quad (\text{II. 24})$$

Les données provenant des tests accélérés sont ensuite utilisées pour obtenir des modèles de fiabilité selon deux approches.

II.9.10. Modélisation physique des défaillances

Les modèles physiques de défaillance (*Physics-of-Failure*) se basent sur des modèles obtenus par expérience et qui caractérisent l'évolution de la dégradation. Chatterjee et al. (2012) [93] ont détaillé la chronologie des modèles *PoF* dans le cadre du 50^{ème} anniversaire de cette approche, celle-ci ayant été formalisée en 1962 bien qu'elle était déjà fortement répandue auparavant. Ses racines remontent à la fin du 19^{ème} siècle vers 1870 lorsque Wholer publia ses résultats sur des essais de fatigue réalisés sur des essieux ferroviaires et montra l'importance du chargement cyclique sur le dommage. Par la suite, en 1910 Basquin proposa la relation liant la contrainte et la durée de vie en fatigue dans un graphique à échelles logarithmiques (les célèbres S-N courbes). Miner en 1945 synthétisa les travaux de Palmgren (1924) sur la formulation linéaire du dommage. Après la seconde guerre mondiale, ces modèles se sont orientés vers les applications électroniques dans le domaine militaire. Les modèles les plus courants sont le modèle d'Arrhenius, le modèle d'Eyring-Peck, le modèle puissance inverse. Ils sont très utilisés pour déterminer la fiabilité de composants électroniques. Le modèle d'Arrhenius est utilisé lorsque le processus de dégradation est causé par une variation de température principalement. Le modèle de Peck (1986) [94] est d'application pour modéliser la corrosion de composants électroniques sous l'influence de l'humidité et de la température. Finalement, le modèle puissance inverse est utilisé pour des composants électriques ou mécaniques pour lesquels les facteurs d'accélération sont non thermiques (e.g. vitesse, charge, vibration,...). Un exemple de modèle puissance inverse est la loi de Lundberg-Palmgren (1952) [95] pour le calcul de la durée de vie de roulements pour une sollicitation dynamique donnée. Il existe d'autres modèles spécifiques à des processus de dégradation particuliers par exemple la loi de Paris pour modéliser la fissuration d'équipements mécaniques soumis à une variation de contrainte dynamique [96].

Ces modèles sont particulièrement intéressants puisqu'ils permettent d'obtenir une expression explicite de la fiabilité qui intègre les valeurs de dégradations, les paramètres du modèle et la valeur du seuil de dégradation. Il s'agit donc d'une approche adaptée pour prédire la durée de vie résiduelle d'un équipement spécifique. Leur principal défaut est qu'ils nécessitent des données de dégradation propres à chaque équipement.

II.9.11. Modélisation statistique des temps de défaillance obtenus par les ALTs

Lorsque les tests accélérés sont menés jusqu'à la défaillance des équipements, on dispose des temps de défaillance à partir desquels une analyse statistique de la répartition de ces temps permet d'obtenir la fiabilité. En faisant varier le facteur d'accélération, on obtient ainsi différentes lois de fiabilité permettant de relier le facteur d'accélération à un facteur pondérant la loi de fiabilité.

II.10. Champs d'application pour les différents modèles de dégradation présentés

II.10.1. Modèles de trajectoires de dégradation :

- ✓ Adaptés pour ajuster des mesures de dégradation avec erreur par régression,
- ✓ Adaptés pour des ensembles d'équipements supposés fonctionner dans un environnement homogène.

II.10.2. Modèles d'ajustement statistique :

- ✓ Adaptés pour l'estimation de la fiabilité sans hypothèse particulière sur la dégradation,
- ✓ Adaptés pour les applications où plusieurs mesures de dégradation sur des équipements identiques sont prélevées au même moment.

II.10.3. Modèles de régression (non) linéaires :

- ✓ Adaptés pour les systèmes où la mesure de la dégradation se fait en des instants différents pour chaque équipement.

II.10.4. Modèles mixtes intégrant les défaillances traumatiques :

- ✓ Adaptés pour les équipements sujets à la fois à des défaillances douces (due à la dégradation progressive) et traumatiques (instantanées).

II.10.5. Modèles de séries temporelles :

- ✓ Adaptés pour prédire la durée de vie d'un équipement individuel surveillé par plusieurs variables de performance.

II.10.6. Modèles d'interférence contrainte-résistance

- ✓ Appropriés pour l'estimation de la fiabilité des équipements soumis à des niveaux de sollicitations aléatoires,
- ✓ Adaptés dans les situations où la contrainte a une probabilité non nulle de dépasser la résistance de l'équipement,
- ✓ Adaptés pour modéliser le vieillissement des structures en prenant en compte la perte de résistance dans le temps.

II.10.7. Modèles de dommage cumulés et de chocs

- ✓ Adaptés pour les processus de dégradation impliquant des chocs discrets,
- ✓ La généralisation de ce modèle peut s'appliquer à des dégradations continues.

II.10.8. Modèles de Markov

- ✓ Adaptés pour tout type de dégradation où les données sont disponibles en grande quantité.

II.10.9. Modèles de Wiener

- ✓ Adaptés pour modéliser un processus de dégradation stochastique non monotone.

II.10.10. Modèles Gamma

- ✓ Adaptés pour modéliser un processus de dégradation stochastique monotone.

II.11. La détection de défaut

La détection d'anomalies est une étape importante dans la gestion des processus de fabrication. Le but est de détecter à temps ces événements et d'en diagnostiquer la cause afin de prendre les décisions adéquates pour ramener le processus dans son état de fonctionnement nominal. Cette tâche était à l'origine réalisée par des opérateurs humains. Cependant, la complexité croissante des industries modernes l'a rendue de plus en plus difficile à réaliser. En effet, la variété des défaillances ainsi que le nombre de variables contrôlant les processus industriels n'ont cessé d'augmenter. De plus, les mesures effectuées sur le terrain ne sont pas toujours suffisantes ou assez fiables. Par ailleurs, la prise de mesure manuelle ne peut se faire qu'à des instants discrets, rendant impossible le suivi continu de la dégradation. Le développement de systèmes automatiques de détection de défaillances fournissant aux opérateurs une assistance leur permettant de prendre les décisions adéquates est donc d'un intérêt incontestable. La détection de défaillances dans un processus est basée sur la notion de dérive, c'est-à-dire que le processus s'écarte de son fonctionnement nominal prédit par des modèles ou par expérience. Ainsi, si l'on dispose de variables de surveillance, on peut définir des seuils de détection pour chacune d'entre elles. Une autre méthode consiste à synthétiser l'information de ces différentes variables en un seul indicateur de surveillance grâce à une analyse en composantes principales par exemple ; la définition de cette nouvelle variable peut se faire au moyen d'une reconstruction à l'aide des composantes les plus significatives du défaut. La figure II. 17 illustre le principe de la dérive d'un indicateur construit à partir de 12 variables pour la surveillance d'usure d'outils de coupe en fraisage [97]. Cet indicateur synthétise les informations véhiculées par les variables le constituant de sorte que l'opérateur ait directement accès à une information sur l'état de santé actuel de l'équipement qui soit simple à interpréter.

La détection de défauts correspondant à un comportement anormal du système consiste donc à comparer la valeur réelle extraite du système en fonctionnement et la valeur prédite par un modèle. On distingue ainsi trois catégories de défaillance :

1. la variation d'un paramètre du modèle correspondant à une perturbation extérieure entrant dans le processus (par exemple la variation d'efficacité d'un échangeur de chaleur due à un encrassement réduisant la surface d'échange) ;
2. un changement structurel du processus (par exemple la défaillance grave d'un équipement);
3. un mauvais fonctionnement des actionneurs et des capteurs.

Cette classification souligne l'importance de pouvoir répertorier et classer chaque défaut détecté. Une défaillance des capteurs ne nécessitera pas le remplacement des équipements de production et vice versa. De même, pouvoir séparer un défaut dû à une perturbation extérieure d'un défaut dû au processus permettra une meilleure efficacité de l'intervention de maintenance.

Un problème délicat consiste à définir correctement les seuils d'alarme lorsque la dégradation atteint un niveau considéré comme critique. En effet, il faut veiller à ce que de faibles fluctuations dans la performance ne génèrent pas de fausses alarmes et d'un autre côté, le seuil d'alarme doit pouvoir prévenir l'opérateur d'une défaillance suffisamment à l'avance pour lui permettre d'établir un plan de maintenance. Dans le domaine des vibrations par exemple, la norme ISO 10816 (2009) [98] définit les seuils de vibration maximums pour les machines tournantes.

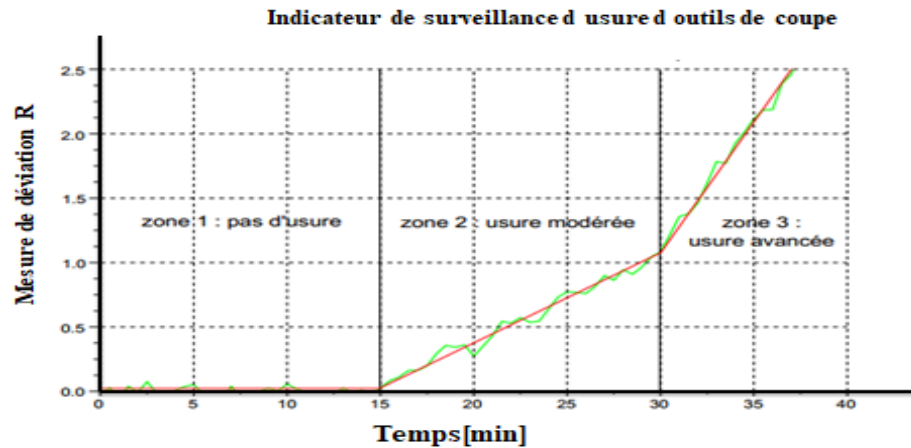


Figure II. 17 : Exemple d'un indicateur de surveillance d'usure ([97]).

II.11.1. Le diagnostic

De nombreuses disciplines ont établi des modèles de diagnostic qui utilisent des méthodes spécifiques à leur domaine.

En phase de conception, les arbres de défaillances [99] peuvent permettre d'analyser les voies de propagation de défaillances susceptibles de conduire à un événement critique redouté ; il s'agit de répertorier, de pouvoir détecter et identifier les événements de base causes des dysfonctionnements. L'AMDEC (Analyse des Modes de Défaillance, de leurs Effets et leur Criticité), procède d'une analyse fonctionnelle et permet d'intégrer des recommandations sur la surveillance ou la maintenance propres à chaque dysfonctionnement élémentaire. En exploitation, une démarche de diagnostic peut être résumée en trois étapes généralisables à toute application : observer, comparer, diagnostiquer.

Les difficultés majeures consistent à choisir les capteurs adéquats pour chaque domaine physique d'une installation complexe, à garantir la régularité des mesures ainsi qu'à déterminer les indicateurs pertinents. Lorsque les capteurs ont été déterminés et placés correctement sur la machine, l'acquisition et l'analyse des données peuvent être mises en œuvre. La seconde étape consiste à comparer la valeur réelle extraite du système en fonctionnement à la valeur prédite par le modèle. Cette étape permet la détection de fautes correspondant à un comportement anormal du système. Cette comparaison est établie à l'aide d'algorithmes divers. Les plus simples évaluent la tendance du comportement anormal et prédisent son évolution jusqu'à un seuil critique correspondant à la défaillance. Des algorithmes plus sophistiqués comparent la valeur actuelle de dégradation à une valeur estimée par des méthodes d'apprentissage (réseau de neurones, variables d'état, ...). Un état de l'art succinct sur les différentes techniques de diagnostic est disponible dans [100].

II.11.2. Le pronostic

Le pronostic consiste à exploiter les informations collectées grâce à la détection de défauts et au diagnostic afin de prédire l'évolution future de la dégradation d'un équipement et sa criticité sur l'ensemble du système afin de choisir les décisions de maintenance optimales. Afin de parvenir à émettre un pronostic, il est donc indispensable que l'équipement étudié soit sujet à une dégradation progressive, c'est-à-dire que la défaillance est qualifiée de douce (*soft failure*) dans le sens où elle est prévisible par opposition aux défaillances aléatoires qualifiées de traumatiques (*hard failure*). Un corollaire de cette définition est que dans le cas des défaillances douces, l'équipement fonctionne dans un état dégradé acceptable alors que dans le cas des défaillances traumatiques, la fonction n'est plus assurée et l'équipement n'est plus apte à remplir sa mission. La norme NF EN 13306 [90] ne définit pas encore ces termes mais on retrouve les définitions de défaillance par usure (*wearout-failure*) comme étant une défaillance dont la probabilité d'occurrence augmente avec la durée d'utilisation, le nombre d'unités d'usage du bien, ou avec les sollicitations qui lui sont appliquées et de défaillance soudaine (*sudden failure*) comme étant une défaillance qui ne pouvait pas être prévue par un examen ou une surveillance de fonctionnement préalable, cette dernière étant parfois également appelée panne cataleptique.

Les différentes classifications rencontrées dans la littérature pour l'établissement d'un pronostic sont de quatre types [68] :

II.11.2.1. L'approche fiabiliste

Il s'agit de l'approche la plus générale pour le pronostic étant donné qu'elle ne nécessite aucune information physique précise sur la nature du processus de dégradation. Cette approche est basée sur la distribution d'événements de défaillance d'une population d'équipements identiques et supposés fonctionner dans les mêmes conditions. Sur base de ces événements, des modèles de fiabilité statistiques sont ajustés ; on recense principalement les modèles de fiabilité exponentiel, log-normal, et de Weibull qui seront présentés dans la section suivante. D'un point de vue pratique, cette approche nécessite une certaine rigueur dans la conception d'une base de données renseignant les temps de défaillance de tous les équipements. Son principal désavantage est qu'elle ne considère aucun indicateur de dégradation et n'est donc pas spécifique à un équipement donné. Par ailleurs, la nécessité d'avoir des données de défaillance peut poser problème dans le cas d'équipements où la défaillance n'est pas acceptable.

II.11.2.2. L'approche basée sur la modélisation physique des défaillances

Cette approche utilise des modèles mathématiques dynamiques pour un équipement sous surveillance. Elle peut être représentée à l'aide de modèles physiques de défaillance et de modèles statistiques. Par exemple, la modélisation d'une fissuration est un exemple concret de modèle physique de défaillance. Dans les systèmes à risque comme les avions et l'industrie lourde de production, l'apparition de défauts (fissures, anomalies,...) doit pouvoir être détectée suffisamment tôt et leur propagation doit pouvoir être estimée précisément afin de réaliser un pronostic efficace. Or en pratique, la détection d'une fissure est délicate et les méthodes de détection doivent être suffisamment performantes pour permettre une action de maintenance avant sa propagation brutale. De plus, l'aspect aléatoire dans la modélisation de la fissuration ne peut se faire sans l'apport de modèles statistiques. Ces modèles statistiques sont développés à partir de données d'entrée (conditions initiales de fonctionnement) et de sortie (évolution du défaut pour une charge donnée) et permet de prendre en compte cet aspect stochastique.

II.11.2.3. L'approche basée sur le savoir d'experts

Les approches basées sur le savoir de spécialistes sont utilisées lorsqu'il est difficile d'établir des modèles physiques pour le pronostic. Les systèmes experts sont un des principaux champs d'application de l'intelligence artificielle et sont couramment utilisés pour le diagnostic des défauts. Actuellement, les systèmes experts commencent à être également utilisés pour le pronostic de propagation des défaillances. Un système expert fait intervenir les phases d'implémentation de la connaissance, de sa représentation, de sa vérification et de validation de prototypes. L'utilisation de systèmes experts permet de traduire le savoir explicite d'expert à partir d'expressions logiques de type SI conditions ALORS conséquences. A ce stade, l'utilisation de la logique floue est utilisée afin d'avoir un modèle mathématique robuste qui permet de prendre en compte les imperfections et les incertitudes [101, 102, 103]. Combinée avec des méthodes de simulation, la logique floue offre un compromis raisonnable entre les modèles analytiques rigoureux et les simulations purement qualitatives.

II.11.2.4. L'approche orientée données

Ces méthodes se basent sur des techniques d'apprentissage et de statistique à partir de données issues de la surveillance de la machine pour l'estimation de la vie utile. On retrouve ainsi pour les méthodes statistiques des modèles basés sur des régressions simples, des processus stochastiques (Wiener, gamma, Markov) mais également des modèles de filtre stochastique (Kalman), des modèles à risque proportionnel (Cox) et des modèles de Markov caché lorsque l'on ne dispose que de mesures indirectes de la dégradation. Si et al. (2011) [104] ont proposé un état de l'art exhaustif de ces différentes techniques. Les auteurs y classifient les modèles en fonction de la nature des données mises à disposition à savoir les données directes (Direct Condition Monitoring Data) et indirectes (Indirect Condition Monitoring Data) de l'état de dégradation. Les modèles conseillés dans le premier cas sont les modèles de régressions, de Wiener, gamma et Markov et ceux recommandés pour les données indirectes sont les modèles de filtre stochastique, le modèle de Cox et les modèles de Markov caché.

II.12. Conclusion

En guise de conclusion pour ce chapitre, nous reprenons les éléments importants qui ont été présentés.

Tout d'abord, la notion de dégradation a été abordée. Nous avons présenté les différents modèles de dégradation qui peuvent être classés en deux catégories selon que la dégradation est naturelle ou forcée. Pour la première, la dégradation provient d'un processus de vieillissement intrinsèque de l'équipement qui est en relation directe avec le temps. Dans la seconde, la dégradation est forcée par une cause extérieure. Nous avons présenté aussi des exemples d'indicateurs de dégradation et les points forts de chaque modèle. Nous avons souligné l'importance de la tendance de la dégradation (linéaire, concave ou convexe) ainsi que la possibilité d'obtenir les intervalles de confiance directement à partir des distributions des paramètres du modèle de dégradation. Ensuite, nous nous sommes intéressés à des modèles physiques de dégradation.

Nous avons mis en évidence la nécessité de recourir à la maintenance prévisionnelle pour garantir une utilisation optimale des équipements. Cette utilisation optimale ne peut se faire qu'en connaissant la durée de vie résiduelle spécifique à chaque équipement. Cette dernière peut être obtenue à partir de la fonction de fiabilité. La fiabilité peut être obtenue de façon classique en ajustant des distributions statistiques sur les temps de défaillance. Par ailleurs, ce modèle de fiabilité est générique en ceci qu'il se construit à partir de plusieurs équipements ; il ne s'agit donc pas d'un modèle de fiabilité spécifique à un équipement. Cette limitation justifie d'avoir recours à des modèles basés sur la dégradation progressive des équipements.

La passerelle permettant de relier les mesures de dégradation à la fiabilité a déjà été introduite au cours des modèles présentés ci-avant. Nous avons vu au paragraphe II.13.2 que les méthodes de pronostic peuvent être regroupées selon trois grands axes : la modélisation physique des défaillances, les méthodes basées sur les mesures de dégradation et les modèles statistiques basées sur le retour d'expérience.

CHAPITRE III

Modélisation des roulements à billes

III.1. Introduction

Les roulements occupent une place importante dans l'industrie et spécialement dans l'industrie automobile. On en trouve 150 à 200 roulements dans les voitures. Le roulement est un élément majeur dans la cinématique de pièces en rotation les unes par rapport aux autres. De par leur rôle stratégique dans la cinématique des assemblages, ces composants mécaniques peuvent ainsi nécessiter un taux de fiabilité accru.

