REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Yahia Farés de MEDEA

Faculté de la technologie
Département de génie mécanique

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master

Filière : Génie mécanique

Spécialité : construction mécanique

Analyse du comportement thermomécanique d'un roulement.

Réalisé par :

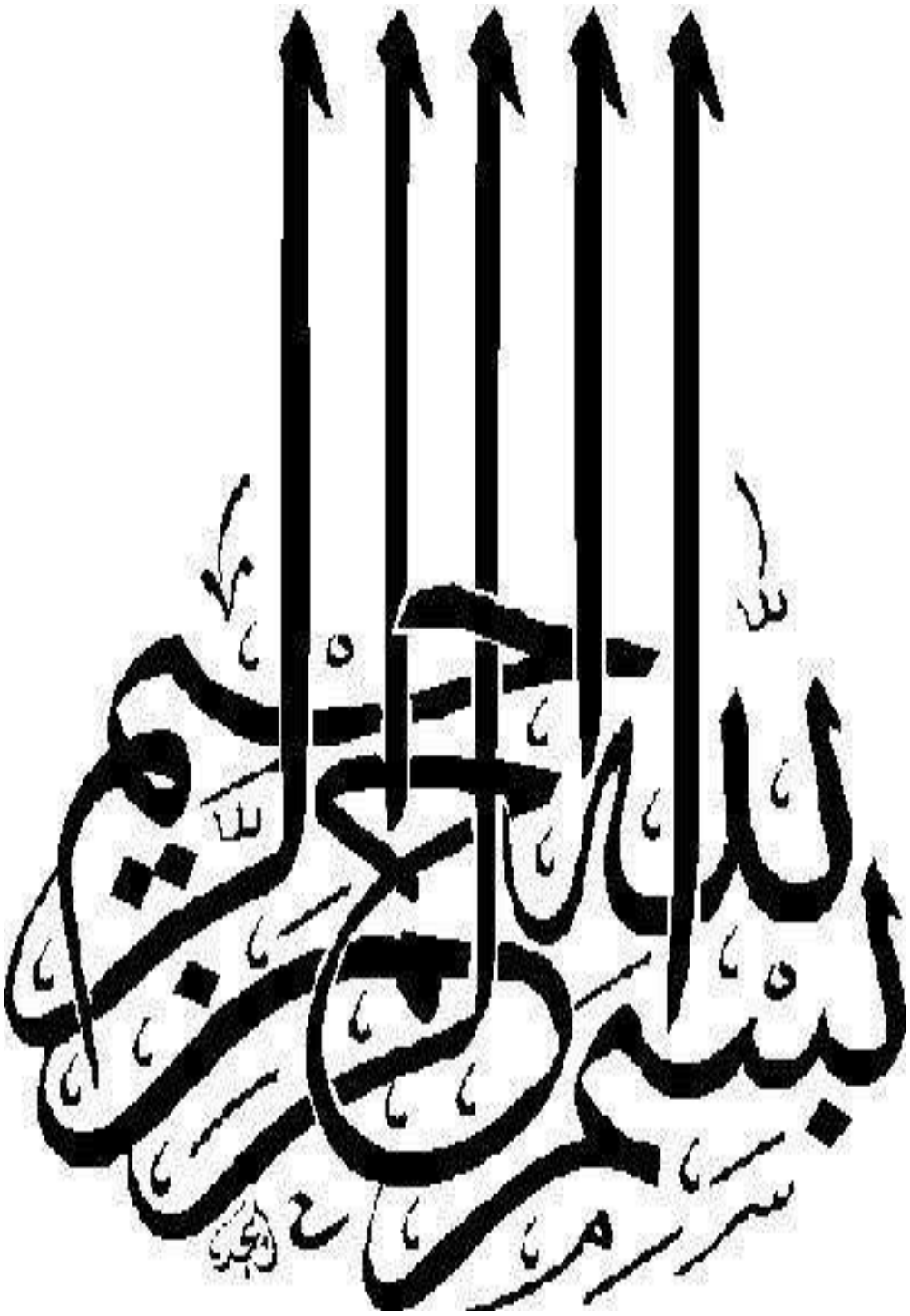
- *SAHRAOUI Saliha*
- *BELKASMI Yasmina*

Encadré par :

Dr. REBHI Redha

Dr. BOUMAHDI Mouloud

2020-2021


بسم الله الرحمن الرحيم

REMERCIEMENTS

Nous tenons à exprimer notre sincère gratitude à nos encadreurs Dr. R REBHI et Dr. M BOUMAHDI, pour leur constante disponibilité, leurs précieux conseils, et leur patience pendant toute la durée de ce travail.

Nous exprimons nos vifs remerciements à Monsieur le président de jury, pour l'honneur qu'il nous 'a fait en présidant le jury de soutenance, nous tenons à lui exprimer notre profonde reconnaissance.

Nous tenons à exprimer notre sincère remerciement aux membres du jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant d'être membres de jury et de bien vouloir juger ce travail.

Enfin, Nous remercions très chaleureusement nos familles et nos collègues.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents,

Qui m'ont comblé d'amour et d'affection, qui m'ont toujours encouragés pour achever mes études tout en espérant voir le fruit de leurs sacrifices,

Que dieu les garde pour moi,

A mes chers frères : ***Islam, ABD RAHMAN***

A ma cher sœur : ***Amina, Linda, Fatiha***

A toutes ma familles : ***SAHRAOUI, BOURIAHE,***

A ma binôme **YASMINA** et sa famille,

A mon chère grand- père,

A ma chère grand-mère,

Qui je leur souhaite une bonne santé.

A mes chères amies : ***FAIZA , FIRAIL , LAILA,YAHYAI NAIMA,RADHIA ,ZAHIRA,HABIB , AHLEM,HASNA ,SARA.***

A tous mes collègues de la promotion 2021,

A tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

Saliha SAHRAOUI

© Ladie Lynn
http://ladielynn.com

Dédicace

A Allah, Tout puissant Qui m'a inspiré, Qui m'a guidé dans le bon Chemin. Louanges et remerciements pour votre clémence et miséricorde.

À MES CHERS PARENTS

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

Puisse Dieu, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A mon grand-père et ma grand-mère

À mon frère Mouloud et mes adorable sœurs Rabia, Habiba, Safaa et Marwa.

Fils et filles de mes soeurs

À mes oncles, Yacine, Karim, Ali et Abdeelkader.et toute la famille BELKACEMI.

A mes tantes et à la femme de mon oncle

A mon mari El hassen azzeddine et ma deuxième famille.

A ma binôme Saliha, et mes cheres amie Marwa, Yassmine,Soumia,Radia,Assia et Naima les mots ne suffisent pour exprimer

L'attachement, l'amour et l'affection que je porte pour vous.

A tous mes amies, vous êtes pour moi des sœurs.

A tous les enseignants qui m'ont enseigné depuis mon enfance.

A tous ceux que j'aime et qui m'aiment

YASMIN

ملخص :

تعتبر المدحرجات من العناصر الأساسية في غالبية الآلات الدوارة ، والأكثر إجهادًا والأكثر حساسية. أثناء دورانها، يمكن أن تتأثر حالتها الصحية تحت تأثير عدة عوامل. مثل ، زيادة درجة الحرارة ، الأحمال المطبقة ، إلخ.

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة سلوك المدحرجات تحت تأثير القوى وزيادة درجة الحرارة. يتم استخدام التحليل العددي بواسطة برنامج متعدد الفيزياء.

أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها تأثير القوى المطبقة على توزيع درجات الحرارة والضغوط. سيساعد هذا النوع من التحليل في مراقبة سلوك المدحرجات أثناء التشغيل.

الكلمات المفتاحية: التحليل الحراري ، الميكانيكي ، المدحرجات.

Résume

Les roulements sont des éléments primordiaux dans la majorité des machines tournantes, les plus sollicités et les plus sensibles. En fonctionnement, Leur état de santé peut être influencé par plusieurs facteurs. Comme, l'augmentation de la température, les charges appliquées, etc.

L'objectif principal de ce travail est d'étudier le comportement d'un roulement sous l'effet des efforts et de l'augmentation de la température. Une analyse numérique par un logiciel multi-physique est utilisée.

Les résultats obtenus ont montré l'effet des efforts appliqués sur la distribution des températures et des contraintes. Ce type d'analyse contribuera au suivi du comportement du roulement en fonctionnement.

Mots clés : Analyse, thermique, mécanique, roulement.

Abstract:

Ball Bearings, are an essential elements in the majority of rotating machines, the most stressed and the most sensitive. In operation, their state of health can be influenced by several factors. As temperature increase, applied loads, etc.

The main objective of this work is to study the behavior of a ball bearings under the effect of forces and the increase in temperature. Numerical analysis by multi-physics software is used.

The results obtained showed the effect of the forces applied on the distribution of temperatures and stresses. This type of analysis will help to monitor the behavior of the bearing in operation.

Key words: Analysis, thermal, mechanical, bearing.

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Généralités sur les roulements 2
I.1 Introduction 2
I.2.1 Machines tournantes 2
I-2.2. Un rotor 2
I-2.3.La structure 3
I-2.4. Les liaisons 3
I.3 Les paliers 4
I.4 Roulements 5
I.4.1. Classement des roulements 6
I.4.2 Caractéristiques des roulements 7
I.4.2.1 Avantages 7
I.4 .2.2 Roulements à billes et à rouleaux 8
I. 4.2.3 Roulements radiaux et axiaux 9
I.4.2.4 Roulements standard et spéciaux 9
I.4.2.5 Butées 13
I.5-Composition d'un roulement à bille 13
I.6-Les éléments roulants 14
I. 7- principe types de roulements 14
I.7-1-Roulement à billes à contacts droits 14
I. 7.2- Roulement à billes à contacts obliques 15
I. 7-3 Roulement à rouleaux coniques 15
I. 7.4 - Roulement à rouleaux cylindriques 16
I. 7.5-Roulement rotule à rouleaux 17
I. 7.6-Roulement à aiguilles 17
I.8. Sélection des roulements 18
I.8 .1. Dimensions 18
I.8 .2. Charge appliquée au roulement 18
I.8 .3 Vitesse de rotation 18
I.8 .4 .Tolérances 19
I.8.5 Rigidité 19
I.8 .6 Désalignement entre les bagues intérieure etextérieure 19

I.8 .7 Niveau sonore et couple résistant 19
I.8 .8 Montage et démontage 20
I.9 Montage des roulements 20
I.10.Modes de défauts de roulement 20
I.11-Représentation et schématisation 21
I.12 Défaillance des roulements et causes 21
I.13- les défauts des roulements 22
I.14-Les type des défauts de roulement 23
I.14.1-L'écaillage 23
I.14.2-Le grippage 24
I.14.3-L'usure de contact 24
I.14.4-L'endommagement de cage 24
I.15 Les causes principales de défaut des roulements 25
I.16.Processus de dégradation d'un roulement 26
I.17 La lubrification 26
I.17.1. Charge de base et durée de vie 27
I.17.1.1 Durée de vie 27
I.17.1.2Durée de vie nominale et charge dynamiquede base 27
I.18 Vitesse limite 29
I.19.conclusion 29

Chapitre 2 : Analyse du comportement mécanique et thermique d'un roulement à billes 30
II.1.Introduction 30
II.2 .Mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement 30
II.3.Modélisation du transfert thermique dans les roulements 30
II.4.Les sources de dissipation thermiques dans un palier roulement 33
II.5. généralité sur lois de déformation et contrainte 34
II.5.1.Généralités 34
II.5.2.Contrainte et déformation 36
II.15.3.Traction-compression uni axiale 36
II.5.4. *Allongement dans l'axe* 36

II.6. Contraintes et déformation de contacts 39
II.6.1 Contactes elliptique :.....39
II.6.2. Géométrie du roulement à bille :..... 40
II.16.2.1. Jeu et pas diamétral : 40
II.7.Conclusion..... 41
Chapitre III : SIMULATION NUMIRIQUE 42
III.1.Introduction..... 42
III.2 Définition de logiciel de simulation ANSYS : 42
III.2.1 Environnements logiciels :.....42
III.2.2. Disign3D :……...43
III. 3.Menu principal du logiciel ANSYS Workbench : 43
III.4. Module de simulation 46
III.4.1. Propriétés du matériau……...…46
III.4.2 La géométrie.....47
III.4.3.La géométrie de modèle ANYS.....48
III.4.4. Le maillage du modèle.....49
III.4.5.Les connexions.....49
III.4.6.Applique les fours.....50
III.4.7- La spore fixe.....50
III.4.8-Les condition thermique.....51
III.5.Résultats et discussions 51
III.5.1. effet de la charge.....51
III.5.2. effet de pour la température.....59
III.5.2. a .effet de pour la température sur la déformation.....59
III.5.2. b .effet de pour Les température sur la contrainte équivalente.....67
III.6.Analyse et évaluation des résultats 75
Concluions générale ……..……...76

Liste des figures

Figure I.1: Elément générale des Machine tournante……..……..……....4
Figure I .2. Représentation 3D d'un palier lisse……..…5
Figure I.3.les roulements ……..……....5
Figure I.4: Classement des roulements……..……....6
Figure I.5. Les types de roulements…….…..7
Figure I.6. Roulements à billes à contact oblique……...……10
Figure.I.7. Tableau de type de roulement à rouleaux cylindrique……11
Figure I.8. Principaux éléments constitutifs d'un roulement……. ...….13
FigureI.9. les différents éléments roulants …….……14
Figure I.10. Écorchés d'un roulement à billes contacts obliques…… 15
Figure I.11. Roulement congrues ……..15
Figure I.12.roulement à rouleaux cylindriques …… 16
Figure I.13. Roulements rotules à rouleaux…….. 17
Figure I.14.roulement à aiguilles à cage bagues ……..18
Figure I.15. Montage et démontage……...…….20
Figure I.16. Représentation d'un roulement à contact ……...21
Figure I.17. Les pourcentages des défauts ……..… 22
Figure I.18. Ecaillage de la bague de la bague interne ……. 23
Figure I. 19..La cage endommagée par fusion et les billes décolorées ……..24
Figure I.20. Usure de contact sur la bague intérieure …….. 24
Figure I.21. Endommagement de cage d'un roulement à bille …….. 25
Figure I.22.Dégradation d'un roulement……..26
Figure.II.1 : localisation des sources de chaleur dans un roulement ……..……33
Figure.II.2. Géométrie de contact elliptique …….……. 40
Figure II.3 Coupe transversale de roulement a billes radial a une rangée……..… 41
Figure III.1 : Menu principal…… 43
Figure III.2 : Commande de bar d'outil …… 44
Figure III. 3 : Dossier d'enregistrement le projet…….…… 44
Figure III.4 : Méthode de schématisation de projet……... 45
Figure III.5 : Schéma de projet. ……45
Figure III.6 Propriétés du matériau ……..47
Figure III.7 : Modèlephysique 3D du roulement……...… 48

Figure III.8. Création de la géométrie ……48
Figure III.9. Le maillage du modèle ……..…49
Figure III.10 les connexions……49
Figure III.11 Applique les fours……..… 50
Figure III.12. La spore fixe……..… 50
Figure III.13. Les condition thermique ……....51
Figure III.14. L'évolution de la déformation de model ……52
Figure III.15. L'évolution de l'effet de charge pour la déformation la bille avec la bague enterreur ……..…… 53
Figure III.16. L'évolution de la déformation pour la déformation la bille ……...54
Figure III.17. L'évolution de la déformation la bille avec la bague extérieure…… 55
Figure III.18. L'évolution de la contrainte équivalente de model…… 56
Figure III.19. L'évolution de la contrainte la bille avec la bague enterreur …….57
Figure III.20. L'évolution de la contrainte équivalente la bille ……... 58
Figure III.21. L'évolution de la contrainte équivalente dans la bille avec la bague extérieur ……..59
III.22 L'évolution de l'effet de température pour la déformation la model…… 60
Figure III.23 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans le bille avec la bague enterreur……...…. 62
Figure III.24 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans le bille…….. 64
Figure III.25 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans les bille avec la bague extérieur ……..……..66
Figure III.26 L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans le model…….68
Figure III.27.L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans le bille avec la bague entrure…… 70
Figure III.28 L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans les billes ….72
Figure III.29 L'évolution effet de pour la température sur la contrainte dans la bille avec la bague extérieure……74
La figure III.30 la variation de la déformation en fonction de la charge……... 75
La figure III.31 la variation de la contrainte en fonction de la charge …….…76
La figure III.32 la variation de la déformation en fonction de la te ……...…77
La figure III.33 la variation de la contrainte équivalente en fonction de la température……..... 78

LISTE DES TABLEAUX

Tableau. I.1 : Comparaison des roulements à billes et à rouleaux……8

Tableau.I.2 : Configuration de roulements à billes avec étanchéité …….……9

Tableau.I.3. Tableau de type de roulement à rouleaux cylindrique……...…11

Tableau I.4 : Types de roulements à rouleaux sphériques…….. 12

Tableau I.5. La relation entre la vitesse de rotation n et le facteur ……...… 28

Introduction Générale

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

Le travail présenté dans ce mémoire traite un problème réel par l'analyse thermomécanique des roulements.

Cette étude est organisée en trois chapitres:

Le premier chapitre de ce mémoire est consacré à la présentation des généralités sur les machines tournantes, les différents types de roulements, leurs caractéristiques, le classement et la composition d'un roulement à billes et les types de défauts de roulement.

Le chapitre II est essentiellement consacré à la définition de l'analyse de thermomécanique.

Le chapitre III présente l'application de la méthodologie proposée pour la conception, la simulation et l'analyse du comportement d'un roulement en rotation sous l'effet des efforts appliqués et l'évolution de la température.

Enfin, ce mémoire se termine par une conclusion générale.

Chapitre 1 : Généralités sur les roulements

I.1 Introduction

En tant que ingénieur en génie mécanique, il est indispensable de connaitre les principaux caractéristiques ainsi que les différents types des machines tournantes et les roulements.

Toute machine tournante comporte un ou plusieurs paliers constituant l'interface entre la partie fixe et la partie mobile. Leur fonctionnement produit des vibrations. Parmi les organes constitutifs des machines, on cite les roulements, l'objet de cette étude.

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté des généralités sur les machines tournantes ainsi que les différents types de roulements et leurs caractéristiques. Le classement et la composition d'un roulement à billes, et le type de défaut de roulement, et l'intérêt de la lubrification la charge de base, et la durée de vie du roulement.

I.2.1 Machines tournantes

La théorie des machines tournantes considère essentiellement les vibrations engendrées par des arbres supportés par des roulements ou paliers et affectés par divers effets parasites. Ces vibrations dépendent de la structure du mécanisme. Tout défaut de construction ou d'assemblage est susceptible d'aggraver ces vibrations ou d'altérer. [2]

Les machines tournantes sont des systèmes (figure II.1) dans lesquels peut se distinguer :

- Un rotor.
- Une structure.
- Des liaisons.

I-2.2. Un rotor [1]

Le rotor est une structure dont les éléments tournant autour d'une ligne de rotation. Le rotor fait de plusieurs matériaux (acier, cuivre, bois, plastique…), réalise une fonction bien définie : (manipulation de fluides, de solides, parcours dans un champ électromagnétique…).

I-2.3.La structure [1]

La structure non rotative comprend les éléments essentiels suivants:

- **Les coussinets** de faibles dimensions au droit des tourillons du rotor. Des bagues peuvent être substituées aux coussinets : roulements.
- **Les paliers** qui relient les coussinets (bague) au stator.
- **Le stator** ou enveloppe de la machine ; il contient des éléments essentiels : circuit magnétique dans les machines électriques, ailette pour les turbomachines…etc.
- **Le massif** des systèmes embraqués peut prendre des formes beaucoup plus variées que celles des systèmes terrestres dont les massifs sont liés aux radies. Une interface adapte le stator au massif. Cette adaptation exige de résoudre un problème qui relève de la suspension des machines dont peut dépendre la tranquillité vibratoire, spécialement celle de l'envenimement.
- **Le radier** est un élément spécifique aux systèmes terrestres. Il assure la liaison entre le massif et sols et a pour mission de diminuer les pressions exercées au sol dans des limites acceptables. C'est par lui que les séismes perturbent les machines tournantes ; il peut être responsable de certains délignages entre les paliers.

I-2.4. Les liaisons [1]

Le rotor est lié à la structure non rotative par des liaisons qui assurent le guidage du rotor. Les liaisons sont classées dans trois ensembles :

- Les liaisons à fluides ;
- Les liaisons à roulements ;
- Les liaisons magnétiques.

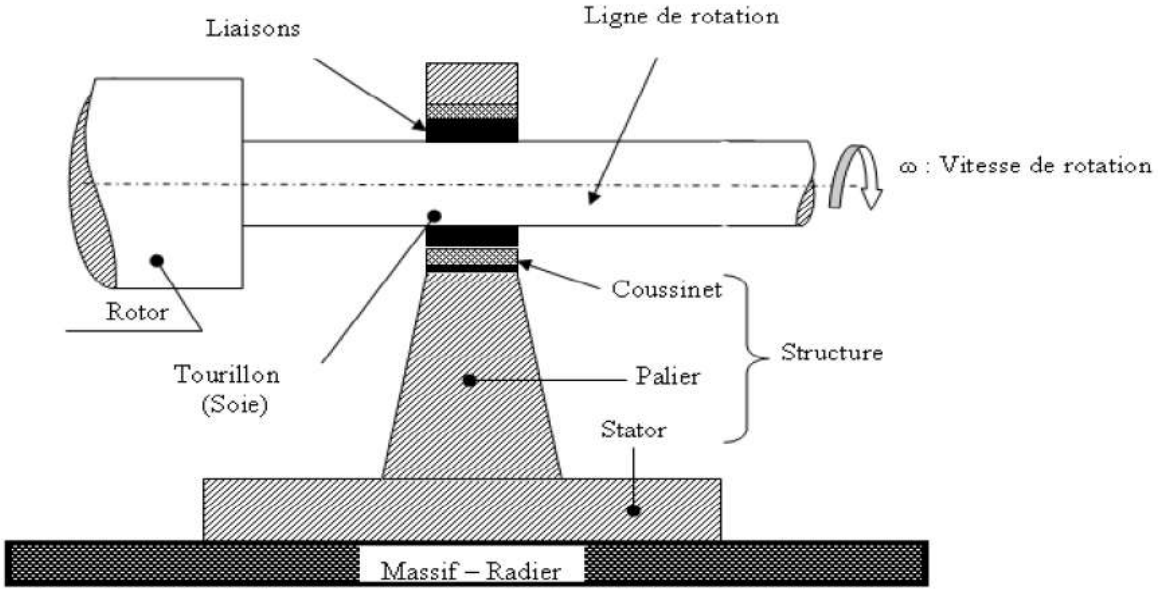


Figure I.1: Elément générale des Machine tournante [1].

I.3 Les paliers

Un palier est composé d'un roulement à billes inséré dans différents types de logements. Le palier peut être fixé sur une machine, et la bague intérieure peut être montée facilement sur un arbre avec une vis de blocage ou un collier excentrique. Le palier peut ainsi supporter un ensemble en rotation sans conception spéciale pour le montage. Une gamme variée de paliers standards est disponible, incluant les paliers à semelle et paliers applique. Le diamètre extérieur du roulement est sphérique, tout comme le diamètre intérieur du palier. Il permet ainsi une auto alignement entre les deux paliers supportant l'arbre. Pour la lubrification, le roulement est pré graissé en usine, et une double étanchéité empêche l'entrée de particules ou d'eau. Pour plus de détails, veuillez consulter le catalogue concerné. [3]

Les paliers sont des organes utilisés en construction mécanique pour supporter et guider, en rotation, des arbres de transmission. Suivant l'usage désiré, ces paliers peuvent être : lisses, où les arbres qui reposent sur des coussinets sont soumis au frottement de glissement entre les surfaces en contact.

À roulement, où le contact s'effectue par l'intermédiaire de billes, d'aiguilles ou de rouleaux contenus dans des cages, On a là un phénomène de résistance au roulement (frottement de roulement) qui permet de à la machine de fonctionner à une plus grande charge appliquée sur les paliers et une plus grande vitesse de rotation. [4]

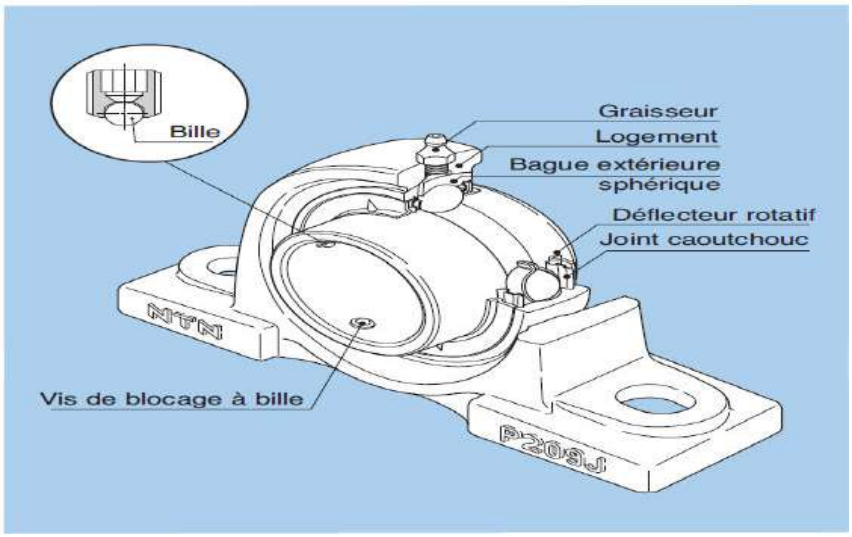


Figure I .2. Représentation 3D d'un palier lisse [3]

I.4 Roulements

Cette organe mécanique de base, d'application universelle, il est présente dans tous les mécanismes en mouvemente dans lesquels il assure une liaison mobile entre deux élément d'un mécanisme en rotation l'un par rapport à l'autre sa fonction est de permettre la rotation relative de ces élément sous charge, avec précision et avec frottement minimal. [5].



Figure I.3.les roulements [3]

I.4.1. Classement des roulements [3]

Les roulements sont classés en deux groupes : Les roulements à billes et les roulements à rouleaux.

Les roulements à billes sont classés en différentes catégories suivant la forme de leur bague (roulements à billes à gorge profonde, à contact oblique). Les roulements à rouleaux sont classés suivant la forme des rouleaux (roulements à rouleaux cylindriques, coniques, à rotule sur rouleaux, roulements à aiguilles).

