

Prévision de la durée de vie en fatigue de contact des roulements à billes d'une boîte de vitesse

Prediction of the contact fatigue life of ball bearing in a gearbox

Azzedine Amara, Rabia Khelif & Rabah Bourenane

Département de Génie mécanique, Université Badji Mokhtar – BP 12, 23000 Annaba, Algérie.

Info. Article

Historique de l'article

Reçu le : 07/05/2019

Révisé le : 15/09/2019

Accepté le : 23/09/2019

Mots-clés:

Roulement à bille, fatigue, modélisation, MEF, durée de vie.

Keyword:

Ball bearing, fatigue, modeling, MEF, lifetime.

RESUME

Ce travail s'adresse à l'analyse par la méthode des éléments finis (MEF) du 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.

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 7% 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.

ABSTRACT

This work is addressed to finite element method analysis (FEM) of the mechanism contact fatigue degradation of ball bearings. This is manifested under form of peeling phenomenon due to the heavy loads applied.

A numerical finite element method was used to calculate the fatigue life of ball bearings. These predictive calculations require knowledge of the damage parameters caused by the mechanical and environmental stresses. The study shows an acceptable consistency of less than 7% between the results given by the FEM and the analytical formulation developed by Basquin. The influence of temperature, coefficient of friction, rotational speed and applied load on the service life of the ball bearings is treated using the Basquin equation which allows the prediction of the service life of the ball bearings. The reliability index is calculated and the influence parameters are studied.

* Azzedine Amara

Département de Génie Mécanique, Université Badji Mokhtar – BP 12, Annaba, 23000, Algérie

Email: amaraazedine2010@gmail.com / rabkhelif@gmail.com / djasserbourenane@hotmail.com

1. INTRODUCTION

Les roulements assurent le guidage et la rotation d'un système de transmission de puissance mécanique dans une boîte de vitesse. Ils peuvent être soumis à des sollicitations extrêmes qui vont altérer le fonctionnement et la fiabilité des roulements à billes conduisant ainsi à la rupture brutale du système. Dans la majorité des cas, le phénomène de fatigue présente un élément essentiel dans la dégradation du système.

L'industrie des roulements s'est concentrée, depuis longtemps, sur la détermination de la durée de vie des roulements et le dimensionnement des roulements à billes et à rouleaux pour des applications spécifiques. Du point de vue de sa conception, le roulement à billes est constitué d'une bague intérieure (BI), d'une bague extérieure (BE), d'éléments roulants et d'une cage pour maintenir l'écart entre les éléments roulants.

La durée de vie en fatigue de contact du roulement est aléatoire, même dans des conditions de travail similaires en termes de matériau utilisé et de sollicitations.

Plusieurs travaux ont été dédiés à la durée de vie des roulements en tenant compte de plusieurs aspects. Nous citons, entre autres, les travaux de A. Palmgren [1] E. Ioannides et T.A. Harris [2] E. Zaretsky et al. [3] Y. Jiang et al. [4] T. E. Tallian [5 et 6] Shimizu [7], Zhou et al. [8] et T. Boukra et al. [9].

En règle générale, la durée de vie des roulements à billes 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. Y. Choi et C.R. Liu [10] ont développé un modèle de durée de vie à la fatigue de contact de roulement. La modélisation de la durée de vie des surfaces en contact de roulement est basée principalement sur l'initiation et la propagation des fissures. Le modèle de prédiction de la durée de vie basé sur l'initiation de la fissure est donné par l'équation de Basquin (1) [10] :

$$N_i = 10^6 \frac{(700)^4}{S^{2.85}} \quad (1)$$

Où : UTS est la résistance à la traction ultime (Ultimate tensile strength) [(UTS) = 3.45 HB],

(HB) est la dureté Brinell, N_i le 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 l'initiation de la fissure.

Le modèle de durée de vie d'initiation de fissure est basé sur la courbe de durée de vie en fatigue, qui a été utilisé pour prédire la durée de vie d'initiation de fissure dans les travaux antérieurs de Y. Choi, C.R. Liu [11, 12], l'équation de Basquin (1) a été modifiée en fonction de la dureté ainsi le nombre de cycles nécessaire à l'ouverture d'une fissure est prédit à l'aide de l'équation de Basquin modifiée et de la contrainte de traction équivalente au maximum de la contrainte de cisaillement au point d'initiation de la fissure. L'équation (2) montre le modèle final de durée de vie d'initiation de fissure basé sur la courbe de la durée de vie :

$$N_i = 4.49 * 10^6 \left(\frac{764}{S} \right)^{6.577} \quad (2)$$

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

Pour calculer la contrainte maximale σ_{max} , on utilise les équations de Jones [13] et de Zaretsky [14] 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 [13] a développé la théorie de contact de Hertz pour les contraintes des corps non conformes en contact ponctuel pour les roulements à billes et à rouleaux.

D'après Jones [13], 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 de Hertz [15] au niveau des chemins de roulement interne et externe sont déterminées par l'expression :

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

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

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

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 contraintes générées sur la surface ont été calculées conformément à la théorie de Hertz, c'est-à-dire que le contact est considéré parfaitement établi entre les deux surfaces.

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 . Par ailleurs, le coefficient de frottement peut être amplifié dans le cas d'une lubrification insuffisante et/ou des surfaces de rugosité importante, élevant ainsi le risque de défaillances des roulements.

Ce travail est dédié à la prévision de la durée de vie des roulements à bille d'une boîte de vitesse. 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.