La conception de mécanismes nécessite très souvent la mise en mouvement de pièces mécaniques les unes par rapport aux autres. Le frottement doit alors être minimisé afin de réduire les pertes d'énergie. Ces équipements sont soumis à des conditions complexes (chargement et environnement).

La connaissance du comportement mécanique des roulements est nécessaire, non seulement, dans les phases de conception et d'optimisation des mécanismes tournante mais aussi dans les calculs de prédiction de la durée de vie, et l'amélioration de sa qualité.

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

Dans ce chapitre, nous présentons les méthodes classiquement utilisées pour le calcul de leur durée de vie. Actuellement la durée de vie est principalement calculée lors de l'étape de dimensionnement, c'est-à-dire que l'on utilise des lois empiriques de dimensionnement qui garantissent avec un certain niveau de fiabilité que l'équipement pourra accomplir sa mission pour une durée et des conditions de fonctionnement connues.

L'objectif que nous nous fixons dans ce chapitre est dédié à la prévision de la durée de vie des roulements à billes (6411 N) d'une boîte à vitesse type BDSL 6051 d'un camion militaire algérien, type SNVI M230 (Figure. III. 1) pendant la phase de l'initiation d'écaillage en fatigue par contact. En général, la modélisation de la durée de vie en fatigue par contact de roulement est basée sur l'initiation de fissure de la surface. Après la présentation des travaux de recherche sur l'estimation de la durée de vie des roulements, une description des matériaux utilisés suivie d'une modélisation sont détaillées. Une analyse fiabiliste est développée dans le but d'estimer la durée de vie via l'indice de fiabilité et d'identifier les paramètres d'influence .



Figure III. 1 : Camion SNVI M 230 (6 cylindres de 230 chevaux)

III.2. Modélisation par éléments finis des roulements à billes

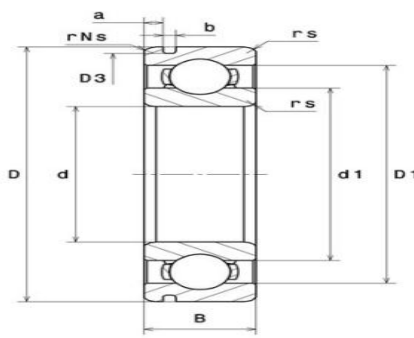
L'utilisation des codes éléments finis s'est démocratisée ces dernières années pour aider à la conception et à l'analyse des produits. La résolution des problèmes de contact a beaucoup évolué depuis les travaux de Hertz [105] avec l'apparition d'outils informatiques plus performants et des codes de calcul de plus en plus élaborés. Certains codes numériques commerciaux comme ANSYS, SOLIDWORKS, ABAQUS, CATIA, etc... servent d'outils d'analyse du comportement du roulement [106, 107]. Ils sont capables de résoudre des problèmes variés de grandes tailles, pourvu que le système étudié soit considéré comme un milieu continu déformable régi par les lois de la mécanique des milieux continus. Les bagues du roulement, composants les plus critiques font souvent l'objet d'études par éléments finis, en statique [108, 109, 110, 111]. Les contraintes et les modes de vibrations dans les bagues sont aussi étudiés [112, 113]. Certains auteurs initient des modèles d'usure ou de vieillissement [114, 115, 116] ou d'en déduire une signature vibratoire caractéristique en présence de défauts [117] d'autres auteurs étudient le couplage thermomécanique [118].

Le contact entre deux solides quelconques implique deux difficultés importantes. Premièrement, la surface de contact permettant de calculer la pression de contact n'est pas forcément connue au préalable notamment dans le cas d'un contact bille / bague (roulement à billes). En plus, la prise en compte des propriétés de contact notamment le frottement rend la résolution du problème fastidieuse. Des algorithmes plus élaborés sont intégrés dans les codes de calcul par éléments finis permettant d'obtenir des résultats plus précis. Pour le calcul des roulements, nous avons retenu le logiciel ANSYS qui gère particulièrement bien les problèmes de contact.

La simulation est réalisée dans l'environnement Workbench de logiciel ANSYS, dont cinq étapes sont nécessaires pour pouvoir réaliser cette dernière :

1. Création du modèle CAO du roulement à bille;
2. Définition des matériaux de construction ;
3. La gestion des assemblages et contacts ;
4. Définition du type de chargement ;

Le dimensionnement du roulement à bille (6411 N) d'une boîte à vitesse du type BDSL d'un camion SNVI M 230 est donnée dans le tableau III.1 et la figure III.2.

 <p>Figure III. 2 : Vue orthographique du roulement à billes de l'échantillon pour analyse</p>	Tableau III.1: Dimensionnement du roulement à billes.		
	d	55	mm
D	140	mm	
B	33	mm	
d ₁	81,30	mm	
D ₁	113,70	mm	
a min	4,65	mm	
a max	4,90	mm	
r _s min	2,10	mm	
r _{Ns} min	0,50	mm	
D ₃ max	135,23	mm	
Masse	2,30	Kg	

Nous avons utilisé un modèle de calcul des études statistiques au niveau des roulements à billes. Avant de l'utiliser dans la prochaine étude, on va les valider en utilisant le logiciel ANSYS.

Cette étude est précédée par une étape préliminaire indispensable qui est la création du modèle CAO (Conception Assistée par Ordinateur du roulement).

Le logiciel SOLIDWORKS est utilisé pour la conception du modèle CAO. Les fichiers, générés par SOLIDWORKS, de type (SLDPRT) pour les pièces et (SLDASM) pour l'assemblage sont reconnus par ANSYS.

Le roulement à bille est constitué des pièces suivantes (voir Figure III. 3 et 4). En assemblant ces pièces dans SOLIDWORKS, nous obtenons le modèle CAO du roulement montré sur la figure III. 5.

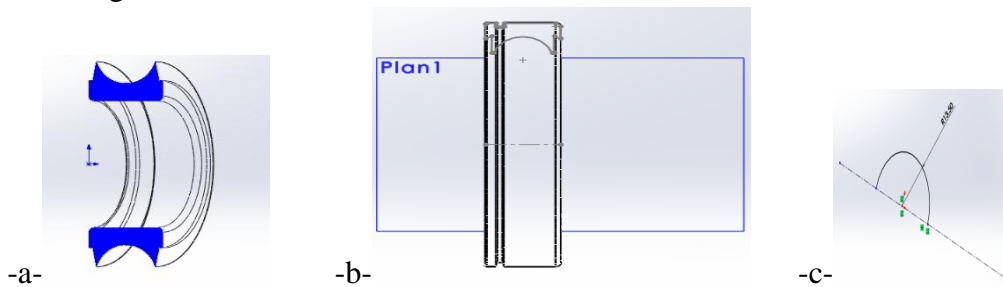


Figure III. 3 : Modèles de pièces : -a- Bague intérieure, -b- Bague extérieure et -c- Bille

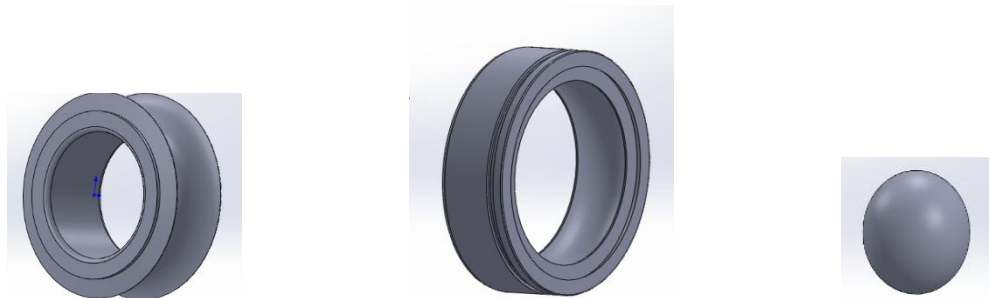


Figure III. 4 : Profil des constructions 3D : Bague intérieure, Bague extérieure et bille

Nous assemblons les composants pour obtenir le roulement complet (modèle CAO).

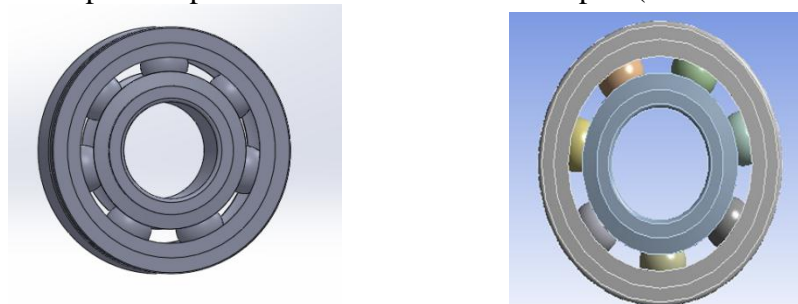


Figure III. 5 : Modèle CAO du roulement

La figure III. 6 Coupe de roulement présentant une seule bille de roulement.

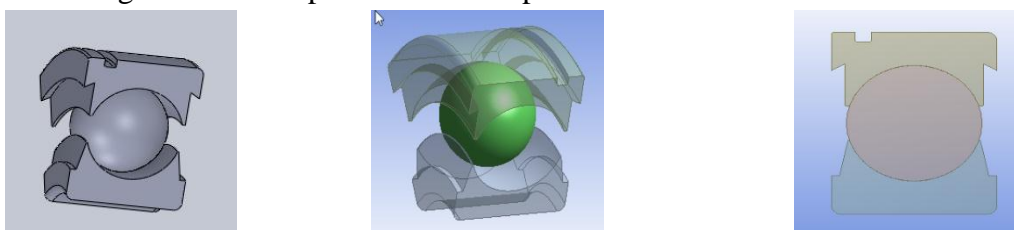


Figure III. 6: Géométrie du modèle de roulement à bille 6411N (SOLIDWORKS)

Le modèle 3D par éléments finis du roulement à billes à gorge profonde de type (6411N) est construit selon les dimensions du tableau III.1, ce modèle est développé en utilisant SOLIDWORKS. Il est importé dans le modèleur de conception d'ANSYS (Figure III.5).

Après avoir importé avec succès les modèles solides de roulement à billes, nous définissons les **propriétés du matériau** et choisissons le module d'élasticité et le coefficient de Poisson du matériau.

III.2.1. Modélisation tridimensionnelle du contact dans le roulement

La résolution du contact au sein du roulement est cruciale pour la connaissance de la répartition des contraintes et des efforts. A partir de la géométrie de roulement obtenue dans la section précédente, un modèle tridimensionnel de roulement a été développé avec le logiciel Solidworks et ANSYS.

Le modèle numérique permet de déterminer la contrainte principale maximale, la contrainte équivalente (Von-mises), la déformation élastique équivalente, et la durée de vie du roulement à billes ainsi que le coefficient de sécurité au sein du roulement à bille.

III.2.2. Conditions aux limites

Au cours de l'analyse, trois conditions aux limites sont considérées:

1. Un support fixe à la bague extérieure (Figure III.7) ;
2. Un standard gravitationnel pris pour l'analyse ;
3. La charge appliquée à la bague interne est donnée.

III.2.3. Acier des roulements

Les années 90 ont vu un développement très important de la qualité des matériaux, de la conception et de réalisation des roulements. Les hétérogénéités de microstructures des matériaux ont longtemps pénalisé la durée de vie des roulements [119, 120]: macro et micro-inclusions, carbures primaires. Une amélioration considérable de la performance des roulements par l'amélioration de la propreté micro-inclusionnaire a été obtenue :

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

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

pour la fabrication des fils à chaud et du tréfilage par sondes rotatives en courant de Foucault. L'ensemble des moyens de traitement de recuit a bénéficié aussi d'améliorations significatives par la maîtrise des atmosphères et le pilotage des températures.

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

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

Le contrôle de la qualité de l'acier au roulement est assuré par plusieurs moyens et méthodes d'analyses telles que, les analyses chimiques, ultrasoniques, les courants de Foucault et les tests électromagnétiques, et ce pour satisfaire les exigences de performances qui réduisent la teneur en inclusions (impuretés) qui diminuent la tenue du roulement à la fatigue durant la période de son fonctionnement normal.

Prenons, comme exemple, le constructeur TIMKEN, [121] qui a basé avant tout sur la propreté de l'acier destiné aux roulements, ce qui lui a permis d'allonger la durée de vie de son produit par un facteur de (16 fois) et ce depuis 1980.

Les roulements sont fabriqués à la base des aciers alliés élaborés en fours électriques et affinés en poches selon les spécifications de chaque type de roulement. Les deux bagues (extérieure et intérieure) sont en acier trempé ou cimenté, entre lesquelles on trouve des éléments roulants de forme sphérique ou cylindrique, de même matière que celle des bagues, et qui doivent subir un traitement thermique qui assure une dureté qui varie entre HRC 62 et HRC 65.

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

Pour résister aux conditions sévères et complexes du chargement, les aciers à roulement doivent avoir une limite d'élasticité élevée pour éviter les déformations sous charge thermomécanique et résister à des sollicitations de cisaillement alternées [122, 123]. Les nuances d'acier les plus utilisées sont donc l'AISI 52100 (American Iron and Steel Institute) connue sous le nom de 100Cr6. Les propriétés mécaniques sont présentées respectivement aux tableaux III. 4, 5.

Il est à noter que l'historique des traitements thermiques subis par les aciers à roulement a un rôle important dans la fatigue de roulement.

III.2.4. Chargement et contact entre les billes et les bagues intérieures et extérieures

Le roulement étant composé de plusieurs éléments en contact (Figure III. 5-a), la résolution des problèmes de contact consiste à résoudre l'équilibre de contact de tous les éléments qui y participent. Pour un roulement sollicité radialement par un effort (F_r), il apparaît au sein du roulement un effort de contact (F_e) de compression de la bille (B) contre la bague extérieure (BE), et (F_i) de la bille contre la bague intérieure (BI). Nous nous intéressons dans un premier temps à l'analyse de contact entre une bille et une bague. En appliquant les symétries de chargement et de géométrie, nous obtenons un modèle plus simple de contact entre la bille et les bagues (Figure III.7 b, c).

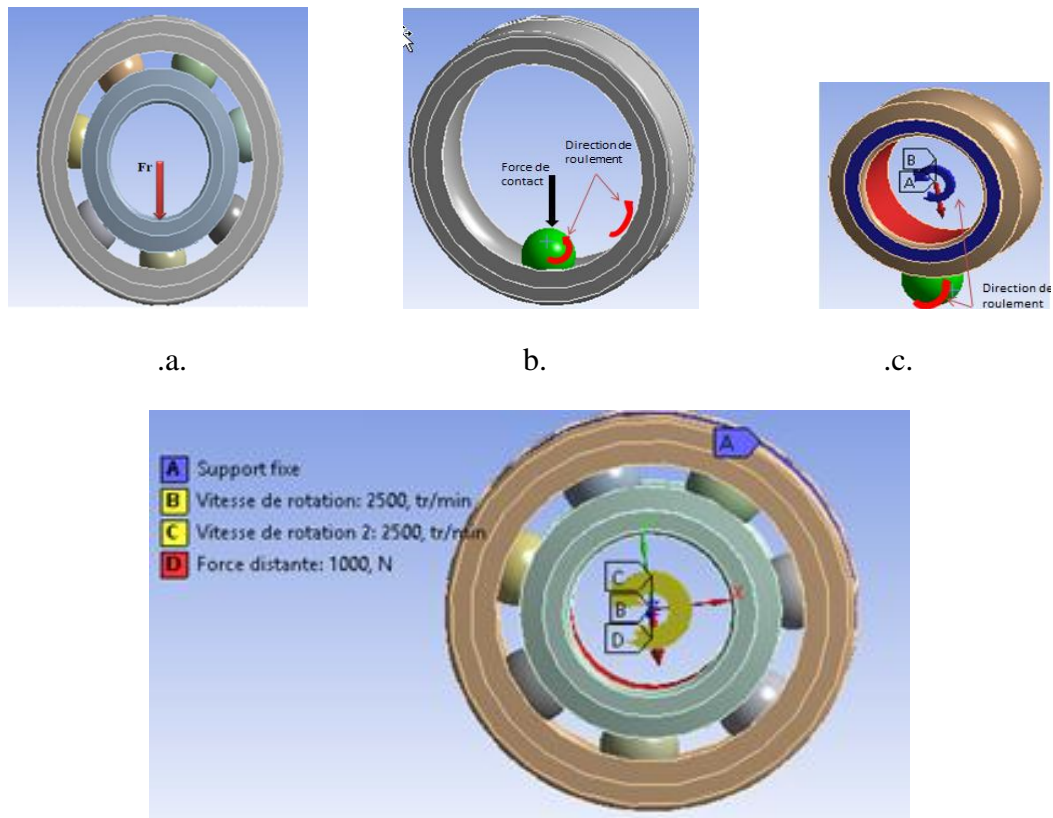


Figure III.7 : Conditions aux limites (a) Contact au sein du roulement, (b) Contact roulant entre la Bille et BE, (c) Contact roulant entre la Bille et BI.

Lors du fonctionnement du roulement, le passage répété des billes sur la piste de roulement crée, au sein des bagues, un état de contraintes ($S = S_{\max}$).

Pour calculer la contrainte maximale (S_{\max}), on utilise les équations de Jones [124] et de Zaretsky [125] qui ont décrit la théorie de contact de Hertz. Les contraintes de contact (Hertz) aux courses respectives d'un roulement dépendent de la géométrie du roulement, de la charge normale au contact et des propriétés élastiques des matériaux du roulement. Jones [124] a développé la théorie de contact d'Hertz pour les contraintes des corps non conformes en contact pour les roulements à billes et à rouleaux.

D'après Jones [124], on peut déduire les relations suivantes pour les contraintes Hertiennes maximales. Les courses intérieure et extérieure des roulements à billes peuvent être dérivées.

Pour les roulements rigides à billes avec une charge radiale uniquement, où F_{max} (N) est la charge normale maximale sur une bille, les contraintes maximales d'Hertz [126] au niveau des chemins de roulement interne et externe sont les suivantes:

$$S_{(max)i} = \frac{K \left(-\frac{2}{D_i} + \frac{4}{d} - \frac{1}{f_i d} \right)^{2/3} F_N^{1/3}}{(\mu\nu)_i} \quad (\text{III.1})$$

Pour les roulements à billes à contact oblique avec une charge de poussée uniquement, les contraintes maximales d'Hertz au niveau des bagues intérieure et extérieure sont :

$$S_{(max)i} = \frac{K \left(-\frac{2 \cos \beta}{d_i - d \cos \beta} + \frac{4}{d} - \frac{1}{f_i d} \right)^{2/3} F_N^{1/3}}{(\mu\nu)_i} \quad (\text{III. 2})$$

III.2.5. Etude du maillage

Le maillage est un paramètre important dans la précision des résultats surtout quand il s'agit des problèmes de contact. Une étude préalable de maillage a été menée en vue de choisir la taille de maillage la mieux adaptée dans les zones de contact entre billes et bague.

Les zones candidates et voisines du contact sont maillées le plus finement possible que le reste du modèle (Figure III. 8). Les deux modèles sont constitués des éléments briques à 8 nœuds à point d'intégration réduit. Le choix de ce type d'éléments a été fait à la suite d'une série d'études réalisées sur les différents types d'éléments disponibles et est basé sur un compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats.