Les roulements sont également répartis en roulements radiaux qui encaissent principalement des charges radiales et les butées pour les charges axiales.

Les roulements se subdivisent encore en d'autres catégories : simple, double, ou à quatre rangées d'éléments roulants, roulements à bagues séparables ou non. De plus, il existe des roulements de fabrication spéciale pour des applications particulières telles que boîtes d'essieu (roulements RCT), roulements aéronautiques, ainsi que des guidages linéaires (guidages linéaires à billes, patins à rouleaux et patins de guidage). Les types de roulements sont donnés dans la figure I.4

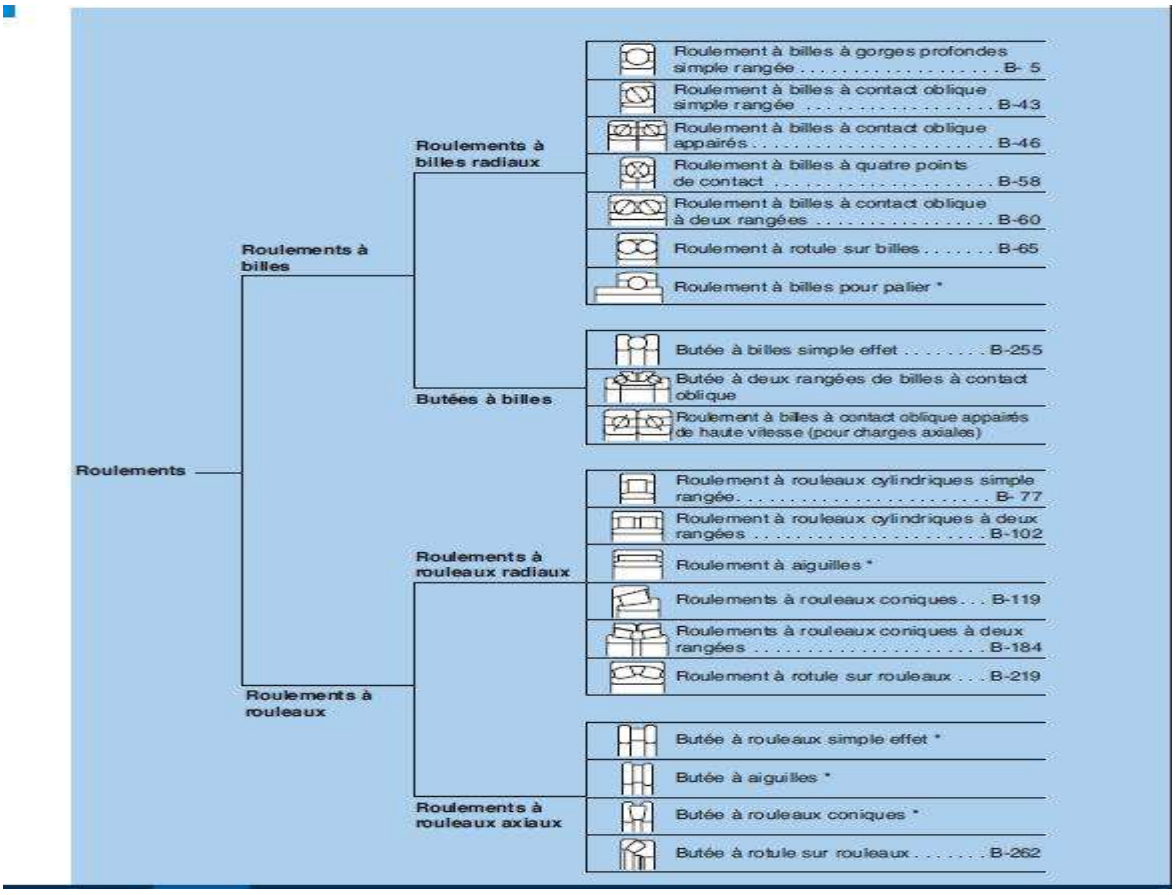


Figure I.4: Classement des roulements

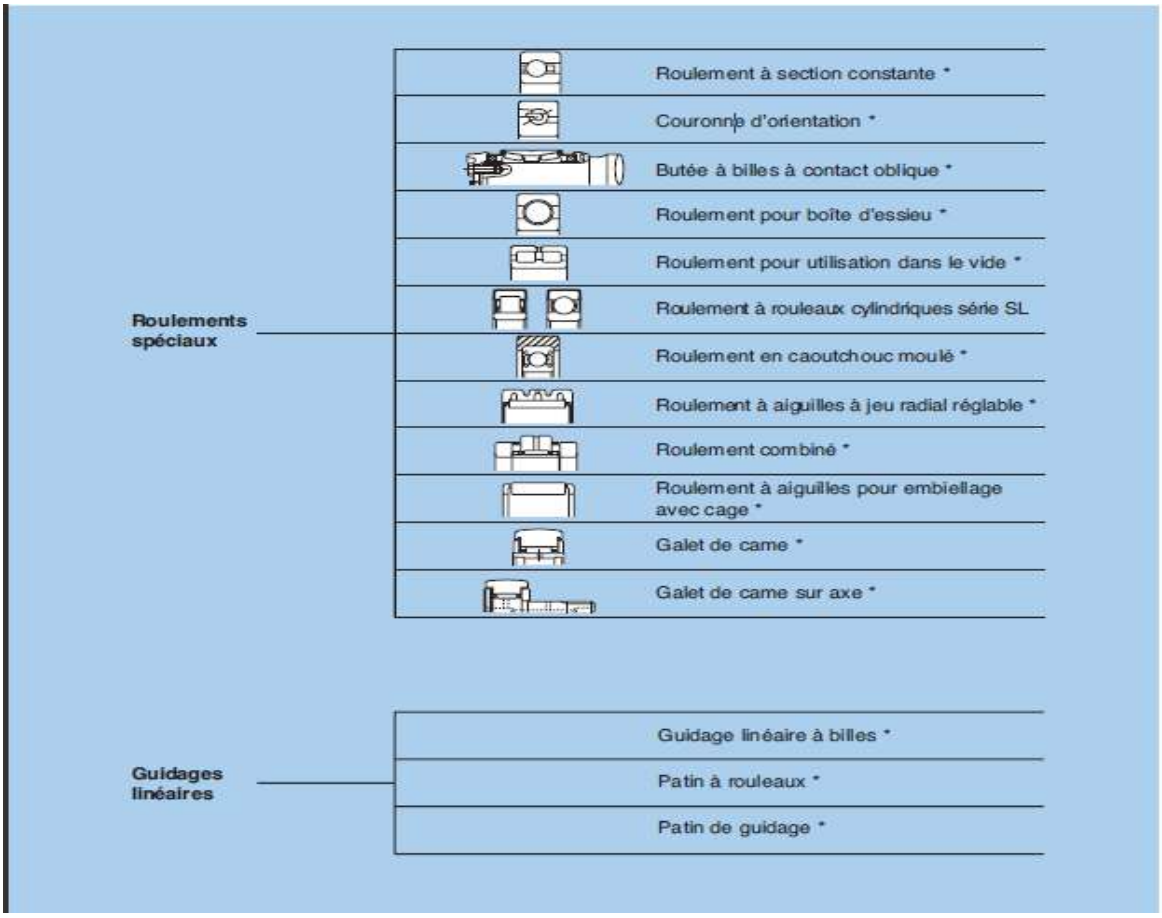


Figure I.5. Les types de roulements [3]

I.4.2 Caractéristiques des roulements [3]

I.4.2.1 Avantages

Les roulements sont produits sous de diverses formes et variantes ayant chacune des caractéristiques distinctes. En comparaison avec les paliers lisses, les roulements ont les avantages suivants :

(1) Le couple de frottement au démarrage est plus faible et de plus n'est que légèrement supérieur au couple de frottement dynamique.

(2) Ils sont fabriqués suivant des normes internationales, sont interchangeables et facilement disponibles.

(3) Le graissage est simple et la quantité de graisse consommée très faible.

(4) En règle générale, ils acceptent à la fois des charges radiales et des charges axiales.

(5) Leur utilisation à basse comme à haute température est possible.

(6) La rigidité des roulements peut être augmentée par un pré charge.

I.4 .2.2 Roulements à billes et à rouleaux

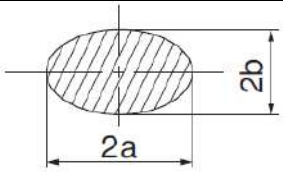
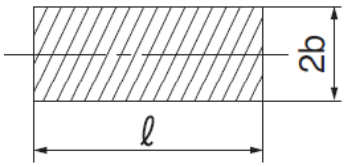
	Roulements à billes	Roulements à rouleaux
Contact avec la piste	 **Contact ponctuel** La surface de contact est ovale lorsqu'une charge est appliquée.	 **Contact linéaire** La surface de contact est rectangulaire lorsqu'une charge est appliquée.
Caractéristiques	Grâce au contact ponctuel, la résistance de roulage est faible. Les roulements à billes sont adaptés à des applications à haute vitesse et à couple de frottement réduit. Leur niveau sonore est faible	Du fait du contact linéaire, le couple de rotation des roulements à rouleaux est plus élevé que celui des roulements à billes, mais la rigidité également.
Capacité de charge	La capacité de charge est faible, mais les roulements radiaux sont capables de supporter à la fois des charges axiales et radiales.	La capacité de charge est plus importante pour les roulements à rouleaux. Les roulements à rouleaux cylindriques munis d'un épaulement peuvent supporter de faibles charges axiales. Des roulements combinés à rouleaux coniques appariés permettent de supporter une charge axiale dans les deux directions.

Tableau. I.1 : Comparaison des roulements à billes et à rouleaux

I. 4.2.3 Roulements radiaux et axiaux

La plupart des roulements peuvent supporter à la fois des charges radiales et des charges axiales. Les roulements ayant un angle de contact inférieur à 45° supportent mieux les charges radiales que les charges axiales. Ils sont appelés roulements radiaux. Les roulements ayant un angle de contact supérieur à 45° supportent mieux les charges axiales que les charges radiales. Ils sont appelés roulements axiaux ou butées. Il est possible de faire des combinaisons de roulements radiaux et axiaux qui possèdent alors les caractéristiques propres des roulements radiaux et des roulements axiaux.

I.4.2.4 Roulements standard et spéciaux

Grâce à leur normalisation et leur interchangeabilité internationale, les roulements peuvent être employés de façon très rationnelle. C'est pourquoi il est conseillé, d'utiliser des roulements standards avec un équipement mécanique.

Par ailleurs, il est possible ou parfois nécessaire d'utiliser des roulements non normalisés et de fabrication spéciale permettant de garantir des fonctions spécifiques au sein d'une machine. Les roulements standards présentent les caractéristiques suivantes :

I.4.2.4. a . Les roulements à billes à gorges profondes

Les roulements à billes à gorges profondes sont les roulements les plus utilisés dans de nombreux domaines. Ils sont composés de roulements protégés, les étanchéités
avec graisse facilitant leur utilisation. Ils sont également composés de roulements avec des segments d'arrêt pour faciliter le positionnement lors du montage de la bague extérieure, de roulements de compensation de dilatation qui absorbent les variations de dimension de la surface de serrage dues à la température du logement, et de roulements TAB qui sont capables de résister à la pollution de l'huile de lubrification.

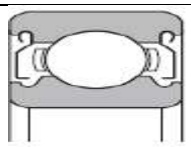
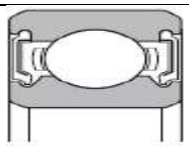
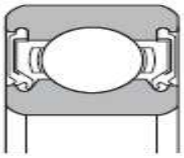
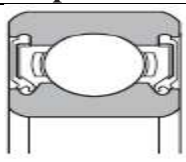
Type et Symbole	**Protection**	**Etanchéité**		
	Sans contact ZZ	**Sans contact LLB**	**Avec contact LLU**	**Faible couple LLH**
Configuration				

Tableau.I.2 : Configuration de roulements à billes avec étanchéité

I.4.2.4 .b. roulements à billes à contact oblique

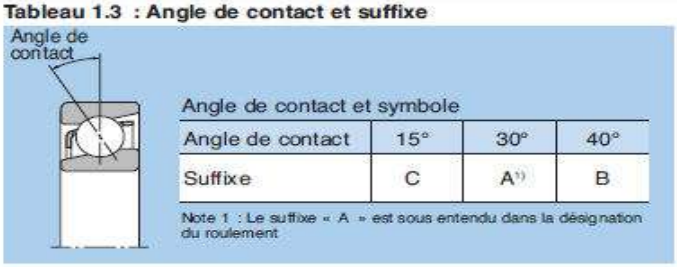
La ligne qui relie le point de contact de la bague intérieure, les billes et le point de contact de la bague extérieure tourne avec un certain angle (angle de contact) suivant la direction radiale. Il existe trois angles de contact standard.

Les roulements à contact oblique peuvent supporter une charge axiale, mais ne peuvent être montés seuls à cause de l'angle de contact. Ils doivent toujours être montés par paires ou combinés.

Les roulements à billes à contact oblique à deux rangées (pistes doubles) ont un angle de contact est de 25°.

Les roulements à billes à quatre points de contact peuvent supporter des charges axiales dans les deux directions. Ils nécessitent cependant d'être prudent car des problèmes tels qu'une augmentation de température excessive et l'usure peuvent apparaître selon les conditions de charge

Tableau 1.3 : Angle de contact et suffixe



Angle de contact et symbole

Angle de contact	15°	30°	40°
Suffixe	C	A[1)]	B

Note 1 : Le suffixe « A » est sous entendu dans la désignation du roulement

Tableau 1.4 : Roulements à billes à contact oblique à deux rangées

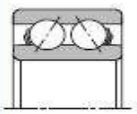
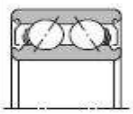
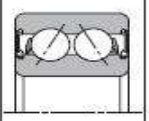
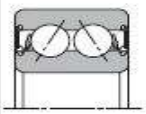
Type et symbole	Ouvert	Protégé ZZ	Etanchéité sans contact LLM	Etanchéité contact LLD
Configuration				

Tableau 1.5 : Roulements à billes à contact obliqueappairés

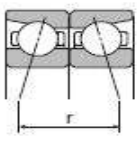
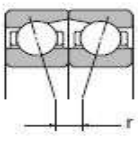
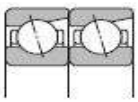
Type et symbole	Montage en «O» DB	Montage en «X» DF	Tandem DT
Configuration			

Figure I.6. Roulements à billes à contact oblique

I.4.2.4 .c. roulements à rouleaux cylindriques

Les éléments roulants sont des rouleaux, ce qui donne une capacité de charge élevée. Les rouleaux sont guidés par les épaulements de la bague intérieure et/ou extérieure. Celles-ci peuvent être séparables pour faciliter le montage, et elles peuvent être montées en ajustement serré sur l'arbre et dans le logement. S'il n'y a pas d'épaulements, la bague concernée peut se déplacer librement en direction axiale. Les roulements à rouleaux cylindriques sont idéaux pour être utilisés comme des « paliers libres » qui encaissent la dilatation de l'arbre. Lorsqu'il y a des épaulements, le roulement peut supporter une légère charge axiale entre les faces des rouleaux et les épaulements. Les roulements de type HT font partie des roulements à rouleaux cylindriques. La forme des faces de rouleaux et des épaulements a été adaptée pour augmenter la capacité de charge axiale.

La conception du roulement de type E augmente la capacité de charge radiale. Il est conçu pour des petits diamètres. Le Tableau 1.6 donne la configuration de base des roulements à rouleaux cylindriques.

Il existe également des roulements à rouleaux cylindriques avec plusieurs rangées de rouleaux, avec cage ou sans cage comme les séries SL.

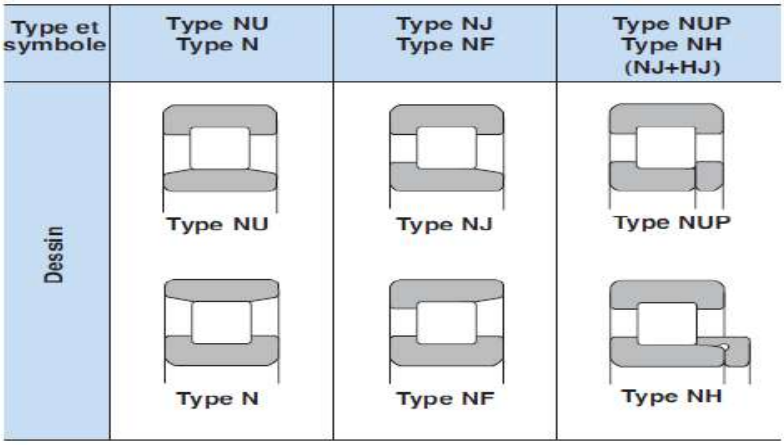


Figure.I.3. Tableau de type de roulement à rouleaux cylindrique

I.4.2.4 .d. Les roulements à rouleaux coniques

Les roulements à rouleaux coniques sont conçus de manière à ce que le chemin de roulement des bagues intérieure et extérieure et Les génératrices des rouleaux coniques se coupent en un point qui se trouve sur l'axe du roulement. En recevant des charges combinées provenant des bagues intérieure et extérieure, les rouleaux sont poussés contre l'épaulement de la bague intérieure, et roulent en se servant de cet appui comme guidage.

Une force induite se produit axialement lorsqu'une charge radiale est appliquée. Les roulements doivent donc être montés par paire. La bague intérieure avec les rouleaux et la bague extérieure sont séparables, ce qui facilite le montage avec un jeu ou précharge. Le réglage du jeu interne (ou précharge) après montage est délicat et demande une attention particulière. Les roulements à rouleaux coniques sont capables de supporter de fortes charges axiales et radiales.

Les roulements NTN avec le préfixe 4T-, ET-, T- et U sont conformes aux normes ISO et JIS pour les dimensions secondaires (angle de contact nominal, petit diamètre nominal de la bague extérieure) et sont interchangeables au niveau international.

NTN possède également une gamme de roulements en acier cémenté conçus pour une durée de vie plus longue (ETA-, ET-, ECO, etc.). Les roulements avec deux ou quatre rangées de rouleaux coniques pour de très fortes charges font également partie de la gamme des roulements à rouleaux coniques NTN.

I.4.2.4 .e. Roulements à rouleaux sphériques

Equipés d'une bague extérieure dont le chemin de roulement est sphérique, et d'une bague intérieure avec deux rangées d'éléments roulants à rotule, les roulements à rouleaux sphériques NTN permettent un auto alignement entre les deux paliers supportant l'arbre.

Il existe plusieurs types de roulements différenciés par leur conception interne.

Les roulements à rotule sur rouleaux peuvent également être proposés avec une bague intérieure dont l'alésage est conique. Le roulement peut être facilement monté sur un arbre grâce à un manchon de serrage ou de démontage. Il est capable de supporter de fortes charges, et est donc souvent utilisé dans l'industrie. Lorsqu'une charge axiale extérieure trop importante est appliquée au roulement, la rangée non chargée peut subir des dommages. C'est pourquoi il faut faire vérifier les conditions de fonctionnement

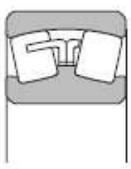
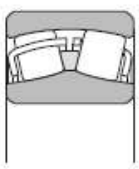
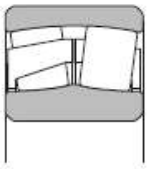
Type	(type B)	Type C	Type 213	Type E
Configuration				

Tableau I.4 : Types de roulements à rouleaux sphériques

I.4.2.4.f. Roulements à aiguilles

Les éléments roulants des roulements à aiguilles sont des aiguilles dont le diamètre maximal est de 5mm, et qui sont 3 à 10 fois plus longues que leur diamètre. La section des roulements est mince, mais la capacité de charge élevée malgré leur taille. Etant donné le grand nombre d'aiguilles, la rigidité de ces roulements est importante, et ils sont idéaux pour des mouvements d'oscillations et de pivotement. Il existe de nombreux types de roulements à aiguilles, et seuls les plus représentatifs sont donnés ci-dessous. Pour plus de détails, veuillez consulter le catalogue concerné.

I.4.2.5 Butées

Il existe de nombreux types de butées qui diffèrent en fonction de la forme des éléments roulants et des applications. La vitesse de rotation admise est généralement faible et il faut être attentif à la lubrification.

En plus des modèles donnés ci-dessous, il y a de nombreux types de butées pour des applications spéciales. Pour plus de détail, veuillez consulter le catalogue concerné.

I.5-Composition d'un roulement à bille

Un roulement est normalement constitué de quatre éléments différents

- une bague extérieure : elle sera montée dans un logement ménage dans un bâti fixe ou un moyen tournant,
- un bague intérieure redue solidaire du tourillon de l'arbre tournette ou fixe
- de l'élément roulant qui permettent la rotation relative et d'une bague par rapport à l'autre
- La cage qui maintient l'écartement des éléments et les de frotte l'un contre l'autre [6].

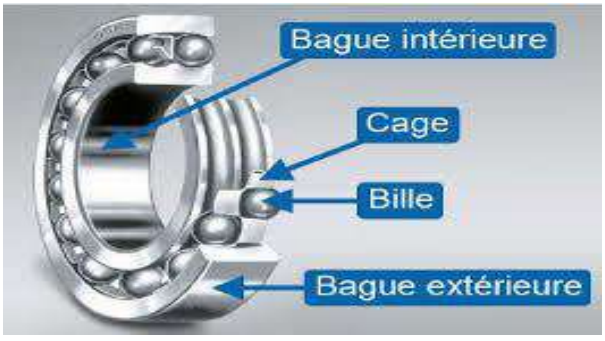


Figure I.8. Principaux éléments constitutifs d'un roulement

I.6-Les éléments roulants

Par abus de langage on utilise la même désignation, « roulement à billes » pour nommer toute sorte de roulements. On doit cependant les distinguer par la forme des éléments roulants

• La bille est le cas le plus connu, mais les rouleaux cylindriques ou coniques sont aussi très employés dans les montages nécessitant une plus grande rigidité.

• Certains roulements à rotule sont munis de rouleaux en forme
de barillet.

• Enfin lorsqu'il s'agit de rouleaux cylindriques très longs devant leur diamètre on parle d'« aiguilles ».[7]



FigureI.9 . Les différents éléments roulants

I. 7- principe types de roulements [7]

I.7-1-Roulement à billes à contacts droits

Très économiques, ce sont les plus utilisés en petites et moyennes dimensions. Ils supportent tous les types de charges (modérées à moyennes): axiales, radiales et combinées. Sous charge, ils se comportent comme un roulement à contact oblique dont l'angle d'inclinaison serait variable. Variantes: versions avec rainure et segment d'arrêt, versions étanches d'un ou des deux côtés (étanchéité par flasques en tôle ou par joints élastomères). Les versions étanches des 2 côtés sont graissées à vie.

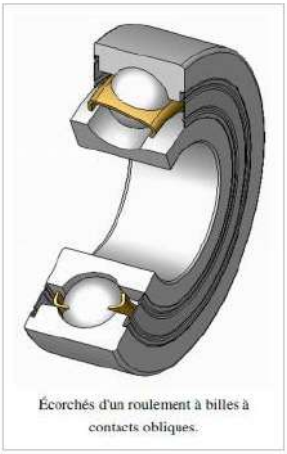


Figure I.10. Écorchés d'un roulement à billes contacts obliques

I. 7.2- Roulement à billes à contacts obliques

Ils supportent tous les types de charges axiales, dans un seul sens. Les bagues ne sont pas séparables. Les angles de 15°, 25° et 40° sont les plus courants. Ils doivent être montés au minimum par paire et en opposition : ils offrent la possibilité de régler le jeu interne de la liaison par pré charge du montage. La version à deux rangées peut être utilisée seule (cas d'un arbre court).

I. 7-3 Roulement à rouleaux coniques

Ils supportent des efforts axiaux et radiaux importants. Du fait de la disposition des contacts de roulement, les bagues peuvent se désolidariser par translation axiale. Il ne pose donc pas les mêmes problèmes d'assemblage que les roulements à billes.

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, broches de machines).

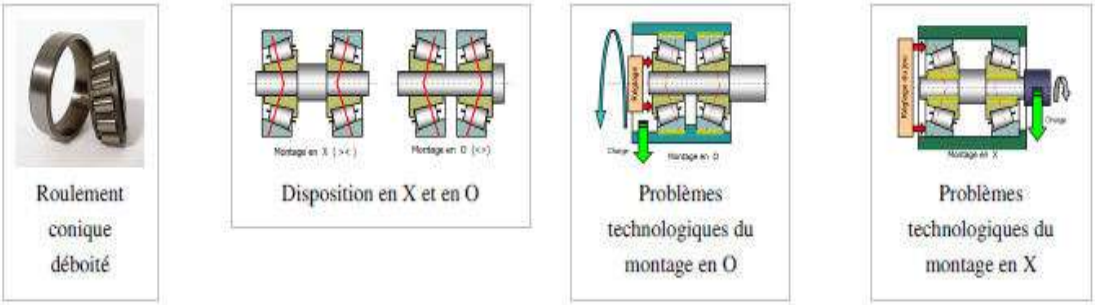


Figure I.11. Roulement congrues

Pour le guidage d'un arbre, comme les roulements à billes à contact oblique, ils sont généralement associés par paire en opposition. Suivant la disposition des composants, on obtient un montage dit *en O* ou *en X*:

• si les centres de poussée sont situés à l'extérieur des roulements, les droites d'actions mécaniques des éléments roulants forment un O (<>)

• si les centres de poussée sont situés entre les roulements, ces droites forment un X.

• le choix du montage en X ou en O ne semble en fait dépendant que de l'écartement des deux roulements. En effet si les deux roulements sont proches, les centres de rotation des deux roulements sont proches (les roulements peuvent dans une moindre mesure tourner autour de l'intersection des droites perpendiculaires aux rouleaux et passant par le milieu des rouleaux) fragilisant ainsi le système ; pour pallier ceci, on écarte les deux centres l'un de l'autre en utilisant le montage en O. Si les roulements sont éloignés, on peut choisir la topologie la plus pratique au montage.

Chaque roulement constituant une liaison rotule, l'association des deux donne un pivot, dont la raideur est d'autant plus grande que les centres de poussée sont éloignés. Ce montage en opposition ne permettant pas la constitution d'une liaison isostatique, il y a nécessité de réglage au montage, pour un fonctionnement correct. Leur mise en œuvre est donc plus coûteuse. Pour des raisons technologiques (ajustement des bagues et leur portée et réglage du jeu), le montage en X est habituellement utilisé dans le cas d'un arbre tournant par rapport à la charge radiale subie par la liaison. Le montage en O est utilisé, lui, dans le cas d'un logement tournant.