2. MATERIELS ET METHODES

Le modèle que l'on propose au cours de cette partie a pour but d'étudier l'influence des paramètres (charge, vitesse de rotation, coefficient de frottement et température) sur la durée de vie prévisionnelle d'un roulement à billes au niveau d'une boîte à vitesse d'un camion militaire algérien, type SNVI M230 (Fig. 1) pendant la phase de l'initiation d'écaillage en fatigue par contact.



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

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 [16, 17]. Les nuances d'acier les plus utilisées sont l'AISI 52100 (American Iron and Steel Institute) connue sous le nom de 100Cr6. Les propriétés mécaniques sont présentées respectivement aux tableaux 1, 2. 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.

Tableau 1: 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
Acier standard	2 e^{+11}	0.3	7850	1 e^{+09}	120

Tableau 2: Propriétés du matériel 100Cr6 (AISA 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

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 2 & 3. Dans cette analyse, deux matériaux sont utilisés :

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

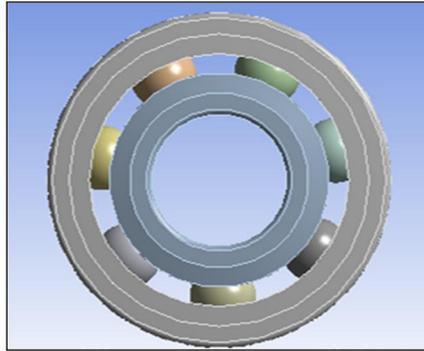


Figure 2 : Modèle de roulement à billes.

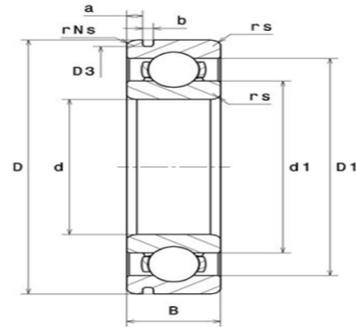


Figure 3 : Vue orthographique du roulement à billes de l'échantillon pour analyse.

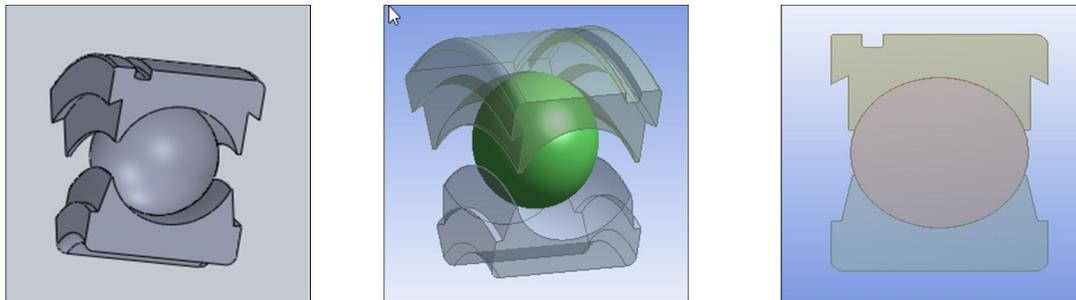


Figure 4: Géométrie du modèle.

3. MODÉLISATION PAR ÉLÉMENTS FINIS DES ROULEMENTS À BILLES

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). Deuxièmement, la prise en compte des propriétés de contact notamment le frottement rend la résolution du problème fastidieux [18]. Des algorithmes intégrés dans les codes de calcul par éléments finis permettent d'obtenir des résultats précis. Pour le calcul des roulements, nous avons retenu le logiciel ANSYS [19] qui gère bien particulièrement les problèmes de contact.

Du point de vue de sa conception, le roulement à bille est constitué d'une bague intérieure (BI), d'une bague extérieure (BE), d'éléments roulants et d'une cage pour maintenir l'écart entre les éléments roulants (Fig.2).

Sans tenir compte du jeu des roulements, le modèle 3D par éléments finis du roulement à billes à gorge profonde de type (6411 N) est construit. Selon les dimensions, le modèle du roulement à billes est développé en utilisant SOLIDWORKS. Il est importé dans le modèleur de conception d'ANSYS.

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 pour chaque matériau.

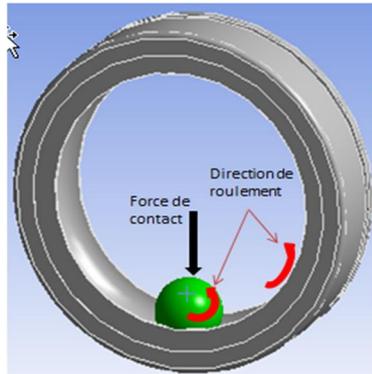
Les dimensionnements du roulement (6411 N) d'une boîte de vitesse du type BDSL d'un camion SNVI M 230 sont donnés dans la figure 3.

Les roulements à billes à gorges profondes 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 [20]. La charge radiale et la capacité de charge axiale augmentent avec la taille du roulement et le nombre de billes.

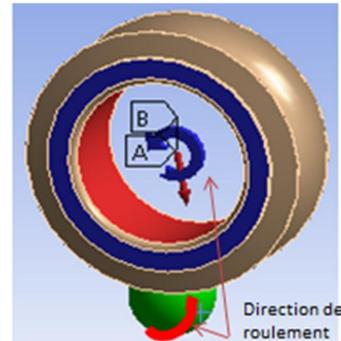
3.1. CONDITIONS AUX LIMITES

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

1. Un support fixe à la bague extérieure (Fig. 5) ;
2. Un standard gravitationnel pris pour l'analyse ;
3. La charge appliquée à la bague interne est donnée.



a. Bague extérieure fixe et bille.



b. Bague intérieure et bille.