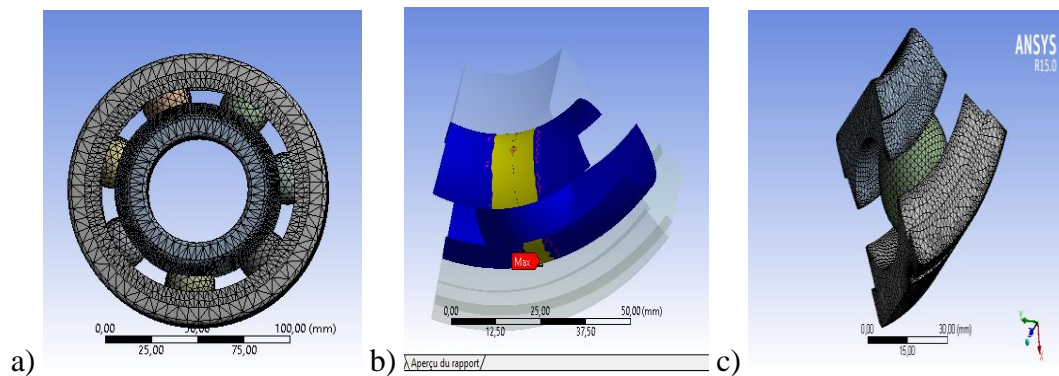


Figure III. 8 : a) Maillage du roulement, b) La piste de roulement, c) Nœuds servant de liaison des éléments billes.

Le modèle que l'on propose au cours de cette partie a pour but d'étudier l'influence des paramètres (charge appliquée, vitesse de rotation, coefficient de frottement et température) sur la durée de vie prévisionnelle d'un roulement à bille.

III. 3. Exécution de la simulation (Résultats et discussions)

Pour l'analyse par éléments finis, on utilise une charge $F(N)$ appliquée sur la surface de la bague intérieure, en maintenant la bague extérieure fixe. ANSYS Workbench indique l'état, la déformation élastique équivalente, la contrainte principale maximale, la contrainte équivalente (Von-Mises) et la durée de vie du roulement à billes ainsi que le coefficient de sécurité qui sont pris en compte dans la base des données d'ANSYS pour les deux matériaux.

La figure III. 9 : indique clairement les zones de contact entre les billes, la bague intérieure et la bague extérieure.

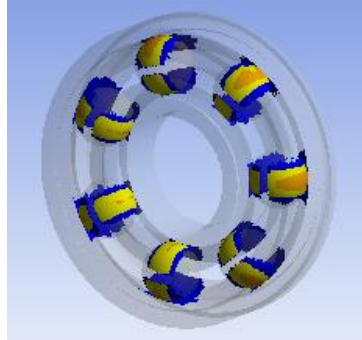


Figure III. 9 : Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement.

Pour voir l'influence des paramètres sur la durée de vie des roulements à billes tels que la propriété des matériaux, la température, le coefficient de frottement, la vitesse de rotation et la charge d'application, nous avons suivi les étapes suivantes :

III.3.1. Influence des propriétés du matériau

Pour modéliser le roulement, il est nécessaire de connaître les propriétés des matériaux constituant les composants de celui-ci. Le roulement modélisé est montré sur les figures III. 5. et 7

Dans cette analyse, deux matériaux sont utilisés :

- ✓ Un roulement en acier standard (XC 42 H1) ;
- ✓ Un roulement en acier 100Cr6 (AISI 52100).

Tableau III. 2: Propriétés de l'acier standard XC 42 H1

Propriétés du matériau	Module d'Young (E) Pa	Coefficient de Poisson (μ)	Masse volumique (ρ) Kg/m ⁻³	Coefficient de résistance	Dureté Brinell
XC 42 H1	$2 e^{+11}$	0.3	7850	$1 e^{+09}$	120

Tableau III. 3: Propriétés de l'acier 100Cr6 (AISI 52100)

Propriétés du matériau	Module d'Young (E) Pa	Coefficient de Poisson (μ)	Masse volumique (ρ) Kg/m ⁻³	Coefficient de résistance	Dureté Brinell
AISI 52100 (100Cr6)	$2,033 e^{+11}$	0,31	7833,413	$1,82 e^{+09}$	195

La figure III.10 montre les résultats de comparaison entre le matériau de nuance acier standard XC 42 H1 et l'acier 100Cr6 (AISI 52100), en termes de déformation élastique

équivalente, d'état de contrainte principale maximale, de contrainte équivalente (Von-mises), de durée de vie du roulement à billes et de coefficient de sécurité.

En comparant les résultats (Tableau III.6) des deux matériaux tirés de la figure III. 10, nous pouvons confirmer que l'acier 100Cr6 est le matériau le plus apte pour cette étude.

Tableau III. 4 : Comparaison entre les propriétés des aciers XC 42 H1 et 100Cr6 (AISI 52100)

	Nom	XC 42 H1		100Cr6 (AISI 52100)	
		Min	Max	Min	Max
1.	Déformation élastique équivalente (mm/mm)	$1,1918e^{-07}$	0,0076662	$3,4552e^{-08}$	0,0085237
2.	Contrainte équivalente Von-mises (MPa)	0,0062665	1810,1	0,0025887	1667,3
3.	Contrainte principale maximal (MPa)	/	524,78	/	328,1
4.	Durée de vie (Cycle)	/	$1e^{+06}$	/	$1e^{+09}$
5.	Coefficient de sécurité	0,062289	15	0,31139	15

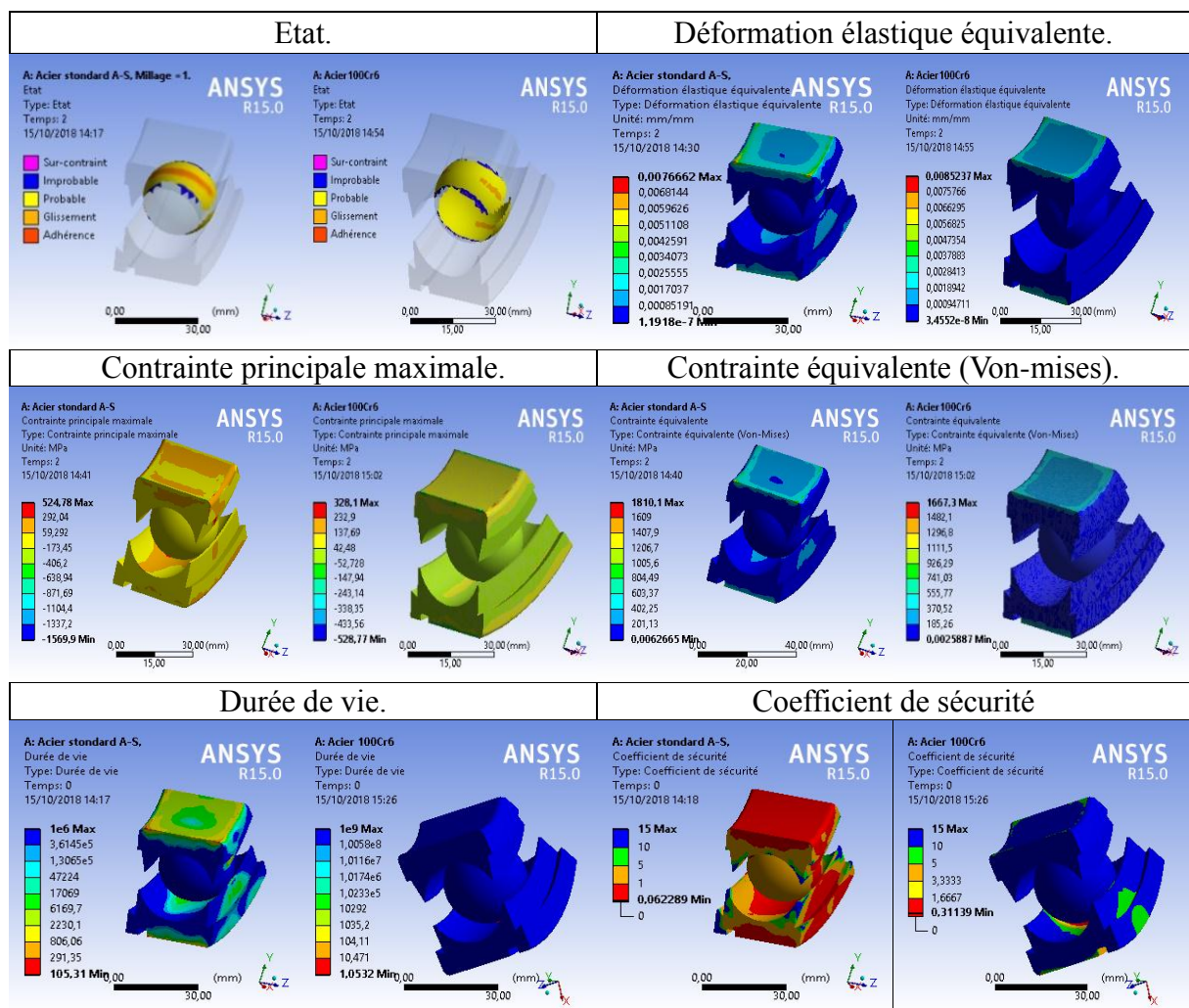


Figure III.10: Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement

III.3.2. Influence de la température

La température a une influence majeure sur de nombreuses caractéristiques de performance d'une application, de plus la température de fonctionnement d'un roulement est la température d'état stable qu'il atteint en fonctionnement et en équilibre thermique avec les éléments qui l'entourent.

- la chaleur générée par le roulement, causée par la perte de puissance combinée due au frottement du roulement et des joints ;
- la chaleur en provenance de l'application transférée au roulement par l'intermédiaire de l'arbre, du palier, de la fondation et d'autres éléments environnants ;
- la chaleur dissipée depuis le roulement par l'intermédiaire de l'arbre, du palier, de la fondation, du système de refroidissement du lubrifiant (le cas échéant) et d'autres dispositifs de refroidissement ;
- La température de fonctionnement du roulement dépend autant de la conception de l'application que du frottement généré dans le roulement ;

De plus, la génération de chaleur dans les roulements se manifeste, lors de la mise en contact entre la bague intérieure, la bague extérieure et les billes, par une perte de puissance de la transmission [127]. En raison de l'augmentation de la température due à la génération de chaleur, l'apparition de la dilatation affecte négativement les caractéristiques géométriques des roulements.

Dans l'application de la méthode des éléments finis, la génération de chaleur entre les corps roulants et les chemins de roulement est intégrée. On a étudié l'influence de la température, du coefficient de frottement, de la déformation élastique équivalente, de la contrainte principale maximale, de la contrainte équivalente (Von-mises) et du coefficient de sécurité sur la génération de la chaleur, en prenant en compte les propriétés thermiques des composants du roulement.

Le but de cette étude est d'obtenir une distribution du champ de température du roulement (6411 N) en acier 100Cr6 soumis à une charge de $F=1000$ N à une vitesse de rotation de 2500 tr/min. Le transfert de chaleur du modèle de l'environnement est défini à partir de toutes les surfaces avec un coefficient de transfert de chaleur de $15 \text{ W/m}^2\text{K}$. Les propriétés thermiques du roulement en acier 100Cr6 sont indiquées directement sur ANSYS. Afin de réaliser un couplage direct du champ thermique et structural, les contacts entre les chemins de roulement et les éléments roulants ont été définis comme un contact de frottement, avec un coefficient de frottement de $\mu = 0,1$.

Le Tableau III. 5 montre les valeurs de la contrainte principale maximale S_{\max} , de la contrainte de Von-mises (S_{eq}), de la pression, de la contrainte de frottement, de la durée de vie (max, min) pour différentes valeurs de température (T) et avec un coefficient de frottement fixe ($\mu=0,1$), avec une vitesse de rotation ($V= 2500$ tr/min).

Tableau III. 5 : Effet de la température sur les différents paramètres de la surface de contact.

Coefficient de frottement ($\mu = 0,1$), vitesse de rotation ($V = 2500 \text{ tr/min}$), force ($F = 1000\text{N}$),					
Température T (°C)		80	90	100	110
1.	Contrainte de Von-mises (S_{eq})	734,23	861,03	987,91	1114,8
2.	Contrainte principale Max (S_{max})	158,53	185,73	212,95	240,18
3.	Pression	361,45	416,96	470,79	528,57
4.	Contrainte de frottement	23,252	31,623	40,175	46,836
5.	Durée de vie maximale	$1e^{+6}$	$1e^{+6}$	$1e^{+6}$	$1e^{+6}$
6.	Durée de vie minimale	531,24	351,05	245,54	180,19

Résultats obtenus : Effet de la température sur les différents paramètres de la surface de contact avec un coefficient de frottement constante.

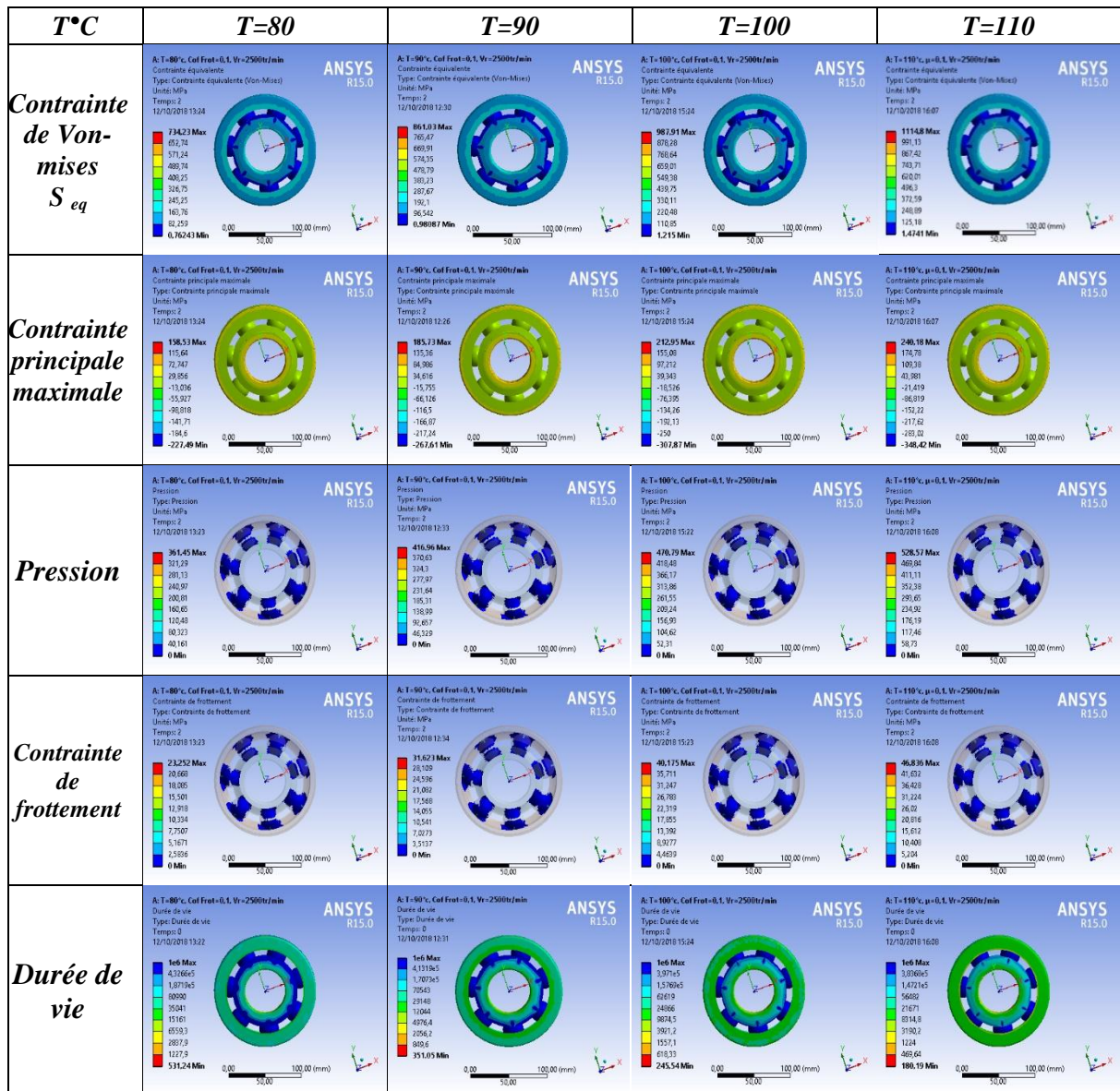


Figure III.11 : Variation de la température sur la surface de contact elliptique sur les pistes de roulement.

III.3.3. Influence de la température et du coefficient de frottement sur le nombre de cycles.

Le Tableau III. 6 montre la variation du nombre de cycles pour différentes valeurs de la température (T) et du coefficient de frottement (μ). A partir de 3000 tr/mn, la consommation en carburant augmente, le régime de fonctionnement du moteur devrait changer et le rendement diminue. Ainsi, le nombre de cycles optimal à prendre en considération se trouve dans la plage de 0,1 à 0,15 du coefficient de frottement.

Tableau III. 6 : Evolution du nombre de cycles en fonction de température et du coefficient de frottement.

		Nombre de cycles (N)					
	T°C	μ	0,08	0,1	0,15	0,2	0,24
1.	80		$5,94 e^{+09}$	$4,35 e^{+09}$	$1,90 e^{+09}$	$7,92 e^{+08}$	$3,89 e^{+08}$
2.	90		$6,05 e^{+09}$	$4,43 e^{+09}$	$1,93 e^{+09}$	$8,03 e^{+08}$	$3,93 e^{+08}$
3.	100		$6,16 e^{+09}$	$4,50 e^{+09}$	$1,96 e^{+09}$	$8,14 e^{+08}$	$3,98 e^{+08}$
4.	110		$6,28 e^{+09}$	$4,58 e^{+09}$	$1,99 e^{+09}$	$8,25 e^{+08}$	$4,03 e^{+08}$

De la même façon, et dans les mêmes conditions, la figure III. 12 illustre l'influence du coefficient de frottement (μ) sur la durée de vie du roulement à billes. On constate que celle-ci diminue avec l'augmentation du coefficient de frottement (μ).

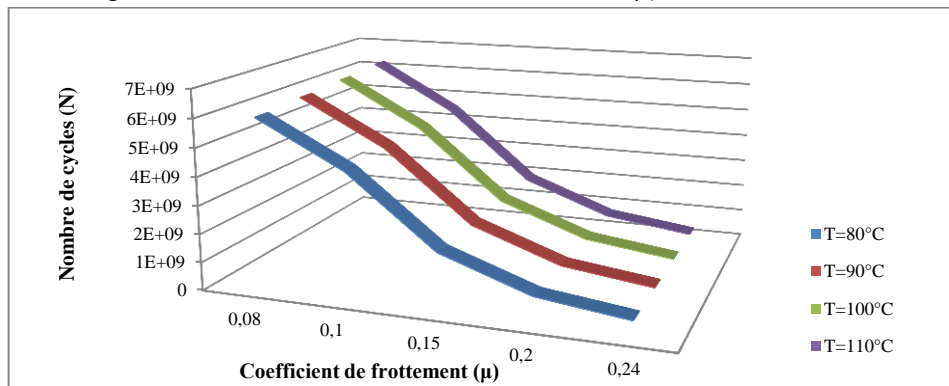


Figure III. 12 : Evolution du nombre de cycles en fonction de température et du coefficient de frottement.