I. 7.4 - Roulement à rouleaux cylindriques

Ils supportent un léger défaut d'alignement. Il y a deux types de roulements à rouleaux

• Sur deux rangées de billes type BS : ils supportent des charges radiales élevées.

• Sur deux rangées de rouleaux type SC : ils supportent des charges radiales encore plus élevées.



Figure I.12.roulement à rouleaux cylindriques

I. 7.5-Roulement rotule à rouleaux

Du fait de la forme et la disposition des rouleaux, ces roulements acceptent un grand déversement relatif des deux bagues (plusieurs degrés). Ils conviennent alors parfaitement pour

le guidage d'arbres très longs, pour lesquels il est impossible d'aligner les portées lors de leur réalisation, comme par exemple le guidage d'arbre d'hélice de bateau.



Figure I.13. roulements rotules à rouleaux

I. 7.6-Roulement à aiguilles

Il ressemble au roulement à rouleaux, mais ses éléments roulants ont un diamètre beaucoup plus petit (comparé à leur longueur). Il a donc l'avantage d'être moins encombrant, ce qui est intéressant quand l'espace radial est petit : C'est la solution retenue pour la liaison des croisillons d'un joint de cardan avec les deux moyeux. Il existe des roulements complets avec les deux bagues mais aussi des modèles ne présentant que la bague extérieure, ou alors seulement la cage tenant les éléments roulants. Dans ce cas, les portées doivent être de dureté suffisante. Le roulement n'est alors pas le seul composant d'usure.

Le type à cage est plus résistant, particulièrement aux hautes vitesses.

Il est par exemple utilisé sur les axes de pistons des moteurs à deux temps, dont la faible lubrification ne permet pas l'utilisation de paliers.



Figure I.14.roulement à aiguilles à cage bagues

I.8. Sélection des roulements [3]

I.8 .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.

I.8 .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 bases 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 chocs.

I.8 .3 Vitesse de rotation

La vitesse de rotation admise d'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. Les vitesses admises données dans les tableaux dimensionnels pour une

lubrification à l'huile ou à la graisse, concernent les roulements NTN à tolérance normale. 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.8 .4 .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.

I.8.5 Rigidité

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

Les roulements à rouleaux se déforment moins que les roulements à billes. De plus, dans certains cas, on applique une pré charge 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.8 .6 Désalignement entre les bagues intérieure et extérieure

Une flexion de l'arbre, une variation de tolérance de l'arbre ou du logement ou des erreurs d'ajustement peuvent provoquer un désalignement angulaire entre la bague intérieure et extérieure 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.8 .7 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.8 .8 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 intérieur et extérieure séparables sont les plus appropriés, tels que les roulements à rouleaux cylindriques, à aiguilles, 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.

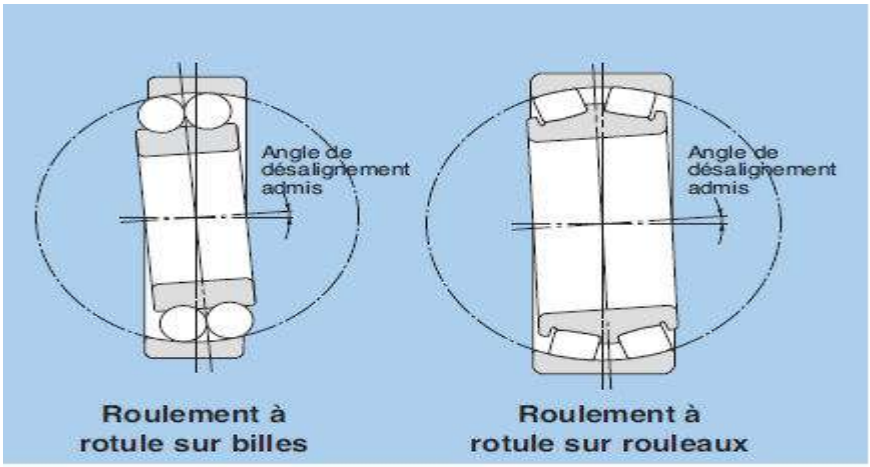


Figure I.15. Montage et démontage

I.9 Montage des roulements

Sous l'action de la charge radiale, les bagues d'un roulement en rotation ont tendance à tourner sur leur portée ou dans leur logement, ce qui provoque une usure prématurée de la portée. Il faut donc lier les bagues aux éléments du montage (arbre, logement) afin qu'elles en deviennent partie intégrante.

Règle :

• La bague tournant par rapport à la direction de la charge radiale doit être montée serrée.

• La bague fixe par rapport à la direction de la charge peut être libre.

I.10.Modes de défauts de roulement

La durée de vie normale d'un roulement sous une charge est déterminée par l'usage et la fatigue des surfaces des éléments du roulement. Des échecs prématurés de roulement peuvent être provoqués par un grand nombre de facteurs. Les plus communs sont la fatigue, la détérioration, la corrosion, et une faible lubrification. Les sections suivantes décrivent les modes communs de défaut de roulement.

I.11-Représentation et schématisation [7]

Représentation d'un roulement à billes à contact droit (1) et d'un autre à contact oblique (2) en dessin technique Étant d'un emploi assez courant, et ses formes demandant un travail important si on veut respecter les conventions du dessin technique, la représentation des roulements adopte, comme pour la vis, des conventions particulières sur les schémas et sur les plans.

En gros, les contours des bagues sont dessinés comme si le roulement était monobloc, et un symbole permet d'identifier le type d'éléments roulants, la disposition des contacts de guidage et les options éventuelles (étanchéité). De manière générale, les propriétés du composant sont rappelées dans la nomenclature. [7]

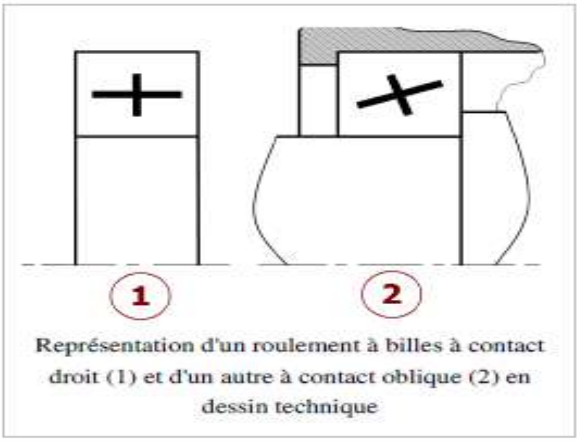


Figure I.16. Représentation d'un roulement à contact [7]

I.12 Défaillance des roulements et causes

Les roulements offrent l'avantage d'une faible résistance au frottement, des performances de démarrage sensibles, un rendement élevé, une lubrification pratique et une bonne interchangeabilité. Cependant, ils présentent l'inconvénient d'une durée de vie relativement courte à cause de la présence de défauts importants dus à leur faible résistance aux chocs et aux bruits à grande vitesse. On peut compter parmi les principaux modes de défaillance des roulements : l'usure, la fissuration et la fatigue qui engendrent des défauts localisés sur les roulements. En cas de fatigue normale, l'écaillage ou une rupture de la surface du roulement provoque le décollement de petits morceaux du matériau. La prédiction de la résistance à la fatigue, appelée L10, est le temps estimé durant lequel 10 % de la population de roulements subit une détérioration dans des conditions normales de fonctionnement et un équilibre de charge. Cette résistance à la fatigue est calculée à partir de l'équation suivante :

$$L10 = \left(\frac{c}{p}\right) n$$

Avec :

L10 : durée de vie en millions de tours, C : charge dynamique de base (fournie par le constructeurs)

P : charge équivalente appliquée au roulement (voir paragraphe 2), n = 3 pour les roulements à billes.

Les autres types de défaillances causant des défauts ou une défaillance des roulements trouvent généralement leur source dans la présence de précontrainte mécanique due à l'application d'une charge dépassant la limite élastique du matériau. A cela s'ajoute les défauts de montage, la corrosion, la présence de contaminants au sein du roulement, la lubrification insuffisante l'échauffement dû au fonctionnement ainsi que le passage de courants électriques. Nous allons présenter dans ce qui suit ces mécanismes ainsi que leurs effets sur les roulements.[9]

I.13- les défauts des roulements [8]

La naissance d'un d défaut dans un système mécanique se traduit le plus souvent par un changement de comportement vibratoire dans le domaine temporel et spectral et, la détection de défaut par l'analyse vibratoire se base sur la surveillance continue du comportement d'un composant en examinant l'évolution des indicateurs de défaut.

Statistiquement, les études faites sur les machines asynchrones de grande puissance, exploitées dans les industries montrent que 69 ٪de pannes se situent sur le roulement 21٪C au stator ,7٪ au rotor et 3٪ dans les autres régions de la machine. [8]

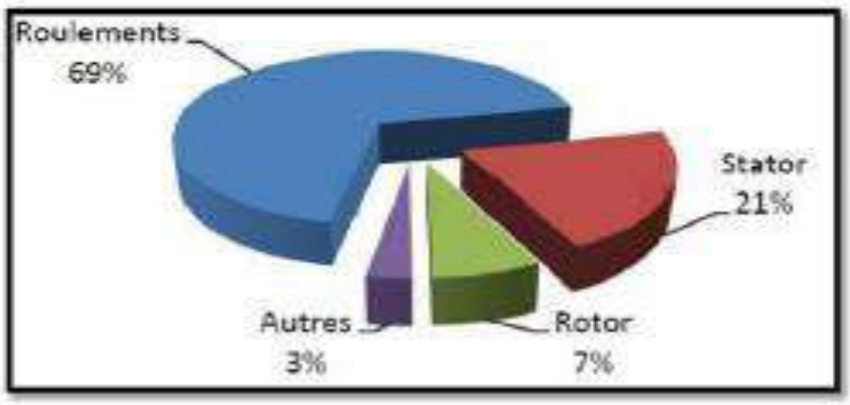


Figure I.17. Les pourcentages des défauts.

I.14-Les type des défauts de roulement [8]

particules étrangère à La durée de vie normale d'un roulement sous une charge est déterminée par l'usage et la fatigue des surfaces des éléments du roulement ça veut dire :si un roulement est manipulé correctement ,la durée de vie avant fatigue de la matière peut être très longue ,si un problème apparait prématurément, il peut provenir d'un mauvais choix de roulement , de manipulation ou de lubrification ,dans ce sac , il faut prendre en compte le type de machine sur laquelle est utilisé le roulement sa position dans l'ensemble ,les condition de fonctionnement et l'environnement . Pour éviter que les problèmes se reproduisent, il faut avant tout bien déterminer les principales avaries d'un roulement :

I.14.1-L'écaillage

Le cas le plus rencontré est un défaut d'écaillage dû à la fatigue des roulements. L'écaillage est un processus continu qui s'accélère plus ou moins après apparition des premières fissures. On peut distinguer deux types d'écaillage :

- Ecaillage de fatigue : C'est un écaillage unilatéral, il est caractérisé par des petites fissures et se produit lors de l'application d'une surcharge, ou lors d'un défaut désalignement.
- Ecaillage superficiel : Causé par une concentration de contraintes, due à une contrainte accentuée (résultent probablement d'un défaut d'alignement). Ou bien par la modification de zone de pré charge. Aussi par la présence de l'intérieur du roulement.



Figure I.18. Ecaillage de la bague de la bague interne

I.14.2-Le grippage

C'est un effet d'adhérence (blocage) de deux pièces en mouvement relatif. Il est caractérisé par l'apparition des traces brunes d'échauffement, laminage du métal. Il est du à leurs dilatation (jeu résiduel nul) ou à une absence du lubrifiant. Donc, on peut dire que le grippage est un phénomène caractérisé par des micro-arrachements des particules métalliques.



Figure I. 19..La cage endommagée par fusion et les billes décolorées

I.14.3-L'usure de contact

L'usure est due au glissement répété de deux surfaces l'une sur l'autre. L'usure de contact se produit sur la surface du montage ainsi que sur la zone de contact entre la piste et les éléments roulants. La corrosion de contact est un autre terme utilisé pour désigner les particules rouges-brunes ou noires résultant de l'usure.



Figure I.20. Usure de contact sur la bague intérieure

I.14.4-L'endommagement de cage

L'endommagement de la cage peut être une déformation, une fracture ou une usure de surface au niveau de la cage ; généralement due à un choc et des vibrations importantes ou à un mauvais alignement de roulement qui va par la suite cause un échauffement et une lubrification insuffisante.



Figure I.21. Endommagement de cage d'un roulement à billes

I.15 Les causes principales de défaut des roulements

Bien que les roulements soient des éléments mécaniques robustes ayant longue durée de vie, il est cependant judicieux de vérifier et de contrôler les problèmes qui mènent ces derniers à la défaillance et la détérioration rapide dans leurs ensembles. Les causes de détériorations peuvent se rattacher à quatre origines principales :

- Mauvaise qualité du montage
  - Méthode et moyens insuffisants ou mal adaptés.
  - Pollution au montage
  - Mise en place brutale
  - Mauvaise construction des organes récepteurs : arbres et logements hors tolérance mauvaise accès du lubrifiant, défaut d'alignement ;
- Conditions e fonctionnement
  - Surcharges accidentelles
  - Vibrations en marche ou à l'arrêt.
  - Flexions d'arbres
- Conditions d'environnement
  - Température ambiante trop basse ou trop élevée
  - Passage de courant
  - Pollution par l'eau, la poussière les produits chimiques les déchets textiles…
- Lubrification.
  - Mauvais choix du lubrifiant
  - Qualité inadaptée
  - Fréquence d'entretien inadéquate [6]

I.16.Processus de dégradation d'un roulement

Lorsqu'un roulement tourne, les contacts métalliques entre Les éléments roulants et les cages émettent des bruits de fond aléatoires. Ce bruit de fond créé un spectre plat La plupart des usures de roulements débute par une fêlure qui se transforme en craquelure. La craquelure va produire des impacts énergétiques en haute fréquence.

Au fur et à mesure que l'usure progresse:

- Les défauts tendent à se lisser
- Il y a moins d'impacts;
- Le bruit de fond de la bonne piste devient modulé;
- Dès que le défaut est significatif, les billes vont éroder la cage interne en sautant. [8]

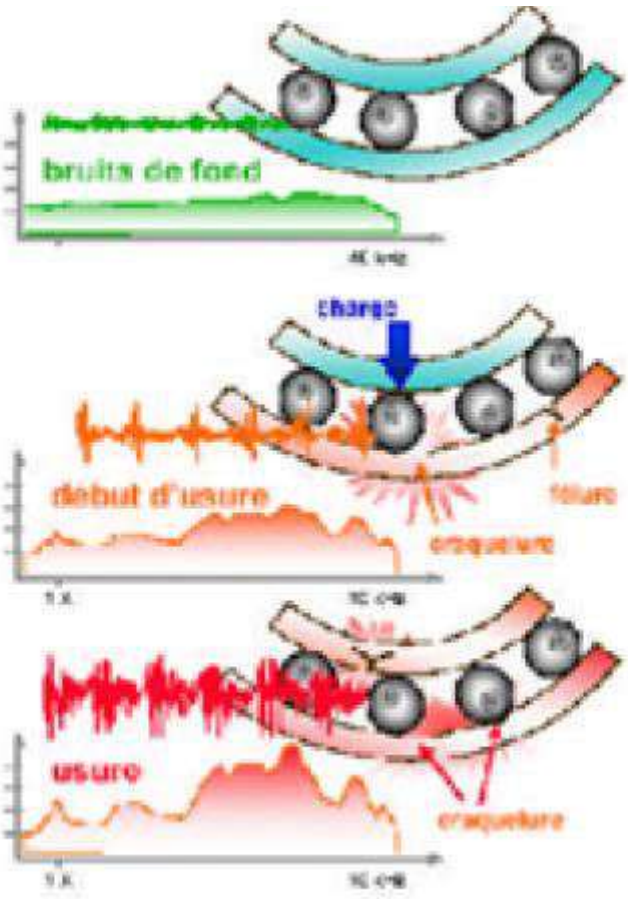


Figure I.22.Dégradation d'un roulement [8]

I.17 La lubrification

La structure du roulement est un système complexe dans lequel plusieurs éléments roulants comme les billes sont employées pour le transport d'une seule charge. Ces éléments

roulants sont à la fois en contact avec la bague intérieure et la bague extérieure. Cependant, même dans les contacts roulants un glissement se produit en raison de l'effet conjugué de la déformation élastique des corps en contact qui aplatit les surfaces et de la cinématique des roulements, entraînant ainsi un frottement et une usure aux endroits où un glissement se produit. Il en découle des contraintes élevées à proximité de la surface, ce qui réduit la durée de vie par fatigue. La lubrification permet d'atténuer ce genre de problèmes.

Il existe deux types de lubrification pour les roulements, lubrification à l'huile et à la graisse.

Objectif de la lubrification Les roulements doivent être lubrifies afin d'éviter tout contact métal contre métal entre les éléments roulants et pistes. La lubrification doit assurer la présence d'un film d'huile entre tous ces éléments. [3]

I.17.1. Charge de base et durée de vie [3]

I.17.1.1 Durée de vie

Lorsque les roulements travaillent dans des conditions de fonctionnement normales, les surfaces de chemin de roulement et d'élément roulants sont continuellement soumises à des pressions qui conduisent à leur écaillage. Ceci est dû à la fatigue de la matière et peut entraîner un disfonctionnement du roulement. La durée de vie d'un roulement est le nombre de tours effectués par celui-ci, avant que n'apparaissent les premiers écaillages des surfaces du chemin de roulement ou des éléments roulants.

En plus du phénomène d'écaillage décrit ci-dessus, d'autres causes sont à l'origine d'un éventuel disfonctionnement : grippage, usure, fissures, claquements, corrosion, etc. Cependant, ces causes sont généralement dues à un mauvais choix de roulement, montage incorrect, défauts de lubrification, défauts d'étanchéité, etc. Par conséquent, la durée de vie des roulements peuvent être augmentée en prenant des précautions.

I.17.1.2Durée de vie nominale et charge dynamique de base

Sur une série de roulements identiques, soumis aux mêmes conditions, les variations de durée de vie sont considérables. Celles-ci sont surtout dues à des différences de fatigue de la matière. Par conséquent, il faut prendre en considération ces variations de fatigue de la matière pour calculer la durée de vie. La durée de vie nominale est définie ci-dessous. La durée de vie nominale est le nombre de tours à vitesse donnée qu'atteignent ou dépassent 90% des roulements d'un même lot soumis aux mêmes conditions de fonctionnement, avant l'apparition des premiers écaillages, signe de fatigue de la matière. Lorsque les roulements ont

été soumis à des vitesses constantes, la durée de vie nominale (90% de fiabilité) est exprimée comme le nombre total d'heures de fonctionnement.

La charge dynamique de base est la charge constante que supporte un roulement pour atteindre une durée de vie nominale de 1 millions de tours. La charge prise en compte est purement radiale pour les roulements radiaux, et purement axiale pour les butées. Elles sont appelées « charge de base dynamique (*C*r) » et « charge de base dynamique axiale (*C*a) ».
Les charges dynamiques de base indiquées dans ce catalogue sont valables pour tous les roulements fabriqués avec des matériaux standards NTN et suivant des procédés standards NTN. Le rapport entre la charge dynamique du roulement, la charge appliquée et la durée de vie est donné par formule suivante

Pour des roulements à billes

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \qquad \text{(I.1)}$$

Pour les roulements à rouleaux

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \qquad \text{(I.2)}$$

Où :

*L*10 : durée de vie nominale en millions de tours

C : charge de base dynamique en N {kgf} (*C*r: roulements radiaux, *C*a: roulements axiaux)

P : charge dynamique équivalente appliquée en N {kgf}

(*P*r: roulements radiaux, *P*a: roulements axiaux)

n : vitesse de rotation en min -[1]

La relation entre la vitesse de rotation n et le facteur de vitesse *f*n ainsi que celle entre la durée de vie *L*10h et le facteur de vie *f*h sont données dans le **tableau 1.5.**

Classement	Roulement à billes	Roulement à rouleaux
Durée de vie *L*10h h	$\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{3=500} f_h^3$	$\frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500\ f_n{}^{\frac{10}{3}}$
Facteur durée fh	fn $\frac{C}{P}$	fn $\frac{C}{P}$
Facteur de vitesse *f*n	$\left(\frac{33{,}3}{n}\right)^{\frac{1}{10}}$	$\left(\frac{33{,}3}{n}\right)^{\frac{3}{10}}$

Tableau I.5. La relation entre la vitesse de rotation n et le facteur

I.18 Vitesse limite [3]

Lorsque la vitesse de rotation augmente la température de fonctionnement s'élevé à cause des frottements. Si cette température dépasse une certaine limite, le lubrifiant n'assure plus son pouvoir lubrifiant, ce qui peut conduire au grippage du roulement. Pour cette raison, on définit par vitesse limite, la vitesse pour laquelle on obtient un fonctionnement acceptable sans que la température de fonctionnement ne dépasse la limite autorisée. La vitesse de rotation maxi à laquelle peut tourner un roulement en continu dépend principalement du type de roulement, de sa taille, du type de cage, de la lubrification, du dessin des pièces annexes, et du refroidissement éventuel.

Les vitesses limites indiquées dans les tableaux dimensionnels sont valables dans les cas suivants :

• Le roulement NTN doit être monte avec soin et avoir un jeu interne adapte aux conditions de fonctionnement.

• Il faut utiliser un lubrifiant de qualité, et l'entretien doit être régulier.

• La température et les charges appliquées au roulement doivent être normales.

I.19. **conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté une variété de roulements. Le choix d'un tel roulement dépend des condition d'utilisation, des charges appliquées, et d'autres conditions qui doivent assurer le bon fonctionnement d'une machine touranante.

Dans ce mémoire, nous concentrant sur l'analyse d'un roulement à billes.

Chapitre 2 : Analyse du comportement mécanique et thermique d'un roulement à billes

II.1.Introduction

Le roulement à billes est le siège d'échanges thermiques particulièrement quand il est sous une charge et en mouvement. En effet, la production de la chaleur due aux frottements entre les différents éléments du roulement en fonctionnement, constitue un facteur de contrainte dans l'utilisation de ces systèmes.

Ce chapitre présente analyse thermomécanique d'un palier à roulement. La méthode de résolution numérique est présentée.

II.2 .Mécanismes de transfert de chaleur dans le roulement [9]

Pour prévoir les échanges thermiques qui se déroulent dans un système donné, il faut avant tout définir les mécanismes de transfert de chaleur qui s'y opèrent. C'est un transfert qui prend les trois formes suivantes: La conduction, la convection et le rayonnement.

II.3.Modélisation du transfert thermique dans les roulements [9]

Le roulement est l'objet de nombreux transferts thermiques. Il est par conséquent très difficile de calculer de façon analytique la répartition de la chaleur dans le roulement. La modélisation des transferts thermiques se révèle complexe de par le nombre de paramètres à intégrer. Notons que le nombre de ces derniers influe sur la répartition thermique. Parmi ces paramètres on peut citer : la vitesse de rotation, le chargement, la lubrification, les frottements divers (éléments roulants, bagues, cages), la radiosité entre les éléments de la structure étudiée ou une source de chaleur non maîtrisée.

Au vu de ce nombre important de paramètres des modèles complets ne peuvent voir le jour. Il est nécessaire donc d'utiliser un modèle global. L'approche utilisée est la théorie nodale, qui est couramment utilisée pour étudier le comportement thermique des roulements. Elle consiste en la discrétisation du système à l'échelle macroscopique pour réduire le temps de calcul. Parmi les travaux consacrés à ce domaine, on peut citer ceux de Burtow et Staph qui ont proposé une étude prédictive pour calculer le transfert thermique et l'effet de la dilatation thermique sur un roulement à billes à contact oblique lubrifié, à sec, ou légèrement lubrifié. L'objectif est de conjuguer d'une part les effets du transfert thermique par la conduction

thermique avec ceux de la dilatation thermique pour modéliser le comportement thermomécanique du roulement. Cette étude a été validée expérimentalement sur des roulements non endommagés mécaniquement pour une vitesse de fonctionnement de 1 000 000 tr/min. Une comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux a fait ressortir une bonne concordance entre les deux résultats.

Coe, Kleckner et Dyba ont développé des modèles basés sur la théorie nodale pour étudier le comportement thermique des roulements dans différents régimes de fonctionnement. Ils ont démontré que la température dans le roulement ainsi que la chaleur générée dans le système augmentent avec la quantité de lubrifiant. Cela est dû à la dissipation de chaleur par cisaillement du lubrifiant. Leurs résultats numériques et expérimentaux concordent assez bien.

Parker et Signer ont élaboré des programmes pour prédire la génération de la chaleur au sein des composants du roulement à billes (bagues, billes, cage) ainsi que la température de l'huile. Leur but était de vérifier la validité de la méthode du réseau thermique sur la prédiction de la génération de la chaleur. Dans cette étude, trois roulements à billes à contact oblique de différentes dimensions ont été sélectionnés. Les variables retenues pour comparer les données expérimentales et numériques étaient la température du roulement et de l'huile. Ils ont trouvé que le résultat numérique était en bon accord avec les données expérimentales obtenues.

Harris a fait appel à la théorie nodale pour déterminer la température dans un roulement à deux rangées de rouleaux sphériques muni d'un arbre et lubrifié à l'huile. Le roulement a été discrétisé en 10 nœuds de températures. Il a ensuite élaboré un système d'équations de transfert de chaleur en fonction de l'emplacement de ces nœuds de température. Les neuf équations sont non linéaires en raison de la convection et du rayonnement. Ce système d'équations non linéaire est résolu par la méthode de Newton-Raphson, qui donne la température de chaque nœud.

Manin propose une modélisation nodale du roulement constituée de 10 nœuds, 4 volumiques et 6 de liaison, pour calculer la répartition de la température dans le roulement. Deux nœuds servent à illustrer la répartition de la chaleur dans le roulement, partie chargée et non chargée.