Figure 5 : Contact roulant : a) bille et bague extérieure, b) bille et bague intérieure

3.2. MAILLAGE

L'étape suivante de la modélisation consiste à créer un maillage du modèle. Ce maillage est un paramètre important dans la précision des résultats surtout quand il s'agit des problèmes de contact. Une étude préalable a été menée en vue de choisir la taille du 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 (Fig. 6). Le modèle est constitué d'éléments à huit nœuds à point d'intégration réduit et qui s'imbriquent. Le choix de ce type d'éléments disponibles est basé sur un compromis entre le temps de calcul et la précision des résultats. Un maillage de type tétraèdre a été utilisé avec 36741 éléments et 74008 nœuds.

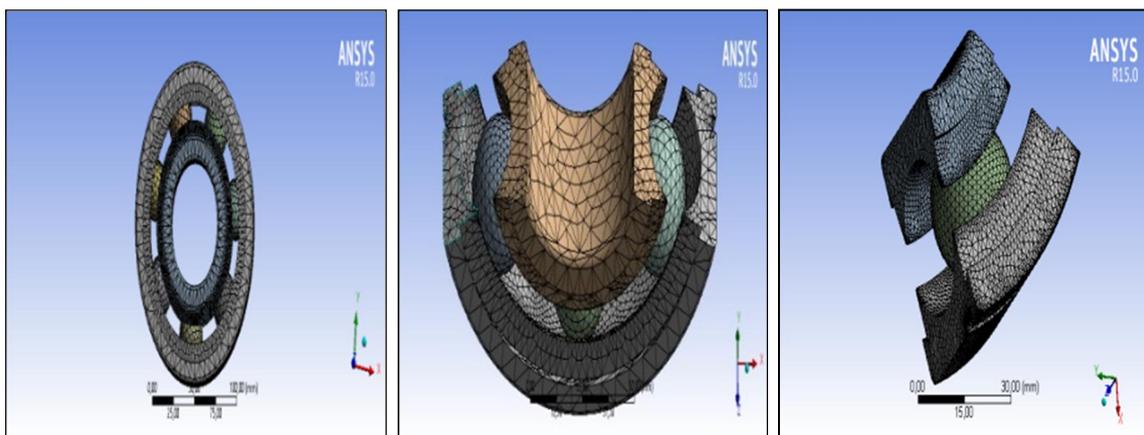


Figure 6: Maillage du roulement à billes.

4. 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 et qui sont pris en compte dans la base des données d'ANSYS pour les deux matériaux.

La figure 7 indique clairement les zones de contact entre les billes, la bague intérieure et la bague extérieure.

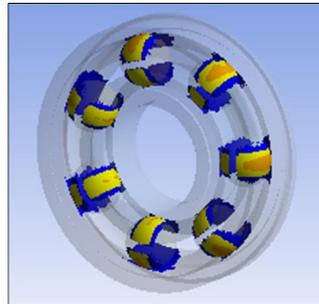


Figure 7: Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement.

Dans le but de faire ressortir l'importance du choix du matériau, on a opté à la sélection de deux types de nuance. La figure 8 montre les résultats de comparaison entre le matériau de nuance acier standard XC 42 H1 et le matériau acier 100Cr6 (AISA 52100), en termes de déformation élastique équivalente, de contrainte principale maximale, de contrainte équivalente (Von-Mises), de durée de vie du roulement à billes et de coefficient de sécurité.