III.3.4. Influence de la température et du coefficient de frottement sur les contraintes.

Le Tableau III. 7 montre les valeurs des contraintes maximales S_{max} pour différentes valeurs de température (T) et de coefficient de frottement (μ), avec une vitesse de rotation $V=2500$ tr/min.

Tableau III. 7 : Evolution des contraintes maximales en fonction de température et du coefficient de frottement.

		La variation de la température (T) et du coefficient de frottement (μ), avec une vitesse de rotation ($V = 2500$ tr/min).				
	μ	T°C	80	90	100	110
1.	0,08		266,69	266,82	267,15	267,83
2.	0,1		281,3	281,64	281,7	281,88
3.	0,15		315,75	316,64	316,84	317,98
4.	0,2		358,76	359,29	361,11	362,27
5.	0,24		399,03	399,42	400,46	401,72

En se référant aux données de la température et du coefficient de frottement, la figure III. 13 montre l'influence de ces deux paramètres sur la contrainte maximale. Nous remarquons que l'augmentation du coefficient de frottement a une influence considérable sur la contrainte maximale. Cependant, la température a une faible influence.

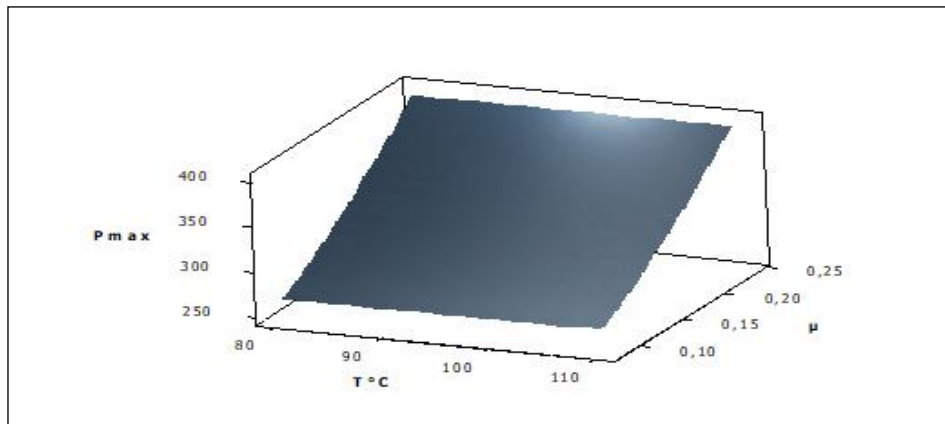


Figure III. 13 : Evolution du contraintes maximales en fonction de température et du coefficient de frottement.

III.3.5. Influence de la charge d'application

Pour voir l'influence de la charge appliquée (F), il est intéressant de fixer la température (T), le coefficient de frottement (μ) et la vitesse de rotation (V) (Tableau III. 8, Figure III. 14), nous remarquons une augmentation de la contrainte de Von-mises en fonction de la charge appliquée (F).

Tableau III. 8 : Evolution de la contrainte en fonction de la charge appliquée

Evolution de la contrainte de Von-mises en fonction de la charge appliquée				
F(N)	500	1000	1500	1700
S _{max}	153,390	271,323	389,294	436,480

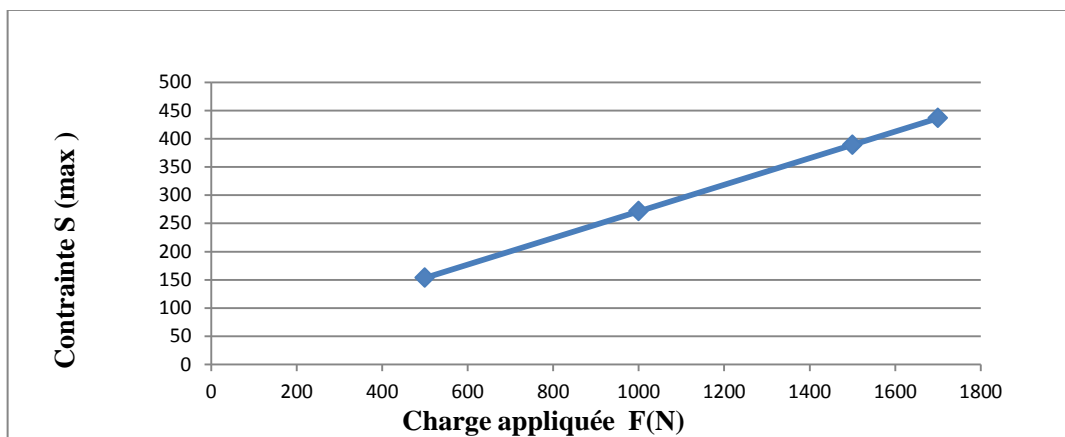


Figure III. 14: Influence de la charge appliquée F(N) sur la contrainte maximale.

III.3.6. Influence de la charge d’application et de la vitesse de rotation

Pour différentes valeurs de la charge appliquée (F) et de la vitesse de rotation (V), les résultats obtenus montrent l'augmentation de la contrainte de Von-mises (S_{max}) en fonction de l’augmentation de ces deux paramètres.

La figure III. 15 et le Tableau III. 9 présentent les contraintes maximales lors du changement de la vitesse de rotation et des charges appliquées.

Tableau III. 9 : Variation de la contrainte de Von-mises en fonction de la vitesse de rotation V(tr/mn)

Evolution de la contrainte de von-mises en fonction de vitesse de rotation et la charge appliquée				
V (tr/min)	/F(N)	500	1000	1500
1500		134,412	252,396	370,394
2000		147,228	265,186	383,158
2500		163,759	281,640	399,598
3000		184,000	301,809	419,729

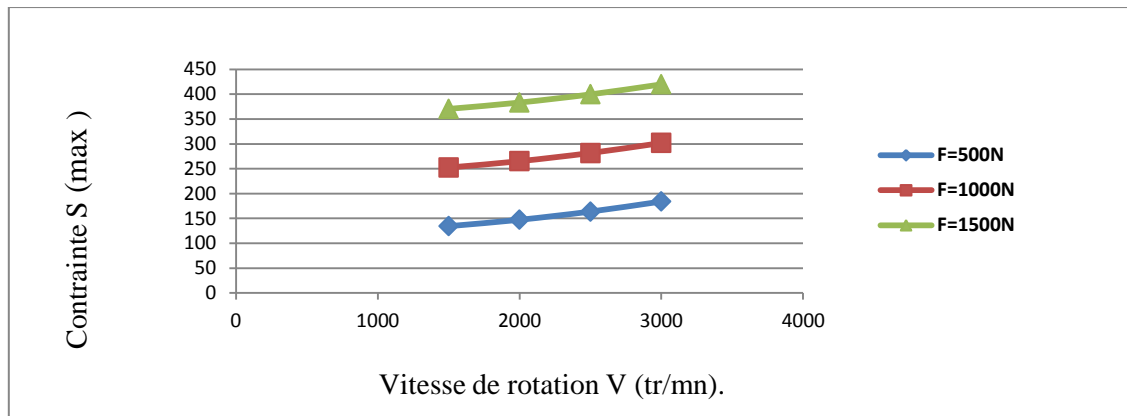


Figure III. 15 : Influence de la vitesse de rotation sur la contrainte S pour différentes charges

La durée de vie des roulements à bille est calculée conformément à la norme ISO 281, sur la base de l'idée que l'initiation de l'écaillage détermine la défaillance du roulement, donc sa durée de vie réelle. En 2006, Y. Choi et C.R. Liu [45] ont développé un modèle de durée de vie à la fatigue de contact de roulement, ont dit que la modélisation de la durée de vie des surfaces en contact de roulement est basée principalement sur:

- 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 donné par l'équation de Basquin [45]:

$$N_i = 10^6 \frac{(700)^4}{S} / (\text{Log}_{10}(\text{UTS}) - 2,85) \tag{III. 4}$$

Où : UTS est la résistance à la traction ultime (Ultimate tensile strength) [(UTS)=3,45 HB], (HB) est la dureté Brinell, N_i : nombre de cycles de la période d'initiation et S est la contrainte de traction équivalente de la contrainte de cisaillement maximale au point de la initiation de la fissure.

La fiabilité du modèle de durée de vie d'initiation de fissure développé a été comparée au modèle de durée de vie d'initiation de fissure basé sur la courbe de contrainte de vie locale, qui a été utilisé pour prédire la durée de vie d'initiation de fissure dans les travaux antérieurs de Y. Choi, C.R. Liu [46, 47]. L'équation de Basquin (III.4) est modifiée en fonction de la dureté locale et la durée de vie de l'ouverture d'une fissure est prédite à l'aide de l'équation de Basquin modifiée et d'une contrainte de traction équivalente de la contrainte de cisaillement maximale au point d'initiation de la fissure. L'équation (III.5) montre le modèle final de durée de vie d'initiation de fissure basé sur la courbe de contrainte de vie locale:

$$N_i = 4,49 * 10^6 \left(\frac{764}{S} \right)^{6,577} \quad (III.5)$$

Le calcul du rapport entre la température et la perte de puissance des composants au sein de la structure est complexe et ces facteurs sont dépendants entre eux, comme la charge, les conditions de lubrification et les dimensions des roulements. L'estimation de la température de fonctionnement et la vérification des limites de vitesse sont des aspects critiques de l'analyse de la durée de vie du roulement à bille.

De ce fait le modèle décrit précédemment dans l'équation (III.5) a été utilisé pour prévoir la durée de vie des roulements à billes. Avant d'utiliser cette équation, nous avons déterminé un modèle analytique de la contrainte à travers l'équation suivante (III.6) qui dépend d'importants paramètres tels que :

(**F**) : Charge appliquée ; (**v**) : Vitesse de rotation ;

(**μ**) : Coefficient de frottement ; (**T**) : Température

Ces paramètres ont été introduits dans S et qui vont suivre des distributions statistiques variées dans l'analyse fiabiliste.

$$S = [0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{v}{1000} \right) + 7.4 * \left(\frac{v}{1000} \right)^2] * (0.794 + 1.29 * -2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2) \quad (III.6)$$

Ainsi, le modèle de calcul de la prédiction de la durée de vie varie en fonction des différents paramètres tels que : la charge appliquée, la vitesse de rotation, le coefficient de frottement et la température.

En faisant varier ces différents paramètres, une étude paramétrique a été envisagée pour comparer les résultats donnés par la MEF et le modèle mathématique (5).

Tableau III. 10 : Evolution de la contrainte S en fonction des paramètres

$T^{\circ}C$	μ	$S_{FEM}(MPa)$	$S_{Cal}(MPa)$	S_{FEM}/S_{Cal}	Erreur (%)
80	0,08	266,82	256,12	0,95989806	0,04010194
90		266,69	255,4162	0,95772695	0,04227305
100		267,15	254,7125	0,95344376	0,04655624
110		267,83	254,0087	0,94839525	0,05160475
80	0,1	281,3	268,551	0,95467828	0,04532172
90		281,64	267,8473	0,9510272	0,0489728
100		281,7	267,1435	0,94832623	0,05167377
110		281,88	266,4398	0,94522421	0,05477579
80	0,15	315,75	304,6534	0,96485637	0,03514363
90		316,64	303,9496	0,95992168	0,04007832
100		316,84	303,2459	0,95709475	0,04290525
110		317,98	302,5421	0,95145009	0,04854991
80	0,2	358,76	347,934	0,96982384	0,03017616
90		359,29	347,2303	0,96643463	0,03356537
100		361,11	346,5265	0,9596148	0,04038520
110		362,27	345,8228	0,95459961	0,04540039
80	0,24	399,03	387,7268	0,97167331	0,02832669
90		399,42	387,0231	0,96896275	0,03103725
100		400,46	386,3193	0,96468886	0,03531114
110		401,72	385,6156	0,95991138	0,04008862

En comparant les résultats du modèle mathématique et ceux de la méthode des éléments finis, le Tableau III. 10 et la figure III. 16 montrent une bonne corrélation de la contrainte de Von-Mises, l'écart d'erreur entre les deux modèles est inférieur à 5%.

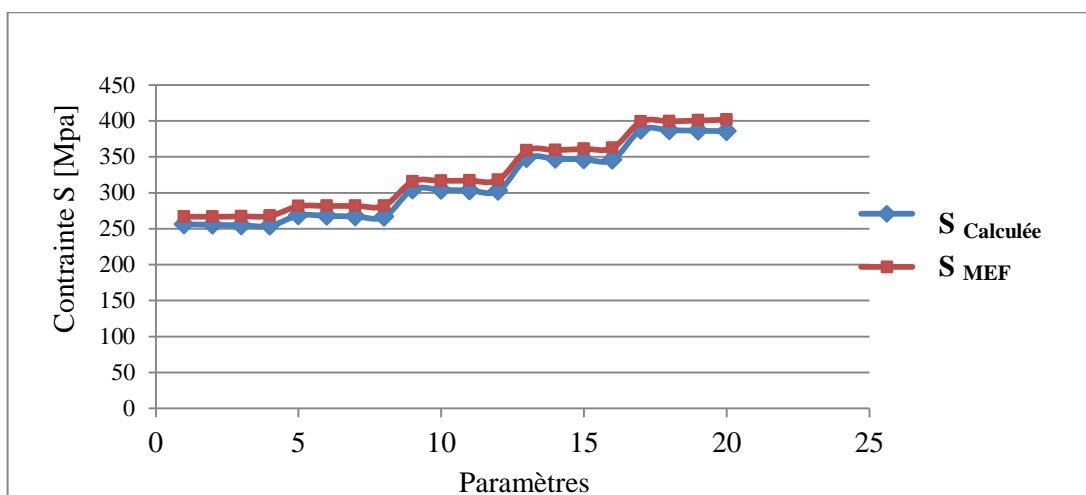


Figure III. 16 : Comparaison entre S_{FEM} et S_{Cal}

Le Tableau III. 11 et la figure III. 17 montrent une bonne corrélation des résultats de la durée de vie avec les deux modèles, l'écart d'erreur est en moyenne de **0.21 %**.

Tableau III. 11 : Durée de vie en fonction des variations des paramètres.

$T^{\circ}C$	μ	$Ni (\sigma_{FEM}) (Cycle)$	$Ni1 (Cycle)$	$Erreur Ni/Ni1$	$Erreur \%$
80	0,08	$4,54 e^{+09}$	$5,94 e^{+09}$	0,76430976	0,23569024
90		$4,56 e^{+09}$	$6,05 e^{+09}$	0,75371901	0,24628099
100		$4,50 e^{+09}$	$6,16 e^{+09}$	0,73051948	0,26948052
110		$4,43 e^{+09}$	$6,28 e^{+09}$	0,70541401	0,29458599
80	0,1	$3,21 e^{+09}$	$4,35 e^{+09}$	0,73793103	0,26206897
90		$3,18 e^{+09}$	$4,43 e^{+09}$	0,71783296	0,28216704
100		$3,18 e^{+09}$	$4,50 e^{+09}$	0,70666667	0,29333333
110		$3,16 e^{+09}$	$4,58 e^{+09}$	0,68995633	0,31004367
80	0,15	$1,50 e^{+09}$	$1,90 e^{+09}$	0,78947368	0,21052632
90		$1,47 e^{+09}$	$1,93 e^{+09}$	0,76165803	0,23834197
100		$1,47 e^{+09}$	$1,96 e^{+09}$	0,75000000	0,25000000
110		$1,43 e^{+09}$	$1,99 e^{+09}$	0,71859296	0,28140704
80	0,2	$6,48 e^{+08}$	$7,92 e^{+08}$	0,81818182	0,18181818
90		$6,41 e^{+08}$	$8,03 e^{+08}$	0,79825654	0,20174346
100		$6,21 e^{+08}$	$8,14 e^{+08}$	0,76289926	0,23710074
110		$6,08 e^{+08}$	$8,25 e^{+08}$	0,7369697	0,2630303
80	0,24	$3,22 e^{+08}$	$3,89 e^{+08}$	0,8277635	0,1722365
90		$3,20 e^{+08}$	$3,93 e^{+08}$	0,81424936	0,18575064
100		$3,14 e^{+08}$	$3,98 e^{+08}$	0,78894472	0,21105528
110		$3,08 e^{+08}$	$4,03 e^{+08}$	0,76426799	0,23573201

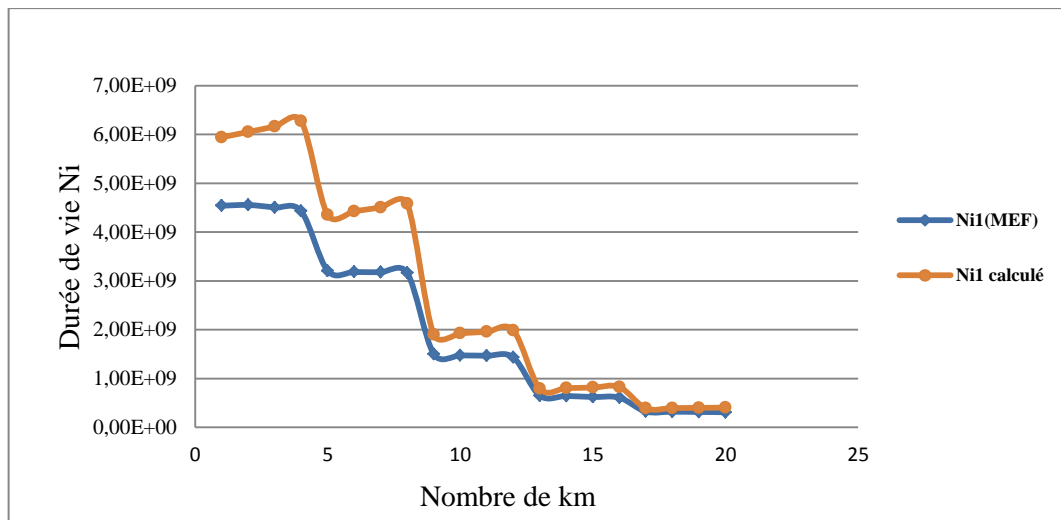


Figure III. 17 : Comparaison entre Ni_{FEM} et Ni_{Cal}

Pour un camion qui circule avec une vitesse de 80 km/h et une vitesse de rotation de 2500 tr/min, la période de changement de l'huile de lubrification du roulement peut aller jusqu'à $7,5 \cdot 10^6$ Km.

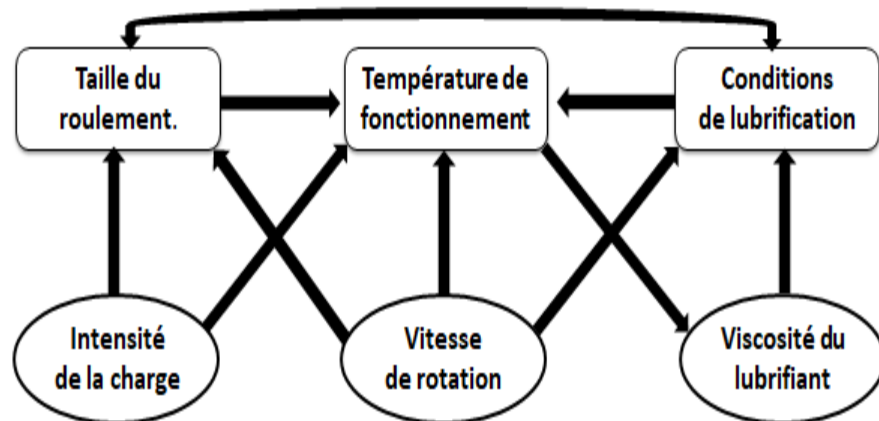
III.4. Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les résultats numériques obtenus par la méthode des éléments finis appliquée au roulement. Les différents modes et distributions de contraintes dans le corps du roulement sont discutés dans le but de déterminer les zones de fonctionnement critique. Le modèle éléments finis du roulement a été conçu à partir d'une géométrie bien déterminée. Une extraction efficace des fréquences et des déformées modales du modèle a été effectuée.