Pouly et al. ont évalué les pertes de puissance liées au frottement du roulement et au frottement de glissement en tenant compte de la force de trainée entre les billes et la cage ainsi que des forces hydrodynamiques. Un réseau thermique étendu a été mis en place, permettant d'estimer les pertes de puissance et la distribution de la température à l'intérieur et à l'extérieur du roulement. Ils ont souligné l'influence du mélange air-huile sur le comportement thermique des roulements à haute vitesse. Leurs résultats montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux,

Takabi et Khonsari ont introduit un modèle pour l'évaluation des caractéristiques transitoires et stationnaires des roulements à billes qui couvre l'ensemble des composants du roulement. Ils ont utilisé la théorie nodale pour estimer les paramètres critiques tels que les coefficients de convection et les résistances de contact pour une large gamme de roulements à billes lubrifiés au bain d'huile, sous différentes charges radiales et différentes vitesses de rotation. Ce modèle a été expérimentalement validé. Les résultats révèlent que la vitesse de rotation, la viscosité de l'huile et les conditions limites thermiques sont des paramètres critiques à considérer pour prévenir la défaillance thermique des roulements à billes.

Neurouth et al. Ont développé deux modèles de roulements à billes lubrifiés à la graisse en utilisant la méthode du réseau thermique pour prédire les pertes de puissance et le transfert thermique avec le lubrifiant en explorant diverses hypothèses. Ce modèle est capable de prédire les valeurs de températures dans chaque nœud. Leurs résultats numériques font ressortir le rôle mineur de la graisse et du brouillard d'huile sur le transfert thermique dans le roulement. Un troisième modèle thermique basé lui aussi sur la théorie nodale a été proposé. Ce dernier prend en compte les transferts thermiques dans les bagues, les billes et les surfaces de contact, et montre une bonne concordance entre les prédictions et les résultats expérimentaux.

Yan et al. Ont présenté une analyse thermique transitoire par la méthode du réseau thermique pour une structure complexe comme le roulement de broche. Ils ont pris en considération les interactions qui existent entre tout ce qui est transfert thermique dans le roulement et la structure. La déformation par dilatation thermique et l'effet de centrifugation ont été bien étudiés. Leur analyse transitoire a été obtenue à partir d'un modèle permanent résultant du couplage thermique et de quelques autres paramètres variables dans le temps. Les résultats expérimentaux indiquent que les résultats des températures fournis par ce modèle sont loin d'être satisfaisants, contrairement au modèle transitoire qui est beaucoup plus affiné.

Siyuan et al, ont présenté un modèle de réseau thermique du roulement à rouleaux coniques à double rangée basé sur un modèle rhéologique lubrifié à la graisse. Les températures et les comportements thermiques, les différentes vitesses de rotation, les rapports de graisse de remplissage et les grands rayons d'extrémité des rouleaux ont été bien définis. Leurs résultats montrent que la température dans le roulement augmente avec le taux de graisse de remplissage. Ils révèlent également que pour un taux de graisse de remplissage faible la perte de puissance provient principalement du contact. Si le taux de graisse de remplissage est grand, la force de la traînée visqueuse devient la principale source de génération de chaleur. Il en ressort que le taux de graisse de remplissage doit être pris en considération pour éviter une perte de traînée visqueuse et donc une élévation de la température dans le roulement. En outre, ils indiquent que

le rayon de la grande extrémité du rouleau influe sur l'emplacement des contacts, et affecte ainsi la performance thermique du roulement.

La méthode du réseau thermique ou la méthode nodale est ancienne mais son avantage réside dans la rapidité du temps de calcul. Ci-dessous la Figure I.18 présente l'état d'art de cette méthode décrite précédemment. D'autres résolutions par réseau thermique, comme, ont été utilisées pour étudier le transfert thermique dans les paliers à roulements. [9]

II.4.Les sources de dissipation thermiques dans un palier roulement [10]

Au sein d'un palier à roulement, la mise en rotation des éléments roulants entraîne un cisaillement du film d'huile. Ce phénomène a pour conséquence de générer plusieurs sources de chaleur au niveau des différents contacts du palier à roulement.

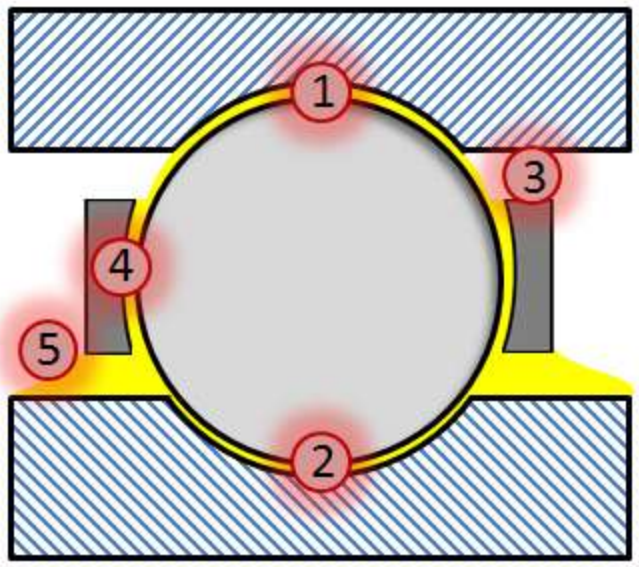


Figure.II.2 : localisation des sources de chaleur dans un roulement

La Figure 2, représente la localisation des différentes sources de chaleur au sein d'un palier à roulement:

$Q1$: Perte au contact corps roulants/bague extérieure

$Q2$: Perte au contact corps roulants /bague intérieure

$Q3$: Perte au contact cage /bague

$Q4$: Perte au contact cage/ corps roulants

$Q5$: Perte par traînée et roulement hydrodynamique.

Ces pertes sont fortement dépendantes des propriétés du lubrifiant (masse volumique, viscosité…) qui varient en fonction de la température. Les pertes au niveau des contacts

cage/bagues et cage/corps roulants sont minoritaires par rapport aux autres pertes. En effet les pressions de contact y sont très faibles par rapport au contact corps roulants/bagues.

II.5. généralité sur lois de déformation et contrainte [11]

II.5.1.Généralités

La résistance des matériaux repose sur les faits suivants: Les matériaux peuvent être soumis à l'action d'une force ou charge qui tend à les allonger dans le sens de la direction de la force, à les comprimer dans le même sens, à les fléchir, à les tordre, à les déchirer. Tous les *corps de la nature* sont plus ou moins élastiques, c'est-à-dire que dans certaines limites d'extension, de compression, etc., ils s'allongent se compriment, etc. d'une certaine quantité sous l'action de la force qui les sollicite, mais ils reviennent à leur forme primitive dès que la force a cessé d'agir. Lorsque la limite d'élasticité d'un corps a été dépassé par « excès de force », il ne revient alors que jusqu'à un certain point vers ses dimensions antérieures, il y a eu séparation moléculaire partielle et si l'effort continue et augmente, la séparation devient complète, il y a rupture. De là la nécessité dans les structures de ne pas faire supporter aux matériaux des efforts capables de produire même la séparation partielle, c'est-à-dire susceptibles d'altérer leur élasticité. On doit toujours rester en dessous de cette limite. Les matériaux employés ne sont pas pour chaque espèce d'une homogénéité égale, ils sont soumis ordinairement à des influences qui peuvent modifier leur élasticité, les forces auxquelles ils doivent résister ne peuvent pas toujours être appréciées exactement, quelquefois même elles sont accidentelles ou variables.

Lorsqu'un corps est soumis à l'action de forces qui tendent à le comprimer ou à l'allonger, les raccourcissements ou les allongements sont entre certaines limites proportionnelles aux forces qui les produisent, l'expérience pour la première fois réalisée par le physicien anglais Robert Hooke — le prouve. Dans ce cas et si la force cesse d'agir, le corps reprend presque exactement sa forme et ses dimensions primitives. On dit alors que l'élasticité du corps n'a pas été altérée et l'allongement ou le raccourcissement observé qui a disparu, ou plutôt dont il ne reste qu'une trace insensible se nomme « déformation élastique ». L'expérience apprend aussi que lorsque les allongements ou les raccourcissements ne sont plus proportionnels aux forces, les corps ne reprennent plus leur forme et leurs dimensions primitives: Lorsque ces forces ont cessé d'agir les corps demeurent plus ou moins allongés ou comprimés. On dit alors que leur élasticité est altérée, on parle de déformation plastique et la modification qui subsiste

ultérieurement dans leurs dimensions se nomme « allongement permanent », « contraction permanente ». La durée d'action des forces exerce une grande influence sur les effets qui se produisent. Ainsi dans le cas où une force n'agira que momentanément, on pourra sans craindre d'altérer l'élasticité du corps, donner à cette force une puissance plus grande que celle que l'on pourrait employer si les efforts s'exerçaient d'une manière permanente.

Il existe différents modules d'élasticité, tels que le module de Young, le module de rigidité ou de cisaillement et le Module d'élasticité isostatique, qui sont tous des mesures des propriétés élastiques d'un matériau, en tant que résistance à la déformation sous une charge appliquée. Les différents modules s'appliquent à différents types de déformation. Le module de Young (par Thomas Young) s'applique à l'extension/compression d'un corps, alors que le module de cisaillement s'applique à son cisaillement.

L'élasticité des matériaux est décrite par une courbe contrainte-déformation, qui montre la relation entre la contrainte (la force interne de restauration moyenne par unité de surface) et la déformation (la déformation relative)[3]. La courbe est généralement non linéaire, mais elle peut être (approximativement linéaire) en utilisant des séries de Taylor pour des déformations suffisamment petites (dans lesquelles les termes d'ordre supérieur sont négligeables). Si le matériau est isotrope, la relation contrainte-déformation linéarisée est appelée loi de Hooke, qui est souvent présumée s'appliquer jusqu'à la limite d'élasticité pour la plupart des métaux ou des matériaux cristallins, alors qu'une élasticité non linéaire est généralement requise pour modéliser de grandes déformations de matériaux caoutchouteux élastiques. Pour des contraintes encore plus élevées, les matériaux présentent un comportement plastique, c'est-à-dire qu'ils se déforment irréversiblement et ne reviennent pas à leur forme d'origine, alors que la contrainte n'est plus appliquée[4]. Pour les matériaux en caoutchouc tels que les élastomères, la pente de la courbe contrainte-déformation augmente avec la contrainte, ce qui signifie que les caoutchoucs deviennent progressivement plus difficiles à étirer, tandis que pour la plupart des métaux, le gradient diminue à des contraintes très élevées, ce qui les rend progressivement plus faciles étirer[4]. L'élasticité n'est pas seulement applicable aux solides ; les fluides non newtoniens, tels que les fluides viscoélastiques, présentent également une élasticité, dans certaines conditions, quantifiées par le nombre de Deborah. En réponse à une petite contrainte, rapidement appliquée et retirée, ces fluides peuvent se déformer, puis revenir à leur forme originale. Sous des contraintes plus grandes, ou des contraintes appliquées pendant de plus longues périodes de temps, ces fluides peuvent commencer à s'écouler à la manière d'un liquide visqueux.

II.5.2.Contrainte et déformation

On utilise deux modèles de déformation élastique : la traction-compression et le cisaillement. La flexion peut se modéliser selon les cas comme une traction-compression ou comme un cisaillement, la torsion se modélise comme un cisaillement (voir plus bas).

II.15.3.Traction-compression uni axiale

Prenons le cas de la traction ou de la compression d'une pièce cylindrique ou parallélépipédique selon son axe. La traction-compression correspond à des forces s'exerçant perpendiculairement aux sections de ces pièces ; elle est dite uni axiale car les côtés de la pièce ne sont pas contraints, toutes les forces sont sur un même axe.

II.5.4. *Allongement dans l'axe*

En prenant des pièces de différentes dimensions, on remarque que pour une force donnée :

- l'allongement Δl est proportionnel à la longueur initiale l_0 du cylindre ;ceci se conçoit bien : si l'on met deux ressorts identiques bout-à-bout, le premier ressort transmet intégralement la force au second ressort, les deux s'allongent donc de la même quantité ; donc si avec un ressort on a un allongement Δl_1, avec deux ressorts l'allongement total est 2 Δl_1 ;

- l'allongement Δl est inversement proportionnel à la section du cylindre ;on conçoit également aisément que si l'on met deux ressorts identiques en parallèle, chaque ressort exercera la moitié de la force de traction, l'allongement final sera donc $\Delta l_1/2$; si l'on double la section de la pièce, c'est comme si l'on mettait deux pièces côte-à-côte.

Si l'on veut caractériser le matériau en faisant abstraction de la forme de la pièce et de ses dimensions, on définit donc :

- l'allongement relatif ou déformation (en anglais *strain*), noté ε

$$\varepsilon=\frac{\Delta l}{l_0}= =\frac{l-l_0}{l_0} \qquad \text{(II.3)}$$

ε est sans dimension, on l'exprime parfois en % ($100\times\Delta l/l_0$)

- la contrainte (en anglais : *stress*), notée σ

$$\sigma=\frac{F}{S} \qquad \text{(II.4)}$$

σ est homogène à une pression ; du fait des valeurs énormes mises en jeu, on l'exprime généralement en méga pascals (MPa).

La loi élastique s'écrit alors :

$$\sigma = E\,\varepsilon \qquad \text{(II.5)}$$

c'est la loi de Hooke ; E est le module de Young (en anglais *Young's modulus*), qui est une caractéristique du matériau. E est également homogène à une pression, du fait des valeurs très élevées qu'il prend, il est généralement exprimé en giga pascals (GPa).

On voit aisément que la densité d'énergie de déformation w, c'est-à-dire l'énergie élastique divisée par le volume de la pièce, vaut :

$$\omega = \frac{1}{2}\sigma\,.\,\varepsilon = \frac{1}{2}E\varepsilon^2 \qquad \text{(II.6)}$$

Lorsque l'on exerce une traction ou une compression, on constate que la largeur de la pièce varie également, à l'inverse de l'allongement. La variation relative de dimension est proportionnelle à l'allongement relatif ε, le coefficient de proportionnalité s'appelle le coefficient de Poisson ou rapport de Poisson (en anglais : *Poisson's ratio*) en hommage au mathématicien français Siméon Denis Poisson. Il est noté v et est sans unité :

- pour un cylindre :

$$\frac{\Delta r}{r_0}=-\nu.\frac{\Delta l}{l_0}=-\nu.\,\varepsilon \qquad \text{(II.5)}$$

- pour un parallélépipède rectangle :

$$\frac{\Delta a}{a_0}=-\nu.\frac{\Delta l}{l_0}=-\nu.\,\varepsilon \qquad \text{(II.6)}$$

$$\frac{\Delta a}{b_0}=-\nu.\frac{\Delta l}{l_0}=-\nu\,.\varepsilon \qquad \text{(II.7)}$$

Considérons le volume de la pièce. Pour une pièce cylindrique, on a :

$$v = l \times \pi r^2 \qquad (\text{II.8})$$

Pour des petites variations, on a donc :

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta l}{l_0} + 2\frac{\Delta r}{r_0} \qquad (\text{II.10})$$

(développement limité au premier ordre), soit :

$$\frac{\Delta V}{V_0} = (1 - 2v)\varepsilon \qquad (\text{II.11})$$

De même pour une pièce parallélépipédique, on a :

$$V = l \times a \times b \qquad (\text{II.12})$$

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta l}{l_0} + \frac{\Delta a}{a_0} + \frac{\Delta b}{b_0} \qquad (\text{II.13})$$

donc de même :

$$\frac{\Delta V}{V_0} = (1-2v)\varepsilon \qquad (\text{II.14})$$

On voit donc que :

si $v > 0{,}5$, le volume diminue en traction et augmente en compression (cas exceptionnel) ;

si $v < 0{,}5$ le volume augmente en traction et diminue en compression (comportement le plus général).

Pour un acier, v vaut environ 0,3, on est donc dans le second cas.

Si maintenant on maintient la largeur constante — par exemple on effectue une compression mais la pièce est dans une gaine ultra-rigide et ne peut pas s'étendre —, alors, la déformation n'est plus uniaxiale, la gaine exerce une pression (une contrainte) sur les côtés de la pièce. Il faut alors utiliser un autre coefficient élastique, noté C_{11}, différent de E.

Remarque : La déformation maximale pour la formule suive [12]

$$\delta = \tau\left[(\frac{9}{2R\varepsilon})(\frac{F}{\pi\kappa\gamma})^2\right]^{1/3}$$

II.6. Contraintes et déformation de contacts : [13]

La lubrification elasto-hydrodynamique c'est la mode qui existe dans les contacts non conforme tel que les roulements .La déformation au sein du contact est calculée par le paramètre d'ellipticité et les intégrales elliptiques des premier et deuxième types. Les expressions simplifies qui permettent le calcul rapide des contraintes et déformation se fait facilement par la connaissance de la charge appliquée, les propriétés du matériel, et la géométrie de contacte.

II.6.1 Contactes elliptique :

La géométrie non conforme du solides en contact peut présenter par deux ellipses avec des rayons différentes de courbure dans une paire de plans principaux(x et y) passant par le contact entre les solides en une seul point en cas sans charge. Figure II.4 ou les rayons de la courbure sont notes par ($s\ r$). Il est suppose que la surface convexe présente la courbure positive et la surface concave, courbure négatif.

$$\frac{1}{r_{aX}} + \frac{1}{R_X} > \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}} \qquad (\text{II.14})$$

La somme et différence de la courbure qui sont quantifies de quelques importance dans l'analyse des contraintes et déformations du contact sont :

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_X} + \frac{1}{R_Y} \qquad (\text{II.15})$$

Avec :

$$\frac{1}{R_X} = \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{bx}} \qquad (\text{II.16})$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{by}} \qquad (\text{II.17})$$

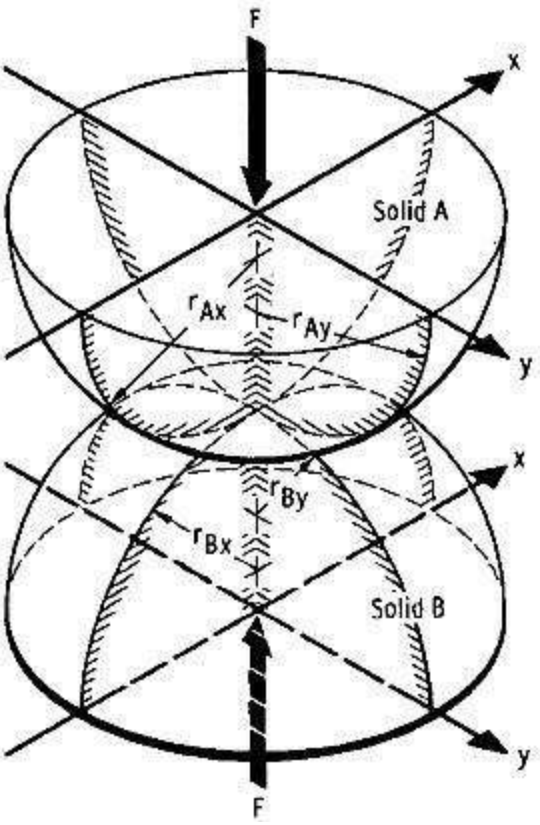


Figure II.3. Géométrie de contact elliptique .

II.6.2. Géométrie du roulement à bille :

II.16.2.1. Jeu et pas diamétral :

La figure II. 4 présente une coupe transversal du roulement a une rangée de billes, montre les différents diamètres du roulement. Le pas diamétral *e d* est la moyenne des diamètres des bagues externes et internes est données par :

$$d_e = d_1 + \frac{1}{2}(d_0 - d_1) \quad \text{(II.18)}$$

$$d_e = \frac{1}{2}(d_0 - d_1) \quad \text{(II.19)}$$

Et aussi a partir de cette figure le jeu diamétral note par *d P* peut être écrit par l'expression suivante :

$$P_d = d_0 - d_1 - 2d \quad \text{(II.20)}$$

Le jeu diamétral peut être considère comme la distance maximale qu'une bague peut déplacer diamétralement par apport a l'autre bague en cas ou aucune charge n'est appliquée, et lorsque les deux bagues se trouvent dans un même plan.

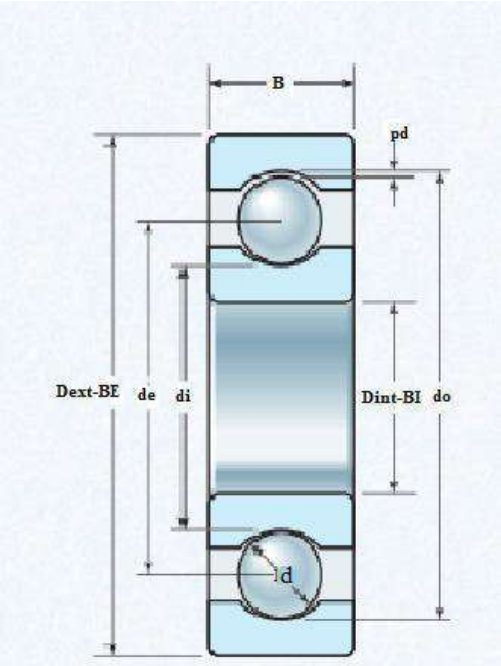


Figure II.4 Coupe transversale de roulement à billes radial a une rangée.

II.7.Conclusion

Un palier à roulements en fonctionnement dissipe une certaine chaleur, notamment à cause des différentes forces de frottement. Celle-ci est ensuite évacuée dans les massifs environnants ou dans l'huile qui, outre son rôle de lubrifiant, joue également celui de fluide caloporteur. Afin d'estimer l'échauffement correspondant, il est nécessaire de décrire les différents modes de transfert de chaleur. Dans cet objectif, nous avons utilisé la méthode analyse thermomécanique.

III.1.Introduction

Depuis l'augmentation de la puissance de calcul des ordinateurs, la simulation numérique a pris une grande place dans la recherche et l'industrie et a remplacé l'expérimentation directe trop couteuse et longue à mettre en œuvre.

La simulation numérique est fondée sur la résolution d'équation méthodes spectrales ainsi que la méthode des éléments finis que nous utilise durant cette étude. Dans ce chapitre nous nous intéressons à l'étude et suivi de l'effet de la force sur les composants du roulement avec un changement de température.

III.2 Définition de logiciel de simulation ANSYS : [15]

ANSYS est un logiciel de simulation numérique VEM leader de son marché utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : la traitement géométrique, le maillage la résolution, la traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs ANSYS sont de domaines industrielles différents telles que la construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro-électronique ou encore les biens de consommation.

III.2.1 Environnements logiciels :

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYYS :

- **ANSYS classique (APDL)** : première solution logiciel développée par le constructeur. Elle est destinée à construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opération basique .à partir de cet environnement, utilisateur construit directement un modèle éléments finis en utilisant le langage de script APDL (ANSYS Paramétrique design langage).ANSYS classique est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.
- **ANSYS Workbench** : cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs nom confirmés dans le domaine du calcule. Dans cet environnement, l'utilisateur travaille

essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui- même .la plateforme est donc chargée de convertir les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS. [15]

➢ Les applications auxquelles on peut accéder à partir de Workbench comprennent : ANSYSDesignModeler (pour la création de géométrie); ANSYS Meshing (pour la génération de maille); ANSYS Polyflow (pour la mise en place et la résolution de simulations de dynamique des fluides informatiques (CFD), où les écoulements visqueux et viscoélastiques jouent un rôle important); Et ANSYS CFD-Post (pour le post-traitement des résultats). Dans Workbench, un projet se compose d'un groupe de systèmes. [16]

III.2.2. Disign3D :

Les produits ANSYS 3D Design permettent aux ingénieurs de concevoir, développer et optimiser des produits efficacement, rendant la simulation accessible à tous les ingénieurs. Construit sur la technologie de modélisation directe, ANSYS DiscoverySpaceClaim facilite la création, la réparation ou l'édition de géométrie, au lieu d'une corvée. Que vous soyez impliqué dans la modélisation de concepts, la rétro-ingénierie de donnés scannées ou la DiscoverySpaceClima sont cocus pour éliminer les goulots d'étranglement géométriques et accélérer le processus de conception. [15]

III. 3.Menu principal du logiciel ANSYS Workbench : [16]

L'ouverture du logiciel fait apparaitre le menu principal présenté ci-dessous voir figure III.1.



Figure III.1 : Menu principal.

Le bar d'outil permet un accès rapide à plusieurs commandes tel que la sauvegarde mais aussi un accès aux options du logiciel voir figure III.2.

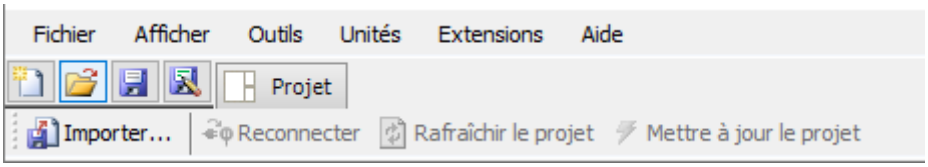


Figure III.2 : Commande de bar d'outil.

Pour débuter un nouveau projet, LMC sur New. LMC sur Save As… pour enregistrer celuici dans le dossier de votre choix. Il est conseillé de créer un nouveau dossier et d'enregistrer le projet à l'intérieur de celui-ci. Cette technique permet de regrouper tous les fichiers de l'analyse à l'intérieur d'un même dossier voir figure III. 3



Figure III. 3 : Dossier d'enregistrement le projet.

La barre d'outils Toobox vous donne accès à plusieurs systèmes d'analyse. Pour débuter une analyse modale, LMC sur Structure statique (ANSYS) et glisser dans Project Schématique voir figure III.4.