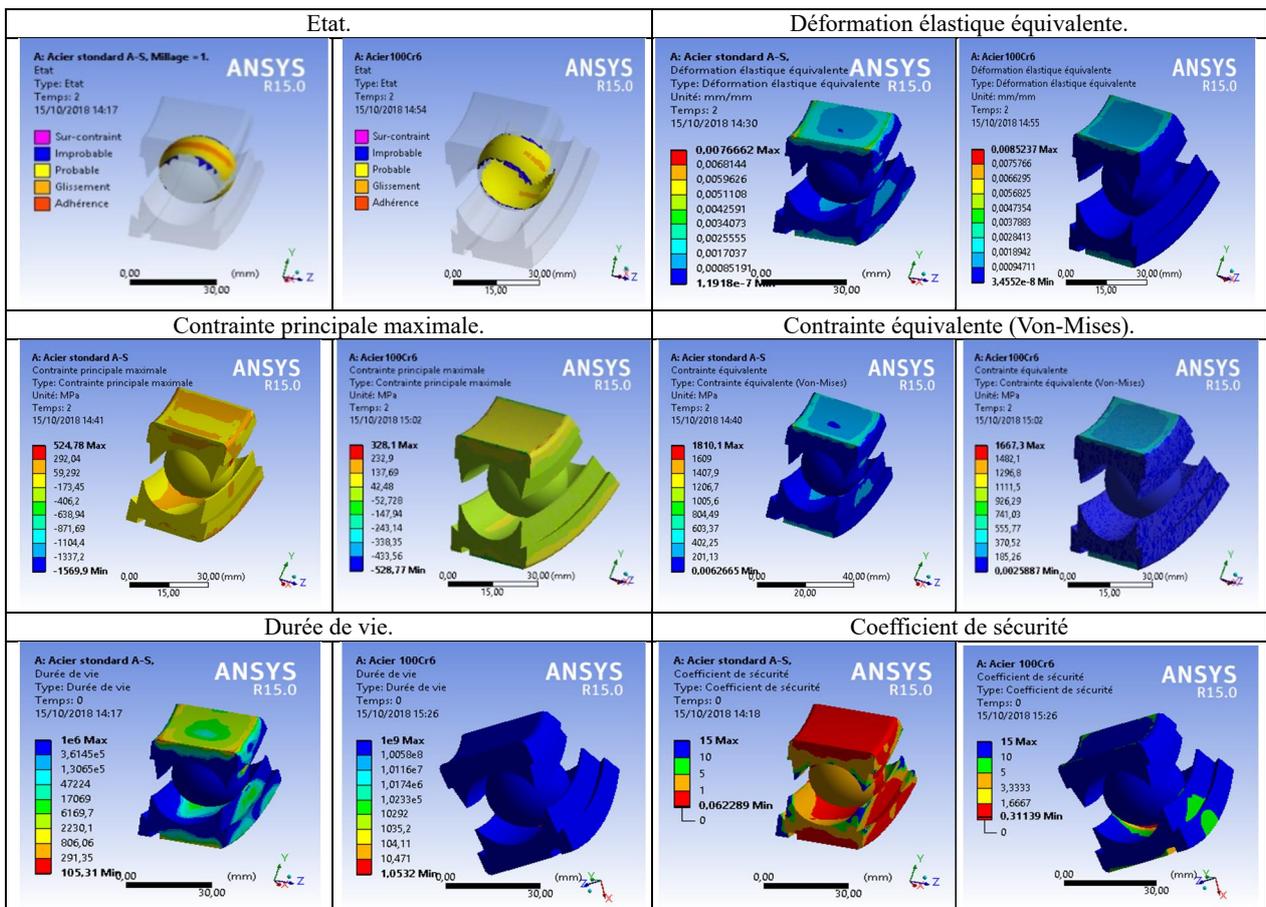


Figure 8 : Surface de contact elliptique sur les pistes de roulement.

4.1. COMPARAISONS DES RÉSULTATS:

En comparant les résultats (Tab. 3) des deux matériaux tirés de la figure 8, nous pouvons confirmer que l'acier 100Cr6 est le matériau le plus apte pour cette étude.

Tableau 3 : Comparaison des résultats.

	Nom	Acier standard		100Cr6 (AISA 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 maximale (MPa)	-1569.9	524.78	-528.77	328.1
4.	Durée de vie (Cycle)	105.31	1E+06	1.0532	1E+09
5.	Coefficient de sécurité	0.062289	15	0.31139	15

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 [21]. 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 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 W/m²K. Les propriétés thermiques du roulement en acier 100Cr6 sont indiquées directement sur ANSYS. Afin de réaliser un couplage direct du champ thermique et structurel, 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 $\mu = 0,1$.

Pour voir l'influence des paramètres tels que la température, le coefficient de frottement, la vitesse de rotation et la charge appliquée sur la durée de vie des roulements à billes, nous avons fixé, en premier lieu, le coefficient de frottement à $\mu = 0,1$, en faisant varier la température et ensuite nous avons fixé la température à $T = 90^{\circ}\text{C}$ en faisant varier le coefficient de frottement.

Sur le tableau 4 sont consignées les valeurs des contraintes maximales σ_{\max} pour différents températures (T) et coefficients de frottement (μ), sous une vitesse de rotation = 2500 tr/min.

Tableau 4 : Variation des contraintes maximales en fonction de T ($^{\circ}\text{C}$) et μ .

Valeurs des contraintes σ_{\max}				
La variation de la température (T) et du coefficient de frottement (μ), avec une vitesse de rotation $V = 2500$ tr/min.				
$\mu / T^{\circ}\text{C}$	80	90	100	110
0.08	266.69	266.82	267.15	267.83
0.1	281.3	281.64	281.7	281.88
0.15	315.75	316.64	316.84	317.98
0.2	358.76	359.29	361.11	362.27
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 9 montre l'influence de ces derniers sur la contrainte maximale. Nous remarquons que l'augmentation du coefficient de frottement à une influence considérable sur la contrainte maximale. Cependant, la température a une faible influence.

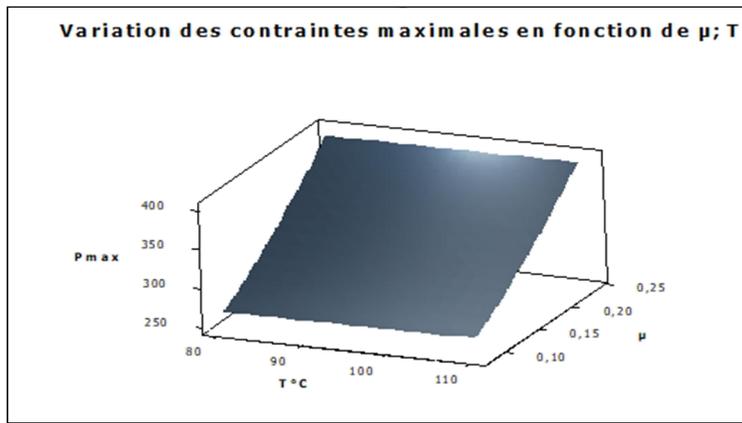


Figure 9 : Variation des contraintes maximales en fonction de T (°c) et μ.