Pour mener l'étude par simulation numérique, on a utilisé le code numérique "Solidworks", qui est l'un des codes de calcul basé sur la méthode des éléments finis. L'analyse par éléments finis du roulement à billes du modèle 6411 N a été réalisée à l'aide de l'outil FEA et ANSYS WORKBENCH.

Sur influence de ces paramètres (propriétés des matériaux et du lubrifiant utilisés, la température de fonctionnement, la vitesse de fonctionnement) on peut conclure que :

- ✓ Pour choisir un type de roulement donné, la température de fonctionnement, les conditions de lubrification et la taille du roulement, sont interdépendantes.
- ✓ La température de fonctionnement dépend de la charge du roulement, des conditions de lubrification de la vitesse de rotation et de la taille du roulement ;
- ✓ Les conditions de lubrification dépendent de la température de fonctionnement, de la viscosité du lubrifiant et de la vitesse de rotation ;
- ✓ La taille du roulement est choisie en fonction de la charge, de la vitesse de rotation et des conditions de lubrification.



En fatigue de contact, malgré le développement d'un grand nombre de modèles de prédiction de la durée de vie, le dimensionnement s'effectue encore très souvent à l'aide de modèles utilisant des facteurs correctifs déterminés expérimentalement.

Des recherches supplémentaires devraient être orientées vers la validation de la méthode pour des conditions plus réalistes, telles que l'existence d'un jeu radial, la génération de frottement dans le contact des éléments roulants, ainsi que d'autres influences contribuant au frottement.

La méthode des éléments finis est employée pour modéliser les systèmes réels, car elle est précise et permet d'étudier l'ensemble des modes de vibration de roulement, la précision de calcul augmente avec le raffinement de maillage.

CHAPITRE IV

Analyse fiabiliste et inspections des roulements

IV.1. Analyse fiabiliste

L'analyse de fiabilité vise principalement à déterminer la probabilité de défaillance d'une structure donnée soumise à un chargement. Pour le calcul de fiabilité, il est nécessaire de spécifier la résistance de la structure, ainsi que les différentes incertitudes liées aux sollicitations. La formulation du problème de base dans l'analyse de fiabilité consiste à définir l'équation dite d'état limite $G(X)$, qui décrit l'état de la structure par un indice quantitatif [128, 129]. Calculer la probabilité de défaillance revient à évaluer l'intégrale de la distribution conjointe de l'ensemble des variables aléatoires (x) sur le domaine de défaillance.

$$P_f = \int \{G(X) \leq 0\} f_x(x) dx \quad (IV.1)$$

Où : $f_x(x)$ est la fonction de densité de probabilité des variables aléatoires x . Ces variables sont représentatives de la charge dans la structure, de la résistance et des incertitudes associées. G désigne la fonction de défaillance du modèle, il y a donc défaillance lorsque $G(X) \leq 0$. L'analyse de la durée de vie des roulements présente un intérêt pour cette étude.

L'indice de fiabilité est donné par $\beta = -\Phi^{-1}(P_f)$, où Φ représente la fonction de répartition de la loi normale centrée réduite.

Dans cette partie, une analyse fiabiliste a été développée pour estimer la durée de vie du roulement en tenant compte des incertitudes inhérentes à la sollicitation et aux propriétés mécaniques. En premier lieu, on propose un cas avec une étude fiabiliste qui consiste à déterminer l'influence des différents paramètres de fonctionnement (la charge appliquée, la température, la vitesse de rotation et le coefficient de frottement) sur la contrainte équivalente de Von-Mises. Ensuite, le deuxième cas sera réservé à l'évaluation de la durée de vie des roulements en tenant compte de l'influence de la charge appliquée et de la température.

IV.1.1. Premier Cas

La démarche pour choisir l'expression de la durée de vie des roulements dans l'approche probabiliste est basée sur l'approche déterministe car l'approche probabiliste n'est qu'une extension de l'approche déterministe. La sélection de cette expression est une étape importante car les matériaux s'endommagent par plusieurs mécanismes de dégradation, donc la présence de plusieurs modes de défaillance. Dans cette partie, on définit l'expression de la contrainte maximale représentant la fonction d'état limite, en fonction de la température, du coefficient de frottement, de la vitesse de rotation et de la charge supportée par le roulement. L'équation d'état limite est donnée par :

$$G(X) = S_{\max} - \left[0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{V}{1000} \right) + 7.4 * \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \right] * (0.794 + 1.29 * \mu - 2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2) \leq 0 \quad (IV.2)$$

La fonction $S(x)$ peut s'écrire sous cette forme :

$$S(x) = F_a * E_{nv} \quad (IV.3)$$

$$\text{Ou } F_a = \left[0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{V}{1000} \right) + 7.4 * \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \right] \quad (IV.4)$$

$$\text{Et } E_{nv} = (0.794 + 1.29 * \mu - 2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2) \quad (IV.5)$$

Où X est un vecteur qui contient les variables (F) de la charge appliquée, (V) de la vitesse de rotation, (μ) du coefficient de frottement et (T) de la température.

Le calcul de l'indice de fiabilité β est basé sur la fonction d'état limite (IV.2) et les fonctions de distribution caractérisées par la moyenne et l'écart type. Toutes les variables sont supposées suivre des lois normales.

Le Tableau IV. 1 montre l'évolution de la contrainte de Von-mises qui croit avec l'augmentation de la charge appliquée et cela est traduit par la diminution de l'indice de fiabilité (Tableau IV. 2) avec un coefficient de variation $Cv=10\%$. Dans la pratique, l'augmentation de la charge conduit à l'élévation de la vitesse d'usure d'où la diminution de la fiabilité des roulements.

Tableau IV. 1 : Influence de la charge appliquée sur la contrainte de Von-mises.

F (N)	Fa (N)	Env	Contrainte	Cycles	Cycle Service
500	163,5	0,9515	155,5703	157779,4521	200
1000	281,5	0,9515	267,8473	4427,2832	200
1500	399,5	0,9515	380,1243	442,7727	200
2000	517,5	0,9515	492,4013	80,7176	200

Tableau IV. 2 : Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la charge appliquée.

F (N)	Cv	Ecart-type	Indice de fiabilité β	Probabilité de défaillance
500	10%	50	7,0366	$9,92e^{-013}$
1000		100	4,7435	$1,05e^{-006}$
1500		150	1,7833	$3,73e^{-002}$
2000		200	-1,2404	$8,93e^{-001}$

Le Tableau IV. 3 montre que la contrainte de Von-mises augmente avec l'augmentation du coefficient de frottement. Ceci traduit par une diminution de l'indice de fiabilité (Tableau IV. 4). Pratiquement, l'augmentation de la charge va augmenter la valeur du coefficient de frottement qui a une relation directe avec la charge appliquée.

Tableau IV. 3 : Influence du coefficient de frottement sur la contrainte de Von-mises.

μ	Fa (N)	Env.	Contrainte	Cycles	Cycle Service
0,08	281,5	0,9073	255,4162	6051,7122	200
0,1	281,5	0,9515	267,8473	4427,2832	200
0,15	281,5	1,0798	303,9496	1927,3703	200
0,20	281,5	1,2335	347,2303	802,9892	200

Tableau IV. 4 : Évolution de l'indice de fiabilité en fonction du coefficient de frottement.

μ	Cv	Ecart-type	Indice de fiabilité β	Probabilité de défaillance
0,08	20%	0,016	5,6443	$8,32e^{-009}$
0,1		0,02	4,7435	$1,05e^{-006}$
0,15		0,03	2,8565	$2,14e^{-003}$
0,20		0,04	1,4741	$7,02e^{-002}$

Le Tableau IV. 5 montre que la contrainte de Von-mises augmente avec l'augmentation de la vitesse, donc une diminution de l'indice de fiabilité (Tableau IV. 6). En effet, l'élévation de la vitesse de rotation réduit la durée de vie des roulements à billes.

Tableau IV. 5 : Influence de la vitesse sur la contrainte de Von-mises.

V (tr/min)	Fa (N)	Env	Contrainte	Cycles	Cycle Service
1500	252,2	0,9515	239,3683	9121,7744	200
2000	265,0	0,9515	252,1475	6586,7111	200
2500	281,5	0,9515	267,8473	4427,2832	200
3000	301,7	0,9515	287,0676	2806,6607	200

Tableau IV. 6 : Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la vitesse de rotation.

V (tr/min)	Cv	Ecart-type	Indice de fiabilité β	Probabilité de défaillance
1500	15%	250	6,1758	$3,30e^{-010}$
2000		300	5,5927	$1,12e^{-008}$
2500		375	4,7435	$1,05e^{-006}$
3000		450	3,7667	$8,27e^{-005}$

Dans le Tableau IV. 7, nous constatons que la contrainte de Von-mises a diminué légèrement avec l'augmentation de la température d'où une valeur approximativement constante de l'indice de fiabilité (Tableau IV. 8). Ceci est dû à la négligence des phénomènes physiques dans la modélisation où on n'a pris en compte que le phénomène de conduction dans la simulation.

Tableau IV. 7 : Influence de la température sur la contrainte de Von-mises.

T °c	Fa (N)	Env	Contrainte	Cycles	Cycle Service
80	281,5	0,9540	268,5510	4351,5329	200
90	281,5	0,9515	267,8473	4427,2832	200
100	281,5	0,9490	267,1435	4504,5566	200
110	281,5	0,9465	266,4398	4583,3880	200

Tableau IV. 8 : Évolution de l'indice de fiabilité en fonction de la température.

T °c	Cv	Ecart-type	Indice de fiabilité B	Probabilité de défaillance
80	10%	8	4,7191	$1,19e^{-006}$
90		9	4,7435	$1,05e^{-006}$
100		10	4,7680	$9,32e^{-007}$
110		11	4,7924	$8,25e^{-007}$

La probabilité de défaillance voire l'indice de fiabilité des roulements à billes sous les charges internes et externes est calculée en prenant en compte la température. Connaître le poids d'une variable consiste à identifier l'influence de sa variation sur l'état du roulement. Le but est de sélectionner les variables les plus significatives, ce qui permet de mieux les maîtriser selon leur rôle par rapport au comportement mécanique ou fiabiliste.

Les figures IV. 1 et 2 illustrent l'importance des variables dans le calcul de fiabilité. En étudiant l'effet du coefficient de frottement μ , de la vitesse de rotation V , de la température T , et de la charge appliquée F , nous constatons que F avec 41% est la variable la plus importante, suivie de μ avec 32%. V vient ensuite avec 26%, suivie de la température avec une valeur négligeable.

Par conséquent, la marge de sûreté du roulement, en conditions de charge est la plupart du temps dépendante à 73% de deux variables principales : F et μ . Les variables les plus influentes doivent être soumises à de sévères contrôles de qualité ; par contre, celles qui jouent un faible rôle peuvent être moins contrôlées et même supposées déterministes.

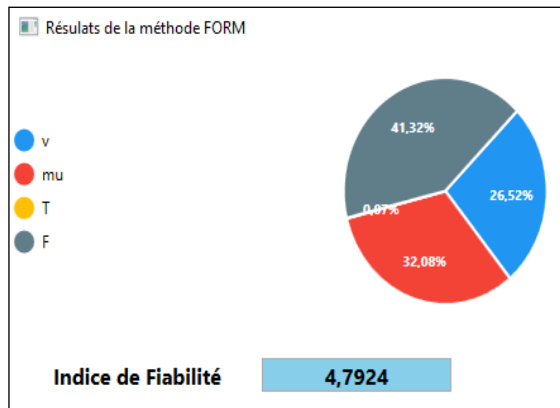


Figure IV. 1 : Indice de fiabilité

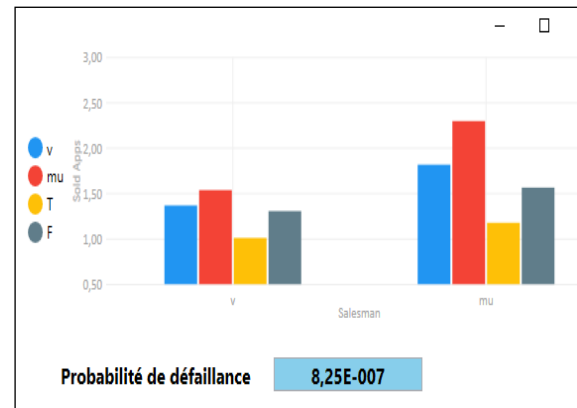


Figure IV. 2 : Probabilité de défaillance

F : la charge appliquée, V : la vitesse de rotation.

mu : le coefficient de frottement et T : la température.

IV.1.2. Deuxième Cas

En pratique, le coefficient de frottement n'est pas constant et varie en fonction de la durée de mise en marche de la vitesse de rotation. Pour cela, on a décrit une relation mathématique qui relie le coefficient de frottement, la vitesse de rotation et le nombre de cycles correspondant à l'épaisseur du film d'huile dégradé.

La relation (IV. 6) a été décrite en se basant sur la simulation numérique pour différentes valeurs de la vitesse de rotation. Le coefficient de frottement est calculé comme étant le rapport entre la force normale et la force tangentielle.

$$\mu_0 = \left(0.017 * \left(\frac{v}{1000} \right)^{0.8} \right) + \left(\frac{120}{500 + v} \right) \tag{IV. 6}$$

La Figure IV. 3 montre l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation. On constate que le coefficient de frottement diminue avec l'augmentation de la vitesse de rotation jusqu'à une valeur minimale de 0.08 pour une vitesse de 2500 tr/mn. Plus la vitesse augmente, plus la viscosité du fluide diminue. Après cette valeur critique, le frottement augmente progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Ceci est dû à la détérioration du film d'huile [130, 131].

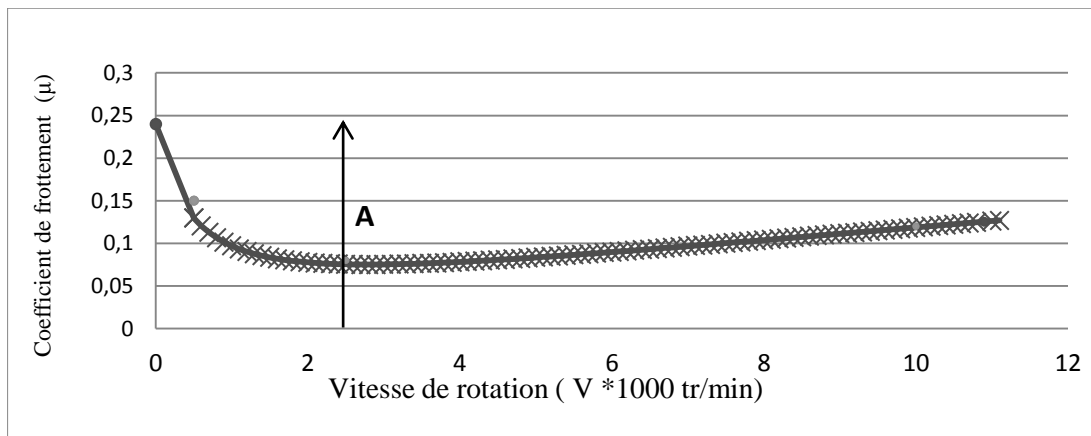


Figure IV. 3 : Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation.

L'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles a été aussi déterminée par simulation numérique (Figure IV. 4). A partir des résultats de la simulation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation et du nombre de cycles, on peut alors écrire l'équation suivante obtenue par une régression non linéaire :

$$\mu(v, N) = \left(0.017 * \left(\frac{v}{1000} \right)^{0.8} \right) + \frac{120}{500 + v} + 10^{-3} * N + \left(\frac{0.085}{1 + e^{\left(\frac{9-N}{2} \right)}} \right) \quad (IV. 7)$$

La résolution de cette équation non linéaire par la méthode de Newton Raphson nous permet de trouver le nombre de cycles optimal (N_{opt}), en connaître la vitesse de rotation et le coefficient de frottement.

Pour analyser la durée de vie des roulements à billes, on doit définir la fonction d'état limite (IV. 8) et (IV. 9). Une fois le nombre de cycles N_{opt} est déterminé, on le remplace dans l'équation d'état limite (IV. 8). La contrainte maximale est déterminée par l'équation (III. 14) afin d'étudier l'influence de la charge appliquée et de la température sur l'indice de fiabilité.

La fonction d'état limite pour évaluer la fiabilité est donnée par l'équation suivante :

$$G(X) = N_{opt} - N_i \leq 0 \quad (IV. 8)$$

$$N_i = 4.49 * 10^6 \left(\frac{764}{\sigma_{max}} \right)^{6.577} \quad (IV. 9)$$

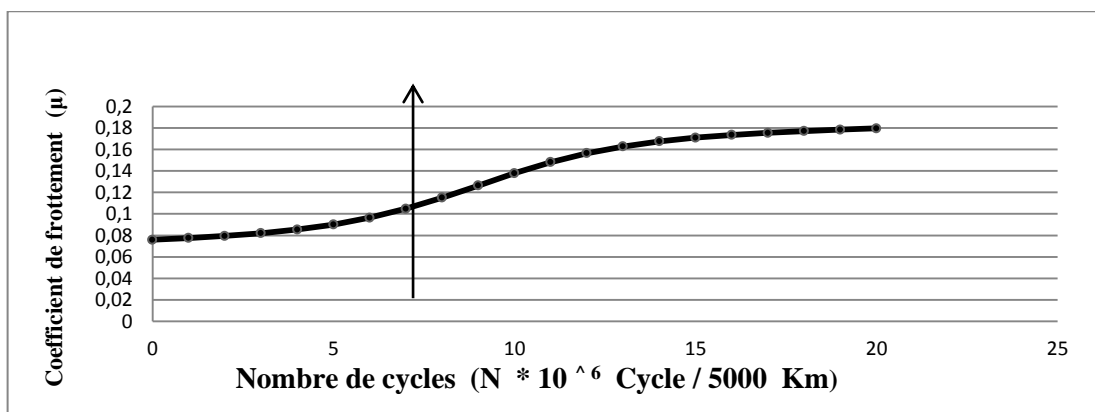


Figure IV. 4 : Evolution du vieillissement en fonction de l'âge (N).

Le Tableau IV. 9 montre la diminution de l'indice de fiabilité avec l'augmentation de la charge appliquée qui a une influence considérable sur la durée de vie des roulements à billes. Par contre, la température (Tableau IV. 10) n'a pas une grande influence sur l'indice de fiabilité qui demeure constant.

Tableau IV. 9: Variation de l'indice de fiabilité en fonction de la charge appliquée.