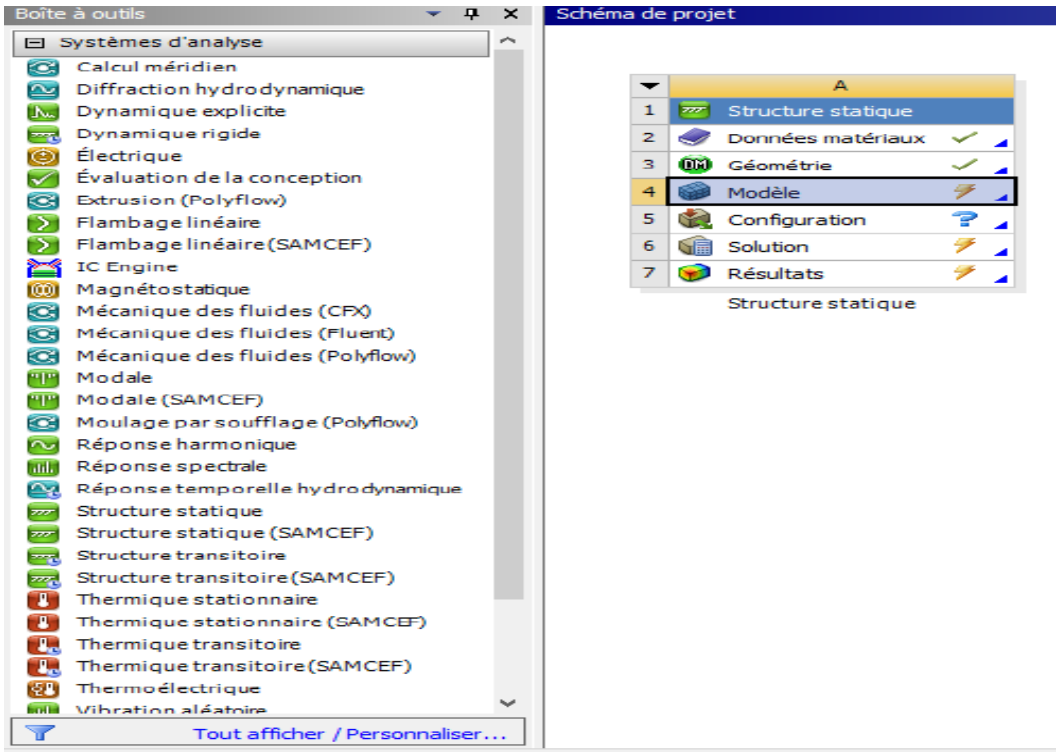


Figure III.4 : Méthode de schématisation de projet.

Le système A est maintenant créé dans Project Schématique voir figure III.5

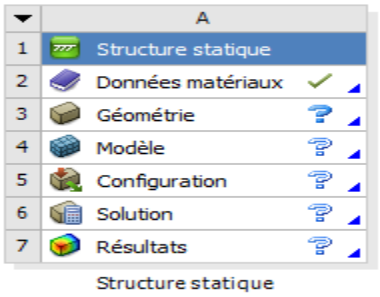


Figure III.5 : Schéma de projet.

Le système comporte différentes cellules soit : Engineering Data, Geometry, Model, Setup, Solution, Results. Pour faciliter leurs compréhensions, on peut les regroupés selon le logiciel déjà étudié Mechanical APDL (ANSYS)

- Pretreatment : Engineering Data, Geometry et Model
- Résolution : Setup et solution
- Post-traitement : Résultats Il est possible d'obtenir une description de chaque cellule dans le fichier d'aide d'ANSYS Workbench.

❖ **Engineering Data**

La cellule Engineering Data est utilisée pour définir et accéder à des modèles de matériau pour être utilisé dans une analyse. LMC la cellule Engineering Data ou RMC et choisir Edit dans le menu contextuel qui apparait pour entrer l'environnement.

❖ **Geometry**

Utilisez la cellule Geometrie pour importer, créer, modifier ou mettre à jour un modèle pouvant être utilisé pour une analyse. LMC sur la cellule ou RMC et choisir Edit dans le menu contextuel qui apparait pour entrer l'environnement.

❖ **Model/Mesh**

La cellule Model est associée à la définition de la géométrie, des systèmes de coordonnées, des connections et du maillage dans le module de simulation Mécanisa.

❖ **Setup**

La cellule Setup permet de définir les chargements, conditions frontières et autre configuration de l'analyse

❖ **Solution**

La cellule Solution permet d'avoir accès aux données de résolution.

❖ **Résulta**

La cellule Résulta regroupe les résultats de l'analyse. Celle-ci est souvent référée à une cellule de post-traitement.[2].

III.4. Module de simulation

III.4.1. Propriétés du matériau

La matériau utilise acier standard et les propriétés

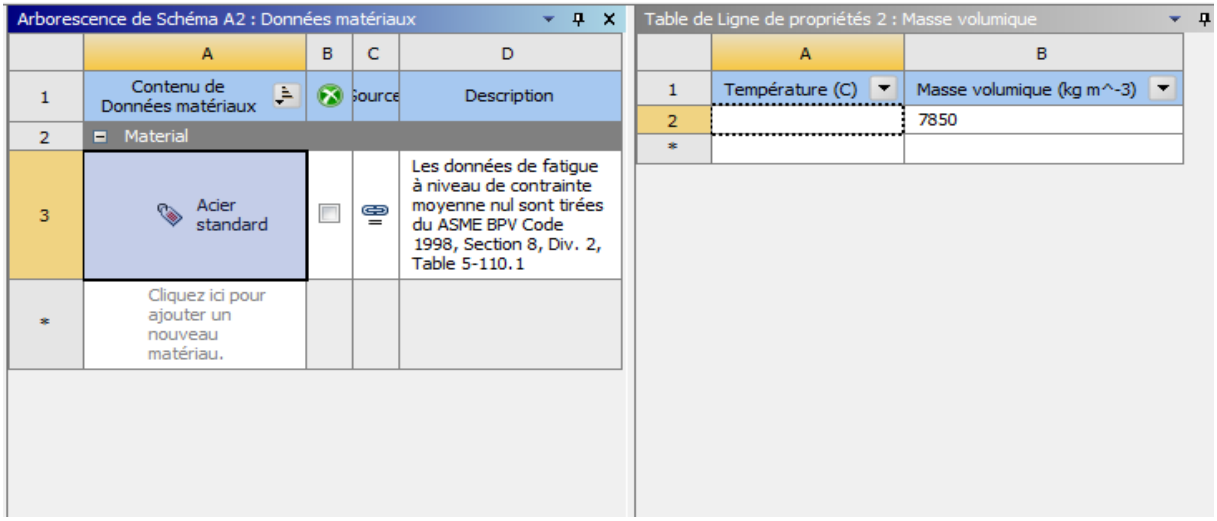


Figure III.6 . Propriétés du matériau

III.4.2 La géométrie

Nous apportons le modèle du Solidworks(Le logiciel Solidworks est développé par Dassault Systèmes. Le logiciel préconise la commodité et l'efficacité du logiciel de CAO 3D. C'est un logiciel convivial simple et efficace utilisé pour la conception de processus. Dans le processus de conception, en utilisant la fonction de caractéristique, de taille et de contrainte, le modèle est conçu. Il est également largement utilisé pour l'analyse modale de divers composants mécaniques. Le modèle conçu peut être assemblé à l'aide de l'outil d'assemblage fourni dans Solidworks en appliquant un certain nombre de relations et de contraintes entre les pièces d'accouplement. [14])

Le modèle 3D est créé à l'aide des outils Solidworks. Les spécifications de conception sont indiquées dans laissons après avoir dessiné et ouvert le fichier pour le roulement pour cette la géométrie et prendre 17 cour donc le 15cour et la bille et la bague interne, la bague externe

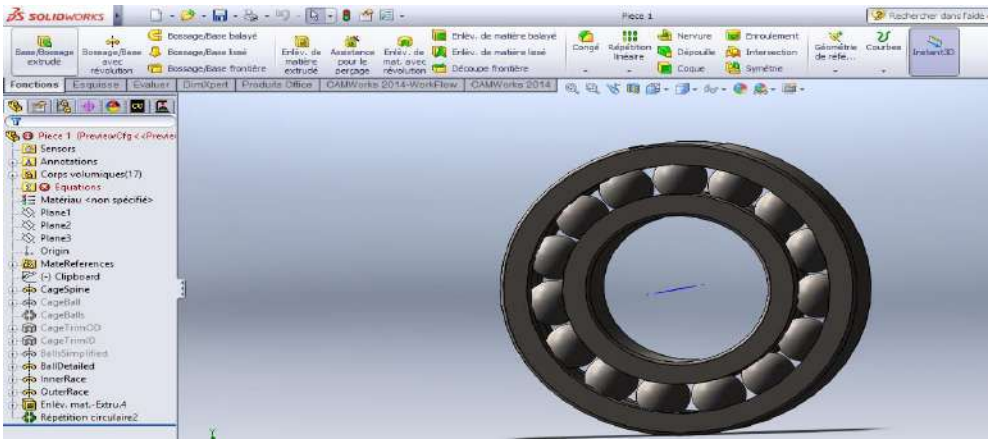


Figure III.7 : Modèle physique 3D du roulement

III.4.3.La géométrie de modèle ANYS

.La géométrie de modèle ANYS

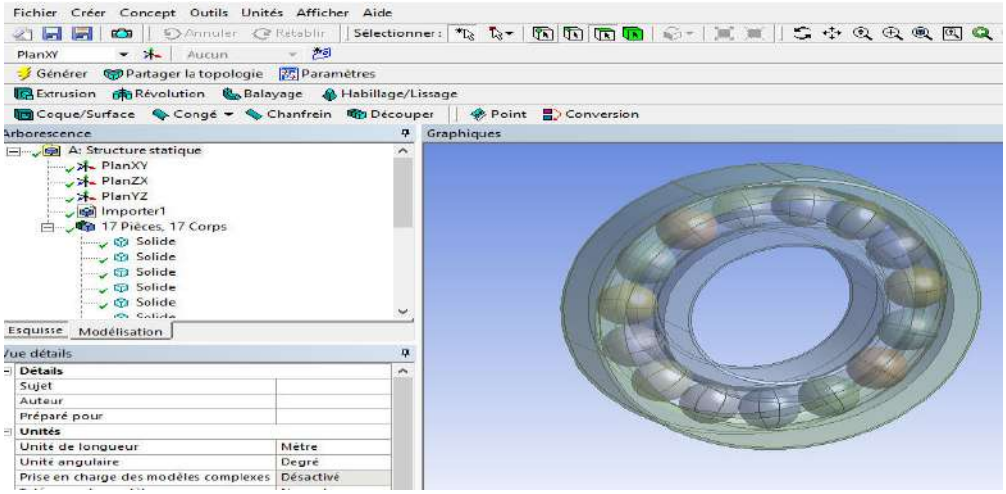


Figure III.8. Création de la géométrie

III.4.4. Le maillage du modèle

Les maillage est choisir par défaut.

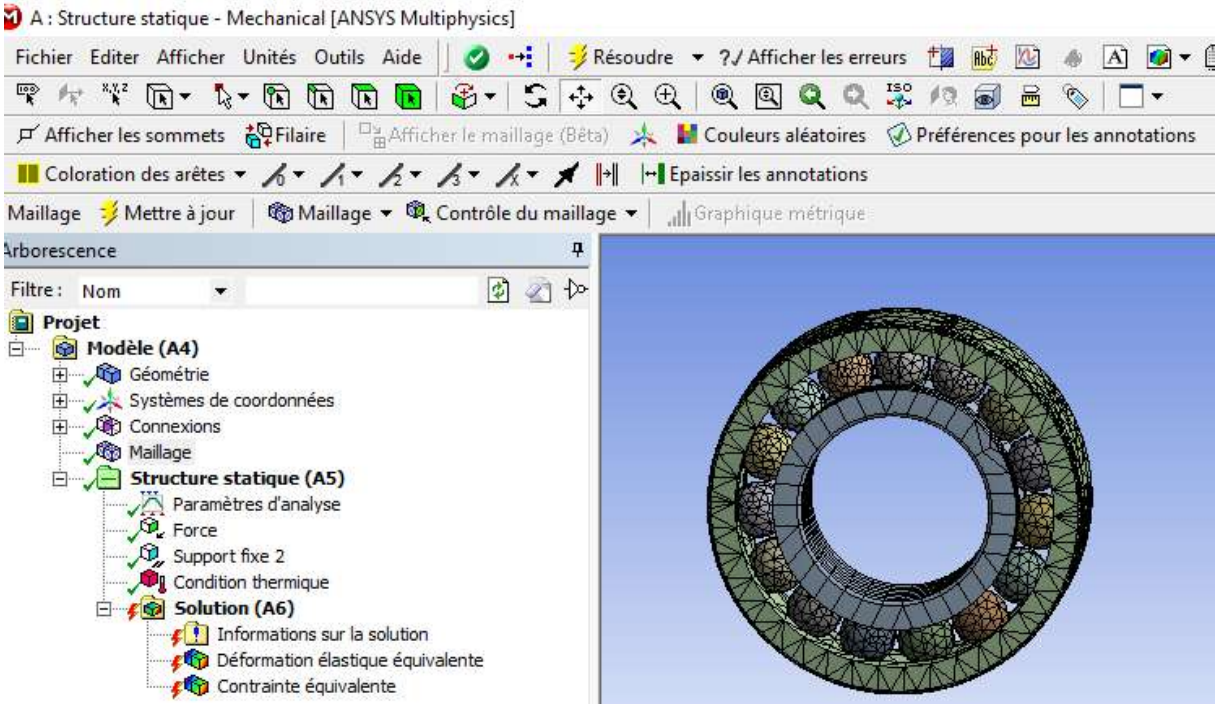


Figure III.9. Le maillage du modèle

III.4.5.Les connexions

Le contact choisir entre la bille et les deux bauges est sans frottement.

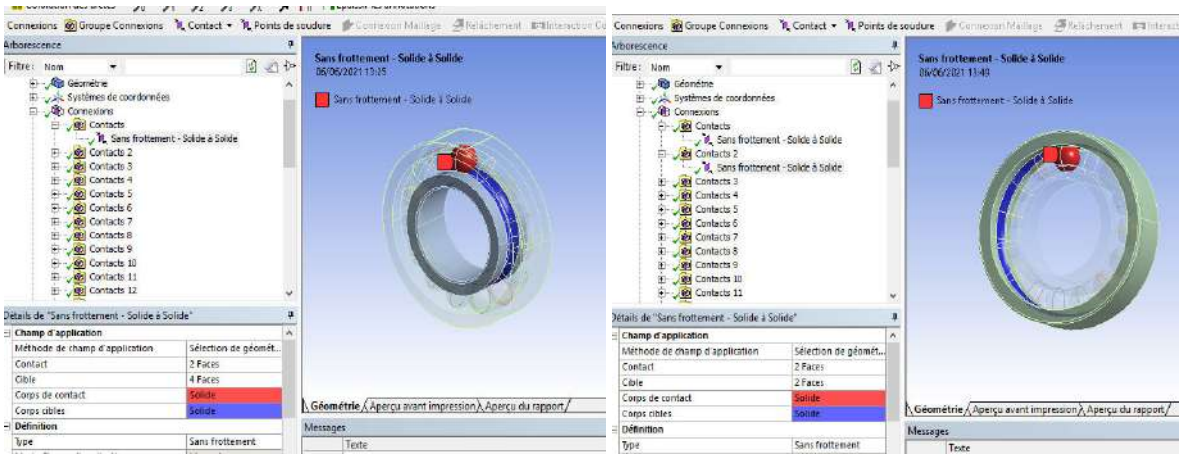


Figure III.10. les connexions

III.4.6.Applique les fours

La force appliquer est choisir dans la direction de Y.

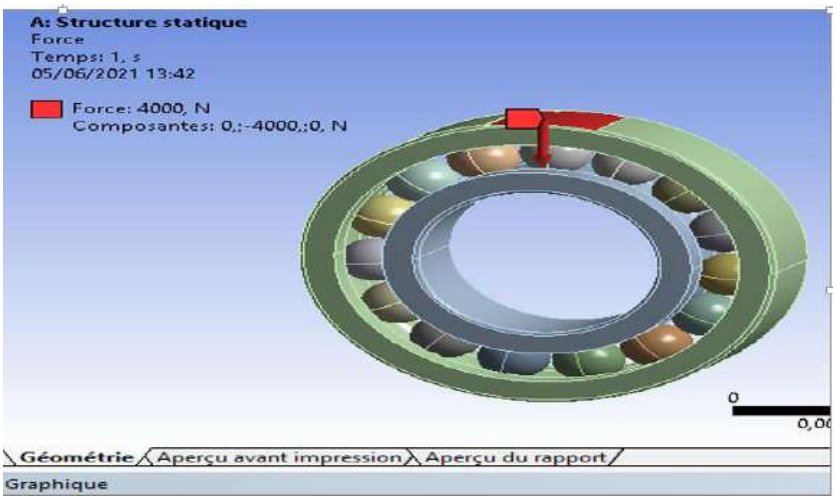


Figure III.11 Applique les fours

III.4.7- La suppure fixe

On a appliqué un support fixe dans la surface de la bauge intérieur

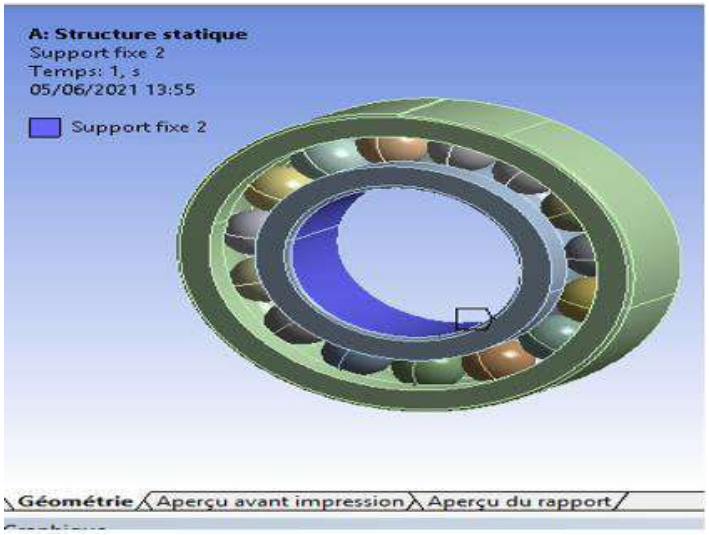


Figure III.12. La spore fixe

III.4.8-Les condition thermique

Sélectionné le modelé et modifié la température

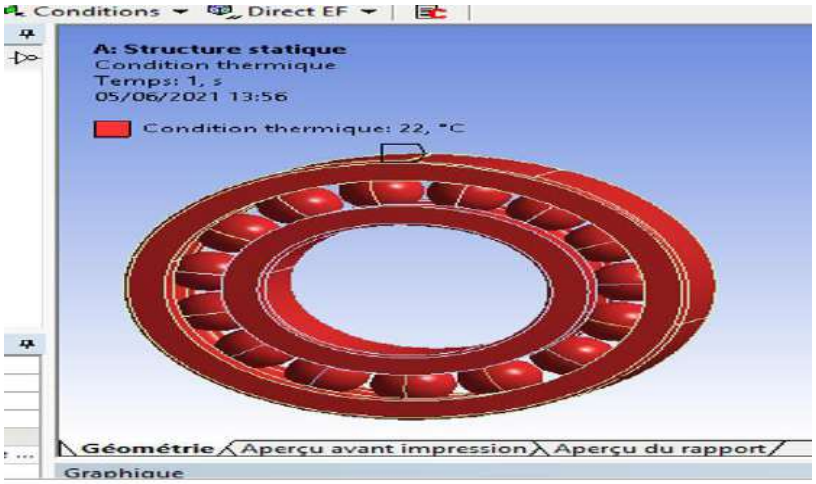


Figure III.13.Les condition thermique

III.5. Résultats et discussions

Pour voir la dispersion de déformation élastique équivalente et les contrainte dans le roulement, nous avons :

III.5.1. effet de la charge

La figure III.14 représente l'effet de la charge sur la déformation pour F =4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans le model est (ε_{max}=0.2692) et la déformation minimale est (ε_{min}=0.00088782)

Pour une charge F =4200N avec une température T=22 (C°) sur la déformation élastique équivalente, on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0 .2674) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00089124).

Et on observe aussi que pour une charge F =5000N avec une température T=22 (C°) la déformation maximale (ε_{max} =0 .2531) et déformation minimale (ε_{min} =0.00095811).

Finalement on constat d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

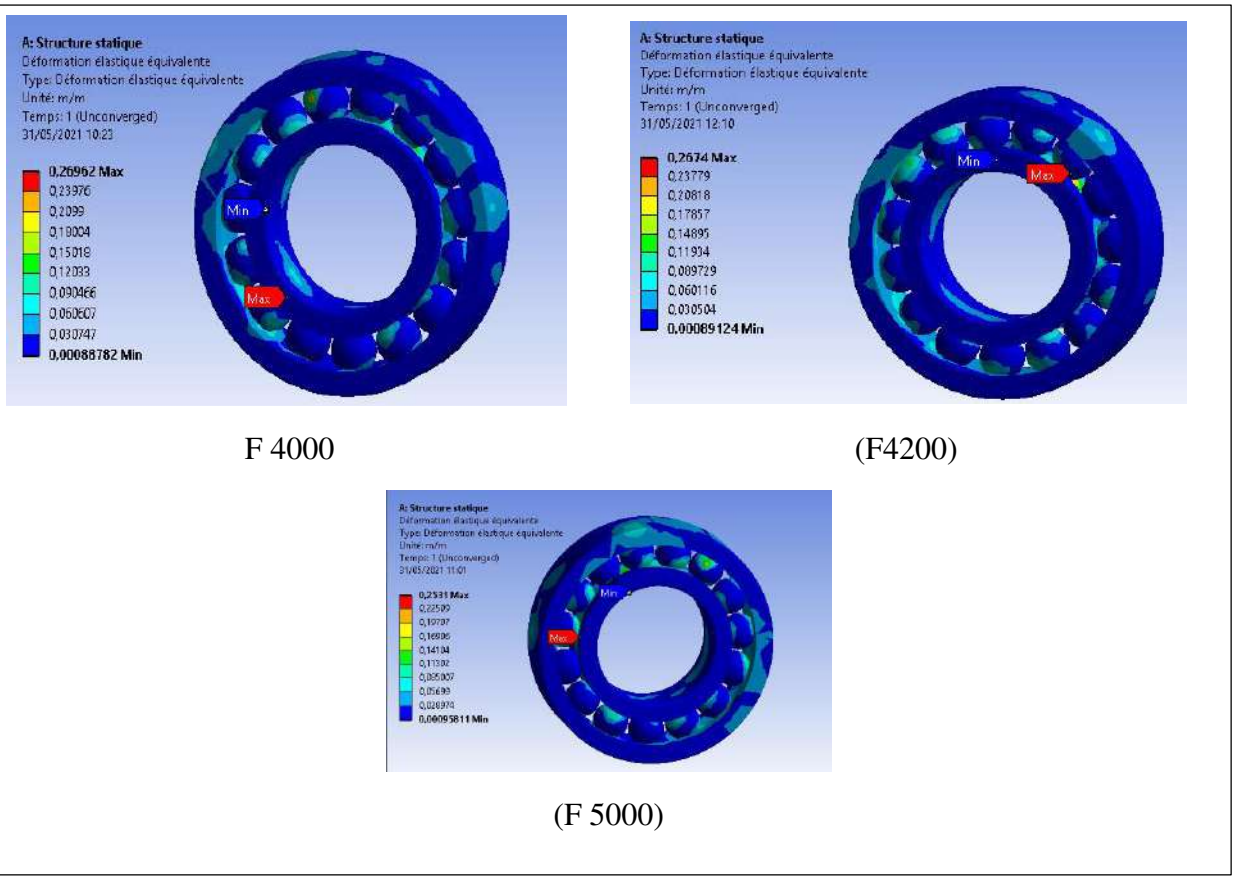


Figure III.14. L'évolution de la déformation de model

La figure III.15 représente l'effet de la charge sur la déformation pour F =4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans la bille avec la bague intérieur est (ε_{max}=0.2692) et la déformation minimale est (ε_{min}=0.00088782)

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la déformation élastique équivalente, on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0 .2674) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00089124).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la déformation maximale (ε_{max} =0 .2531) et la déformation minimale (ε_{min} =0.00095811).

Finalement on constat d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

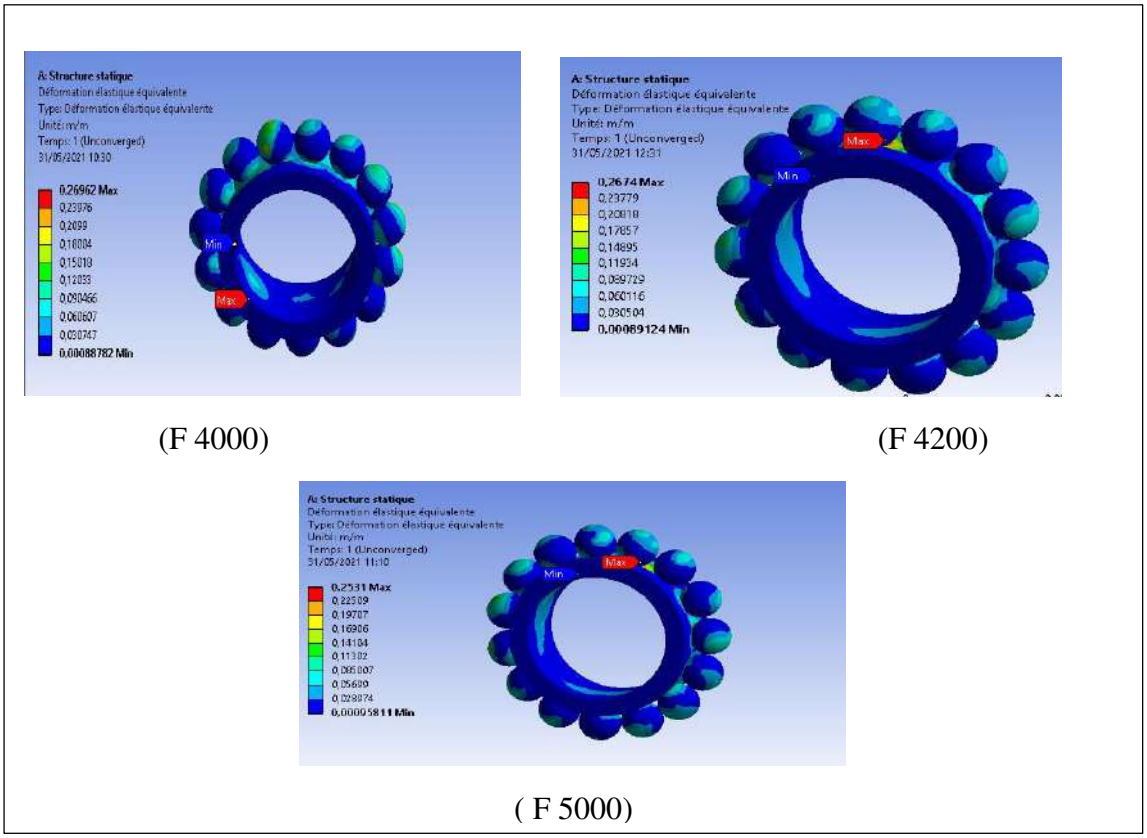


Figure III.15. L'évolution de l'effet de charge pour la déformation de la bille avec la bague intérieur

La figure III.16 représente l'effet de la charge sur la déformation pour F =4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans la bille avec est (ε_{max}=0.2692) et la déformation minimale est (ε_{min}=0.00088782)

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la déformation élastique équivalente on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0 .2674) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00089124).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la déformation maximale (ε_{max} =0 .2531) et la déformation minimale (ε_{min} =0.00095811).