La figure 10 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 d'après le retour d'expérience des boîtes de vitesse du camion M230. 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. On constate que le nombre de cycle diminue avec l'augmentation du coefficient de frottement.

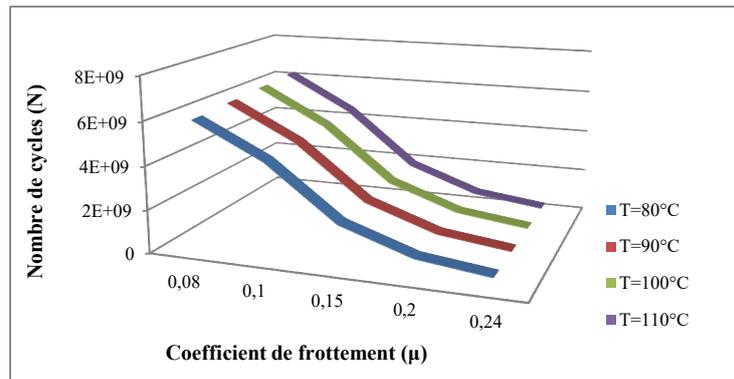


Figure 10 : Variation du nombre de cycles en fonction de T (°c) et μ.

La figure 11 présente les contraintes maximales lors du changement de la vitesse de rotation et des charges appliquées.

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 σ_{max} en fonction de l'augmentation de ces deux paramètres.

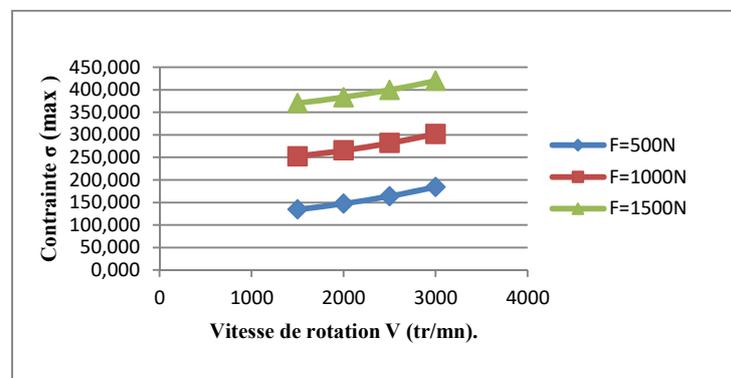


Figure 11 : Influence de la vitesse de rotation V (tr/mn) sur la contrainte σ pour différentes charges F.

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) (Fig. 12), nous remarquons une augmentation de la contrainte de Von-Mises en fonction de la charge appliquée (F).

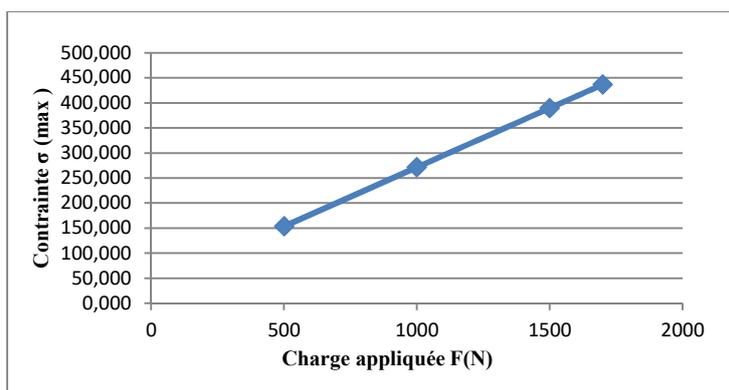


Figure 12: Influence de la charge appliquée F(N) sur la contrainte maximale.

Le calcul du rapport entre la température et la perte de puissance des composants au sein de la structure est complexe. Ces facteurs sont dépendants entre eux, comme la charge, les conditions de lubrification ainsi que 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.

Le modèle décrit précédemment dans l'équation (1) a été utilisé pour prévoir la durée de vie des roulements à billes. Avant d'utiliser cette équation, nous avons déterminé un modèle analytique en se basant sur la méthode du plan d'expérience pour évaluer la contrainte à travers l'équation (5) qui dépend des paramètres tels que : la vitesse de rotation, la charge appliquée, le coefficient de frottement et la température.

$$\sigma = [0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{V}{1000}\right) + 7.4 * \left(\frac{V}{1000}\right)^2] * (0.794 + 1.29 * \mu - 2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2) \quad (5)$$

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 5 : La durée de vie en fonction des paramètres

T°C	μ	σ_{FEM} (MPa)	σ_{Cal} (MPa)	$\sigma_{FEM} / \sigma_{Cal}$	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 de la méthode des éléments finis, le tableau 5 et la figure 13 montrent une bonne corrélation de la contrainte de Von-Mises, l'écart d'erreur entre les deux modèles est inférieur à 5%.

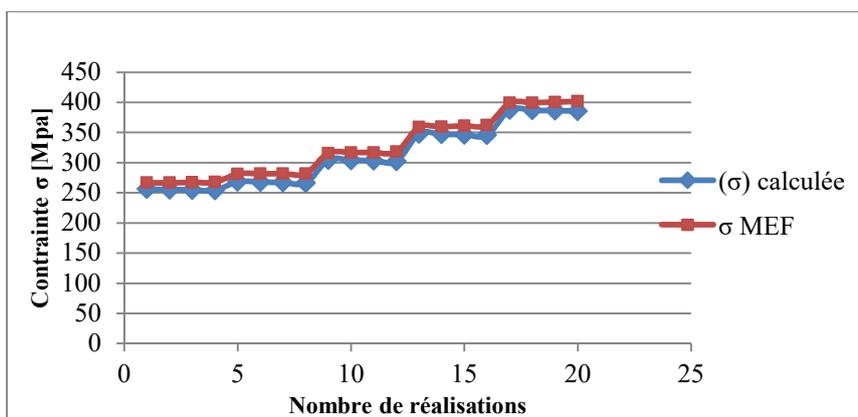


Figure 13 : Comparaison entre σ_{FEM} et σ_{Cal} .