F (N)	Ecart-type	Indice de fiabilité β	Probabilité de défaillance	Cycles
500	125	5,0830	$1,86e^{-007}$	222636,0617
1000	250	3,2424	$5,93e^{-004}$	6247,1562
1200	375	1,6454	$4,99e^{-002}$	2253,7729
1500	500	0,6384	$2,62e^{-001}$	624,7783

Tableau IV. 10: Variation de l'indice de fiabilité en fonction de la température.

T °c	cv	Ecart-type	Indice de fiabilité B	Probabilité de défaillance
80	10%	8	2,7458	$3,02e^{-003}$
90		9	2,7736	$2,77e^{-003}$
100		10	2,8018	$2,54e^{-003}$
110		11	2,8302	$2,33e^{-003}$

Dans le 2^{ème} cas, on arrive à la même constatation que celle du 1^{er} cas. L'indice de fiabilité a la même tendance sauf que les valeurs dans le 2^{ème} cas sont inférieures au 1^{er} cas et ceci s'explique par le fait que dans le 2^{ème} cas, on a choisi les valeurs optimales.

IV.2. Les inspections des roulements

IV.2.1. Introduction

Face à la dégradation des structures mécaniques, les opérations de maintenance visent à préserver un niveau de fiabilité acceptable tout au long de leur durée de vie. La maintenance préventive (la planification des inspections) permet de réduire considérablement les probabilités de défaillance, mais elle engendre des coûts supplémentaires, qui sont dus, dans beaucoup de cas, au manque à gagner résultant de l'indisponibilité du système. L'objectif de la politique de maintenance (d'inspection) est donc de rechercher le meilleur compromis entre des exigences contradictoires de coût et de fiabilité. Le plan de maintenance (d'inspection) optimal est celui qui garantit la meilleure fiabilité/disponibilité, au moindre coût d'intervention [132].

Le choix d'une stratégie optimale d'inspection et de maintenance a été discuté, d'une manière générale, par Thoft-Christensen et Sorensen [133], Madsen et al. [134], Goyet et al. [135], Faber et al. [136] et Straub [137]. Du point de vue sûreté, le programme optimal de maintenance peut être choisi en se basant sur la valeur minimale de la probabilité de défaillance [138]. De point de vue coût-bénéfice, la planification optimale de la maintenance peut être choisie en se basant sur le coût minimum espéré [139, 140].

Quant à l'approche RBI, elle peut être définie comme une approche qui permet de conduire et d'optimiser l'ensemble des tâches et procédures faisant partie du processus de management de l'intégrité structurelle. Elle représente une méthodologie pour la prise de décision en contexte aléatoire, basée sur les probabilités de défaillance et les conséquences de la défaillance. Dans la mesure où les probabilités de défaillance sont mises à jour au travers de l'inspection, l'approche RBI est aussi une approche Bayésienne, donc une approche articulée sur l'état réel de la structure ou du composant, que la mise à jour soit anticipée lors d'un calcul prospectif effectué en phase de conception ou résulte d'une réévaluation des indicateurs de fiabilité une fois l'inspection effectivement réalisée. Dans la pratique, l'objectif du RBI est de définir les plans d'inspection et donc de répondre aux questions (Figure IV. 5) auxquelles doit traditionnellement répondre l'ingénierie de l'inspection:

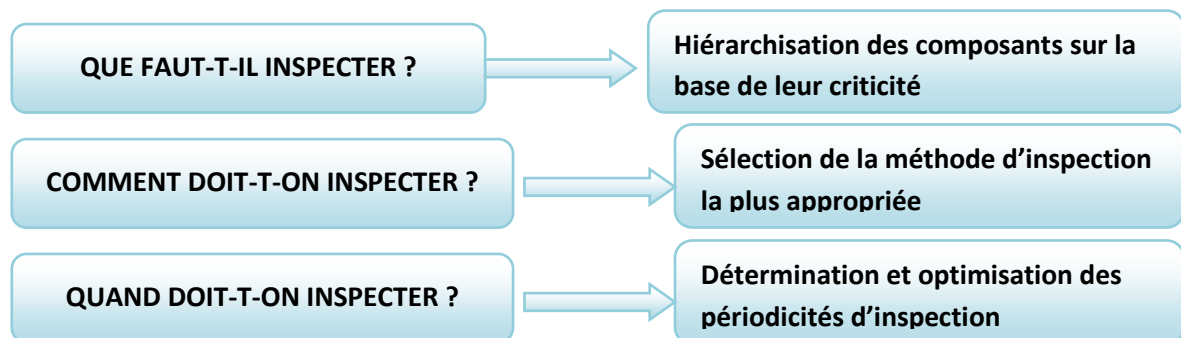


Figure IV. 5. Les enjeux de l'inspection [141].

La détérioration ou la destruction d'un roulement peut entraîner des dommages irréversibles pour la boîte de vitesses. Le remplacement d'un roulement d'une boîte, même en cas de dommages mineurs, est une opération technique maîtrisée aujourd'hui par peu de professionnels.

IV.2.2. Inspection des roulements pendant le fonctionnement

Nous rappelons qu'il s'agit, dans notre cas, de véhicules à exploitation spécifique. La détection précoce des dégradations des roulements permet de les remplacer lors des arrêts programmés. Ceci permet d'éviter les prix coûteux des arrêts imprévus qui se produisent en cas de défaillance d'un roulement. Des paramètres importants pour la surveillance de l'état du véhicule incluent le bruit, la température et les vibrations.

Les roulements usés ou endommagés présentent généralement des symptômes identifiables. Pour des raisons pratiques, il n'est pas possible de surveiller tous les véhicules ou toutes les fonctions d'une structure à l'aide de systèmes avancés. Dans ce cas, on peut détecter les problèmes en examinant le système ou en l'écouter. Toutefois, si une détérioration peut être détectée par les mécaniciens ou des conducteurs, les dégradations peuvent déjà être importantes. L'utilisation de technologies objectives, telles que l'analyse avancée des vibrations, permet de détecter les dommages avant qu'ils ne deviennent problématiques. Grâce à l'utilisation d'instruments de maintenance conditionnelle, le délai après l'alerte précoce peut être maximisé.

L'évolution des dégradations peut suivre la séquence suivante [IV. 94]:

1. Le roulement commence à montrer de l'usure abrasive ;
2. Un départ d'écaillage, détecté par la technologie d'accélération enveloppe ;
3. L'écaillage se développe et peut être détecté par une surveillance standard des vibrations ;
4. Un écaillage avancé entraîne de hauts niveaux de vibrations et de bruit et une augmentation de la température de fonctionnement ;
5. De graves dommages se produisent : une fracture due à la fatigue de la bague intérieure du roulement ;
6. Une défaillance aux conséquences catastrophiques se produit avec des dégradations secondaires d'autres composants.

Une méthode courante utilisée pour tenter d'identifier les détériorations ou dommages dans un roulement est d'écouter. Les roulements en bon état émettent un « ronronnement » doux. Des grincements, des craquements ou d'autres bruits irréguliers indiquent généralement que les roulements sont en mauvais état ou qu'il y a un problème. Toutefois, la surveillance du bruit présente une utilisation limitée. Il est recommandé de surveiller les vibrations. Cette méthode plus rigoureuse permet une meilleure surveillance des roulements.

La surveillance des vibrations repose sur trois points fondamentaux :

1. Toutes les structures vibrent.
2. L'apparition d'un problème mécanique s'accompagne généralement d'une augmentation des niveaux de vibrations.
3. La nature du défaut peut être déterminée par une analyse des caractéristiques des vibrations.

Il est important de surveiller la température de fonctionnement au niveau des positions des roulements. Si les conditions de fonctionnement n'ont pas changé, une augmentation soudaine de la température indique souvent une dégradation avancée et une défaillance imminente possible du roulement.

IV.2.3. Surveillance des conditions de lubrification

Les roulements ne peuvent atteindre des niveaux de performances maximaux qu'avec une lubrification adéquate. Les conditions de lubrification d'un roulement doivent donc être surveillées de près. L'état du lubrifiant lui-même doit également être évalué régulièrement, de préférence par le prélèvement et l'analyse d'échantillons.

Il est recommandé de suivre les valeurs indicatives générales suivantes pour les activités d'inspection relatives à la lubrification :

- ✓ Contrôler l'absence de toute fuite de lubrifiant dans les zones autour des positions des roulements ;
- ✓ Maintenir les bagues de protection et les chicanes remplies de graisse pour garantir une protection maximale ;
- ✓ Vérifier que les systèmes de lubrification automatique fonctionnent correctement et distribuent la quantité appropriée de lubrifiant aux roulements ;
- ✓ Vérifier le niveau de lubrifiant dans les carters et les réservoirs et faites l'appoint si nécessaire.
- ✓ En cas d'utilisation d'une lubrification manuelle à la graisse, relubrifier conformément au calendrier ;
- ✓ En cas d'utilisation d'une lubrification à l'huile, renouveler l'huile conformément au calendrier donné par le fabricant ;
- ✓ Veiller toujours à utiliser le lubrifiant spécifié ;

Un arrêt d'utilisation du véhicule est l'occasion d'évaluer l'état des roulements, des joints, des surfaces d'appui des joints, des paliers et du lubrifiant. Il est souvent possible d'effectuer une inspection générale. Si un roulement semble endommagé, il doit être démonté et soigneusement inspecté.

Plus tôt le problème est identifié, plus tôt l'action corrective peut être appliquée. Il est beaucoup moins coûteux de remplacer les roulements et les composants associés lors d'un arrêt planifié régulier que lors d'un arrêt imprévu.

Dans ce qui suit, nous proposons une modélisation des inspections en se basant sur les probabilités de défaillances trouvées auparavant et les coûts des inspections et de défaillances.

IV.2.4. Impact de l'inspection sur les coûts

Comme indiqué précédemment, une politique de maintenance optimale consiste à minimiser le coût total. Un faible espacement des inspections conduit à des coûts élevés des opérations d'inspection, alors qu'un grand espacement ne permet pas de détecter certaines défaillances, augmentant ainsi la possibilité d'une défaillance.

Le premier modèle consiste à effectuer des inspections à des instants spécifiés, ou chaque inspection est considérée instantanée et parfaite. La politique considère le coût des inspections c_i et le coût de défaillance par unité de temps c_f . L'espérance du coût total s'écrit [142].

$$C_{IC} = \sum_{k=0}^{\infty} \int_{t_k}^{t_{k+1}} [c_i(k+1) + c_f(t_{k+1} - t)] dP_f(t) \quad (\text{IV. 10})$$

La solution conduit à l'équation récursive des intervalles d'inspection :

$$t_{k+1} - t_k = \frac{P_f(t_k) - P_f(t_{k-1})}{f(t_k)} - \frac{c_i}{c_f} \dots\dots\dots (IV. 11)$$

Avec le premier intervalle défini tel que: $c_i = \int_0^{t_1} P_f(t) dt$

Pour simplifier la méthode de résolution, quelques formulations approchées du coût total ont été proposées dans la littérature.

Etant donné $n(t)$ le nombre approché d'inspections par unité de temps, l'espérance du coût jusqu'à la détection de la défaillance est approchée par:

$$C_{IC}(n(t)) = c_i \int_0^\infty n(t) R(t) dt + c_f \int_0^\infty \frac{1}{2n(t)} dP_f(t) \dots (IV. 12)$$

qui est minimisé pour

$$n(t) = \sqrt{\frac{c_f}{2c_i}} h(t) \dots\dots\dots (IV. 13)$$

Avec:

$$h(t) = f(t) / R(t) \dots\dots\dots (IV. 14)$$

Les temps d'inspection respectent l'égalité: $k = \int_0^{t_k} n(t) dt$ ou k est un entier.

IV.2.5. Analyse des Coûts

Afin d'étudier l'effet des surcoûts dus à de mauvaises détections, la stratégie de maintenance suivante est retenue pour l'analyse de coût:

- La détection d'un défaut conduit à une réparation;
- La non détection d'un défaut conduit à la défaillance de la structure en cas de présence de défaut et à une autre inspection en cas d'absence de défaut.

Deux fonctions de coûts, $E(C)_d$ en cas de détection et $E(C)_{nd}$ en cas de non détection, sont ainsi considérées et calculées selon les expressions suivantes:

$$E(C)_d = C_4 (1 - P_2) + C_2 P_2 \dots\dots\dots (IV. 15)$$

$$E(C)_d = C_4 (1 - \mu((P_2)_{/ROC}) + C_2 \mu((P_2)_{/ROC}) \dots\dots\dots (IV. 16)$$

$$E(C)_{nd} = C_1 (1 - P_3) + C_3 P_3 \dots\dots\dots (IV. 17)$$

$$E(C)_{nd} = C_1 (1 - \mu((P_3)_{/ROC})) + C_3 \mu((P_3)_{/ROC}) \dots\dots\dots (IV. 18)$$

Avec:

C_1 : coût associé au scénario 1 "absence de défaut sachant qu'aucun défaut n'a été détecté" ;

C_2 : surcoût associé au scénario 2 "absence de défaut sachant qu'un défaut a été détecté" ;

C_3 : surcoût associé au scénario 3 "présence de défaut sachant qu'aucun défaut n'a été détecté" ;

C_4 : coût associé au scénario 4 "présence de défaut sachant qu'un défaut a été détecté".

L'optimisation des plans de maintenance est un problème de décision. Il peut également être abordé d'un point de vue risque. Deux risques peuvent alors être identifiés:

- Le risque associé à la détection d'un défaut inexistant qui conduit à une réparation inutile;
- Le risque associé à la non détection d'un défaut existant qui conduit à la défaillance de la structure.

Le but est donc de maîtriser ces risques en définissant la stratégie d'inspection qui permet de minimiser les deux fonctions de coût liées aux scénarios de non détection de défauts existants C_3P_3 et à la détection de défauts inexistantes C_2P_2 qui conduisent à de mauvaises décisions. Avec: $C_2 = C_i + C_R$ et $C_3 = C_i + C_f$ (où C_i coût d'inspection; C_R coût de réparation; C_f coût de défaillance).

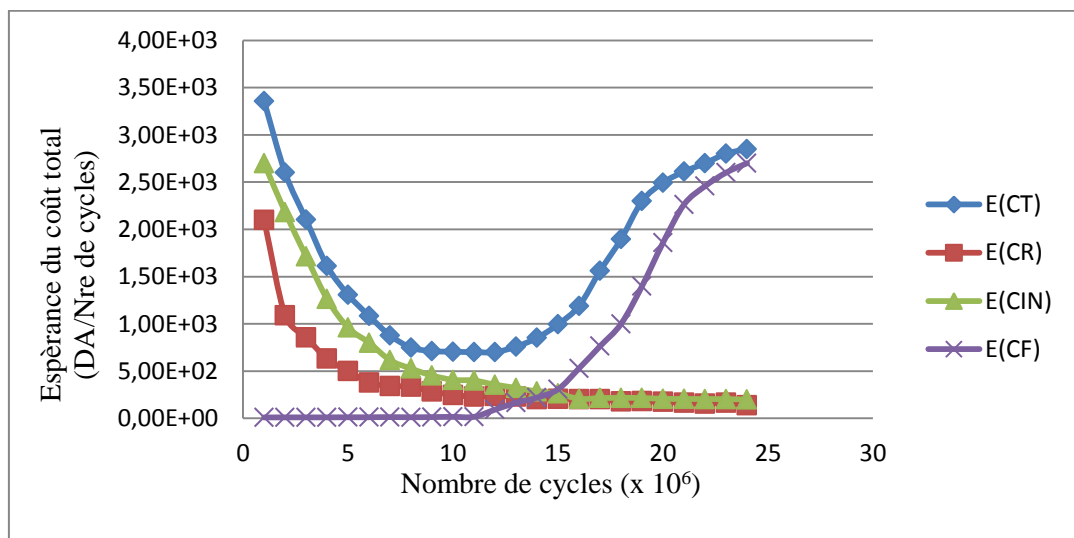


Figure IV. 6: Espérance des coûts en fonction de l'intervalle entre inspections.

Pour un coût donné d'inspection, une meilleure précision mène à réduire l'intervalle de temps (temps au sens large) entre inspections. Toutefois, on constate en Figure IV. 7 qu'avec les paramètres choisis, l'espérance du coût total augmente avec la qualité de détection. On remarque aussi que les courbes résultant des qualités faibles sont étalées. Ceci peut être expliqué par le manque de précision menant aux incertitudes globales élevées. Si on prend la courbe de la Figure IV. 8 correspondant à une inspection parfaite, elle est moins étalée que la courbe de la Figure IV. 6 correspondant à une précision moyenne, traduisant ainsi une bonne précision de la période optimale d'inspection qui est égale à $12 \cdot 10^6$ cycles. En effet, le caractère de variation de l'espérance du coût total décroît puis croît brusquement autour de la valeur optimale qui représente le point minimum de la courbe et qui se trouve alors bien localisé et précisément déterminé. Le Tableau IV. 11 indique les résultats pour différents coûts d'inspection. Dans cet exemple, l'impact du coût d'inspection est beaucoup plus grand que la qualité, mais cette observation dépend fortement des valeurs et des données fournies.