Finalement on constat d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

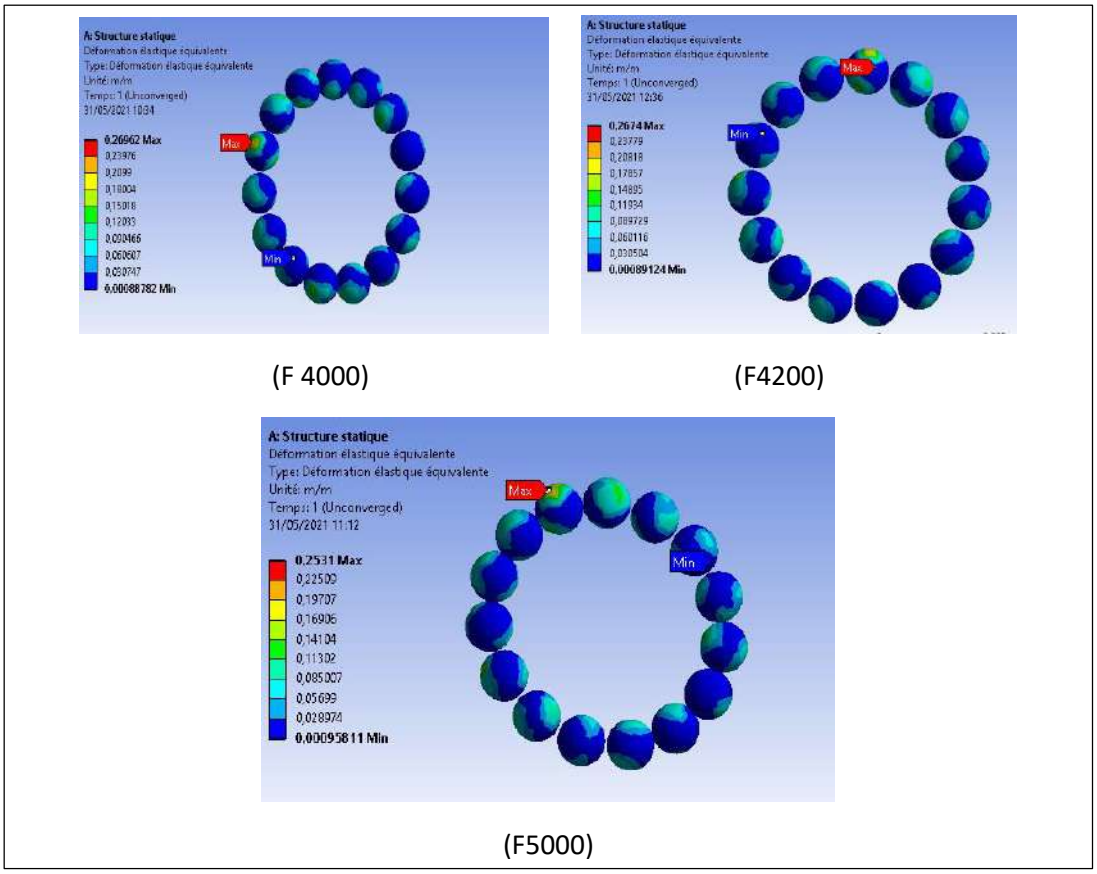


Figure III.16. L'évolution de la déformation pour la déformation la bille

La figure III.17 représente l'effet de charge sur la déformation pour F =4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans la bille avec la bague extérieur est (ε_{max}=0.2692) et la déformation minimale est (ε_{min}=0.00088782)

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la déformation élastique équivalente on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0 .2674) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00089124).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la déformation maximale (ε_{max} =0 .2531) et déformation minimale (ε_{min} =0.00095811).

Finalement on constat d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

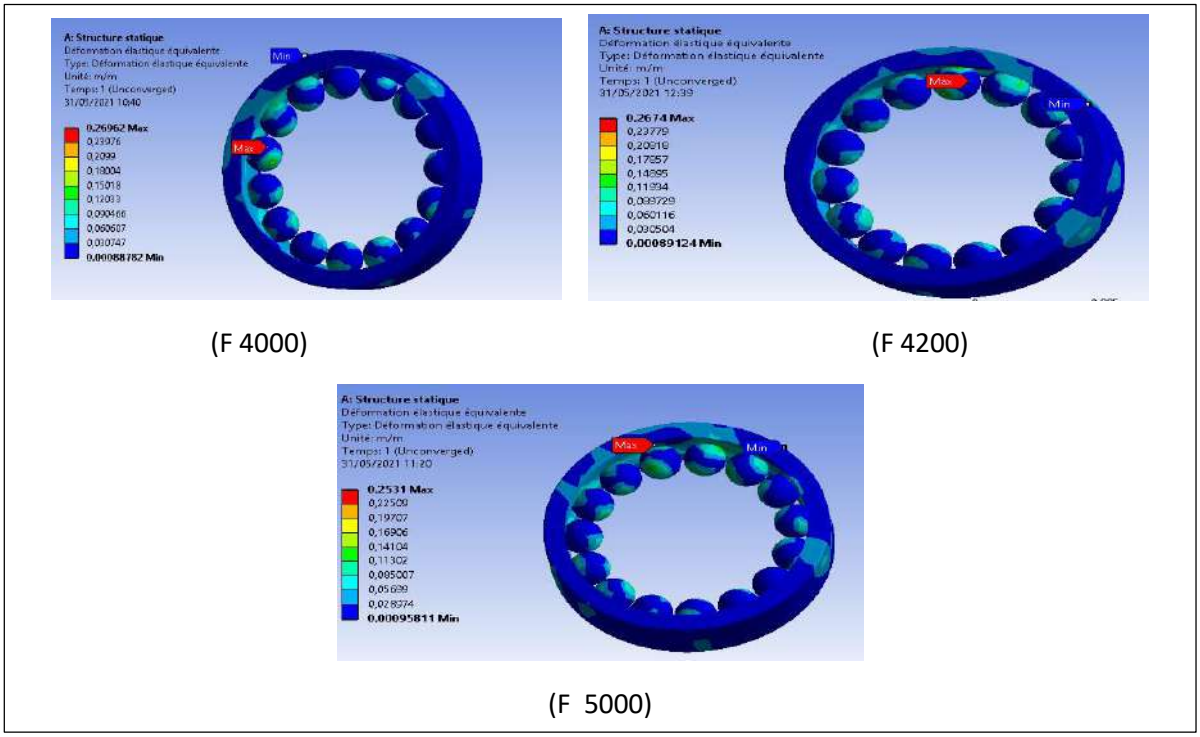


Figure III.17. L'évolution de la déformation la bille avec la bague extérieure

La figure III.18 représente l'effet de charge sur la contrainte équivalente pour F=4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans le model est (δ_{max}=4.1412e^{10}) et la contrainte minimale est (δ_{min}=1.1584e^{8})

Pour une charge F =4200N avec une température T=22 (C°) sur la contrainte équivalente on observe que la contrainte maximale (δ_{max}=4.13e^{10}) et la contrainte minimale (δ_{min}=1.0822e^{8}).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la contrainte maximale (δ_{max} =4.1452e^{10}) et contrainte minimale (δ_{min} =7.6334e^{7}).

Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.

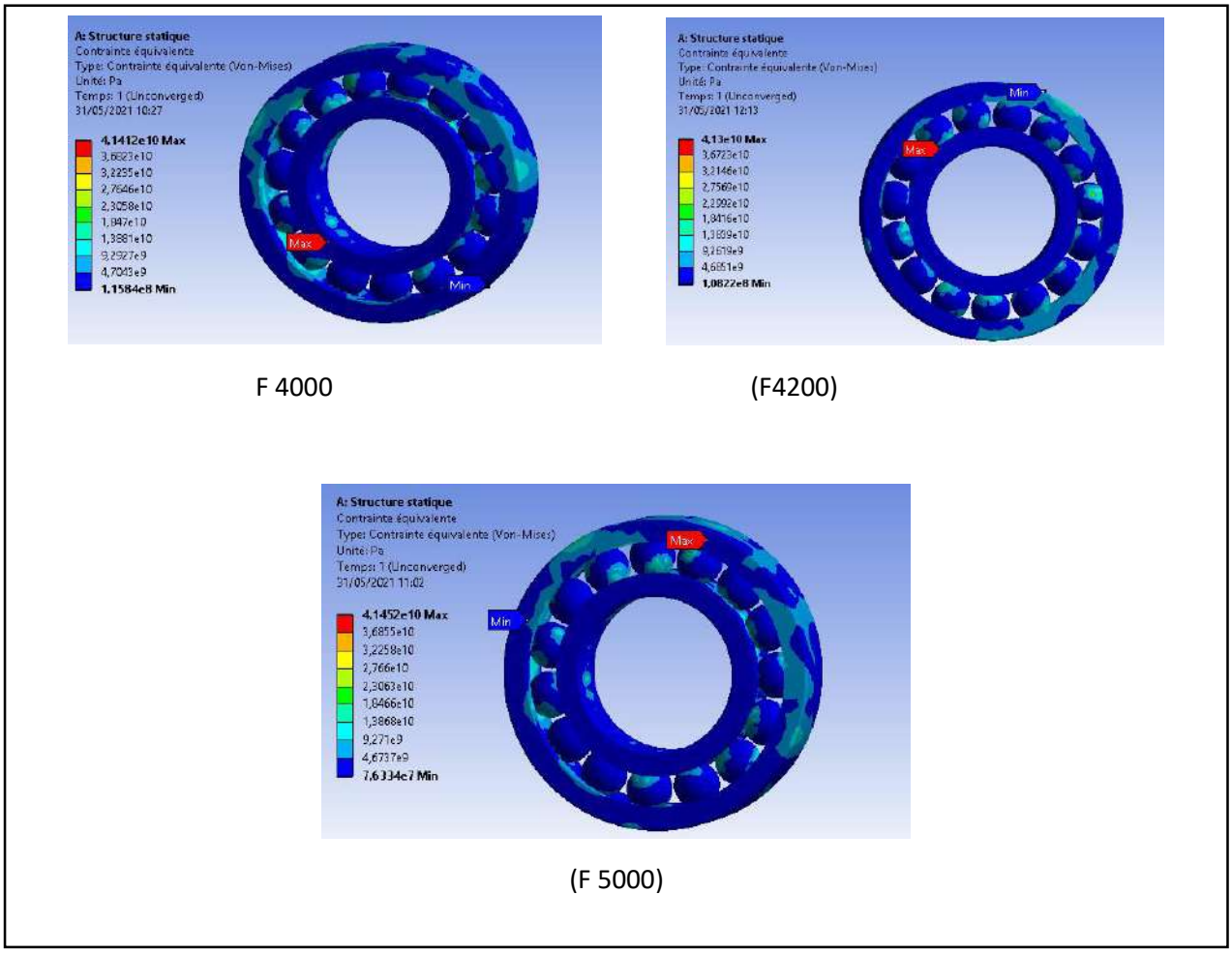


Figure III.18. L'évolution de la contrainte équivalente de model

La figure III.19 représente l'effet de charge sur la contrainte équivalente pour F=4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la contrainte maximale

dans la bille avec la bague enterreur est (δ_{max}=4.1412e^{10}) et la contrainte minimale par la bague est (δ_{min}=1.1584e^{8})

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la contrainte équivalente, on observe que la contrainte maximale (δ_{max}=4.13e^{10}) et la contrainte minimale (δ_{min}=1.0822e^{8}).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la contrainte maximale (δ_{max} =4.1452e^{10}) et contrainte minimale (δ_{min} =7.6334e^{7}).

Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.

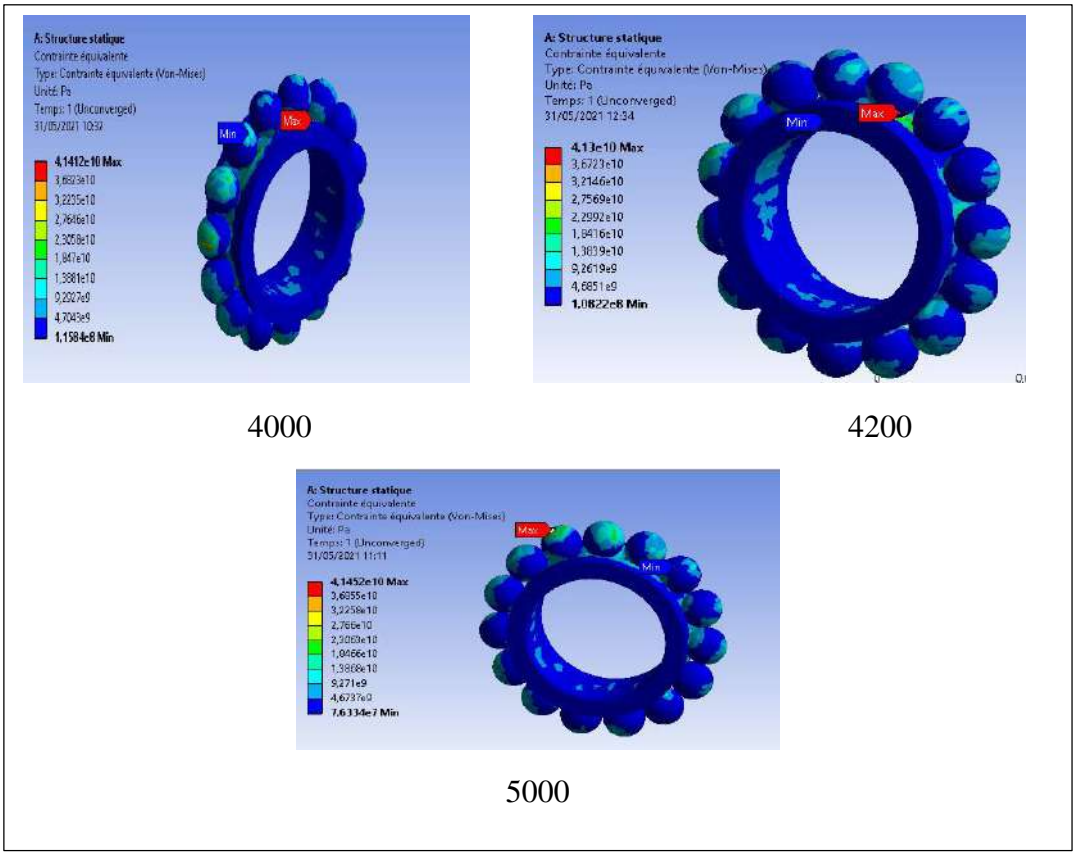


Figure III.19. L'évolution de la contrainte la bille avec la bague enterreur

La figure III.20. représente l'effet de charge sur la contrainte équivalente pour F=4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans la bille est (δ_{max}=4.1412e^{10}) et la contrainte minimale par la bague est (δ_{min}=1.1584e^{8})

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la contrainte équivalente on observe que la contrainte maximale (δ_{max}=4.13e^{10}) et la contrainte minimale (δ_{min}=1.0822e^{8}).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la contrainte maximale (δ_{max} =4.1452e^{10}) et contrainte minimale (δ_{min} =7.6334e^{7}).

Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.

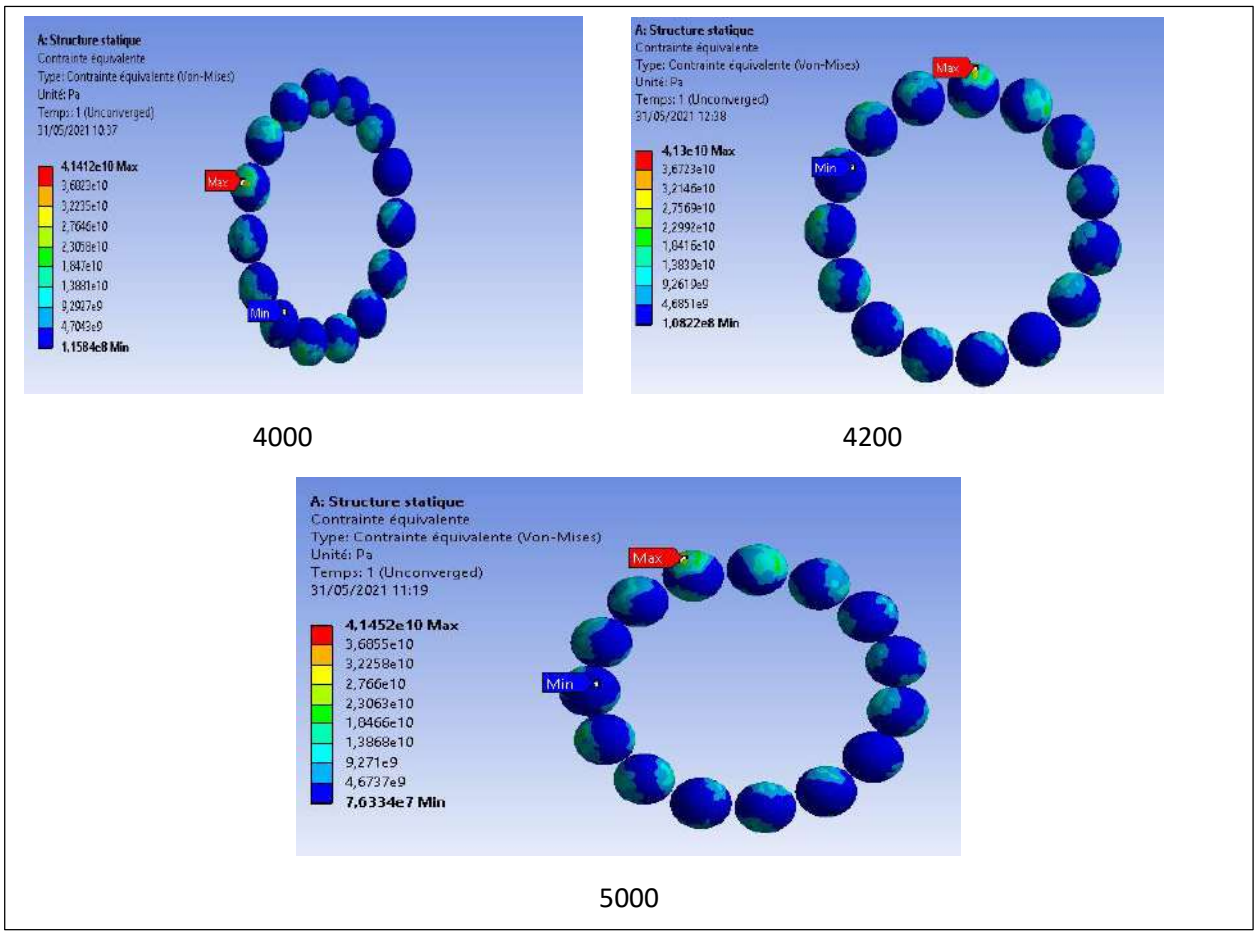


Figure III.20. L'évolution de la contrainte équivalente la bille

La figure III.21 représente l'effet de charge sur la contrainte équivalente pour F=4000N avec une température T=22 (C°). D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans la bille avec la bague extérieur est (δ_{max}=4.1412e^{10}) et la contrainte minimale par la bague est (δ_{min}=1.1584e^{8})

Pour une charge F =4200N avec la température T=22 (C°) sur la contrainte équivalente on observe que la contrainte maximale (δ_{max}=4.13e^{10}) et la contrainte minimale

(δ_{min}=1.0822e^{8}).

Et on observe aussi que pour une charge de F =5000N avec une température T=22 (C°) la contrainte maximale (δ_{max} =4.1452e^{10}) et contrainte minimale (δ_{min} =7.6334e^{7}).

Finalement on constat d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.

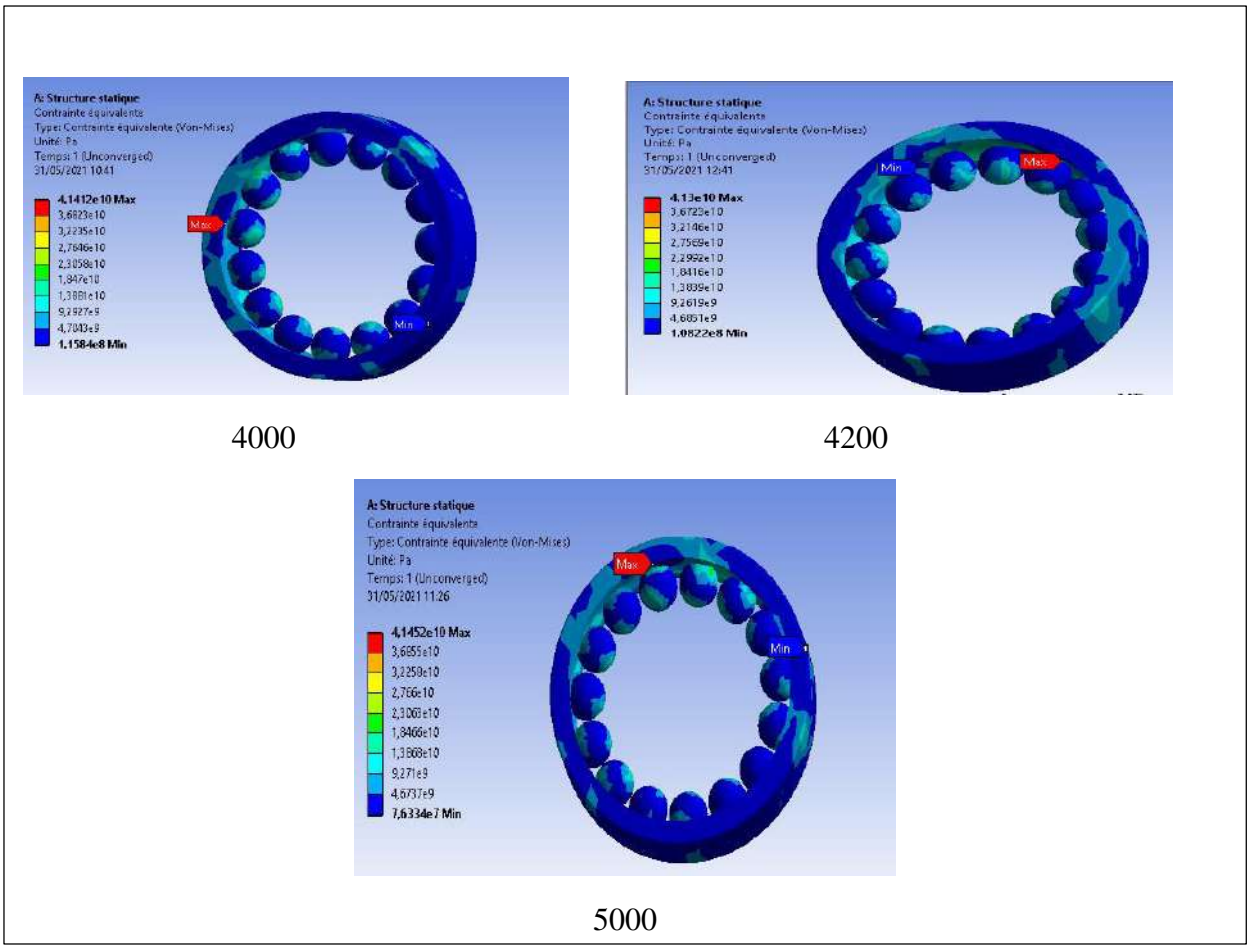


Figure III.21. L'évolution de la contrainte équivalente dans la bille avec la bague extérieur

III.5.2. Effet de pour la température

III.5.2.a .Effet de pour la température sur la déformation

La figure III.22 représente l'effet de température sur la déformation pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans le model est (ε_{max}=0.26926) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00088781)

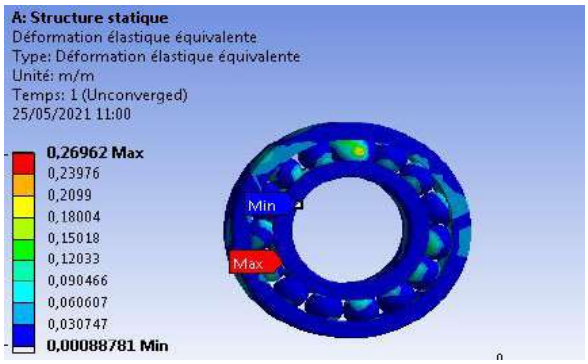
Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la déformation élastique équivalente dans le model on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0.30056) et déformation minimale (ε_{min}=0.00079164)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la déformation maximale dans model (ε_{max}=0.30222) et déformation minimale (ε_{min}=0.00085772)

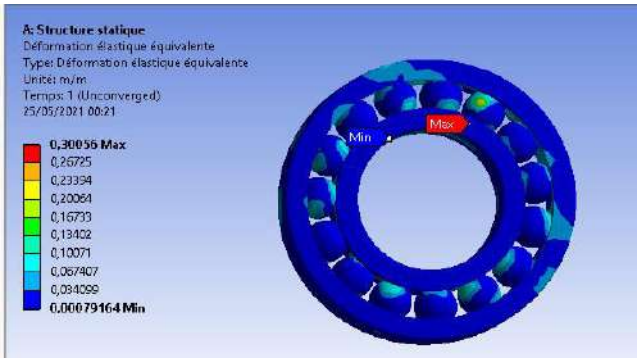
Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la déformation maximale dans model est (ε_{max}=0.24196) et déformation minimale est (ε_{min}=0.001188)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la déformation maximale dans model est (ε_{max}=0.22508) et déformation minimale est (ε_{min}= 0.00074042)

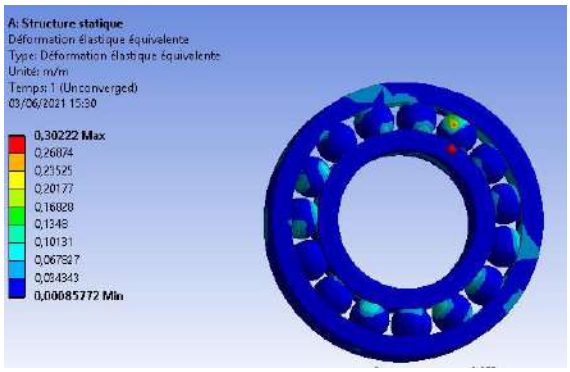
Finalement on constate d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.