Le tableau 6 et la figure 14 montrent une bonne corrélation des résultats de la durée de vie avec les deux modèles, l'écart d'erreur est en moyenne de 21 %.

Tableau 6 : Durée de vie en fonction des variations des paramètres.

T°C	μ	Ni (σ_{FEM}) (Cycle)	Ni1 (Cycle)	Erreur N1/N1	Erreur %
80	0.08	4.54E+09	5.94E+09	0.76430976	0.23569024
90		4.56E+09	6.05E+09	0.75371901	0.24628099
100		4.50E+09	6.16E+09	0.73051948	0.26948052
110		4.43E+09	6.28E+09	0.70541401	0.29458599
80	0.1	3.21E+09	4.35E+09	0.73793103	0.26206897
90		3.18E+09	4.43E+09	0.71783296	0.28216704
100		3.18E+09	4.50E+09	0.70666667	0.29333333
110		3.16E+09	4.58E+09	0.68995633	0.31004367
80	0.15	1.50E+09	1.90E+09	0.78947368	0.21052632
90		1.47E+09	1.93E+09	0.76165803	0.23834197
100		1.47E+09	1.96E+09	0.75000000	0.25000000
110		1.43E+09	1.99E+09	0.71859296	0.28140704
80	0.2	6.48E+08	7.92E+08	0.81818182	0.18181818
90		6.41E+08	8.03E+08	0.79825654	0.20174346
100		6.21E+08	8.14E+08	0.76289926	0.23710074
110		6.08E+08	8.25E+08	0.7369697	0.2630303
80	0.24	3.22E+08	3.89E+08	0.8277635	0.1722365
90		3.20E+08	3.93E+08	0.81424936	0.18575064
100		3.14E+08	3.98E+08	0.78894472	0.21105528
110		3.08E+08	4.03E+08	0.76426799	0.23573201

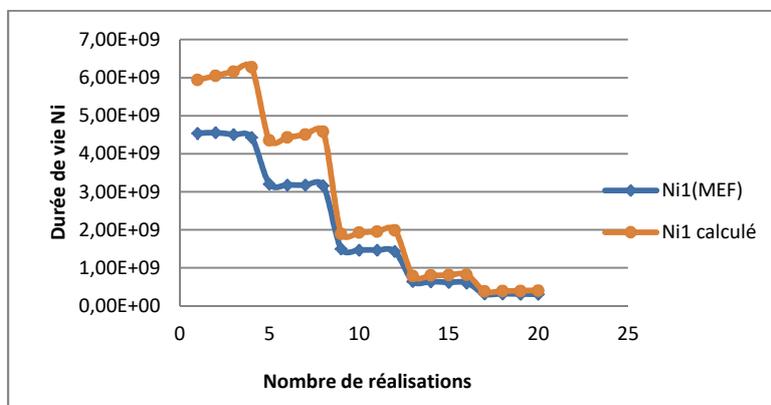


Figure 14 : Evolution de la durée de vie en fonction du nombre de réalisations.

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 $7,5 \times 10^6$ cycles de fonctionnement.

4.2. 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 [22, 23]. 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.

$$P_f = \int \{G(X) \leq 0\} f_x(x) dx \quad (6)$$

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.

4.3. 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 :

$$G(X) = \sigma_{max} - [0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{V}{1000}\right) + 7.4 * \left(\frac{V}{1000}\right)^2] * (0.794 + 1.29 * \mu - 2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2) \leq 0 \quad (7)$$

La fonction $\sigma(x)$ peut s'écrire sous cette forme $\sigma(x) = Fa * Env$

$$\text{Ou } Fa = [0.236 * F - 0.3 * \left(\frac{V}{1000}\right) + 7.4 * \left(\frac{V}{1000}\right)^2] \text{ et } Env = (0.794 + 1.29 * \mu - 2.5 * 10^{-4} * T + 5.1 * \mu^2)$$

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 (7) et les fonctions de distribution caractérisées par la moyenne et l'écart type. Toutes les variables sont supposées suivre des lois normales.

Le tableau 7 montre l'évolution de la contrainte de Von-Mises qui croît avec l'augmentation de la charge appliquée et cela est traduit par la diminution de l'indice de fiabilité (Tab. 8) 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.7 : Influence de la charge appliquée sur la contrainte de Von Mises.

F (N)	Fa (N)	Env.	Sigma	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. 8 : 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	9.92^E-013
1000		100	4.7435	1.05^E-006
1500		150	1.7833	3.73^E-002
2000		200	-1.2404	8.93^E-001

Le tableau 9 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 (Tab. 10). Pratiquement, l'augmentation de la charge va augmenter la valeur du coefficient de frottement qui a une relation directe avec la charge appliquée.

Tableau.9 : Influence du coefficient de frottement sur la contrainte de Von-Mises.