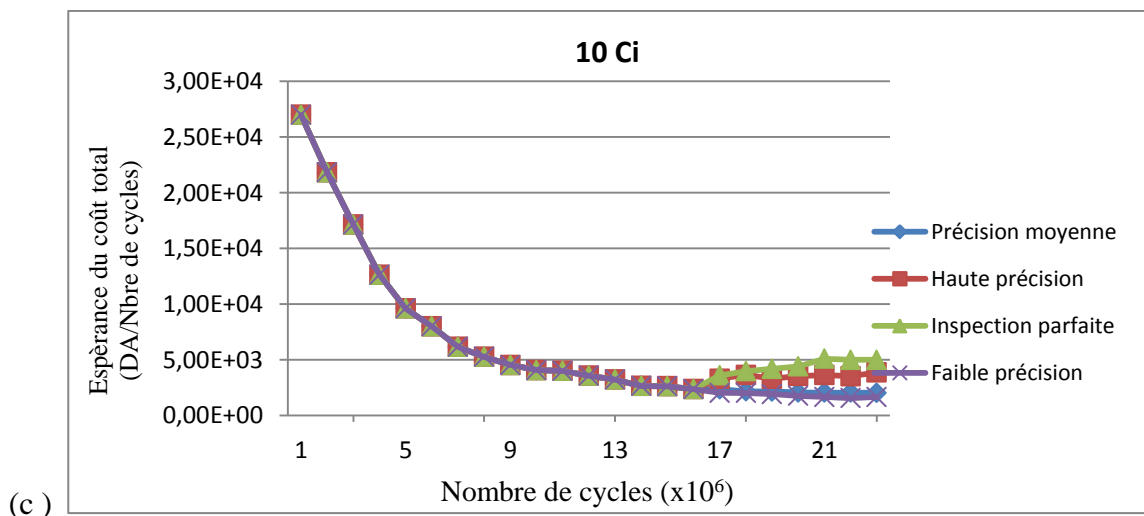
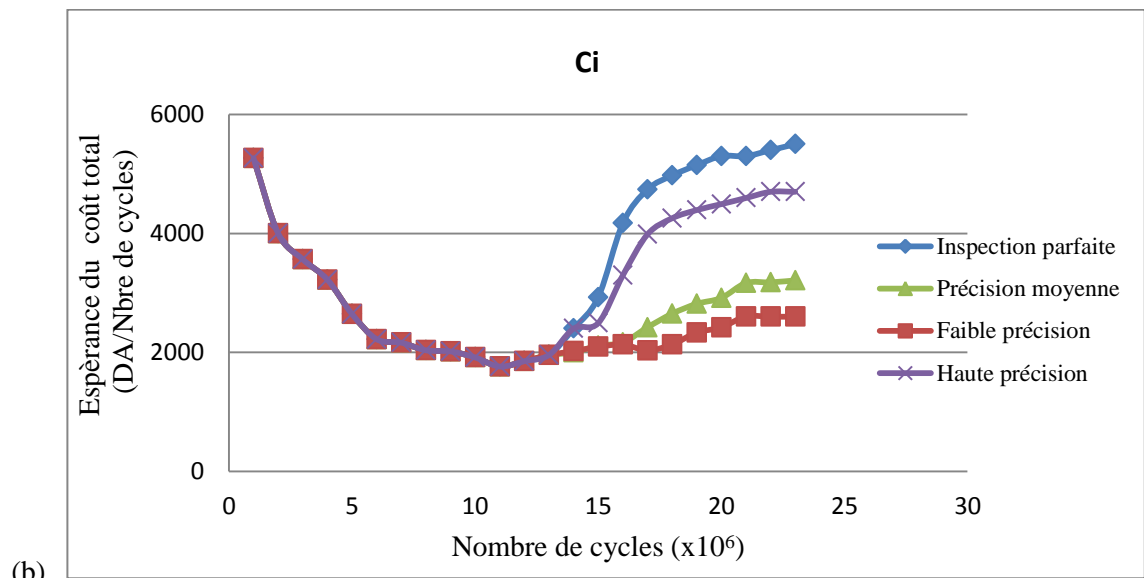
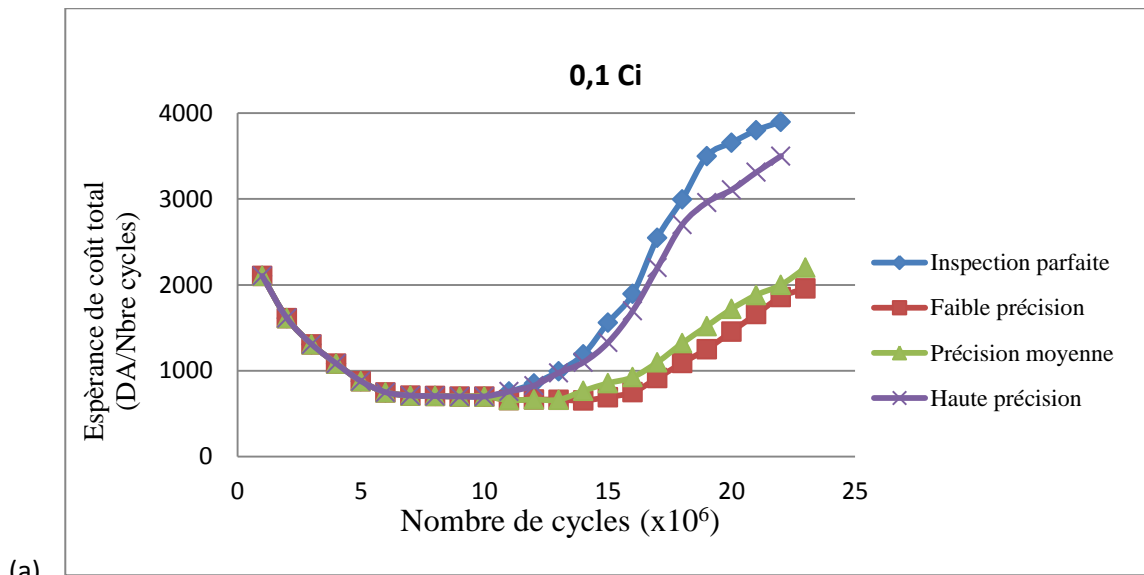


Figure IV. 7:Influence de la qualité d'inspection sur l'espérance du coût total :
 (a) $0.1C_i$, (b) $1C_i$ et (c) $10C_i$.

Tableau IV. 11 : Espérance du coût minimal pour différents coûts d’inspection en fonction de l’intervalle optimal entre inspection.

Coût d'inspection	Qualité d'inspection	Intervalle optimal entre inspections	Espérance du coût Minimal
0.1 C_i	Faible précision	20	402
	Moyenne précision	20	405.2
	Haute précision	20	458.6
	Inspection parfaite	15	472.5
C_i	Faible précision	25	771
	moyenne précision	24	820
	Haute précision	20	885.1
	Inspection parfaite	20	890.1
10 C_i	Faible précision	30	4045
	moyenne précision	30	4228
	Haute précision	25	4701
	Inspection parfaite	26	4822

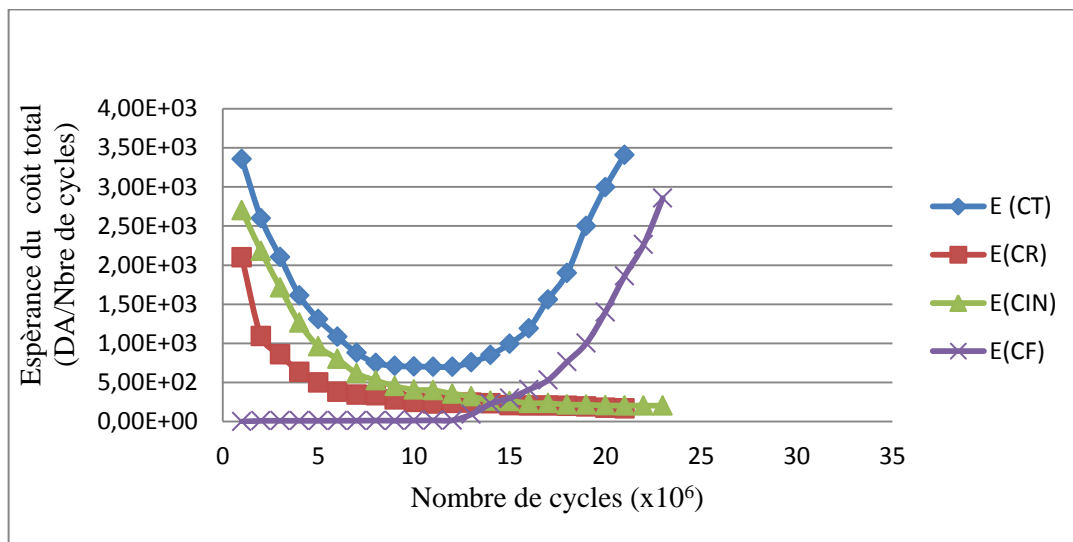


Figure IV. 8: Espérance des coûts en fonction de l’intervalle entre inspections pour une inspection

Cette partie présente une approche globale de l’optimisation de la politique d’inspection et de réparation des roulements avec prise en compte des incertitudes d’inspection. La formulation de l’espérance du coût associée à l’arbre de décision permet la comparaison des différentes stratégies en termes de périodicité, du coût et de qualité d’inspection. Il est clairement démontré que la qualité et la précision des inspections jouent un rôle fondamental dans l’élaboration d’une stratégie optimale de maintenance sur la planification des inspections.

IV.3. Conclusion

Dans ce chapitre, une étude sur la fiabilité et l'optimisation de la maintenance est faite. Les paramètres d'influence ont été identifiés ce qui sera d'une aide précieuse à la conception des roulements. Les résultats montrent que l'intervalle optimal d'inspection des roulements diminue avec l'augmentation de la précision des inspections. En outre, l'augmentation du coût de l'inspection a pour effet d'augmenter l'intervalle optimal d'inspection.

Conclusion Générale et Perspectives

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse était de proposer une approche numérique permettant d'améliorer la prédiction de la durée de vie applicable aux roulements à billes d'une boîte de vitesse.

A partir des considérations statiques des roulements, on a étudié le comportement des roulements qui permet de déterminer les déplacements créés par les billes. Une étude numérique permettant de représenter en 3D les billes au sein du roulement a été présentée. Les problèmes de contact sont résolus à l'aide du code de calcul ANSYS permettant de déterminer les efforts de contact au sein du roulement. Les résultats obtenus ont été en accord avec les formulations pour l'analyse d'un roulement isolé. Ces études ont été appliquées à une boîte de vitesse où le roulement loge dans un environnement complexe et déformable. Elles nous ont permis d'évaluer l'influence de la déformation du logement sur la répartition des efforts au sein du roulement. Par ailleurs, les efforts transférés par chaque bille évoluent en fonction de sa position sur la piste du roulement.

Les données des efforts sont utilisées dans un modèle dynamique simulant le contact roulant entre les billes et les bagues du roulement. La finalité de cette modélisation est de déterminer l'état de contrainte au cours du fonctionnement du roulement. En vue d'alléger le temps de calcul, l'analyse statique a été focalisée sur la zone de contact et soumise aux conditions défavorables du roulement.

Afin d'exploiter au mieux la durée de vie spécifique d'une structure mécanique, nous avons montré qu'il était important de tenir compte de l'information provenant de trois approches. Tout d'abord, la modélisation physique des défaillances utilisée en phase de conception permet de prédire l'évolution d'une dégradation selon une loi empirique pour laquelle des incertitudes sur les paramètres sont prises en compte. Par la suite, en phase d'exploitation, le suivi d'indicateurs de dégradation permet de détecter des anomalies par rapport à l'évolution prédite, ce signe manifeste d'une dérive soit au niveau des paramètres du processus qui régit le fonctionnement de l'équipement ou soit au niveau d'une perturbation extérieure. Finalement, lorsque ces structures arrivent au terme de leur mission, la collecte des temps de fin de vie permet de construire une distribution statistique des temps de défaillance.

Un modèle d'initiation de fissure due au phénomène de l'écaillage a été développé pour prévoir la durée de vie des roulements à billes sous l'effet de la fatigue. Le critère utilisé pour prévoir la durée de vie est basé sur le critère de l'équation de Basquin modifiée. La méthode des éléments finis a été utilisée afin de développer une relation mathématique qui relie la contrainte au sein de la structure avec la vitesse de rotation, la charge appliquée, le coefficient de frottement et la température.

Le modèle analytique de l'initiation de fissure a été comparé au modèle numérique. La contrainte équivalente de Von-mises a été utilisée comme critère de contrainte en tenant compte de l'effet de la température, auquel le modèle numérique a donné une bonne corrélation avec le modèle analytique de l'équation de Basquin modifiée.

L'effet de la variabilité des différents paramètres sur la durée de vie a été évalué à travers l'indice de fiabilité par une approche probabiliste. On constate que l'effet de la vitesse de rotation, de la charge appliquée et du coefficient de frottement est important par rapport à l'effet de la température.

Ce modèle fiabiliste peut nous servir comme un outil d'IMR (inspection- maintenance-réparation) et de prévision afin d'éviter les risques de défaillance ce qui réduit les coûts d'inspection et de maintenance de la structure.

La modélisation des inspections des roulements en tenant compte des coûts de maintenance et de la qualité des inspections a été faite en fonction du nombre de cycles. L'étude montre qu'il y a une forte corrélation entre la période d'inspection, la qualité de l'inspection et les coûts. L'intervalle optimal d'inspection des roulements, afin de réduire le nombre des défaillances, diminue avec l'augmentation de la précision des inspections. En outre, l'augmentation du coût de l'inspection a pour effet d'augmenter l'intervalle optimal d'inspection.

Perspectives

Ce modeste travail ouvre la porte à des pistes de recherche complémentaires au travail réalisé.

- Ainsi, la force de frottement non linéaire distribuée sur la surface du roulement en tenant compte de l'influence de l'environnement, peut mener au développement d'un axe de recherche dans le domaine de la thermomécanique.
- La proposition d'une stratégie d'IMR (Inspection- Maintenance-Réparation) plus approfondie pour les boîtes de vitesse des véhicules aura des effets bénéfiques pour l'industrie qui cherche à optimiser les coûts de la maintenance. L'intégration de la fiabilité, des coûts et de la qualité des inspections sera d'un grand intérêt.
- L'intégration des incertitudes de mesure de type A et de type B avec les incertitudes composées permet également d'ouvrir la voie à un axe fédérateur demandé dans les nouvelles normes ISO 17025 version 2017.

Bibliographie

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] M. Francesco, N. Bouscharain, S. Milana, G. Le Jeune, Y. Maheo, et Y. Berthier, "La dégradation des roulements oscillants à forte charge: Analyse numérique et la comparaison avec les observations expérimentales", *Wear*317, 141–152, 2014.
- [2] H. C. Garg, H. B. Sharda, and V. Kumar, "On the design and development of hybrid journal bearings: areview", *Tribotest* 12 (1), 1–19, 2006.
- [3] T. A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons, New York, NY, USA, 2001.
- [4] Michel Moret, "Roulements et butées à billes et à rouleaux", Doc. 5 370
- [5] SKF . "Rolling bearings", Cat SKF Group, 2013.
- [6] NTN. "Roulements à billes et à rouleaux", New Technology Network (NTN) corporation, CAT. NO. 2202-VIII/F, 2007.
- [7] NTN. "Roulements à billes et roulements à rouleaux", NTN, catalogue 7002, 1989.
- [8] TIMKEN, "Tapered Roller Bearing Selection Guide", V1.1. 06/2002.
- [9] "Roulements de très haute précision", Schaeffler Technologies AG & Co. KG Edition : octobre 2012.
- [10] M. Michael Khonsari, and E. Richard Booser. "Applied tribology bearing design and lubrication". John wiley and sons LTD, England 2008.
- [11] R. Stribeck. "Reports From the Central Laboratory for Scientific Investigation". Translation by H. Hess, ASME Trans., vol. 29, pp. 420–466, 1907.
- [12] J. Goodman. "Roller and Ball Bearings, Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers". vol. 189, pt. 3, pp. 82–127, 1912.
- [13] Fred H. Colvin and Frank A. Stanley. "American Machinists' Handbook and Dictionary of Shop Terms". A Reference Book of Machine Shop and Drawing Room Data, Methods and Definitions. Second ed., Mc Graw Hill, New York, NY, pp. 381–386, 1914.
- [14] A. Palmgren, "The Service Life of Ball Bearings". *Z. Ver. Deut. Ingr.* (NASA TT F-13460), vol. 68, no. 14, pp. 339–341, 1924.
- [15] R. Howard Thomas and A. Victor Hoersch. "Stresses Due to the Pressure of One Elastic Solid Upon Another With Special Reference to Railroad Rails". Bulletin No. 212, University of Illinois Engineering Experiment Station, Urbana, IL, 1930.

- [16] H. Hertz. "Über die Beruehrung elastischer Koerper (On Contact of Elastic Bodies)". Gesammelte Werke (Collected Works), Vol. 1, Leipzig, Germany, 1881.
- [17] G. Lundberg and A. Palmgren. "Dynamic Capacity of Rolling Bearings". Acta Polytech. Mech. Eng. Ser., vol. 1, no. 3, 1947.
- [18] G. Lundberg and A. Palmgren. "Dynamic Capacity of Roller Bearings". Inginioersv and enskapsakad. Handle. no. 210, The Royal Swedish Academy of Engineering Science, Stockholm, Sweden, 1952.
- [19] W. Weibull. "The Phenomenon of Rupture in Solids". Inginioersv and enskapsakad. Handl. (Proc. Royal wedish Academy of Engr.), no. 153, 1939.
- [20] E. Ioannides and T.A. Harris. "New Fatigue Life Model for Rolling Bearings", J. Tribol. Trans. ASME, 107, 3, pp. 367–378, 1985.
- [21] E. V. Zaretsky, J. V. Poplawski and S. M. Peters. "Comparison of Life Theories for Rolling-Element Bearings". Tribology Transactions, 39, 2, pp. 237-247, 1996.
- [22] W. Weibull. "A statistical representation of fatigue failures in solids". Acta Polytechnica, Mech. Eng. Serie, vol 1, n°9, 1949.
- [23] Y. Jiang and H. Sehitoglu. "A Model for Rolling Contact Failure", Wear, 224, pp. 38–49, 1999.
- [24] SR. Agha and C.R. Liu. "Determining expected fatigue life of hard machined component". US Patent 7117574, 2007.
- [25] H. Schlicht, E. Schreiber, and O. Zwirlein. "Fatigue and failure mechanism of bearings". I Mech E conf:85-91, 1986.
- [26] TE. Taillian. "Simplified contact fatigue life prediction model – Part I: review of published models". J Tribol; 114 (2):207-13, 1992.
- [27] TE. Taillian. "Simplified contact fatigue life prediction model–Part II: new model". J Tribol; 114 (2):214-20, 1992.
- [28] I. Kudish, and Kw. Burriss. "Modern state of experimentation and modeling in contact fatigue phenomenon: Part II: Analysis of the existing statistical mathematical models of bearing and gear fatigue life. New statistical model of contact fatigue". Tribol Trans; 43 (2): 293-301. <http://dx.doi.org/10.1080/10402000008982343>, 2000.
- [29] S. Shimizu. "Fatigue limit concept and life prediction model for rolling contact machine elements". Tribol Trans; 45 (1):39–46. <http:// dx.doi.org/ 10.1080/10402000208982519>, 2002.

- [30] LM. Keer, and MD. Bryant. "A pitting model for rolling contact fatigue". J Lubrication Tech; 105 (2):198–205. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3254565>, 1983.
- [31] RS. Zhou, HS. Cheng, and T. Mura. "Micropitting in rolling and sliding contact under mixed lubrication". J Tribol; 111(4):605–13. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3261984>, 1989.
- [32] RS. Zhou. "Surface topography and fatigue life of rolling contact bearing". Tribol Trans; 36 (3):329–40. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009308983167>, 1993.
- [33] V. Bhargava, GT. Hahn, and CA. Rubin. "Rolling contact deformation, etching effects, and failure of high-strength bearing steel". Metall Trans A; 21(7):1921–31. <http://dx.doi.org/10.1007/BF02647240>, 1990.
- [34] A. Vincent, G. Lormand, P. Lamagnère, and al. "From white etching areas formed around inclusions to crack nucleation in bearing steels under rolling contact fatigue". ASTM Spec Tech Publ. 1327:109–23, 1998.
- [35] G. Lormand, P. Meynaud, A. Vincent, and al. "From cleanliness to rolling fatigue life of bearing-a new approach". ASTM Spec Tech Publ 1998; 1327:55-69. <http://dx.doi.org/10.1520/STP2120S>.
- [36] W. Weibull. "A statistical theory of the strength of materials". Proc. R. Swed. Inst. Engng. Res., Stockholm, (151), 1939.
- [37] ASA. "Load Ratings for Ball and Roller Bearings". (ASA: American Standards Association), B3.11, 1959.
- [38] J. Lieblein and M. Zelen. "Statistical investigation of fatigue life of ball bearings". Report 3996, National Bureau of Standards, 28 March 1955.
- [39] T. Tallian. "Weibull distribution of rolling contact fatigue life and deviations the reform". ASLE Trans., 5 (1), April 1962.
- [40] T. Harris. "Predicting bearing reliability". Mach. Des., 129–132, January 1963.
- [41] E. Zaretsky, E. Bamberger, T. Harris, W. Kacmarsky, C. Moyer, R. Parker and J. Sherlock. "Life Adjustment Factors for Ball and Roller Bearings". ASME Engineering Design Guide, (American Society of Mechanical Engineers, New York. 1971.
- [42] E. Zaretsky. "Life Factors for Rolling Bearings". STLE Society of Tribologists and Lubrication Engineers, STLE Publication SP-34, 1992.
- [43] A. Grubin. "Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces". In Investigation of the Contact Machine Components,

Translation of Russian Book 30 (Ed. Kh. F. Ketova), Chapter 2 (Central Scientific Institute of Technology and Mechanical engineering, Moscow), 1949.