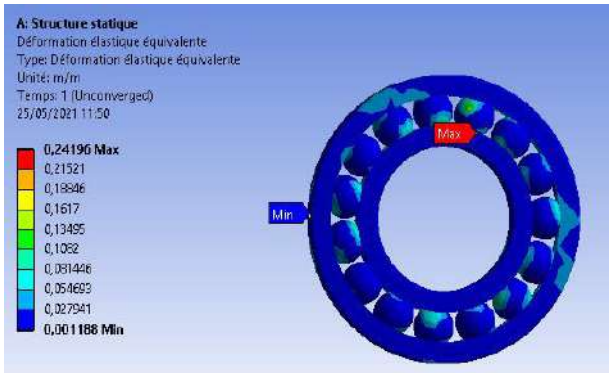
T(22)



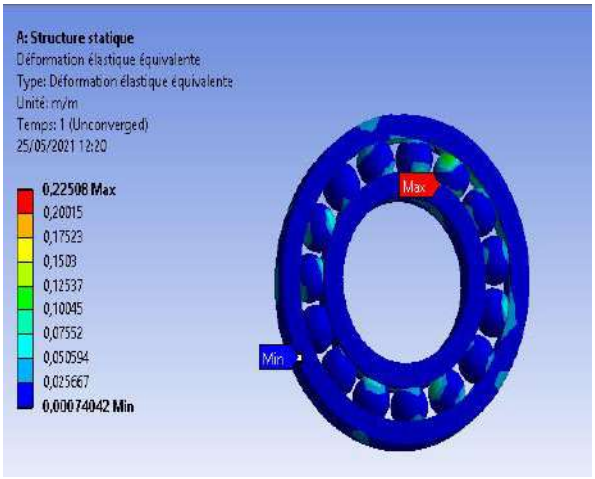
T 50



T 100



T 200



T 400

Figure III.22 L'évolution de l'effet de température pour la déformation la model

La figure III.23 représente l'effet de température sur la déformation pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans le bille avec la bague enterreur est (ε_{max}=0.26926) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00088781)

Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la déformation élastique équivalente dans le bille avec la bague enterreur on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0.30056) et déformation minimale (ε_{min}=0.00079164)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la déformation maximale dans le bille avec la bague enterreur (ε_{max}=0.30222) et déformation minimale (ε_{min}=0.00085772)

Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la déformation maximale dans le bille avec la bague enterreur est (ε_{max}=0.24196) et déformation minimale est (ε_{min}=0.001188)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la déformation maximale dans le bille avec la bague enterreur est (ε_{max}=0.22508) et déformation minimale est (ε_{min}= 0.00074042)

Finalement on constate d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

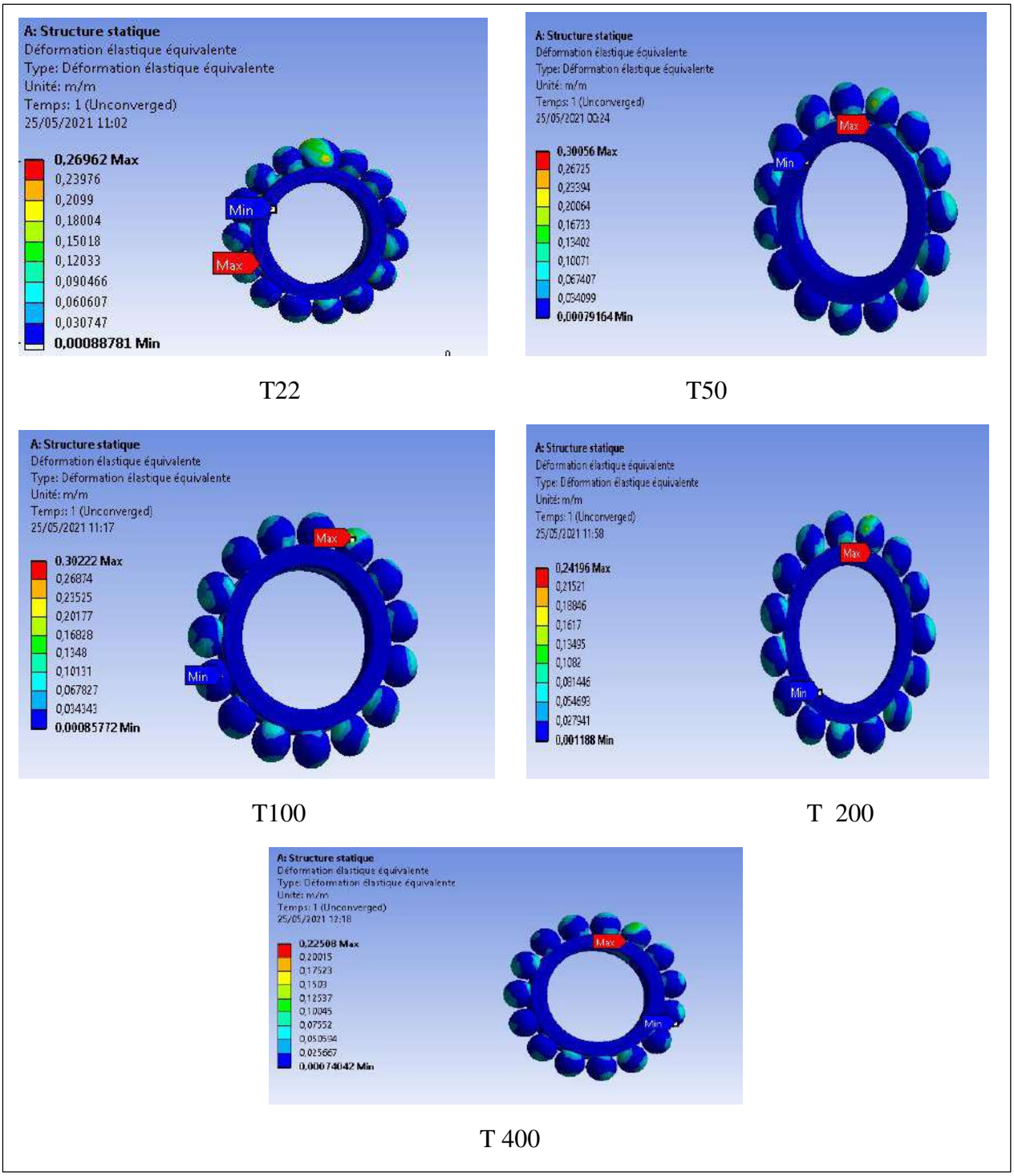


Figure III.23 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans le bille avec la bague enterreur

La figure III.24 représente l'effet de température sur la déformation pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans le bille est (ε_{max}=0.26926) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00088781)

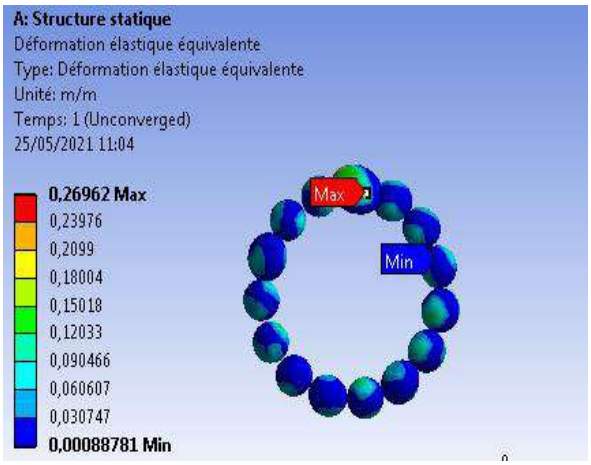
Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la déformation élastique équivalente dans le bille on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0.30056) et déformation minimale (ε_{min}=0.00079164)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la déformation maximale dans le bille (ε_{max}=0.30222) et déformation minimale (ε_{min}=0.00085772)

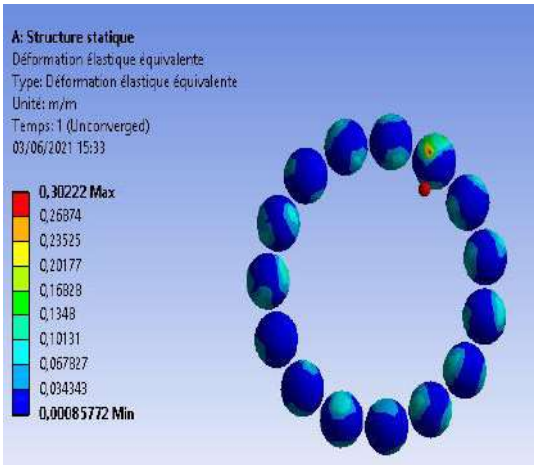
Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la déformation maximale dans bille est (ε_{max}=0.24196) et déformation minimale est (ε_{min}=0.001188)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la déformation maximale dans bille est (ε_{max}=0.22508) et déformation minimale est (ε_{min}= 0.00074042)

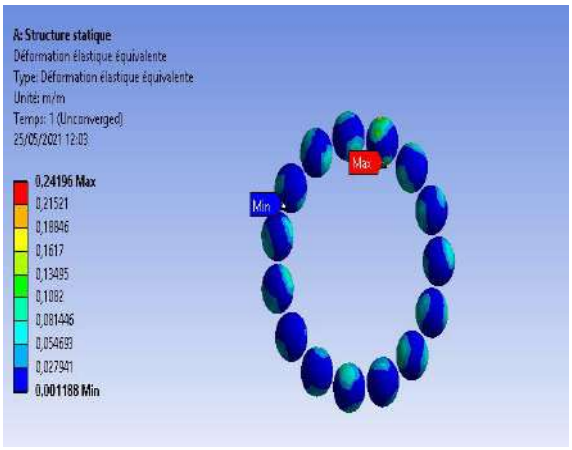
Finalement on constate d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.



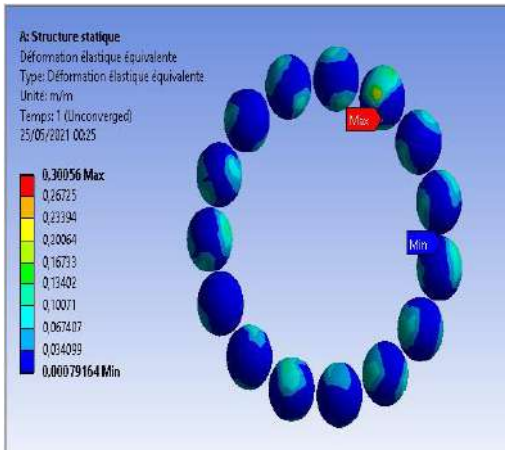
22



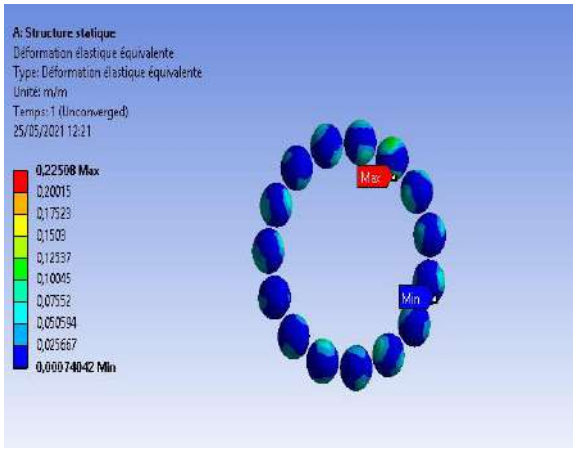
50



100



200



400

Figure III.24 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans le bille

La figure III.25 représente l'effet de température sur la déformation pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la déformation maximale dans le bille avec la bague extérieur est (ε_{max}=0.26926) et la déformation minimale (ε_{min}=0.00088781)

Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la déformation élastique équivalente dans le bille avec la bague extérieur on observe que la déformation maximale (ε_{max}=0.30056) et déformation minimale (ε_{min}=0.00079164)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la déformation maximale dans le bille avec la bague extérieur (ε_{max}=0.30222) et déformation minimale (ε_{min}=0.00085772)

Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la déformation maximale dans le bille avec la bague extérieur est (ε_{max}=0.24196) et déformation minimale est (ε_{min}=0.001188)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la déformation maximale dans le bille avec la bague extérieur est (ε_{max}=0.22508) et déformation minimale est (ε_{min}= 0.00074042)

Finalement on constate d'après ces figures que la déformation augmente avec l'augmentation de la charge.

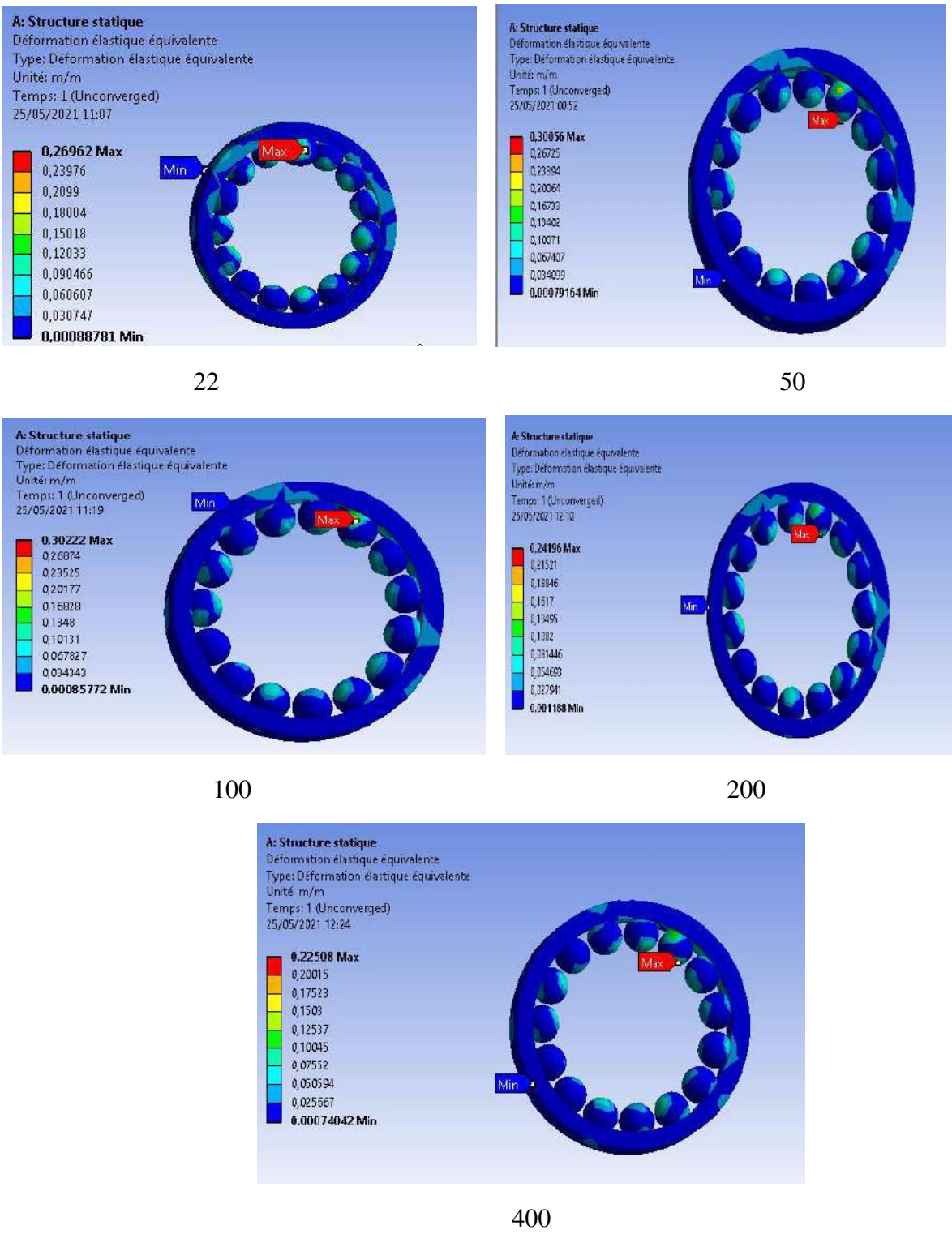


Figure III.25 L'évolution de l'effet de température pour la déformation dans les bille avec la bague extérieur

III.5.2. b .effet de pour Les température sur les contrainte équivalente

La figure III.26 représente l'effet de température sur la contrainte pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans le model est ($\delta_{max}= 4.1412e^{10}$) et la contrainte minimale ($\delta_{min}= 1.1584e^{8}$)

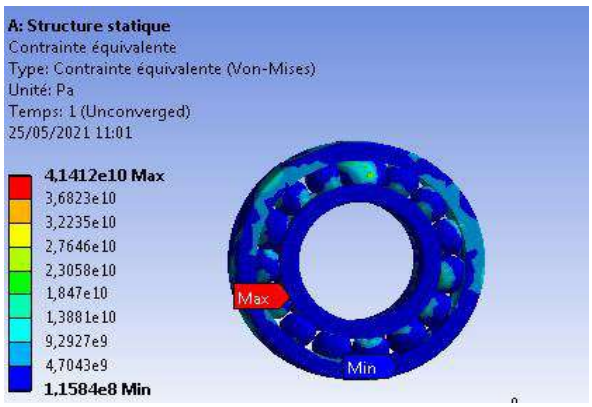
Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la contrainte élastique équivalente dans le model on observe que la contrainte maximale ($\delta_{max}=5.58449e^{10}$)) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.9474e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la contrainte maximale dans model ($\delta_{max}=3.9287e^{10}$) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.975e^{7}$)

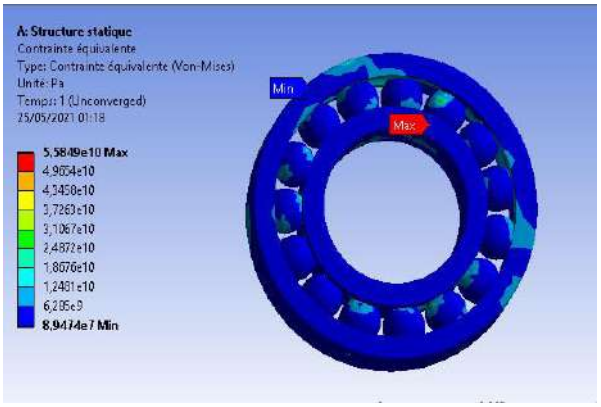
Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la contrainte maximale dans model est ($\delta_{max}=4.02e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}=8.1018e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la contrainte maximale dans model est ($\delta_{max}=4.341e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}= 5.1899e^{7}$)

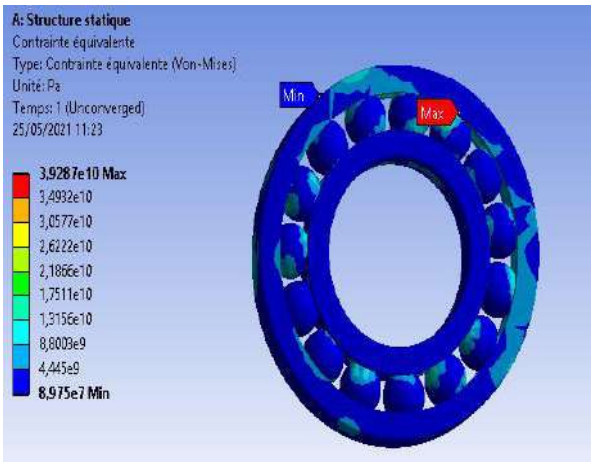
Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.



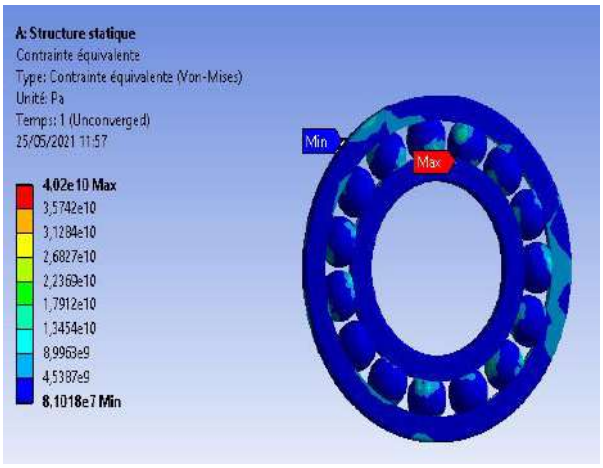
22



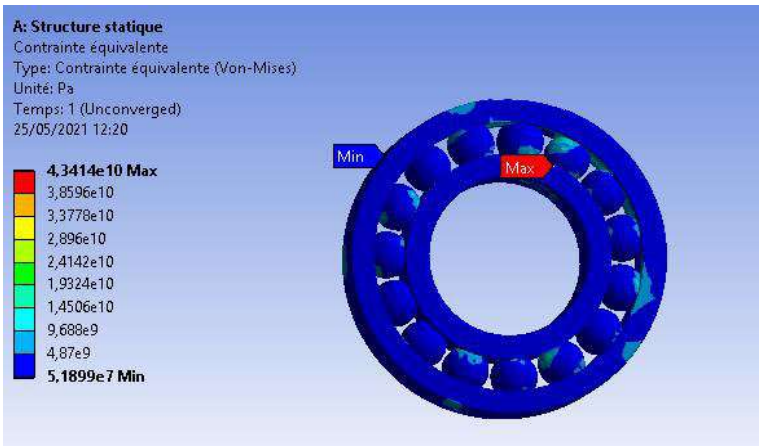
50



100



200



400

Figure III.26 L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans le model

La figure III.27 représente l'effet de température sur la contrainte pour T=22 C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans le bille avec la bague entrure est (δ_{max}= $4.1412e^{10}$) et la contrainte minimale (δ_{min}= $1.1584e^{8}$)

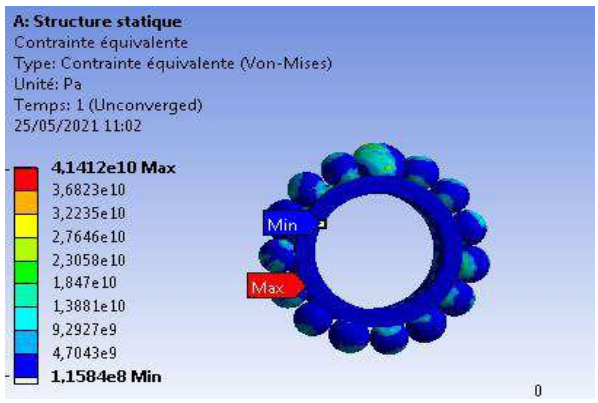
Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la contrainte élastique équivalente dans le bille avec la bague entrure on observe que la contrainte maximale (δ_{max}=$5.58449e^{10}$)) et contrainte minimale (δ_{min}=$8.9474e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la contrainte maximale dans model (δ_{max}=$3.9287e^{10}$) et contrainte minimale (δ_{min}=$8.975e^{7}$)

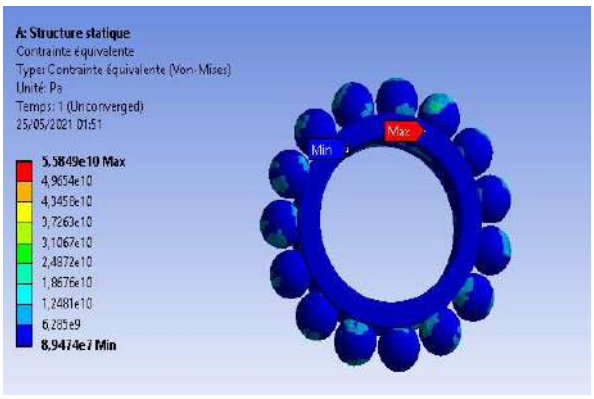
Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la contrainte maximale dans le bille avec la bague entrure est (δ_{max}=$4.02e^{10}$) et contrainte minimale est (δ_{min}=$8.1018e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la contrainte maximale dans le bille avec la bague entrure est (δ_{max}=$4.341e^{10}$) et contrainte minimale est (δ_{min}= $5.1899e^{7}$)

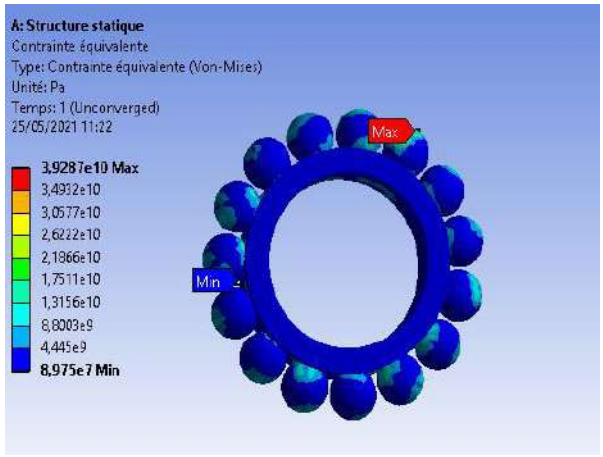
Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.