μ	Fa (N)	Env.	Sigma	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.10 : 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	8.32^E-009
0.1		0.02	4.7435	1.05^E-006
0.15		0.03	2.8565	2.14^E-003
0.20		0.04	1.4741	7.02^E-002

Le tableau 11 montre que la contrainte de Von-Mises augmente avec l'augmentation de la vitesse, donc une diminution de l'indice de fiabilité (Tab. 12). En effet, l'élévation de la vitesse de rotation réduit la durée de vie des roulements à billes.

Tableau.11 : Influence de la vitesse sur la contrainte de Von-Mises.

V (tr/min)	Fa (N)	Env.	Sigma	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.12 : 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	3.30^E-010
2000		300	5.5927	1.12^E-008
2500		375	4.7435	1.05^E-006
3000		450	3.7667	8.27^E-005

Dans le tableau 13, 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 (Tab. 14). 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.13 : Influence de la température sur la contrainte de Von-Mises.

T °c	Fa (N)	Env.	Sigma	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.14 : 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	1.19 ^E -006
90		9	4.7435	1.05 ^E -006
100		10	4.7680	9.32 ^E -007
110		11	4.7924	8.25 ^E -007

La probabilité de défaillance voire l'indice de fiabilité des roulements à billes sous les charges internes et externes est calculé 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 15 et 16 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.

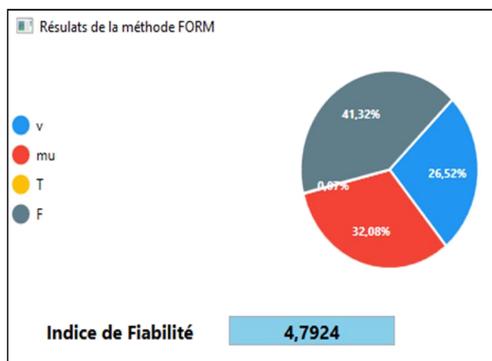


Figure 15 : Indice de fiabilité.

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

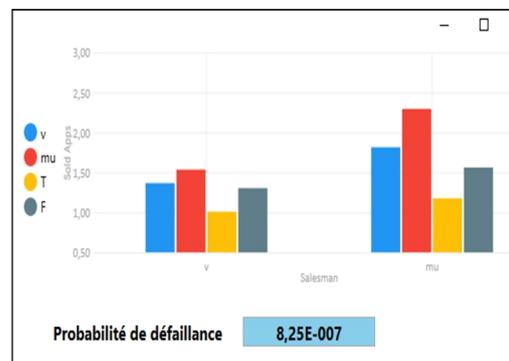


Figure 16 : Probabilité de défaillance.

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

4.4. DEUXIEME 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 (8) 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.

$$\mu_0 = \left(0.017 * \left(\frac{v}{1000}\right)^{0.8}\right) + \left(\frac{120}{500+v}\right) \tag{8}$$

La figure 17 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 [24, 25].

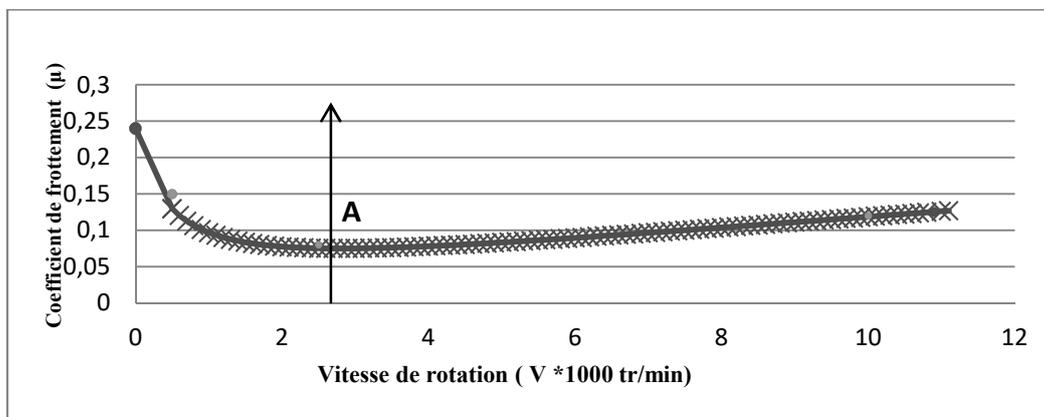


Figure 17 : Variation du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de rotation.

L'évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de cycles a été aussi déterminée par simulation numérique (fig. 18). 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 :

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

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 connaissant 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 (10) et (11). Une fois le nombre de cycles N_{opt} est déterminé, on le remplace dans l'équation d'état limite (10). La contrainte maximale est déterminée par l'équation (5) 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 :

$$G(X) = N_{opt} - N_i \leq 0 \quad (10)$$

$$N_i = 4.49 * 10^6 \left(\frac{764}{\sigma_{max}}\right)^{6.577} \quad (11)$$

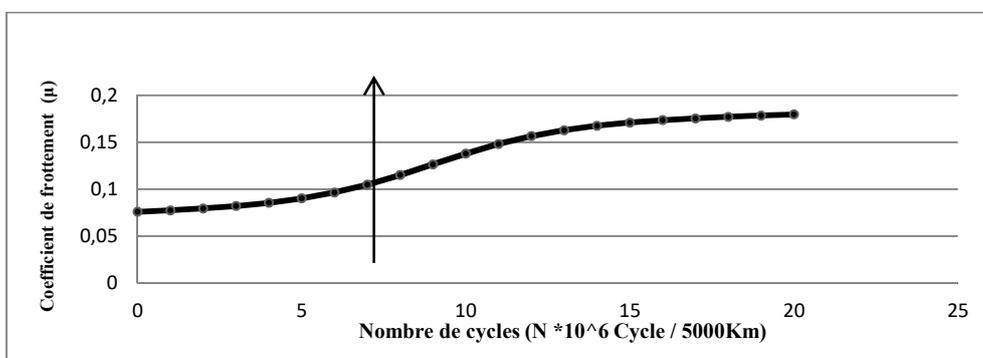


Figure 18 : Evolution du vieillissement en fonction de l'âge (N).