[44] T. Andersson .“Endurance testing in theory Ball Bearing”. J. 217, 14–23, 1983.

[45] Y. Choi, and C.R. Liu .“Spall progression life model for rolling contact verified by finish hard machined surfaces”. Wear 262, 24-35, 2007.

[46] Y. Choi, and CR. Liu .“Rolling contact fatigue life of finish hard machined surfaces, Part 1. Model development”. Wear; 261:485–91, 2006.

[47] Y. Choi, and CR. Liu. “Rolling contact fatigue life of finish hard machined surfaces, Part 2. Experimental verification”. Wear; 261:492–9, 2006.

[48] B. J. Hamrock and W. J. Anderson. “Rolling element bearings”. National Technical Information Service, 1983.

[49] L. Christophe. “Maintenance prévisionnelle d’équipements industriels basée sur la modélisation, l’estimation et la simulation de lois de dégradation”. PhD thèses, Faculté Polytechnique, Université du Mons, 2013.

[50] NF EN 13306. “Terminologie de la maintenance”. Norme européenne, norme française, 2001.

[51] T. Baptiste. “Analyse et traitement de grandeurs électriques pour la détection et le diagnostic de défauts mécaniques dans les entraînements asynchrones. Application à la surveillance des roulements à billes”. PhD thèses, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2009.

[52] M. Moret. “Roulements et butées à billes et à rouleaux”. Techniques de l’Ingénieur, B5 370:1–56, 1990.

[53] D. M. Postariu. “Contribution á l’étude des courants de palier dans les moteurs de traction”. PhD thèses, Université Joseph Fourier de Grenoble, 2009.

[54] A. Muetze. “Bearing Currents in Inverter-Fed AC-Motors”. PhD thèses, Université technique de Darmstadt, 2002.

[55] www.skf.com/skf/support/html/dictionary

[56] R. Chevalier. “Etat de l’art de la surveillance et du diagnostic des machines tournantes Ã ed f. R. F. M”. Revue française de mécanique, 1 :5–11, 2001.

[57] S. Sassi, B. Badri, and M. Thomas. “Tracking surface degradation of ball bearings by means of new time domain scalar indicators”. International Journal of COMADEM, 11 (3):36–45, 2008.

- [58] P. D. McFadden and J.D. Smith. "Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing". *Journal of Sound and Vibration*, 96:69–82, 1982.
- [59] K. Debray, F. Bogard, and Y. Q. Guo. "Numerical vibration analysis on defect detection in revolving machines using two bearing models". *Archive of Applied Mechanics*, 74 :45–58, 2002.
- [60] B. Badri. "Caractérisation numérique et expérimentale des défauts de roulements". PhD thèses, École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 2006.
- [61] H. Habbouchi. "Étude de la fatigue de contact par roulement. Approche expérimentale dans un matériau fragile et modélisation numérique". PhD thèses, Université de Poitiers, 2008.
- [62] T. R. Kurfess et al. "Advanced diagnostic and prognostic techniques for rolling element bearings". *Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing Springer Series in Advanced Manufacturing*, pages 137–165, 2006.
- [63] W. Q. Meeker and L.A. Escobar. "Statistical Methods for Reliability". Wiley: New York. Data, 1998.
- [64] W. Q. Meeker and M. Hamada. "Statistical Tools for the Rapid Development and Evaluation of High-Reliability Products". *IEEE transactions on reliability*, 44(2): 187–198, 1999.
- [65] R. H. Yeh and W.L. Chang. "Optimal threshold value of failure-rate for leased products with preventive maintenance actions". *Mathematical and Computer Modelling*, 46: 730–737, 2007.
- [66] K. S. Wang and al. "Modeling the bathtub shape hazard rate function in terms of reliability". *Reliability Engineering and System Safety*, 75: 397–406, 2002.
- [67] X. Zhou and al. "Reliability-centered predictive maintenance scheduling for a continuously monitored system subject to degradation". *Reliability Engineering and System Safety*, 92:530–534, 2007.
- [68] N. Gorjian and al. "A review on degradation models in reliability analysis". *Proceedings of the 4th World Congress on Engineering Asset Management*, Athens, 2009.
- [69] C. J. Lu and W.Q. Meeker. "Using degradation measures to estimate a time-to failure distribution". *techno metrics*, 35(2):161–174, 1993.
- [70] M. A. Freitas and al. "Reliability assessment using degradation models: Bayesian and classical approaches". *Pesquisa Operational*, 30(1):195–219, 2009.

- [71] F. Haghghi and N. N. Rad. "Parametric degradation model with multiple competing risks". *Quality Technology and Quantitative Management*, 8 (4):389–400, 2011.
- [72] W. Q. Meeker and M.J. Lu. "An accelerated life test model based on reliability kinetics". *Technometrics*, 37(2) :161–174, 1995.
- [73] W. Q. Meeker and al. "Accelerated Degradation Tests: Modeling and Analysis". *Technometrics*, 40 (2):89–99, 1998.
- [74] K. Yang. "Continuous state reliability analysis". *Annual Reliability and Maintainability Symposium*, pages 251–257, 1996.
- [75] M. J. Zuo and al. "Approaches for reliability modeling of continuous-state devices". *IEEE Transactions on Reliability*, 48(1) :9–18, 1999.
- [76] V. Crk. "Reliability assessment from degradation data". *Annual Reliability and Maintainability Symposium*, pages 155–161, 2000.
- [77] N. Gebraeel and al. "Residual-life distributions from component degradation signals : A Bayesian approach". *IIE Transactions*, 37 :543–557, 2005.
- [78] S. Lu and al. "Multivariate performance reliability prediction in real-time". *Reliability Engineering and system safety*, 72(1) :39–45, 2001.
- [79] J. Chiquet. "Modélisation et estimation des processus de dégradation avec application en fiabilité des structures". *Thèse de Doctorat, Université de Technologie de Compiègne.*, 2007.
- [80] T. Nakagawa. "Springer Series in Reliability Engineering, Springer". *Shock and Damage Models in Reliability Theory*, 2007.
- [81] M. S. Nikulin and al. "Statistics for Industry and Technology, Birkhäuser". *Advances in Degradation Modeling*, 2010.
- [82] M. Nikulin. "Statistique des essais accélérés Hermes" *Science Publications Lavoisier.*, 2007.
- [83] M. A. Abdel-Hameed. "A gamma wear process". *IEEE Transactions on Reliability*, 24 :152–153, 1975.
- [84] J. M. van Noortwijk and al. "Gamma processes and peaks-over-threshold distributions for time-dependent reliability". *Reliability Engineering and System Safety*, 92(12):1651–1658, 2007.
- [85] J. M. van Noortwijk. "A survey of the application of the gamma processes in maintenance". *Reliability Engineering and System Safety*, 94 :2–21, 2009.

- [86] N. D. Singpurwalla. J. "Reliability and Risk : A Bayesian perspective", Wiley and Sons, New York. 2006.
- [87] P. Do Van and al. "Remaining useful life (RUL) based maintenance decision making for deteriorating systems". 2nd IFAC Workshop on Advanced Maintenance Engineering, Service and Technology (A-Mest'12), Sevilla (Spain), 2012.
- [88] M. Pijnenburg. "Additive hazards models in repairable systems reliability". Reliability Engineering and System Safety, 31(3) :369–390, 1991.
- [89] M. J. Kallen and J.M. van Noortwijk. "Optimal periodic inspection of a deterioration process with sequential condition states". International Journal of Pressure Vessels and Piping, 83(4) :249–255, 2006.
- [90] N. Li and al. "Reliability-based processing of markov chains for modeling pavement network deterioration". Transportation Research Record, 1524(1) :203–213, 1996.
- [91] O. Basile. "Prise en compte de l'incertitude dans les modèles fiabilistes de maintenance industrielle. Extensions aux sollicitations variables", Thèse de Doctorat, Université de Mons, Belgique. 2007.
- [92] L. A. Escobar and W.Q. Meeker. "A review of accelerated test models". Statistical Science, 21 :552–577, 2006.
- [93] K. Chatterjee and al. "Fifty years of Physics of Failure". Journal of the reliability information analysis center, 2012.
- [94] P. C. Peck. "Comprehensive Model for Humidity Testing Correlation". Proceedings IRPS, pages 44–50, 1986.
- [95] G. Lundberg, and A. Palmgren. "Dynamic capacity of rolling bearings". Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series, 2 (4), 1952.
- [96] P. C. Paris, and F. Erdogan. "Critical analysis of crack propagation laws". Journal of Basic Engineering, 85(D) :528–534, 1963.
- [97] B. Kilundu. "Détection et diagnostic vibratoire de dégradation mécaniques : apport du data mining". Thèse de Doctorat, Université de Mons. 2008.
- [98] ISO 10816. Mechanical vibration - evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts". norme ISO.
- [99] J. S. Mullhi and al. "The Propagation of Faults in Process Plants : 5. Fault Tree Synthesis for a Butane Vaporiser System". Reliability Engineering and System Safety, 23 :31–49, 1988.

- [100] A. P. Hine and al. "A review of diagnostic techniques for ISHM applications", Technical report, NASA Ames Research Center, Moffet Field (USA). 2005.
- [101] O. P. Yadav and al. "A fuzzy logic based approach to reliability improvement estimation during product development". Reliability Engineering and System Safety, 80 :63–74, 2003.
- [102] S. Lolas and al. "Fuzzy Logic Knowledge Base Construction for a Reliability Improvement Expert System". Proceedings of th World Congresson Engineering, London (U.K.), 1, 2007.
- [103] E. S. Sazonov and al. Fuzzy logic expert system for automated damage detection from changes in strain energy mode shapes". Nondestructive Testing and Evaluation, 18 (1): 1–20, 2002.
- [104] X. S. Si and al. "Remaining useful life estimation - a review on the statistical data driven approaches". European Journal of Operational Research, 213:1–14, 2011.
- [105] P.D. McFadden and J.D. Smith. "Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing". Journal of Sound and Vibration, 96: 69–82, 1984.
- [106] P. Chunjun. "Static analysis of rolling bearings using finite element method". Master's thesis, Universität Stuttgart, 2009.
- [107] Y. Kang, P-C. Shen, C-C. Huang, S-S. Shyr, and Y-P. Chang. "A modification of the jones harris method for deep-groove ball bearings". Tribology International, 39(11): 1413 – 1420, 2006.
- [108] N. Demirhan and B. Kanber. "Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using fem". Mechanics Based Design of Structures and Machines, 36: 86–102, 2008.
- [109] S. Lacroix. "Analyse et validation expérimentale d'un modèle de roulement à billes à quatre points de contact à bagues déformables par découplage des effets locaux et structuraux". PhD thesis, INSA Lyon, 2014.
- [110] G. Cavallaro. "Modélisation multi-échelle et analyse des roulements à billes à bagues déformables". PhD thesis, INSA Lyon, 2004.
- [111] G. Cavallaro, D. Nélias, and F. Bon. "Analysis of high speed inter-shaft cylindrical roller bearing with flexible rings". Tribology transactions, 48: 154–164, 2005.

- [112] P. H. Darji and D. P. Vakharia. "Development of graphical solution to determine optimum hollowness of hollow cylindrical roller bearing using elastic finite element analysis". Applications in Mechanical Engineering, 2012.
- [113] V. Bharat, B. Durga, N.J. Krishnaprasad, and K. Venkateswarlu. "Evaluation of contact stresses in bearings made of al-beryl metal matrix composites by finite element method". Procedia Materials Science, 5: 598–604, 2014.
- [114] Ludovic Gallégo. "Fretting et usure des contacts mécaniques: modélisation numérique". PhD thesis, INSA Lyon, 2007.
- [115] A. E. Azianou, K. Debray, F. Bolaers, P. Chiozzi, and F. Palleschi. "Modeling of the behavior of a deep groove ball bearing in its housing". Journal of Applied Mathematics and Physics, 1: 45–50, 2013.
- [116] N. A. Branch, N. K. Arakere, N. Forster, and V. Svendsen. "Critical stresses and strains at the spall edge of a case hardened bearing due to ball impact". International Journal of Fatigue, 47: 268–278, 2013.
- [117] Z. Taha and N. T. Dung. "Rolling element bearing fault detection with a single point defect on the outer raceway using finite element analysis". In The 11th Asia Pacific Industrial Engineering and Management Systems Conference. The 14th Asia Pacific Regional Meeting of International Foundation for Production Research, 2010.
- [118] F. Pouly. "Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse". PhD thesis, INSA Lyon, 2010.
- [119] D. Gilles, and G. Daniel. "Application of a new model for calculating the fatigue life of rolling bearings. SNR-roulement". 1999.
- [120] www.skf.com/skf/support/html/dictionary
- [121] TIMKEN. "Tapered roller bearing selection Guide". V1.1.06 / 2002.
- [122] 156 Martin-Halfdan Evans. "White Structure Flaking Failure in Bearings under Rolling Contact Fatigue". PhD thesis, University of Southampton, 2013.
- [123] T. Endo, D. Dong, Y. Imai, and Y. Yamamoto. "Study on rolling contact fatigue in hydrogen atmosphere - improvement of rolling contact fatigue life by formation of surface film" - In M. Priest G. Dalmaz D. Dowson and A. Lubrecht, editors, Life Cycle Tribology, volume 48 of Tribology and Interface Engineering Series, pages 343 – 350. Elsevier, 2005.
- [124] A.B Jones. "Analysis of Stresses and Deflections". New Departure, 1, 2. 1946.

- [125] E. V. Zaretsky. "Relation between Hertz Stress-Life Exponent, Ball-Race Conformity, and Ball Bearing Life". *Tribology Transactions*, 51:150-159, 2008.
- [126] H. U. Hertz, "On the contact of solid elastic bodies (on the contact between elastic bodies)". *Journal for Pure and Applied Mathematics*, 92, pages 156-171, 1881.
- [127] M. Aleksandar M. Vojislav M. Žarko and M. Radivoje. "Prediction of Heat Generation in Transmission Bearings by Application of FEM". *Power Transmission Engineering*, page 46-49. September 2018.
- [128] H O. Madsen S. Krenk and N. C. Lind. "Methods of Structural Safety. Mineola", New York: Dover Publications, Inc. 2006.
- [129] O. Ditlevsen and H. O. Madsen. "Structural Reliability Methods". JUNE-SEPTEMBER 2007.
- [130] D. Bakoglidis Konstantinos and I. Nedelcu. "Rolling contact fatigue of bearing components coated with carbon nitride thin films". *Science Direct Tribology International* 98 100–107. 2016.
- [131] N. De Laurentis and A. Kadiric. "The influence of bearing grease composition on friction in rolling/sliding concentrated contacts". *Science Direct Tribology International* 94 624–632. 2016.
- [132] J. Baroth, F. Schoefs, D. Breysse, "Fiabilité des ouvrages : Sûreté, variabilité, maintenance, sécurité". Hermès - Lavoisier. 2011.
- [133] P. Thoft-Christensen, JD.Sorensen, "Optimal strategies for inspection and repair of structural systems ". *Civil Engineering Systems*, 4, 94-100. 1987.
- [134] HO. Madsen, JD. Sorensen, R. Olesen, "Optimal inspection planning for fatigue damage of offshore structures". *Proceedings ICOSSAR 89*, San Francisco. 1989.
- [135] J. Goyet, MH. Faber, JC. Paygnard, A. Maroini, "Optimal inspection and repair planning: case studies using IMREL software ". In: *Proceedings of the 13th offshore mechanics and arctic engineering conference*, vol. II, p. 325–33. 1994.
- [136] Goyet J., D. Straub, M.H. Faber, "Risk based inspection planning for offshore installations". *Struct Eng Int*, 12(3), 200–208. 2002.
- [137] MH. Faber, S. Englund, JD. Sørensen, A. Bloch, "Simplified and generic risk based inspection planning". In: *Proceedings of the 19th offshore mechanics and arctic engineering conference*, New Orleans. 2000.
- [138] D. Straub, "Generic approaches to risk based inspection planning for steel structures ". PhD thesis, Institute of Structural Engineering, ETH Zurich. 2004.

- [139] PH. Han, "Inspection and maintenance planning of pipeline under external corrosion considering generation of new defects". *Struct. Safety*, 21, 203–222. 1999.
- [140] R. Laggoune, A. Chateauneuf, D. Aissani, "Opportunistic policy for optimal preventive maintenance of a multi-component system in continuous operating units". *Computers and Chemical Engineering*, 33, 1499–1510. 2009.
- [141] J. Goyet, D. Straub, M.H. Faber, "Planning d'inspection basé sur l'analyse de risque: méthodologie d'ensemble et application aux structures offshore". 3èmes Journées Nationales de Fiabilité. Bordeaux (France), février. 2001.
- [142] Y. Sahraoui, "optimisation des méthodes d'inspection". Thèse de doctorat, UBMA, 2014.

Annexes

La présente étude a été réalisée depuis le mois de décembre 2013 à juin 2019 au niveau du laboratoire LRMI, Département de Génie mécanique, Université de Badji Mokhtar, Annaba, sous la direction de Pr. Rabia KHELIF et Pr. Rabah BOURENANE, en collaboration avec l'Université Blaise Pascal, Clermont-Ferrand, France sous la direction de Pr. Alaa Chateauf.

Les résultats de ce présent travail ont été partiellement publiés et présentés sous forme de communications lors de congrès nationaux et internationaux :

Communications

1/ Azzedine Amara, Rabah Bourenane, Rabia Khelif & Tarek Maifi.

Modélisation et simulation de la fatigue par contact des roulements à billes à base d'ANSYS. 3^{ème} Conférence Internationale de Mécanique Annaba-Algérie, **2017**

2/ T. Maifi, R. Bourenane, R. Khelif, A. Amara & K. Louafi.

Modélisation de la fatigue en flexion des engrenages à denture droite. 3^{ème} Conférence Internationale de Mécanique Annaba-Algérie, **2017**.

3/ Azzedine Amara, Rabah Bourenane, Tarek Maifi. & Abir Boutabia.

Etude mécanique de la fatigue par contact des roulements à billes. 2^{ème} Journées Scientifique Franco-Maghrébines Caractérisation des Matériaux Complexes, Annaba-Algérie, **2015**.

4/ Tarek Maifi, Rabah Bourenane, Amara Azzedine & Kallouche Abdelkader.

Simulation de la vitesse de propagation de la fissure en fatigue en flexion des engrenages à denture droite. 2^{ème} Journées Scientifique Franco-Maghrébines Caractérisation des Matériaux Complexes, Annaba-Algérie, **2015**.

5/ Tarek Maifi, Rabah Bourenane, Rabia Khelif & Azzedine Amara

Simulation de la fatigue en flexion des engrenages à denture droite. 1^{ère} Conférence Internationale sur le Mécanique des Matériaux et des Structures, Marrakech, Maroc, **2014**.

Publication nationale

1/ Azzedine Amara, Rabia Khelif & Rabah Bourenane

Prévision de la durée de vie en fatigue de contact des roulements à billes d'une boîte de vitesse. Rev. Sci. Technol., Synthèse Vol 25, numéro 2: 147-162, Algérie **2019**.