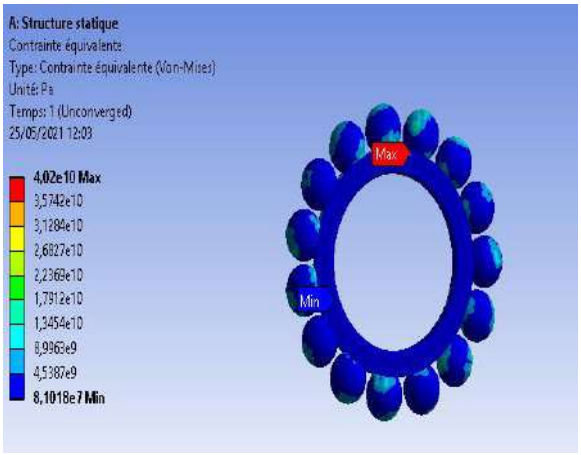
22



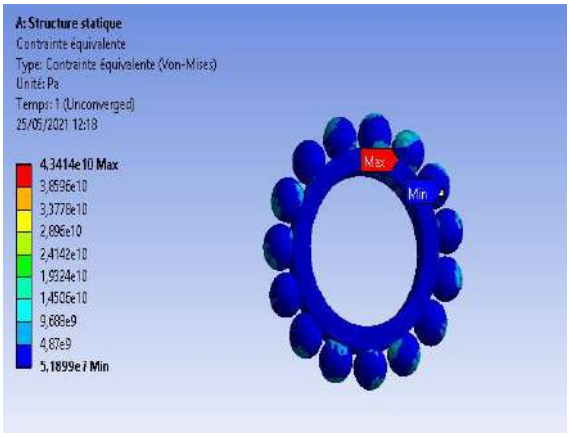
50



100



200



400

Figure III.27.L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans le bille avec la bague entrure

La figure III.28 représente l'effet de température sur la contrainte pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans le bille est ($\delta_{max}= 4.1412e^{10}$) et la contrainte minimale ($\delta_{min}= 1.1584e^{8}$)

Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la contrainte élastique équivalente dans le bille on observe que la contrainte maximale ($\delta_{max}=5.58449e^{10}$)) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.9474e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la contrainte maximale dans le bille ($\delta_{max}=3.9287e^{10}$) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.975e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la contrainte maximale dans le bille est ($\delta_{max}=4.02e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}=8.1018e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la contrainte maximale dans le bille est ($\delta_{max}=4.341e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}= 5.1899e^{7}$)

Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge

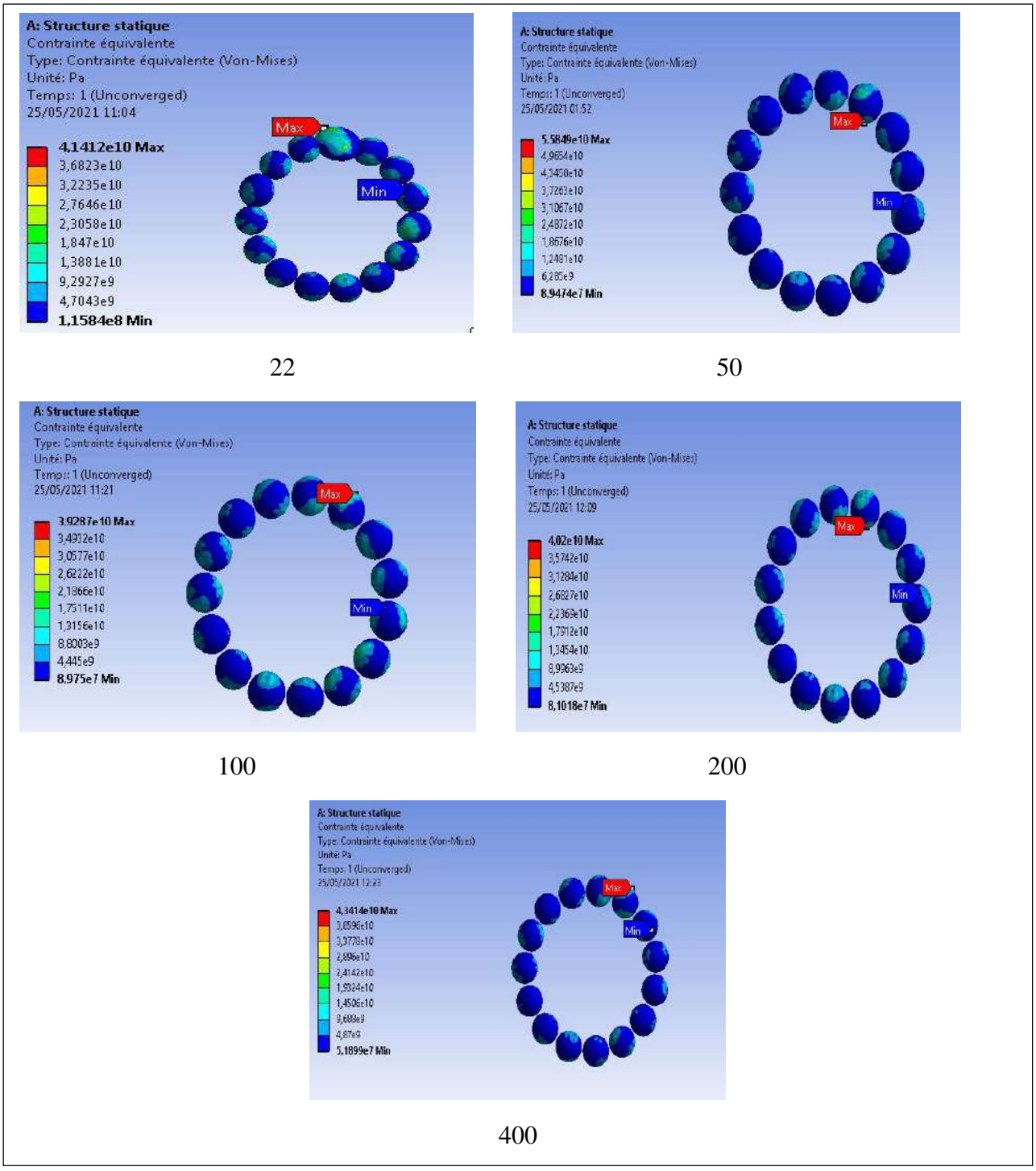


Figure III.28 L'évolution effet de pour Les température sur le contrainte dans les billes

La figure III. 29. représente l'effet de température sur la contrainte pour T=22C° avec la charge F=4000N. D'après cette figure on constat que la contrainte maximale dans le bille avec la bague extérieur est ($\delta_{max}= 4.1412e^{10}$) et la contrainte minimale ($\delta_{min}= 1.1584e^{8}$)

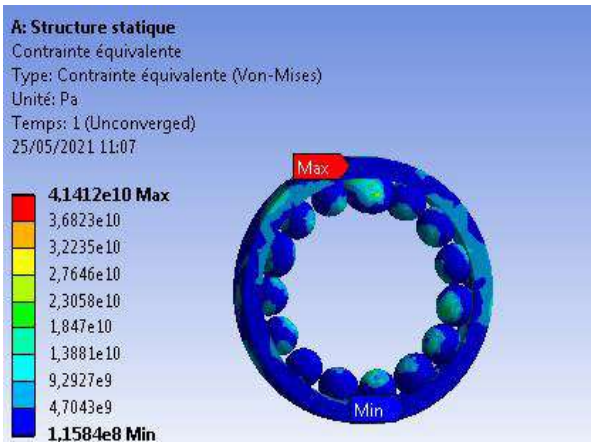
Pour une température T= 50 C° avec la charge F=4000N sur la contrainte élastique équivalente dans le bille avec la bague extérieure on observe que la contrainte maximale ($\delta_{max}=5.58449e^{10}$)) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.9474e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T = 100 C° avec la charge F=4000N la contrainte maximale dans le bille avec la bague extérieure ($\delta_{max}=3.9287e^{10}$) et contrainte minimale ($\delta_{min}=8.975e^{7}$)

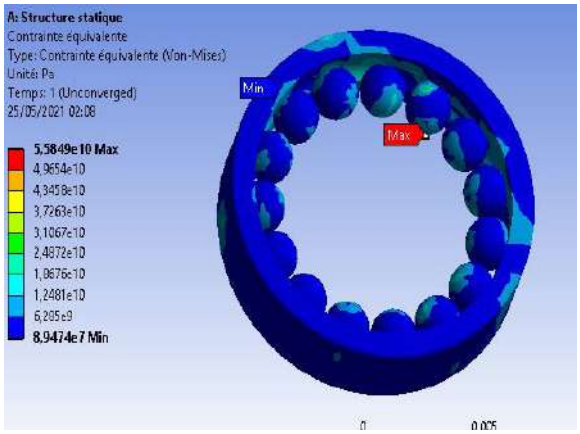
Et on observe aussi que pour une température T = 200 C° avec la charge F=4000N, on constant d'après cette figure que la contrainte maximale dans le bille avec la bague extérieure est ($\delta_{max}=4.02e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}=8.1018e^{7}$)

Et on observe aussi que pour une température T(D) = 400 C° avec la charge F=4000N on constant d'appris cette figure que la contrainte maximale dans le bille avec la bague extérieure est ($\delta_{max}=4.341e^{10}$) et contrainte minimale est ($\delta_{min}= 5.1899e^{7}$)

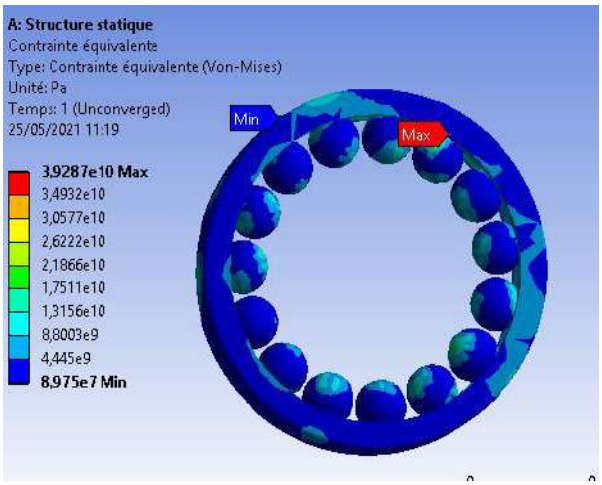
Finalement on constate d'après ces figures que la contrainte augmente avec l'augmentation de la charge.



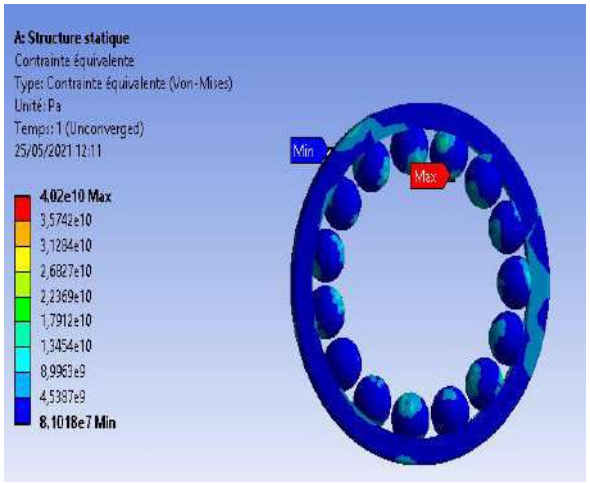
22



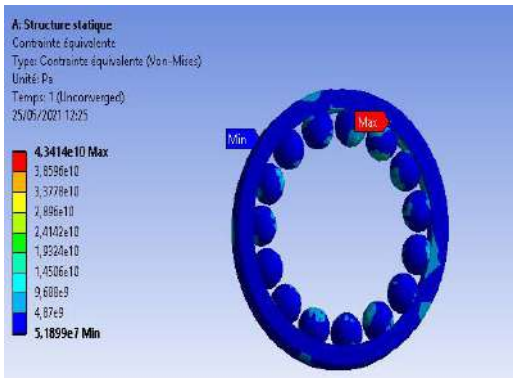
50



100



200

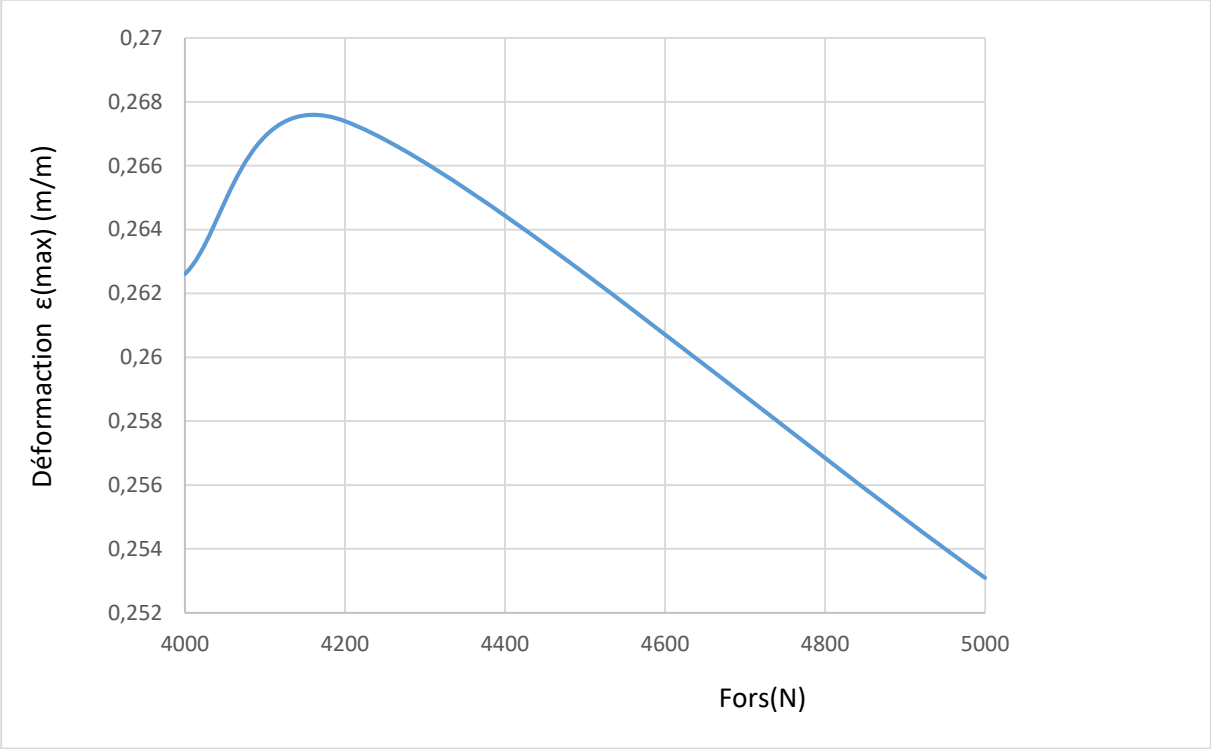


400

Figure III.29 L'évolution effet de pour la température sur la contrainte dans la bille avec la bague extérieure.

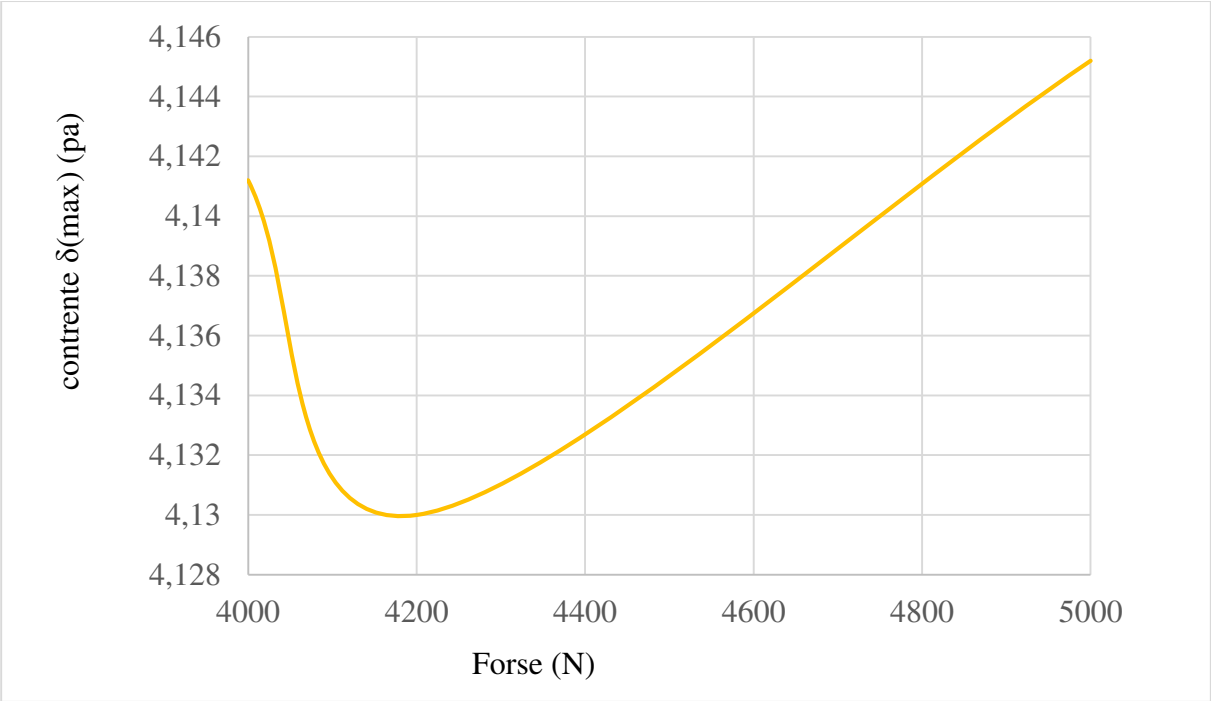
III.6.Analyse et évaluation des résultats

La figure III.30. Illustrent et reprisant la déformation équivalent maximal on fonction la charge et on constat que la augmente de la charge diminue la déformation équivalent



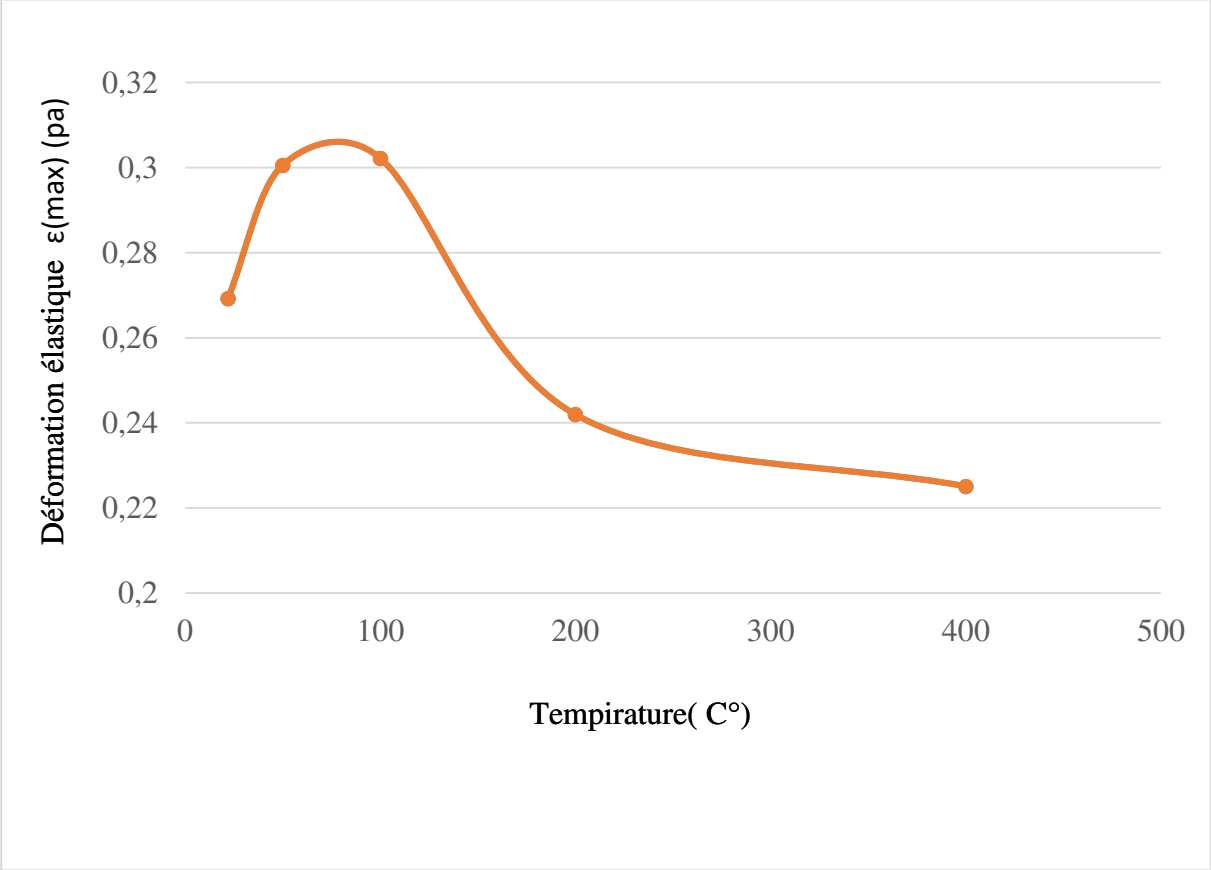
La figure III.30 la variation de la déformation en fonction de la charge

La figure III.31. reprisant la contrainte équivalent maximal on fonction la charge et on constat que la augmente de la charge la contrainte équivalent minimal diminuer pour la charge 4200N et augmentation la contrainte équivalent pour la charge 5000N



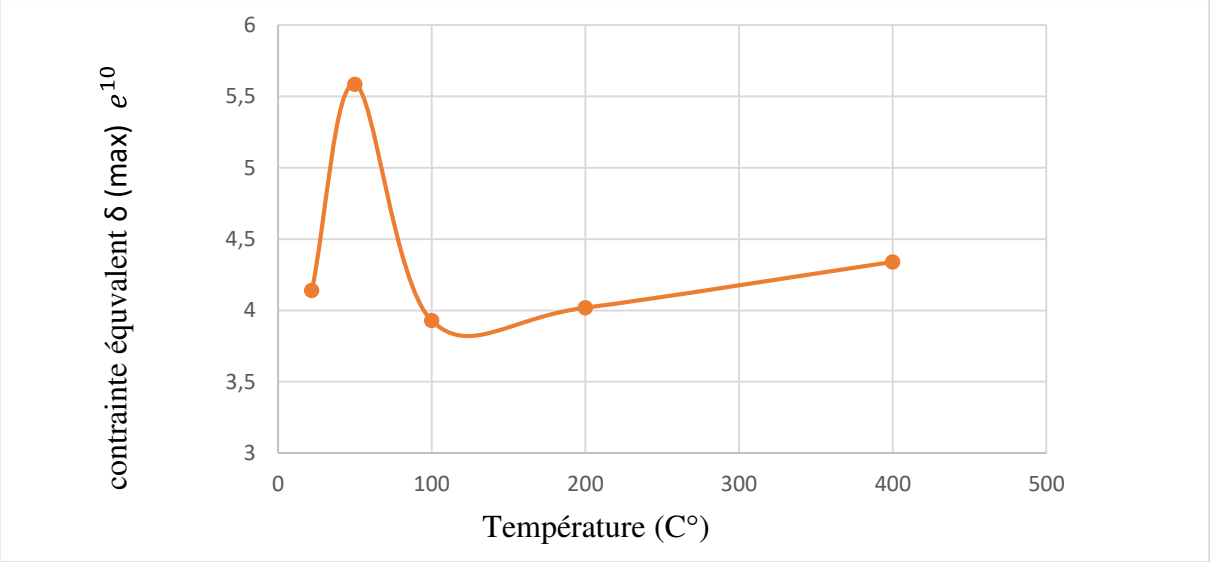
La figure III.31 la variation de la contrainte en fonction de la charge

La figure III.32. . Illustrent l'effet de température sur déformation équivalent maximal et remarque que la et déformation max a une température égale à (50 C°) d'après ou contenu se la augmente de la température on constat la déformation diminue.



La figure III.32 la variation de la déformation en fonction de la te

La figure III.33. Illustrent l'effet de température sur contrainte équivalent maximal et remarque que la et contrainte max a une température égale à (50 C°) d'après ou contenu se la augmente de la température on constat que la contrainte diminue, pue tenu var la valeur constant .



La figure III.33 la variation de la contrainte équivalente en fonction de la température

Conclusion générale

Cette étude s'est articulée autour d'une analyse dimensionnelle grâce à la simulation numérique par un logiciel multi-physique qui s'appuie sur l'utilisation de la méthode des éléments finis. .

L'objectif est d'étudier le comportement thermomécanique d'un palier à roulement. Un modèle numérique a été développé afin d'estimer les puissances dissipées et les températures d'un palier à roulement à billes.

On a aussi utilisé un logiciel de simulation ANSYS MECHANICAL WORKBENCH 15.0 pour le modelé physique une le roulement à bille.

Ce travail consiste à réaliser, sous condition intaille la charge et la température en mesure l'évolution la déformation équivalente et la contrainte équivalente maximale sur le roulement, et trace la courbe de déformation maximale on fonction la forés et la température, la courbe de la contrainte maximale on fonction la forés et température.

Ce travail ouvre des perspectives intéressantes .il s'agira par exemple, de compléter les résultats par l'étude de la dispersion avec l'introduction et la résulta de se travaille.

[1] Mohammed HACHEMI, " Application de l'ODS à l'analyse des problèmes de vibration des machines tournantes "*Juillet 2012,* Mémoire de fin d'études. Université Abou bekr belkaid Tlemcen.

[2]https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Théorie_des_machines_tournantes&oldid=179016160.

[3] http://www.ntn.co.jp

[4] https://fr.wikipedia.org/w/index.php? title=Palier_(mécanique)&oldid=166151160.

[5] «www.snr-bearings.com »SNR copyright international 2009

[6] CHAPITRE VI LES ROULEMONTE fichier PDF.

[7] Roulement mécanique http://fr.wikipedia.org/w/index.php?oldid=72222391

[8] Ben Kortbi Fatma Zohra, "Suivi des défauts de roulement par des techniques de l'intelligence artificielle ", Mémoire de fin d'études de Master Filière : université yahia fares de Médéa promotion juin 2019

[9] BELMILOUD Dalila " Contribution à l'étude de l'endommagement des matériaux, constituants de machines tournantes, en fonction des paramètres température et fréquence de rotation. Application aux roulements" Thèse doctorat, Université M' Hamed Bougara de Boumerdes, Le 23 juin 2019.

[10] Dimitri Niel. Etude du comportement thermomécanique de paliers à roulements pour une application hautes vitesses. Thèse de doctorat Université de Lyon, 2019. Français.

[11] https://fr.wikipedia.org/w/index.php? titre=Déformation_élastique&oldid=179875676

[12] Numerical Investigation and Static Structural Analysis of Deep Groove Ball Bearings using ANSYS FEA ,2020 27th International Workshop on Electric Drives: MPEI Department of Electric Drives 90th Anniversary (IWED), Moscow, Russia. Jan 27 – 30, 2020

[13] MERAH Karima"Diagnostic des défauts *de roulement d'un moteur par analyse vibratoire (Etude comparative ave cl'analyse du courant statorique)* "Diplôme de Magistère Université d'Oran Mohamed Boudiaf 2015 / 2016

[14] www.journalijar.com Copy Right, IJAR, 2020, All rights reserved.

[15] Alili Ilham et Othmani Asma "Eude numérique de transfert thermique tours de refroidissement des réacteurs nucléaires en 3D" Mémoire de fin d'études de Master Filière : université yahia fares de Médéa promotion juin 2019

[16] MELIH youcef "Analyse de stabilité d'un rotor" Mémoire de fin d'études**,** Université Aboubekr Belkaid-Tlemcen juin 2017