Le tableau 15 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 16) n'a pas une grande influence sur l'indice de fiabilité qui demeure constant.

Tableau 15: 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 16: 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.

5. CONCLUSION:

Un modèle d'initiation de fissure due au phénomène de l'écaillage a été développé pour prévoir la durée de vie des roulements à bille 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 l'approche probabiliste. On constate que l'effet de la vitesse de rotation, la charge appliquée et le coefficient de frottement est important par rapport à l'effet de la température.

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

REFERENCES:

- [1] Palmgren A., 1924. The service life of ball bearings. *Z. Ver. Deut. Ingr. (NASA TT F-13460)*, Vol. 68, no. 14, pp. 339-341.
- [2] Ioannidees E. & Harris T. A., 1985. New fatigue life model for rolling bearings. *J. Tribology, Trans. ASME*, 107, 3, pp 367-378.
- [3] Zaretsky E. V. Poplawski J. V. & Peters S. M., 1996. Comparison of Life Theories for Rolling-Element Bearings, *Tribology Transactions*, 39, 2, pp. 237-247.
- [4] Jiang Y. & Schitoglu H., 1999. A Model for Rolling Contact Failure. *Wear*, 224, pp. 38-49.
- [5] Taillian TE., 1992. Simplified contact fatigue life prediction model - Part I: review of published models. *J. Tribology*, 114 (2):207-13.
- [6] Taillian TE., 1992. Simplified contact fatigue life prediction model - Part II: new model. *J. Tribology*, 114 (2): 214-20.

- [7] Shimizu S., 2002. Fatigue limit concept and life prediction model for rolling contact machine elements. *Tribology Transactions*, 45 (1):39-46.<http://dx.doi.org/10.1080/10402000208982519>.
- [8] Zhou RS., 1993. Surface topography and fatigue life of rolling contact bearing. *Tribology Transactions*, 36 (3): 329-40. <http://dx.doi.org/10.1080/10402009308983167>.
- [9] Boukra T., & Lebaroud A., 2019. New trend in enhancing bearing remaining useful life prediction. *Journal of New Technology and Materials (JNTM) Special Issue*, Vol. 08, N°03 20-24.
- [10] Choi Y. Liu C.R., 2007. Spall progression life model for rolling contact verified by finish hard machined surfaces. *Wear* 262, 24-35.
- [11] Choi Y. Liu CR., 2006. Rolling contact fatigue life of finish hard machined surfaces-Part 1. Model development. *Wear*; 261:485–91.
- [12] Choi Y. Liu CR., 2006. Rolling contact fatigue life of finish hard machined surfaces-Part 2. Experimental verification. *Wear*; 261:492–9.
- [12] Jones A.B., 1946. Analysis of Stresses and Deflections. *New Departure*, 1, 2.
- [14] Zaretsky E. V., 2008. Relation between Hertz Stress-Life Exponent, Ball-Race Conformity, and Ball Bearing Life. *Tribology Transactions*, 51:150-159.
- [15] Hertz H. U., 1881. On the contact of solid elastic bodies (on the contact between elastic bodies). *Journal for Pure and Applied Mathematics*, 92, pages 156-171.
- [16] Martin-Halfdan E., 2013. White Structure Flaking Failure in Bearings under Rolling Contact Fatigue. *PhD thesis, University of Southampton*.
- [17] Endo T. Dong D. Imai Y. & Yamamoto Y., 2005. 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.A. Lubrecht, editors, *Life Cycle Tribology, volume 48 of Tribology and Interface Engineering Series*, pages 343 – 350. Elsevier.
- [18] Mokas N. & Boulanouar L., 2016. Comportement à l'usure des forets hélicoïdaux en acier rapide lors du perçage de l'acier C18 Rev. *Science Technology Synthèse* 32: 58 -69.
- [19] Tickoo Sh., 2015. ANSYS 15 for Engineers and Designers.
- [20] Michael Khonsari M. Richard Booser E., 2008. Applied Tribology Bearing Design and Lubrication. *John Wiley and Sons Ltd, England*.
- [21] Aleksandar M. Vojislav M. Žarko M. & Radivoje M., Sptember 2018. Prediction of Heat Generation in Transmission Bearings by Application of FEM. *Power Transmission Engineering*, page 46-49.
- [22] Madsen H O. Krenk S. & Lind N. C., 2006. Methods of Structural Safety. *Mineola, New York: Dover Publications, Inc*.
- [23] Ditlevsen O. and Madsen H. O., JUNE-SEPTEMBER 2007. *Structural Reliability Methods*.
- [24] Bakoglidis Konstantinos D. & Nedelcu I., 2016. Rolling contact fatigue of bearing components coated with carbon nitride thin films. *Science Direct Tribology International* 98 100–107.
- [25] De Laurentis N. & Kadiric A., 2016. The influence of bearing grease composition on friction in rolling / sliding concentrated contacts. *Science Direct Tribology International* 94 624–632.